



Jens Metzger

Untersuchungen zu kinetischen Energiewandlern und Optimierungspotenziale von Zykloldalpropellern

Jens Metzger

**Untersuchungen zu kinetischen Energiewandlern und
Optimierungspotenziale von Zykloldalpropellern**

Erscheinungsort: Siegen
Erscheinungsjahr: 2021
D 467

**Mitteilungen des Forschungsinstituts Wasser und Umwelt der Universität Siegen
Heft 13 | 2021**

Herausgeber:
Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu)
der Universität Siegen
Paul-Bonatz-Str. 9-11
57076 Siegen

Druck:
UniPrint, Universität Siegen

ISSN 1868-6613

Untersuchungen zu kinetischen Energiewandlern und Optimierungspotenziale von Zykloidalpropellern

Vom Department Bauingenieurwesen der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Siegen angenommene

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von

Jens Metzger, M. Eng.

Referent: **Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Jensen**
Universität Siegen

Korreferent: **Prof. Dr.-Ing. Jens Bender**
DHBW Mosbach

Prüfer: **Prof. Dr. Gerald Müller**
University of Southampton

Vorsitzende: **Univ.-Prof. Dr.-Ing. Tamara Reinicke**
Universität Siegen

Tag der Einreichung: 09.09.2020

Tag der mündlichen Prüfung: 16.12.2020

Zum Titelbild:

Das Titelbild zeigt einen Zykloidalpropeller, der im Rahmen naturnaher Untersuchungen im Fließgewässer Sieg (Nordrhein-Westfalen) getestet wurde. Im vorliegenden Fall handelt es sich um den am Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu) der Universität Siegen entwickelten Stiller-Energy-Converter (StECon), der die Datengrundlage für die Untersuchungen in dieser Arbeit liefert. Er verfügt über einen Durchmesser von 0,75 m und über vier S-förmige Schaufeln.

Kontakt: Jens Metzger | E-Mail: metzger.jens@yahoo.de

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Beschäftigung als Laboringenieur und wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Hydromechanik, Binnen- und Küstenwasserbau (Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu)) im Department Bauingenieurwesen der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät der Universität Siegen im Zeitraum von 2015 – 2020. An dieser Stelle möchte ich meinen besonderen Dank den nachfolgenden Personen entgegenbringen, ohne deren Mithilfe die Anfertigung dieser Promotionsschrift nicht möglich gewesen wäre.

Zu Beginn möchte ich mich ganz besonders bei meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Jensen, bedanken, der mir die Erstellung dieser Arbeit überhaupt erst möglich machte. Die von ihm entgegengebrachten Anregungen, seine Offenheit und Kritik boten eine fabelhafte Basis für die Bearbeitung der in der Dissertation behandelten Forschungsschwerpunkte. Besonders dankbar bin ich meinem Zweitgutachter Herrn Prof. Dr.-Ing. Jens Bender, ohne dessen große Geduld und Verständnis diese Dissertation nicht entstanden wäre. Sein Engagement über die gesamte Bearbeitungszeit war mir stets eine sehr große Hilfe. Auch Herrn Prof. Dr. Gerald Müller von der University of Southampton sowie Frau Univ.-Prof. Dr.-Ing. Tamara Reinicke vom Institut für Produktentwicklung der Universität Siegen möchte ich für die Beteiligung als Prüfer bzw. als Kommissionsvorsitzende am Promotionsvorhaben danken.

Insbesondere gilt mein Dank Herrn Dipl.-Math. Hans Ludwig Stiller, dessen Erfindung, der Stiller Energy Converter (StECon), die Grundlage dieser Promotionsschrift bildet. Seine Anregungen sowie die ausführlich mit ihm geführten Fachgespräche trugen einen wesentlichen Anteil zu dieser Arbeit bei. Auch den in den Forschungsprojekten zum StECon involvierten Projektbeteiligten Dr.-Ing. Wolfgang Lohr, Dr.-Ing. Jessica Kelln und M. Eng. Jan-Philipp Küppers ist für die große Unterstützung in den Projekten und für einen nicht unwesentlichen Beitrag an dieser Arbeit sehr zu danken. Der Dank gilt auch dem Laboringenieur Dipl.-Ing. Jörg Wieland, der mit seinem großen Erfindergeist die zahlreichen physikalischen Untersuchungen erst ermöglichte. Ebenfalls möchte ich meinen Kollegen und Kolleginnen danken, die mich sowohl in der fachlichen als auch in der persönlichen Weiterentwicklung begleitet sowie mich mental unterstützt haben.

Meine Frau Rosana und mein Sohn Matteo standen mir zur Fertigstellung meines Promotionsvorhabens als unverzichtbare mentale Unterstützung bei und bekräftigten mich bei der Bestreitung dieser schwierigen Zeit, weswegen ich ihnen von ganzem Herzen danke.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern Claus und Helga für die selbstlose Unterstützung in allen Bereichen bedanken. Sie ermöglichten mir meinen bisherigen Lebensweg, weswegen ich ihnen diese Arbeit widme.

Kurzfassung

Die Nutzung der Wasserkraft als grundlastfähiger Energielieferant leistet einen wertvollen Beitrag zur Umsetzung der Energiewende. Da Standorte zur großtechnischen Wasserkraftnutzung in Deutschland nahezu vollständig erschlossen sind, wird das kinetische Wasserkraftpotenzial der Fließgewässer und damit einhergehend geeignete Lösungen zur Energieumwandlung immer bedeutender. Eine mögliche Lösung ist die Verwendung von Zykloidalpropellern, die wegen ihrer besonderen Kinematik vielfältig ohne Querverbauung in kinetischen Strömungen einsetzbar sind und somit den Zielen der EU-Wasserrahmenrichtlinie zum Erreichen des mindestens guten Zustands der Fließgewässer nicht entgegenstehen. Diese Dissertation befasst sich mit der Untersuchung, Optimierung sowie mit der Einordnung der Technik der Zykloidalpropeller. Zu Beginn werden wichtige Begrifflichkeiten sowie die theoretischen Grundlagen zur kinetischen Wasserkraftwandlung näher erörtert, auf denen die Erstellung der Arbeit basiert. Diese orientieren sich nach der Theorie der Windkraft, deren Gesetzmäßigkeiten auf einem inkompressiblen Medium zur Energieumwandlung basieren, wodurch die Übertragbarkeit auf kinetische Wasserkraftwandler gegeben ist. Des Weiteren werden die bekanntesten Entwicklungen im Bereich der kinetischen Energieumwandlung dargestellt, womit die Einordnung der Technik der Zykloidalpropeller erfolgt. Im Zentrum der vorliegenden Arbeit stehen die Entwicklungs- und Optimierungsarbeiten am Strömungswandler StECon als Vertreter der Zykloidalpropeller, auf dessen Grundlage die Konstruktion eines verbesserten Prototyps sowie die Ermittlung aller wichtigen Betriebsparameter erfolgt. Am Prototyp wird darauffolgend das Leistungs- und Effizienzverhalten unter unterschiedlichen Strömungsbedingungen in der freien Strömung durch physikalische Untersuchungen an zwei Standorten ermittelt, wodurch anschließend die Einordnung der Zykloidalpropeller durch einen Vergleich mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern sowie gängigen Windkraftwandlern ermöglicht wird. Abschließend erfolgt eine Betrachtung der Wirtschaftlichkeit für kinetische Wasserkraftwandler im Insel- und Netzbetrieb. Letzteres dient zur Bewertung der Rentabilität von kinetischen Wasserkraftwandlern in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit. Dieser Arbeit liefert somit einen wesentlichen Beitrag zur Optimierung und Einordnung der Zykloidalpropeller sowie zur Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler.

Abstract

The use of hydropower as an energy supplier, capable of supplying base load, makes a valuable contribution to implementing the energy transition. Since sites for the large-scale use of hydropower are almost completely developed in Germany, the kinetic hydropower potential of flowing waters and suitable technologies for energy conversion are becoming increasingly important. One possible solution is the use of cycloidal propellers, which, due to their special kinematics, can be used in kinetic flows in a variety of ways without transverse structures and so do not conflict with the objectives of the EU Water Framework Directive to achieve at least good status of flowing waters. This thesis deals with the investigation, optimisation and classification of the technology of cycloidal propellers. In the beginning, important terms as well as the theoretical basics of kinetic hydroelectric power conversion, on which the thesis is based, will be discussed in detail. These are bearing on the theory of wind power converters, which is based on an incompressible medium for energy conversion, whereby the transferability to kinetic hydroelectric power converters is given. Furthermore, the most important developments in the field of kinetic energy conversion are presented, which will later be used to classify the technology of cycloidal propellers. The present work focuses on the development and optimisation work of the energy converter StECon as a representative of the cycloidal propeller, on which the construction of an improved prototype and the determination of all important operating parameters is carried out. The performance and efficiency behaviour under different flow conditions in the free flow is then determined on the prototype within physical investigations at two different sites of operation, which then enables the cycloidal propellers to be classified by comparison with other kinetic hydroelectric power converters and common wind power converters. Finally, the economic efficiency of kinetic hydroelectric converters in isolated and mains operation is examined. The latter serves to evaluate the profitability of kinetic hydroelectric converters as a function of flow velocity. This thesis thus makes a significant contribution to the optimisation and classification of cycloidal propellers and to the economic efficiency of kinetic hydroelectric converters.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	I
Kurzfassung	III
Abstract	IV
Inhaltsverzeichnis	V
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XVI
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	XVII
Begrifflichkeiten innerhalb der Arbeit	XX
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund und Veranlassung	1
1.2 Zielsetzung der Arbeit	3
1.3 Struktur der Arbeit	5
2 Definitionen	7
2.1 Einflussparameter und Rahmenbedingungen bei der Energieumwandlung durch kleine Wasserkraftanlagen	7
2.2 Kinetische Wasserkraftwandler	14
2.3 Widerstandsläufer und Auftriebsläufer	17
2.4 Arten von kinetischen Wasserkraftwandlern	18
2.5 Zykloidalpropeller	21
2.6 Stiller Energy Converter	21
2.6.1 Funktionsprinzip des StECon	22
2.6.2 Anwendungsmöglichkeiten	23
3 Theoretische Grundlagen und Stand der Wissenschaft	24

3.1	Vorbemerkungen	24
3.2	Schnelllaufzahl	24
3.3	Gleitzahl	24
3.4	Betz'sches Gesetz	25
3.5	Widerstandsprinzip	29
3.6	Verluste	30
3.6.1	Profilverluste	30
3.6.2	Tip-Verluste	31
3.6.3	Drall-Verluste	32
3.7	Theorie nach Schmitz	33
3.8	Vergleich der Theorien nach Betz und Schmitz	35
4	Entwicklungen im Bereich der kinetischen Energiewandlung	39
4.1	Vorbemerkungen	39
4.2	Geschichtliche Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraft	39
4.3	Geschichtliche Entwicklungen im Bereich der Zykloidalpropeller	43
4.4	Neue Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraft	48
4.4.1	Kinetische Wasserkraftwandler zur Nutzung von Meeresströmungen	49
4.4.2	Kinetische Wasserkraftwandler zum Einsatz in Binnengewässern	55
4.5	Schlussfolgerung	59
5	Entwicklung des Energiewandlers StECon	60
5.1	Patente	60
5.2	Forschungs- und Entwicklungsprojekte	61
5.2.1	F&E Projekt StEwaKorad	61
5.2.2	F&E Projekt StECon-Infra	62
5.3	Aufbau des StECon	62
5.4	Optimierungsarbeiten	64
5.4.1	Optimierung des Getriebes	65
5.4.2	Physikalische Versuche in der begrenzten Strömung	67

5.4.3	Untersuchung der Spaltverluste	76
5.4.4	Untersuchung der Schaufelform	81
5.4.5	Untersuchung der Schaufelanzahl	100
5.5	Zusammenfassung der Optimierungen	101
6	Geplante Naturuntersuchungen	103
6.1	Begrenzte Strömung	104
6.2	Freie Strömung	105
7	Untersuchungen in der natürlichen Strömung	108
7.1	Vorbemerkungen	108
7.2	Herstellung des optimierten Prototyps	109
7.3	Untersuchung des StECon unter naturnahen Bedingungen	111
7.3.1	Aufbau der schwimmenden Versuchseinrichtung	111
7.3.2	Datenaufzeichnung und –analyse	114
7.3.3	Versuchsdurchführung	115
7.3.4	Auswertung der Messergebnisse	116
7.4	Untersuchung des StECon in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit	118
7.4.1	Versuchsaufbau	118
7.4.2	Datenaufzeichnung und –wertung	120
7.4.3	Versuchsdurchführung	121
7.4.4	Auswertung der Messergebnisse	122
7.5	Zusammenfassung zu den Untersuchungen in der freien Strömung	126
8	Einordnung der Zykloldalpropeller	128
8.1	Vergleich mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern	128
8.1.1	Aufbereitung und Verwertung der Daten	129
8.1.2	Auswertung der Daten	131
8.2	Vergleich mit Windkraftwandlern	134
8.3	Betrachtung der Wirtschaftlichkeit	137

8.3.1	Vorbemerkungen	137
8.3.2	Wirtschaftlichkeit im Netzbetrieb	139
8.3.3	Wirtschaftlichkeit im Inselbetrieb	145
8.4	Abschließende Bemerkungen	146
9	Beantwortung der Forschungsfragen	149
10	Zusammenfassung	153
11	Ausblick	157
12	Quellenverzeichnis	161
12.1	Veröffentlichungen	161
12.2	Internetquellen	174
12.3	Patente	176
A	Anhang	178
A.1	Untersuchte StECon-Varianten	178
A.2	Abbildungen zu den Untersuchungen	180
A.3	Berechnung des Auftriebs der Versuchsanlage in Katamaran-Bauweise	186

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Rahmenbedingungen und Einflussfaktoren für den Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen; Steigerung der rot umrandeten Faktoren hat einen negativen, Steigerung der grün umrandeten Faktoren einen positiven Effekt auf die Nutzung der kleinen Wasserkraft	7
Abbildung 2-2:	Einteilung der Wasserkraft getrennt nach kinetischer (rot umrandet) und potenzieller Wasserkraft (verändert nach Kaltschmitt et al., 2013)	16
Abbildung 2-3:	Arten von kinetischen Wasserkraftwandlern; a.) Tangential angeströmte Wasserkraftwandler, b.) Axial angeströmte Wasserkraftwandler, c.) Cross-Flow-Wasserkraftwandler, d.) Oszillierende Wasserkraftwandler (Drehachsen grau dargestellt)	19
Abbildung 2-4:	Schematische Darstellung eines Zykloidalpropellers mit exzentrischer Phasenwinkelverstellung am Beispiel des Voith Schneider Antriebs mit Darstellung der Kraft des Vortriebs bei zwei verschiedenen Phasenwinkelkonfigurationen (nach Göllner, 2017)	21
Abbildung 2-5:	Prototyp des StECon (StECon2) in der freien Strömung des Fließgewässers Sieg	22
Abbildung 2-6:	Vergleich der Wirkweisen eines unterschlächtigen Wasserrades (links) und des StECon (rechts) (Jensen et al., 2015)	22
Abbildung 3-1:	Verlauf des Leistungsbeiwertes nach Betz (Betz'sche Grenze) in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis hinter (v_2) und vor (v_1) dem Strömungswandler mit Darstellung des Maximalwertes von $c_p = 16/27$ bei einem Verhältnis von $v_2/v_1 = 1/3$ (nach Hau, 2017)	28
Abbildung 3-2:	Drallbehaftete Strömungsverhältnisse am Beispiel eines axial angeströmten Windrades (nach Hau, 2017)	33
Abbildung 3-3:	Geschwindigkeitsdreiecke vor, im und hinter dem Rotor eines Strömungswandlers (nach Gasch & Tvele, 2010)	34
Abbildung 3-4:	Leistungsbeiwert-Verläufe der Theorien nach Betz und Schmitz in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ (nach Gasch & Tvele, 2010)	36
Abbildung 3-5:	Realer Leistungsbeiwert $c_{p,real}$ unter Berücksichtigung der Verluste in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ , der Gleitzahl ε	

	und der Rotorblattanzahl z mit Darstellung des Bereichs (grau schattiert) von Langsamläufers bzw. Widerstandsläufers bei einer Schnelllaufzahl von $\lambda < 1$ (Schmitz-Diagramm; nach Schmitz, 1955)	37
Abbildung 3-6:	Realer Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ nach den Daten von Schmitz (1955) in Abhängigkeit von der Gleitzahl ε für Strömungswandler mit einer Rotorblattanzahl von $z = \infty$ unter Vernachlässigung der Schnelllaufzahl λ ; Der definierte Übergangsbereich von Widerstandsläufers zu Auftriebsläufers ist blau schattiert dargestellt	38
Abbildung 4-1:	Schiffsmühle mit einem Rumpf und zwei Mühlrädern (links; Diderot, 1751), Schiffsmühle mit zwei Rümpfen und einem großen Mühlrad (rechts; Beyer, 1735)	40
Abbildung 4-2:	Darstellung der Schiffsmühlen während der Belagerung Roms im Jahr 537 n. Chr. (Domenico Ghirlandaio, 15. Jh., Florenz)	40
Abbildung 4-3:	Darstellung einer hängenden Wassermühle (Beyer, 1735)	42
Abbildung 4-4:	Schematische Darstellung der Kinematik des Hooke's feathering wheel (nach Hooke, 1683)	44
Abbildung 4-5:	Modell des Buchanan's Feathering Paddle Wheel (Rudder, 2010)	44
Abbildung 4-6:	Modell des beweglichen Wasserrades von Henry William (National Museum of American History)	46
Abbildung 4-7:	Voith-Schneider-Antrieb (links; Fa. Voith), Kirsten-Boeing-Propeller (rechts; Sachse, 1926)	47
Abbildung 4-8:	Hammerfest HS1000 (links; Andritz, 2011), Atlantis AR1000 (rechts; Zhou, 2014)	49
Abbildung 4-9:	SeaGen S (links; Marine Current Turbines, 2016), Voith HyTide Turbine (rechts; Voith Hydro)	50
Abbildung 4-10:	Sabella D10 (links; Fa. Sabella), Alstom Tidal Turbine (Mitte; Fa. Alstom), Schottel Instream Turbine (rechts; Schottel, 2014)	51
Abbildung 4-11:	Solon Tidal Turbine – AS-Serie (links; Atlantis Resources Corporation, 2011), 3D-Modell der Rotech Tidal Turbine (rechts; Lunar Energy Ltd., 2011)	53
Abbildung 4-12:	Gorlov Helical Turbine (links; A. M. Gorlov), Schematische Darstellung der Current Power Turbine (rechts; Lundin et al., 2016)	53

Abbildung 4-13:	Nereus Tidal Turbine (links; Atlantis Resources Cooperation, 2011), OpenHydro Turbine (Mitte; Mike Brookes-Roper), Stingray Tidal Turbine (rechts; The Engineering Business Ltd., 2005)	55
Abbildung 4-14:	Smart Monofloat (links), Smart Free Stream (Mitte; Smart Hydropower, 2019), Hydrokinetische Turbine PT1 (rechts; Fluss-Strom, 2019)	56
Abbildung 4-15:	KSB-Flussturbine (links; Fa. KSB), Strom-Boje 3 (rechts; Aqua Libre, 2019)	57
Abbildung 4-16:	River Rider Tandem (Fluss-Strom, 2019)	57
Abbildung 4-17:	Schematische Darstellung des HydroQuest River 1.40 (links; HydroQuest, 2019), Horizontal ² wasserrad (rechts; Barthel, 2018)	58
Abbildung 4-18:	Schematische Darstellung der Sundermann Water Power Turbine (Draufsicht; nach Sundermann, 2019)	59
Abbildung 5-1:	Prinzipskizze zum Aufbau des StECon	63
Abbildung 5-2:	Schematische Darstellung des Planetengetriebes eines fünfblättrigen StECon mit Kopfkürzung (links), Schematische Darstellung des Planetengetriebes eines fünfblättrigen StECon mit Profilverschiebung (rechts) (Jensen et al., 2016)	66
Abbildung 5-3:	Schematische Darstellung des Planetengetriebes des vierblättrigen Prototyps StECon2 (Jensen et al., 2020)	66
Abbildung 5-4:	Versuchsaufbau mit Phasenwinkerverstellung, Drehzahl- und Wasserstandsmessung zu den untersuchten Testmodellen in der Versuchsrinne des fwu	68
Abbildung 5-5:	Schematische Darstellung des Aufbaus zur Erfassung des mechanischen Drehmoments an den Testmodellen	68
Abbildung 5-6:	Schematische Darstellung der Drehzahlmessung (Gabellichtschranke und Lochscheibe) an den Testmodellen	69
Abbildung 5-7:	Versuchsaufbau mit Phasenwinkerverstellung, Drehzahl- und Wasserstandsmessung sowie der Leistungsmessung mittels Generator zum ersten Prototyp des StECon	70
Abbildung 5-8:	Messtechnik zur Bestimmung der Motorverlustleistung am Generator mittels Drehmomentmessung und Regulierung der Generatorlast durch Schiebewiderstände	74
Abbildung 5-9:	Darstellung der Messwerte und der dazugehörigen Regressionsgraden zur Bestimmung der Generatorverlustleistung – Abhängigkeit von der Spannung U zur Stromstärke I bei	

- verschiedenen Drehzahlen. Messunsicherheiten sind für jede Regressionsgrade mit Hilfe der 95 % Konfidenzintervalle dargestellt 75
- Abbildung 5-10: Schematische Darstellung des Schnitts durch den StECon in der begrenzten Strömung (in einer Versuchsrinne, hellgrau dargestellt) mit einer senkrecht und einer parallel zur Strömung stehenden Schaufel (dunkelgrau dargestellt) und die dazwischen befindlichen Spaltmaße der Kategorien 1 (blau) und 2 (grün) 77
- Abbildung 5-11: Mechanische Leistungswerte P_{mech} der Testmodelle StEwaKorad 4.1 (ohne Spaltmaßmodifikationen), StEwaKorad 4.2a (eingekürzte Schaufeln) und StEwaKorad 4.2b (verengter Kanal) mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle in Abhängigkeit von der Durchflussmenge Q in der Versuchsrinne bei einer Unterwasserstandserhöhung von 200 mm zur Untersuchung der Spaltmaße. Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,998 - 1,000$ 78
- Abbildung 5-12: Schaufelbreite-Faktoren $s = 1,00$ (links), $s = 0,85$ (Mitte) und $s = 0,70$ (rechts) an einem fünfblättrigen StECon nach Küppers et al. (2019) 80
- Abbildung 5-13: Charakteristische c_p -Verläufe in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ für ein fünfblättriges StECon mit den Schaufelbreite-Faktoren $s = 0,70$, $s = 0,85$ und $s = 1,00$ (nach Küppers et al., 2019) 81
- Abbildung 5-14: Mechanische Leistungswerte P_{mech} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Testmodelle StEwaKorad 4.0, 4.1 und 4.3 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Verhältnis aus Unterwasser- zu Oberwasserstand h_2/h_1 . Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,960 - 0,997$ 83
- Abbildung 5-15: Hydraulische Effizienzwerte η_{hyd} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Testmodelle StEwaKorad 4.0, 4.1 und 4.3 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Verhältnis aus Unterwasser- zu Oberwasserstand h_2/h_1 . Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,993 - 1,000$ 84

- Abbildung 5-16: Mechanische Leistungswerte P_{mech} in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve der Prototypvarianten 1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven, die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt über die 80 % Konfidenzintervalle in Abbildung A-6 87
- Abbildung 5-17: Hydraulische Effizienzwerte η_{hyd} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve der Prototypvarianten 1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven, die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt über die 80 % Konfidenzintervalle in Abbildung A-7 88
- Abbildung 5-18: Schematische Darstellung der untersuchten Miniaturschauelformen im Maßstab 1:2,5 (Metzger et al., 2016) 91
- Abbildung 5-19: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Untersuchung des Strömungswiderstandes an den Schauelformen (Metzger et al., 2016) 91
- Abbildung 5-20: Ermittlung der Kräfte sowie der Drehmomente M_y und M_x an der Schaufel in Relation zu den Abständen x und y zur Radachse (Metzger et al., 2016) 93
- Abbildung 5-21: Resultierendes Moment M_x aus Kräften der x -Richtung (senkrecht zur Strömung) bezogen auf den Schaufelwinkel β für die untersuchten Miniaturschauelfeln (Metzger et al., 2016) 94
- Abbildung 5-22: Resultierendes Moment M_y aus Kräften der y -Richtung (parallel zur Strömung) bezogen auf den Schaufelwinkel β für die untersuchten Miniaturschauelfeln (Metzger et al., 2016) 95
- Abbildung 5-23: Leistungsbeiwerte c_p des StEwaKorad 4.4 mit optimierten S-förmigen Schaufeln und des StEwaKorad 4.3 mit linsenförmigen Schaufeln in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ mit Angabe der Fehlerbereiche der einzelnen Messwerte (nach Küppers et al., 2019) 99
- Abbildung 5-24: Schematische Darstellung des finalen Schaufelquerschnitts eines vierblättrigen Zykloidalpropellers (schwarz) im Vergleich zum Optimum des fünfblättrigen Zykloidalpropellers (hellgrau) nach Küppers et al. (2019) 99
- Abbildung 5-25: Vergleich der mit ANSYS simulierten Leistungsbeiwertverläufe c_p von drei, vier und fünf Schaufeln bei verschiedenen

	Phasenwinkeln in 2D und fünf Schaufeln in 3D in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ nach Küppers et al. (2019)	100
Abbildung 6-1:	Schwimmende Anlegebrücke in Hersel am Rhein. Ansicht unterwasserseitig	106
Abbildung 6-2:	Übersichtsskizze der Anlegebrücke in Hersel mit geplanter Lage des Zykloidalpropellers (rot dargestellt) für die Durchführung des Dauerversuchs in der freien Strömung des Rheins	106
Abbildung 6-3:	Statische Berechnungen für die Anlegebrücke bei Rhein-km 661 unter Berücksichtigung der Nutzungsänderung durch Installation des Prototyps am Beispiel der Bemessungssituation a2 (ungünstiger Fall)	107
Abbildung 7-1:	Schematische Darstellung der Schaufelkonstruktion für den Prototyp des StECon (Jensen et al., 2020)	110
Abbildung 7-2:	Zweiseitig gelagerter Prototyp StECon2 im Stahlrahmen mit S-förmigen Schaufeln aus Stahl (Jensen et al., 2020)	111
Abbildung 7-3:	Schwimmende Versuchseinrichtung in Katamaran-Bauweise zur Untersuchung des StECon im freien Fließgewässer der Sieg mit dem installierten Prototyp StECon2	112
Abbildung 7-4:	Prototyp StECon2 im Halterahmen mit Phasenwinkelverstellung und Lastabnahme mittels Generator im Fließgewässer Sieg (Draufsicht)	113
Abbildung 7-5:	Messwerterfassung, elektrische Komponenten zur Phasenverstellung und Schiebewiderstand zur Regulierung der Drehzahl in einer spritzwasserfesten Box	115
Abbildung 7-6:	Leistungsbeiwerte c_p mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurven und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ für die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ, 10^\circ$ und 20°	117
Abbildung 7-7:	Forschungsversuchsträger VECTOR 1 mit Hebevorrichtung (blauer Rahmen) der Fa. SIBAU in Genthin	119
Abbildung 7-8:	Montierter StECon2 mit Messtechnik und Phasenverstellung innerhalb des Montagerahmens am Forschungsversuchsträger „VECTOR 1“ in Genthin	119
Abbildung 7-9:	Messwerte der mechanischen Leistung P_{mech} und der Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ	

	beispielhaft für eine Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,0$ m/s und einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$	122
Abbildung 7-10:	Maximalwerte der mechanischen Leistung P_{mech} und der jeweiligen Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v für die Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20°	125
Abbildung 7-11:	Maximalwerte des Leistungsbeiwertes c_p und der jeweiligen Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v für die Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20°	126
Abbildung 8-1:	Flächenleistungsdichten q unterschiedlicher kinetischer Wasserkraftwandler in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit (Datenquellen vgl. Abschnitt 8.1 Abs. 3)	131
Abbildung 8-2:	Darstellung der c_p -Kennlinien verschiedener Windkraftwandler im Vergleich zum StECon in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ (ergänzt nach Kaltschmitt et al., 2013)	135
Abbildung 8-3:	Vergleich der wirtschaftlichen Maximalkosten unter Berücksichtigung eines Abschreibungszeitraums von 20 Jahren im Vergleich zur Ertragsseite in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v und dem Leistungsbeiwert c_p	142
Abbildung 11-1:	Mögliche Verläufe der Maximaleffizienz des StECon1 mit linsenförmigen Schaufeln zwischen der begrenzten und der freien Strömung. Hierbei stellt $B_{\text{Kanal}}/D = 1$ die begrenzte Strömung ohne Umströmungsmöglichkeit und $B_{\text{Kanal}}/D = \infty$ die freie Strömung ohne Aufstauwirkung	159

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1:	Vergleich von Widerstands- und Auftriebsläufern hinsichtlich der Kräfteeinwirkung F_W für Widerstandsläufer bzw. F_A für Auftriebsläufer, der Anströmgeschwindigkeit c und der Schnelllaufzahl λ (Gasch & Twele, 2010)	18
Tabelle 3-1:	Beispiele für Tip-Verluste ξ_{Tip} in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ , der Blattzahl z und dem wirksamen Durchmesser D' in Abhängigkeit vom Gesamtdurchmesser (Gasch & Twele, 2010)	32
Tabelle 4-1:	Charakteristiken der Schottel Instream Turbine (Schottel, 2014)	52
Tabelle 5-1:	Gesamtmoment der untersuchten Schaufelformen um die Radhauptachse eines fiktiven StECon (Metzger et al., 2016)	96
Tabelle 8-1:	Absteigende Rangordnung bezogen auf die durchschnittliche Flächenleistungsdichte q im Bereich der Strömungsgeschwindigkeiten $v = 0 - 2,5$ m/s der untersuchten kinetischen Energiewandler mit Angabe der Wasserkraftwandlerart und dem maximal erreichten Leistungsbeiwert innerhalb der zur Verfügung stehenden Daten (Quellen der Daten vgl. Abschnitt 8.1 Abs. 3)	147

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen	Bezeichnung
ABEC	Engl.: Annular Bearing Engineering Committee
ANSYS CFX	Programm für Anwendungen von Strömungssimulationen
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CAD	Computer aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
EFRE	Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung
EMEC	European Marine Energy Centre
ESi	Entsorgungsbetrieb der Stadt Siegen
ETN	Projekträger ETN (Energie, Technologie, Nachhaltigkeit)
FKZ	Förderkennzeichen
fwu	Forschungsinstitut Wasser und Umwelt
HLS	Hans-Ludwig-Stiller
KBP	Kirsten-Boeing-Propeller
kcm	Institut für Konstruktion, Konstruktionstechnik - CAD - Mechatronik
KWR	Kompaktwasserrad
MID	Magnetisch-induktives Durchflussmessgerät
MLP	Multilayer Perceptron
NRW	Nordrhein-Westfalen
OP EFRE NRW	Operationelles Programm NRW 2014 – 2020 für den Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung „Investitionen in Wachstum und Beschäftigung“
PE	Institut für Produktentwicklung des Departments Maschinenbau
PSA	Particle Swarm Algorithmus
StECon	Stiller Energy Converter
StEwaKorad	Stiller-Energiewandler-Kompaktwasserrad
VBA	Visual Basic Application
VSA	Voith-Schneider-Antrieb
VSP	Voith-Schneider-Propeller
WKA	Wasserkraftanlage
WRRL	Wasserrahmenrichtlinie
WSP	Wasserspiegel
WSV	Wasser- und Schifffahrtsverwaltung

Symbol	Einheit	Bedeutung
Δh	[m]	Fallhöhe
Δu	[m/s]	Drall-Komponente
A	[m ²]	Fläche/angeströmte Fläche/Querschnittsfläche
a	[m]	Flügelabstand
A_1	[m ²]	Bezugsquerschnitt
A_2	[m ²]	Aufgeweiteter Querschnitt
A_t	[a]	Abschreibungszeitraum
b	[m]	Projektion Flügelabstand
B	[m]	Breite
B_{kanal}	[m]	Breite des Kanals
c	[m/s]	Anströmgeschwindigkeit
c_1	[m/s]	Geschwindigkeit weit vor dem Strömungswandler
c_3	[m/s]	Geschwindigkeit weit hinter dem Strömungswandler
c_A	[-]	Auftriebsbeiwert
c_P	[-]	Leistungsbeiwert
$c_{P,\text{Betz}}$	[-]	Maximaler Leistungsbeiwert nach Betz
$c_{P,\text{max}}$	[-]	Maximaler bzw. idealer Leistungsbeiwert
$c_{P,\text{real}}$	[-]	Realer bzw. tatsächlicher Leistungsbeiwert
$c_{P,\text{Schnitz}}$	[-]	Maximaler Leistungsbeiwert nach Schnitz
c_W	[-]	Widerstandsbeiwert
d	[m]	Wandstärke
D	[m]	Rotordurchmesser
D'	[m]	Wirksamer Durchmesser
dL	[-]	Leistungskomponente
dL_{ideal}	[-]	Ideale Leistungskomponente
dU	[-]	Umfangskomponente
F	[N]	Kraft
F_A	[N]	Auftriebskraft
f_a	[-]	Ausbaugrad (Verhältnis vom Ausbaudurchfluss Q_a zum Mittelwasserabfluss MQ)
F_W	[N]	Widerstandskraft
F_x	[N]	Kraft in x-Richtung
F_y	[N]	Kraft in y-Richtung
H	[m]	Höhe
h_1	[m]	Wasserstand vor dem Strömungswandler
h_2	[m]	Wasserstand hinter dem Strömungswandler
$h_{f,\text{äq,theo}}$	[m]	Theoretisch nutzbare äquivalente Fallhöhe
$h_{f,\text{eff,max}}$	[m]	Effektiv nutzbare Fallhöhe kinetischer Wasserkraftwandler

I	[A]	Stromstärke
I ₀	[€]	Investitionskosten (Herstellungs-, Wartungs- und ggf. Entsorgungskosten bzw. Restwert)
L	[m]	Länge
m	[N]	Masse
M	[Nm]	Drehmoment
\dot{m}	[N/s]	Massenstrom
M _{mech}	[Nm]	Mechanisches Drehmoment
MQ	[m ³ /s]	Mittelwasserabfluss
M _x	[Nm]	Resultierendes Moment in Bezug auf den Hebelarm y
M _y	[Nm]	Resultierendes Moment in Bezug auf den Hebelarm x
n	[1/min]	Rotordrehzahl
P	[W]	Leistung
P ₀	[W]	Zur Verfügung stehende kinetische Leistung
p ₁	[N/m ²]	Druck vor dem Strömungswandler
p ₂	[N/m ²]	Druck hinter dem Strömungswandler
P _{el}	[W]	Elektrische Leistung
P _{el}	[W]	Elektrische Leistung
P _{hyd}	[W]	Hydraulische Leistung
P _{mech}	[W]	Mechanische Leistung
P _{mech,Betz}	[W]	Maximale mechanische Leistung nach Betz
Q	[m ³ /s]	Durchfluss
Q _a	[m ³ /s]	Ausbaudurchfluss
q	[kW/m ²]	Flächenleistungsdichte (P _{mech} /m ²)
r	[m]	Rotorradius
R ²	[-]	Bestimmtheitsmaß
s	[-]	Schaufelbreite-Faktor
T	[°C]	Temperatur
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
U	[V]	Spannung
v	[m/s]	(Strömungs-/Fließ-)Geschwindigkeit
V	[€/kWh]	(Strom-)Vergütung
v'	[m/s]	Durchströmgeschwindigkeit
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
v ₁	[m/s]	Anströmgeschwindigkeit/Geschwindigkeit vor dem Strömungswandler
v ₂	[m/s]	Geschwindigkeit hinter dem Strömungswandler
v _{axial}	[m/s]	Geschwindigkeit in axialer Richtung
VLh	[h/a]	Volllaststunden in Bezug auf ein Jahr
v _r	[m/s]	Rotorgeschwindigkeit

v_{umfang}	[m/s]	Geschwindigkeit in Umfangsrichtung
x	[m]	Hebelarm in x-Richtung
y	[m]	Hebelarm in y-Richtung
z	[-]	Blattanzahl
α	[°]	Anströmwinkel bzw. Anströmrichtung, Anstellwinkel
β	[°]	Schaufelwinkel (bezogen auf die Strömungsrichtung)
ε	[-]	Gleitzahl
ε_{max}	[-]	Maximale Gleitzahl
η_{el}	[%]	Elektrischer Wirkungsgrad
η_{hyd}	[%]	Hydraulischer Wirkungsgrad
η_{mech}	[%]	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{Profil}	[%]	Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Profil-Verluste
η_{Tip}	[%]	Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Tip-Verluste
λ	[-]	Schnelllaufzahl
ξ_{Tip}	[%]	Tip-Verluste
π	[-]	Kreiszahl; $\pi = 3,14159265$
ρ	[t/m ³]	Dichte
ρ_1	[t/m ³]	Dichte vor dem Strömungswandler
ρ_2	[t/m ³]	Dichte hinter dem Strömungswandler
ϕ, φ	[°]	Phasenwinkel
ω_r	[°/min]	Winkelgeschwindigkeit des Rotors

Begrifflichkeiten innerhalb der Arbeit

Ausbaugröße	Größe des Strömungswandlers in Bezug auf die Rotorfläche
Energiewandler	Maschine, die zur Erzeugung elektrischen Stroms oder als Antrieb dient
Flächenfüllgrad	Verhältnis von der Fläche der Rotorblätter zur Gesamtfläche des Rotors
Kinetischer Wasserkraftwandler	Maschine, die in kinetischen Wasserströmungen eingesetzt wird, um elektrischen Strom zu erzeugen (ohne den Einfluss von Aufstau)
Strömungswandler	Maschine, die in Luft- oder Wasserströmungen eingesetzt wird, um elektrischen Strom zu erzeugen

1 Einleitung

1.1 Hintergrund und Veranlassung

Der Ausbau erneuerbarer Energien hat sich in den letzten Jahren zu einem Kernelement der Politik in den meisten Industrieländern und insbesondere in den Mitgliedsstaaten der Europäischen Union entwickelt. Mit dem Ausbau erneuerbarer Energiequellen als Hauptenergie-lieferant soll die zukünftige Energieversorgungssicherheit gewährleistet werden. Die Ver-sorgungssicherheit nimmt jeher ab, da fossile Energiere Ressourcen endlich verfügbar sind so-wie nach und nach erschöpft werden. Eine steigende Bedeutung der erneuerbaren Energie-quellen ist zudem durch den Klimawandel begründet, der zum Teil durch den Verbrauch fossiler Ressourcen und den damit einhergehenden CO₂-Ausstoß hervorgerufen wird (Rubin & De Coninck, 2005). Diese Gründe führen zu der Notwendigkeit bzw. einem weltweit ge-steigerten Interesse, eine alternative Energieversorgung über erneuerbare Energiequellen zu realisieren.

Laut BMWi (2018) bilden die Biomasse, die Windkraft und die Photovoltaik derzeit den größten Anteil der erneuerbaren Energieversorgung in Deutschland. Die Einspeisung des durch diese Energiequellen gewonnen Stroms wurde in den vergangenen Jahren aufgrund von politischen bzw. gesellschaftlichen Interessen finanziell besonders gefördert, sodass de-ren Ausbau im Vergleich zu allen anderen Energiequellen stärker vorangetrieben wurde. Die Wasserkraft als weitere erneuerbare Energieversorgungsquelle ist als Garantie für die Ver-sorgungssicherheit nicht zu vernachlässigen, da sie gegenüber den meisten anderen erneuer-baren Energielieferanten grundlastfähig ist. Darüber hinaus dienen Pumpspeicherkraftwerke als Energiespeicher, um den Energiebedarf während Spitzenlasten auszugleichen und über-mäßig produzierte Strommengen zu speichern.

Das wirtschaftlich nutzbare Wasserkraftpotenzial in Deutschland gilt allerdings als nahezu ausgeschöpft, da Standorte für die großtechnische Wasserkraftnutzung (Laufwasser- und Pumpspeicherkraftwerke), die insbesondere eine entsprechend große Fallhöhe bzw. einen ausreichend großen Abfluss benötigen, fast vollständig erschlossen sind (Anderer et al., 2010). Grundlastfähige Energieträger, etwa die Wasserkraft, sind zur Gewährleistung der Energieversorgungssicherheit bei der Umsetzung der Energiewende jedoch unverzichtbar, da sie unabhängig von der Dunkelflaute zuverlässig und dauerhaft als Energielieferanten

dienen. Die Dunkelflaute liegt zu einem Zeitpunkt vor, wenn weder Wind- noch Sonnenenergie nutzbar gemacht werden kann. Eine Möglichkeit zur Erhöhung des Anteils der Wasserkraft an der Energieversorgung bietet die Erschließung von bisher nicht wirtschaftlich nutzbaren kinetischen Potenzialen mit geeigneten Wasserkrafttechniken. Zur Nutzbarmachung dieses Energiepotenzials wurden in den letzten Jahren im Rahmen von Forschungsprojekten einige Lösungsansätze entwickelt und im Rahmen von Pilotprojekten getestet.

Eine mögliche Lösung zur Erschließung der kinetischen Wasserkraftpotenziale ist die Verwendung von Zykloidalpropellern. Vorteilhaft gegenüber axial angeströmten Entwicklungen ist die Option zur vertikalen Ausrichtung der Rotorachse, wodurch sich der Generator und die dazugehörigen elektrischen Komponenten oberhalb der Gewässeroberfläche anordnen lassen und lediglich gegen Spritzwasser geschützt werden müssen. Dadurch sind Wartungsarbeiten mit geringerem Aufwand und kostengünstiger umzusetzen. Weiterhin können im Gegensatz zu axial angeströmten Wasserkraftwandlern selbst kleinste Fließtiefen bei vertikaler Ausrichtung energetisch genutzt werden, da diese vollständig im Wasser eingetaucht sein müssen. Ein Vertreter aus der Gruppe der Zykloidalpropeller ist der am Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu) der Universität Siegen entwickelte Energiewandler StECon (Stiller Energy Converter). Diese Cross-Flow-Turbine basiert auf den Prinzipien des Kirsten-Boeing-Propellers (KBP; Sachse, 1926) sowie des Voith-Schneider-Antriebs (VSA; Isay, 1956). Während der KBP wegen seines komplexen Aufbaus bzw. seiner vielen beweglichen Teile nie zur Generierung von elektrischem Strom getestet wurde, eignet sich der VSA aufgrund seines Pleuelstangen-gelagerten Getriebes lediglich als Antrieb. Der Zykloidalpropeller StECon verfügt hingegen über ein Planetengetriebe, das sowohl die Antriebsfunktion als auch die wasserkrafttechnische Nutzung ermöglicht. Hierbei kann der Energiewandler wegen seiner zykloidalen Schaufelbewegung (zyklisch wiederholt in Kreisbahnen) vollständig im Wasser eingetaucht sowie in jeder beliebigen Lage in freien Fließgewässern und in begrenzten Strömungen (beispielsweise Kanälen) eingesetzt werden. Das im Planetengetriebe integrierte Sonnenzahnrad ermöglicht zudem eine Phasenverschiebung der Schaufeln, wodurch die optimale Anströmung des Rades erzielt werden kann. Dadurch ergibt sich für den StECon eine Vielzahl von Anwendungsgebieten, die bislang von herkömmlichen Wasserkraftwandlern energetisch nicht nutzbar gemacht werden konnten. Da für den Einsatz des StECon im freien Fließgewässer kein Querbauwerk notwendig ist, steht die Verwendung dieser Technologie nicht im Widerspruch zu den Zielen der Wasserrah-

menrichtlinie 2000/60/EG bezüglich der Erreichung des mindestens guten ökologischen Zustands aller Fließgewässer. Darüber hinaus handelt es sich um einen umströmbaren Langsamläufer, sodass die ökologische Beeinträchtigung der Fließgewässer sowie die Fischmortalität durch den StECon ausgeschlossen ist. Weitere Untersuchungen hinsichtlich ökologischer Beeinträchtigungen bzw. Fischmortalitätsraten sind nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Aufgrund der positiven Eigenschaften wurde das Prinzip des StECon im Rahmen eines vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) geförderten Forschungsprojektes detailliert von 2014 – 2016 untersucht und entwickelt (vgl. Abschnitt 5). Hierbei wurde eine Vielzahl von Untersuchungen an unterschiedlichen Testmodellen im Labor durchgeführt und aus den gesammelten Erfahrungen ein erster Prototyp konstruiert. In einem von der Europäischen Union geförderten Anschlussvorhaben wurden an zwei Prototypen weiterführende Untersuchungen unter Naturbedingungen im Zeitraum von 2016 – 2019 durchgeführt. Aus beiden Forschungsprojekten ging hervor, dass die Technologie für die Nutzung von Wasserkraftpotenzialen mit Fallhöhen unter einem Meter sowohl in freien als auch in kanalisiertem Strömungen geeignet ist. Darüber hinaus zeigte sich an den untersuchten Prototypen, dass sowohl im Voll- als auch im Teillastbereich eine hohe Gleichlaufeigenschaft besteht und die ökologische Verträglichkeit des Rades im freien Fließgewässer gegeben ist.

Die vorliegende Dissertation beschreibt die Optimierung sowie die Einordnung der Technik eines Zykloidalpropellers und befasst sich mit der allgemeinen Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Das übergeordnete Ziel der Arbeit liegt darin, einen Zykloidalpropeller zu optimieren, der besonders im freien Fließgewässer effizient ökologisch verträglichen Strom erzeugt. Diesbezüglich wurde mit der Erforschung am Beispiel des StECon durch das vom BMWi geförderte Forschungsvorhaben StEwaKorad innerhalb des 6. Energieforschungsprogramms (FKZ 0325723) begonnen. Im Folgeprojekt StECon-Infra (OP EFRE NRW, Leitmarktwettbewerb EnergieUmweltwirtschaft.NRW, FKZ EFRE-0800555) wurde der Energiewandler weiterentwickelt und unter natürlichen Rahmenbedingungen untersucht. Durch dieses Projekt sollte die Marktreife des StECon angestrebt werden. Die vorliegende Dissertation ist im Rahmen dieser beiden Projekte entstanden und konzentriert sich hauptsächlich auf folgende Aspekte:

Zu Beginn soll die Theorie zu kinetischen Strömungsmaschinen detailliert beschrieben und bereits durchgeführte Untersuchungen erläutert werden. Darauf basierend sollen Untersuchungen hinsichtlich der Schaufelgeometrie sowie weiterer Komponenten erfolgen, aus deren Ergebnisse die weiterführende Optimierung eines Zykloidalpropellers ermöglicht werden soll. Durch Versuche am Prototyp im freien Fließgewässer sollen maßgebliche Leistungs- bzw. Effizienzkennwerte bestimmt werden, wodurch das charakteristische Leistungsverhalten eines Zykloidalpropellers bestimmt werden kann. Anhand der durchgeführten Untersuchungen lassen sich somit wichtige Einflussgrößen bei der Energieumwandlung bestimmen. Daraus lässt sich die erste Forschungsfrage ableiten:

1. Welche äußeren und anlagenspezifischen Parameter beeinflussen die kinetische Energieumwandlung am Beispiel eines Zykloidalpropellers und wie groß ist deren Einfluss auf die Effizienz?

Einer der Hauptaspekte dieser Arbeit stellt die Einordnung der Technik der Zykloidalpropeller dar. Durch die in der freien Strömung durchgeführten Untersuchungen soll zunächst ein Vergleich in Bezug auf die theoretische Leistung und der Effizienz mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern durchgeführt werden. Diese Betrachtung ermöglicht eine leistungsbezogene Einordnung der Technologie. Durch Ermittlung der Flächenleistungsdichten bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten soll die Leistung bzw. Effizienz unterschiedlicher kinetischer Strömungswandler vergleichbar gemacht und bewertet werden. Die zweite Forschungsfrage lautet somit:

2. Wie können die Leistung und die Effizienz eines Zykloidalpropellers im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern bewertet werden?

Im nächsten Schritt soll unter Berücksichtigung der bereits bekannten Theorie – insbesondere des Betz'schen Gesetzes sowie der Theorie nach Schmitz – zur erweiterten Einordnung ein Vergleich mit gängigen Windkraftwandlern erfolgen. Die daraus abgeleiteten Ergebnisse sollen eine direkte Gegenüberstellung zwischen bekannten Vertretern der Windkraft und dem StECon als Vertreter der Zykloidalpropeller zulassen. Durch Ermittlung der Leistungsbeiwerte bei unterschiedlichen Schnelllaufzahlen lässt sich der Zykloidalpropeller direkt mit gängigen Windkraftwandlern vergleichen und ermöglicht eine direkte Bewertung der Zykloidalpropellertechnik. Daraus ergibt sich folgende dritte Forschungsfrage:

3. Wie lässt sich die Energieumwandlung durch Zykloidalpropeller im Vergleich zu gängigen Windkraftwandlern einordnen?

Abschließend erfolgt eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zu kinetische Wasserkraftwandlern, wodurch die Rentabilität in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bewertet werden kann. Die abschließende Forschungsfrage lautet also:

4. Wie lässt sich die Wirtschaftlichkeit der Energieumwandlung durch die kinetische Wasserkraft bewerten?

1.3 Struktur der Arbeit

Im ersten Abschnitt wird eine Einleitung in die Problematik der Ausschöpfbarkeit bestehender Wasserkraftpotenziale gegeben und Zykloidalpropeller als eine mögliche Teillösung zur Nutzung bislang unerschlossener kinetischer Wasserkraftpotenziale benannt. Es werden Forschungsfragen definiert, welche in dieser Arbeit auf der Basis durchzuführender Untersuchungen beantwortet werden sollen. In Abschnitt 2 werden für die Arbeit wichtige Begrifflichkeiten definiert und Arten kinetischer Strömungswandler, die Gruppe der Zykloidalpropeller sowie der in dieser Arbeit näher betrachtete Energiewandler StECon näher beschrieben. Abschnitt 3 verdeutlicht die theoretischen Grundlagen zur kinetischen Wasserkraft. Neben der Betrachtung wichtiger Kenngrößen werden insbesondere die Grundlagen zur Berechnung theoretischer Wirkungsgrade sowie wirkender Verluste genauer erläutert.

In Abschnitt 4 werden die Entwicklungen im Bereich der kinetischen Energieumwandlung zusammengefasst. Zu Beginn wird auf die Geschichte der kinetischen Wasserkraft eingegangen. Des Weiteren wird die Geschichte der Zykloidalpropeller näher dargestellt, wobei der Fokus sowohl auf Strömungswandler, als auch auf Antrieben liegt. Darüber hinaus werden die bekanntesten Techniken im Bereich der kinetischen Wasserkraftwandlung von Meeresströmungen sowie von Binnengewässern dargestellt und näher erläutert. Die hier aufgelisteten kinetischen Wasserkraftwandler dienen als Grundlage für den durchzuführenden Vergleich im späteren Verlauf dieser Arbeit.

Abschnitt 5 beinhaltet die Entwicklung des Energiewandlers StECon. Zunächst werden die zur Entwicklung durchgeführten F&E-Projekte sowie alle Komponenten des StECon erläutert. Im weiteren Verlauf werden die durchgeführten Optimierungsarbeiten und die dazugehörigen Untersuchungen am Zykloidalpropeller zur Steigerung der Effizienz bzw. der Leistung beschrieben. Neben der Getriebewahl ist insbesondere die Schaufelform bei der Optimierung von großer Bedeutung und wird daher durch physikalische Versuche in der begrenzten Strömung (gemischte Nutzung kinetischer und potenzieller Energie) sowie durch numerische Simulationen durch Küppers et al. (2019) untersucht. Auf Basis der Erkenntnisse

aus Abschnitt 5 wird der Prototyp für weitere Untersuchungen in der freien Strömung (hauptsächliche Nutzung kinetischer Energie) durch den Lehrstuhl für Produktentwicklung (PE) des Department Maschinenbau der Universität Siegen in Zusammenarbeit mit dem Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu) des Department Bauingenieurwesen der Universität Siegen entwickelt.

In Abschnitt 6 erfolgt zunächst die Beschreibung der Konstruktion des Prototyps. Anschließend werden die Untersuchungen am Prototyp des StECon zur Ermittlung seines Effizienz- und Leistungsverhaltens in der freien Strömung erläutert. Diese Untersuchungen werden sowohl unter natürlichen Bedingungen bei gleichbleibender Strömungsgeschwindigkeit als auch bei veränderlicher Strömungsgeschwindigkeit an einem Versuchsboot durchgeführt und dienen als Grundlage zum Vergleich der Zykloidalpropeller mit anderen kinetischen Strömungswandlern. Dieser Vergleich bzw. die Einordnung des StECon erfolgt in Abschnitt 7. Zu Beginn wird der StECon mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern (Binnengewässer und Meeresströmung) über die Flächenleistungsdichte in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit verglichen. Im zweiten Schritt wird ein Vergleich mit gängigen Windkraftwandlern über den Leistungsbeiwert in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl durchgeführt. Beide Vergleichsbetrachtungen verhelfen zur Einordnung des Zykloidalpropeller-Wirkprinzips. Darüber hinaus findet am Ende des Abschnitts eine Wirtschaftlichkeitsbewertung des StECon bzw. kinetischer Wasserkraft statt.

Die in Abschnitt 1 gestellten Forschungsfragen werden in Abschnitt 8 beantwortet und daraus resultierende Schlussfolgerungen gezogen. Abschnitt 10 fasst die wichtigsten Erkenntnisse dieser Arbeit zusammen und Abschnitt 11 gibt einen Ausblick zu kinetischen Wasserkraftwandlern und zu Zykloidalpropellern bzw. dem StECon.

2 Definitionen

2.1 Einflussparameter und Rahmenbedingungen bei der Energieumwandlung durch kleine Wasserkraftanlagen

Die Wasserkraft ist eine mindestens 5.000 Jahre alte Technik zur Umwandlung der kinetischen sowie der potenziellen Energie von Strömungen und Potenzialhöhenunterschieden (Bagg, 2001). Neben Biomasse, Biogas und Geothermie zählt die Wasserkraft zu den grundlastfähigen Vertretern der Erneuerbaren Energien (Rapp, 2013). Dies bedeutet, dass unabhängig von der Tag- bzw. Nachtzeit sowie dem Windaufkommen elektrische Energie erzeugt werden kann und damit die Dunkelflaute keinen Einfluss auf die Stromerzeugung hat. Die bei der Wasserkraftnutzung zur Verfügung stehende Energie verändert sich lediglich durch witterungsbedingte Einflüsse, wodurch die Erzeugung elektrischen Stroms im Vergleich zu anderen erneuerbaren Energieträgern geringeren Schwankungen unterliegt. Bei der Energieerzeugung durch die kleine Wasserkraft (installierte Leistung ≤ 1 MW; BMWi, 2020) sind eine Vielzahl von Einflussfaktoren bzw. Randbedingungen zu berücksichtigen, welche sich auf den wirtschaftlichen Bau und Betrieb der Anlagen auswirken. Die maßgeblichsten Einflussgrößen sind in Abbildung 2-1 dargestellt.

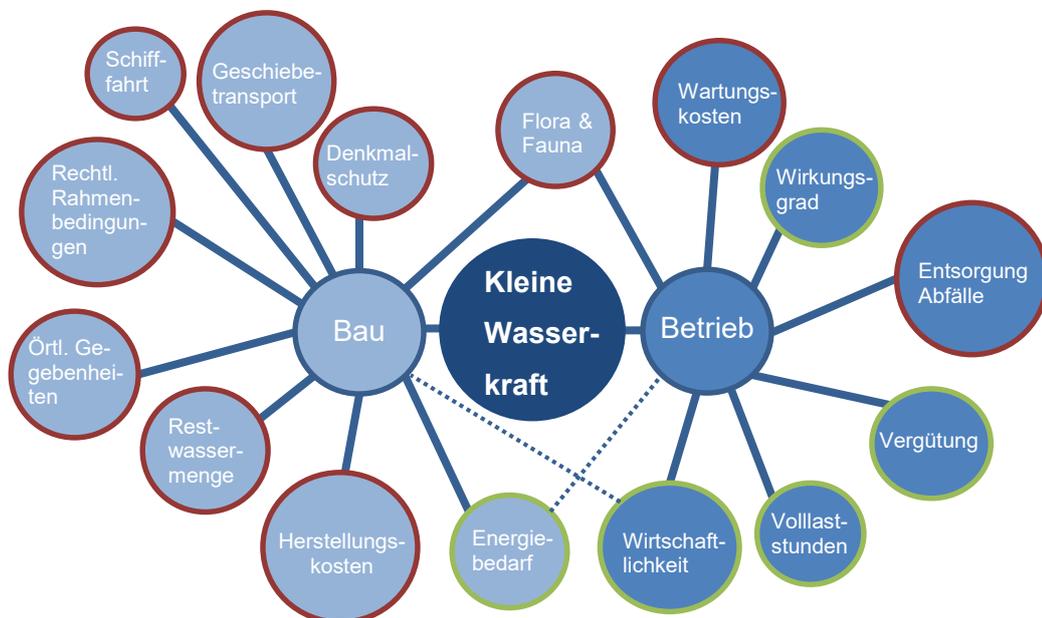


Abbildung 2-1: Rahmenbedingungen und Einflussfaktoren für den Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen; Steigerung der rot umrandeten Faktoren hat einen negativen, Steigerung der grün umrandeten Faktoren einen positiven Effekt auf die Nutzung der kleinen Wasserkraft

Bei der Planung bzw. vor dem Bau einer Fließwasserkraftanlage müssen zunächst die örtlichen Gegebenheiten am Gewässer berücksichtigt werden. Abhängig von der Anlagenart

(Nutzung potenzieller oder rein kinetischer Energie) sind die Grundstücks-, Nutzungs- bzw. Platzverhältnisse zur (Neu-)Errichtung der Anlage oder Befestigungsmaßnahmen einer kinetischen Wasserkraft zu klären. Oftmals sind auch die Gegebenheiten des Baugrundes von großer Bedeutung, welche Einfluss auf die Gründung der Baumaßnahmen und damit auf die Kosten haben können. Falls eine Wasserkraftanlage beispielsweise an einer Bundeswasserstraße errichtet werden soll, müssen bei der Planung die Vorgaben und Regelungen der Wasser- und Schifffahrtsverwaltung (WSV) berücksichtigt werden.

Im Vorfeld der Planungen sind die rechtlichen Rahmenbedingungen in Bezug auf die Errichtung und den Betrieb einer Wasserkraftanlage zu beachten. Neben den allgemein anerkannten Regeln der Technik bezüglich der baulichen Komponenten greifen insbesondere die gesetzlichen Regelungen für die Wasserkraft auf Bundesebene. Die wichtigsten übergeordneten Vorschriften sind bundesweit in folgenden Gesetzen geregelt:

- Wasserhaushaltsgesetz (WHG)
- Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG)
- Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG)
- Bundesnaturschutzgesetz (BNatSchG)
- Gesetz über die Umweltverträglichkeitsprüfung (UVPG)

Neben den Gesetzen auf Bundesebene werden in den einzelnen Bundesländern detailliertere Regelungen durch die Landeswassergesetze sowie Erlässe der Länder und Kommunen festgelegt.

Im Zusammenhang mit der Wasserentnahme aus einem oberirdischen Gewässer für die Wasserkraftnutzung steht die Restwassermenge, also die Mindestwasserführung, die nach den §§6, 33, 27 bis 31 WHG geregelt wird. Hierbei müssen die allgemeinen Grundsätze der Gewässerbewirtschaftung beachtet werden. Die Mindestwasserführung dient als Grundlage für die Auslegung der Wasserkraftanlage und schränkt die Menge der zur Verfügung stehenden Energie zur Wandlung in elektrischen Strom ein. Bei kinetischen Wasserkraftwandlern entfallen diese Regelungen, da hierbei kein Wasser entnommen bzw. zurückgehalten wird.

Sowohl Flora als auch Fauna beeinflussen den Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen. In den §§34 und 35 WHG ist die Durchgängigkeit der Fließgewässer sowie die Maßnahmen zum Schutz der Fischpopulation an Wasserkraftanlagen geregelt. In Abhängigkeit von der geplanten Anlagenart müssen Maßnahmen getroffen werden, um die Durchgängigkeit der

Fließgewässer zu gewährleisten und um eine anlagenbedingte Fischmortalität auf ein Minimum zu beschränken. Diese Maßnahmen beziehen sich in der Regel auf fischpassierbare Bauwerke wie Fischaufstiegsanlagen, welche bei der Planung einer Wasserkraftanlage mitberücksichtigt werden müssen und die Herstellungskosten der Anlage zusätzlich beeinflussen. Entsprechende Vorgaben zur Errichtung eines solchen Bauwerks sind dem DWA-Merkblatt M-509 zu entnehmen. Im Zusammenhang mit der Fischwanderung steht die Ethohydraulik, welche bei der Auslegung der Anlagenkomponenten zu berücksichtigen ist. Hierbei wird auf Grundlage von Lebeltierbeobachtungen mit Fischen im Versuchslabor das Verhalten der Fische bei unterschiedlichen Rahmenbedingungen hinsichtlich Geometrie, Fließgeschwindigkeiten, Turbulenzen etc. untersucht, um eine Ableitung fischrelevanter Anforderungen, Regeln und Kennwerte für den Bau von Anlagenkomponenten zu ermöglichen (BAW, 2020).

Darüber hinaus ist im Zusammenhang mit der Durchgängigkeit ebenfalls der Geschiebetransport von Bedeutung. Durch die Schleppkraft des Wassers kommt es zeitabhängig zu einer Ansammlung von Geschiebe, wodurch die Funktionsfähigkeit der Wasserkraftanlage beeinflusst werden kann. Durch geeignete Maßnahmen, beispielsweise einer regelbaren Spülklappe, kann die Geschiebemenge vor der Wasserkraftanlage reduziert werden. Im ungünstigen Fall ist das Geschiebe durch Baggararbeiten zu entfernen, wodurch sich die Kosten für die Wartungsarbeiten an der Anlage erhöhen. Ebenso könnte die an der Anlage befindliche Fauna sich ungünstig auf den Betrieb wirken. Durch Bewuchs wird die Rauigkeit innerhalb bzw. vor der Wasserkraftanlage erhöht, wodurch weniger Wasser durch die Anlage fließt und damit weniger Leistung umgesetzt werden kann. Dementsprechend sollte ungünstiger Bewuchs in regelmäßigen Abständen entfernt werden.

Falls das Gebäude der Wasserkraftanlage oder etwaige Komponenten im Umfeld der Anlage unter Denkmalschutz stehen, beeinflusst dieser zusätzlich die Baumaßnahme zur Errichtung bzw. zum Weiterbetrieb. Hierbei müssen bestimmte Auflagen der Behörden, u. a. des Bundesdenkmalamts, eingehalten werden, welche sich auf die Herstellungskosten sowie auf die Umsetzungsart der Errichtung auswirken.

Die Herstellungskosten der Anlage werden durch die oben erwähnten Randbedingungen beeinflusst und beziehen sich auf die Herstellung der Wasserkraftanlage sowie auf alle mit der Umsetzung der Anlage einhergehenden Maßnahmen, welche durch die Rahmenbedingungen und Einflussfaktoren nach Abbildung 2-1 geprägt sind. Hierbei ist eine Wechselwirkung zwischen den Herstellungskosten und den Wartungskosten gegeben, da durch optimierte,

gegebenenfalls teurere Anlagenkomponenten die im Betrieb entstehenden Wartungskosten schon vor Inbetriebnahme reduziert werden können.

Abhängig vom Energiebedarf, der zur Verfügung stehenden Strömungsenergie bzw. des Potenzialhöhenunterschieds sowie den Rahmenbedingungen vor Ort wird der Ausbaugrad der Wasserkraftanlage festgelegt. Je nach momentanem Energiebedarf lässt sich die Lastabnahme der Anlage variieren, wodurch die produzierte Strommenge an den Bedarf angepasst werden kann. Dementsprechend liegt hier eine Schnittstelle zwischen dem Bau und Betrieb der Anlage vor, sodass die Vordimensionierung der Anlage auf Grundlage einer Energiebilanzierung optimiert werden kann. Dies nimmt auch direkten Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage.

Die Wirtschaftlichkeit einer Wasserkraftanlage ergibt sich aus dem Verhältnis der investierten Kosten (Herstellungs-, Wartungs- und gegebenenfalls Entsorgungskosten oder Restwert) und dem Erlös bzw. Ertrag während des Betriebs über einen bestimmten Zeitraum (i. d. R. Abschreibungszeitraum). Bei der Errichtung bzw. Reaktivierung lässt sich dementsprechend die Wirtschaftlichkeit durch die oben erwähnten Rahmenbedingungen beeinflussen. Durch eine optimierte Bauweise mit widerstandsfähigeren und/oder korrosionsbeständigeren Komponenten ist es möglich, die Wartungskosten schon im Vorfeld möglichst zu minimieren. Durch eine hydraulisch günstige Auslegung der Wasserkraftanlage lässt sich ebenfalls der Gesamtwirkungsgrad der Anlage steigern, wodurch die Energieausbeute größer wird. Der Wirkungsgrad des Rotors ist bei der Energieausbeute von zentraler Bedeutung und bestimmt in Kombination mit der Strömungsgeschwindigkeit bzw. Wassermenge, der Drehzahl sowie der Fallhöhe die mit dem Strömungswandler umsetzbare mechanische Leistung. In Kombination mit den Volllaststunden (Nutzungsgrad), also der Betriebszeit bei Nennleistung, und der zur Verfügung stehenden Energie lässt sich die erzeugte Strommenge innerhalb eines Zeitraums bestimmen. Die Vergütung des eingespeisten Stroms hängt im Wesentlichen von der installierten Leistung des Wandlers ab. In Bezug auf die Leistung lassen sich Wasserkraftanlagen wie folgt einteilen (Dumont et al., 2015):

- Große Wasserkraftanlagen: $> 1 \text{ MW}$ bzw. $> 5 \text{ MW}$ (alpin)
- Kleinwasserkraftanlagen: $100 \text{ kW} < P < 1$ (bzw. 5) MW
- Kleinstwasserkraftanlagen: $< 100 \text{ kW}$
- Mikrowasserkraftanlagen: $< 1 \text{ kW}$

Abhängig von der installierten Leistung und dem Jahr der Inbetriebnahme fällt die Vergütung des eingespeisten Stroms unterschiedlich hoch aus. Nach EEG (2017) lässt sich mit kleinen Wasserkraftanlagen mit einer maximal installierten Leistung von 500 kW für den eingespeisten Strom mit 12,40 ct/kWh die derzeit höchste Vergütung erzielen.

Eine kostenunabhängige Möglichkeit zur Betrachtung der Wirtschaftlichkeit einer Anlage ist der sogenannte Erntefaktor (engl.: EROI – Energy Returned on Energy Invested). Hierbei wird die investierte Energie zur Herstellung der Anlage im Verhältnis zur nutzbaren Energie betrachtet. Über diese Kennzahl (Verhältnissfaktor) soll so die gesamte energiewirtschaftliche Effizienz definiert werden, wodurch verschiedene Energieträger miteinander verglichen werden können. Je höher der EROI ausfällt, desto wirtschaftlicher ist eine Anlage bezogen auf die Energiebilanz (Weißbach et al., 2013).

An der Wasserkraftanlage, insbesondere am Rechenbauwerk, sammelt sich Treibgut, welches die Funktionsfähigkeit der Anlage beeinträchtigen kann. Aus diesem Grund muss das anfallende Rechengut entfernt werden, wodurch eine kostenpflichtige Entsorgung des Rechenguts notwendig ist. Diese Kosten beeinflussen zusätzlich die Wirtschaftlichkeit der Anlage, könnten aber bei der Auslegung des Rechens minimiert werden, wodurch das Treibgut nicht aus dem Gewässer entnommen werden muss. Durch beispielsweise Verwendung eines Horizontalrechens wird das meiste Treibgut an das Unterwasser abgegeben und es sammelt sich nur eine kleine Menge Rechengut, wodurch die Entsorgungskosten reduziert werden können.

Die in Abbildung 2-1 dargestellten Rahmenbedingungen und Einflussfaktoren können sowohl positive als auch negative Auswirkungen auf den Bau und Betrieb haben. Dies fällt für jede Kleinwasserkraftanlage spezifisch aus, da die Gegebenheiten stark variieren können, insbesondere in Hinsicht auf den Anlagentyp und die Anlagengröße. Dementsprechend lässt sich im Vorfeld eine Bewertung der Einflussfaktoren schwer vereinheitlichen bzw. auf jeden Anwendungsfall übertragen.

Eine Senkung des Einflusses der in Abbildung 2-1 rot umrandeten Rahmenbedingungen wirkt sich begünstigend auf die Wirtschaftlichkeit aus. Sowohl die rechtlichen Rahmenbedingungen als auch die örtlichen Gegebenheiten haben in der Regel den größten Effekt auf den Bau und Betrieb einer kleinen Wasserkraftanlage und beeinflussen den damit verbundenen Aufwand und die Kosten. Davon abhängig ist die Gestaltung der Wasserkraftanlage sowie aller dazugehörigen Komponenten. Die entstehenden Kosten, also die Herstellungskosten, können je nach örtlichen Gegebenheiten höher oder niedriger ausfallen und prägen die

Wirtschaftlichkeit in Abhängigkeit von der für die Anlage zur Verfügung stehenden Energie. Dementsprechend wirken die Herstellungskosten in der Regel negativ auf den Bau und Betrieb. In Abhängigkeit von den rechtlichen Rahmenbedingungen, den örtlichen Gegebenheiten sowie vom Anlagentyp treten weitere Einflussfaktoren auf, welche die Wasserkraftanlage in negativer Weise beeinträchtigen können. Während des Betriebs führt der Wartungsaufwand einer Wasserkraftanlage zur deutlichen Beeinflussung der Wirtschaftlichkeit, da neben den eigentlichen Wartungskosten (Personal- und Sachkosten) oft eine temporäre Abschaltung der Anlage während den Wartungsarbeiten notwendig ist, währenddessen kein Strom erzeugt werden kann. Diese finanziellen Verluste inklusive den eigentlichen Wartungskosten reduzieren die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Die Flora und Fauna, insbesondere in Bezug auf den Fischschutz sowie die Beachtung der Restwassermenge, hat einen großen Einfluss auf den Bau und Betrieb der Wasserkraftanlage. Dies schlägt sich bei den Herstellungskosten wahrnehmbar nieder. In Abhängigkeit von der Bauart der Anlage wirkt sich unter Umständen der Geschiebetransport sowohl auf die Herstellungskosten, sowie auf die Energieerzeugung negativ aus, da gewisse Spülmechanismen vorgesehen und betrieben werden müssen. Gleiches gilt für das anfallende Treibgut während des Betriebs, da gegebenenfalls ein Rechenreiniger benötigt wird. In Abhängigkeit von der Art des Rechens wird die Menge des zu entsorgenden Treibguts beeinflusst, wodurch die Betriebskosten der Anlage steigen. Je nach örtlichen Gegebenheiten bewirkt die Schifffahrt eine kostenintensive Gestaltung der Wasserkraftanlage durch Integration von Schleusenkomponenten, da die Passierbarkeit ermöglicht werden muss. Bei der Verwendung von Bestandsgebäuden, insbesondere historischen Gebäuden, ist gegebenenfalls der Denkmalschutz zu beachten, der Baumaßnahmen einschränken kann und sich negativ auf die Herstellungskosten der Anlage auswirkt.

Eine Steigerung der in Abbildung 2-1 grün umrandeten Einflussparameter wirkt sich günstig auf den Betrieb der Anlage aus. Die Wirtschaftlichkeit wird durch den Bau und Betrieb der Anlage beeinflusst und soll nach Vollendung des Abschreibungszeitraums garantiert werden können, sodass die Rentabilität bei der Stromerzeugung gegeben ist. Die Wirtschaftlichkeit wird gesteigert, indem innerhalb des Abschreibungszeitraums möglichst viele Volllaststunden erreicht werden. In Kombination mit dem Gesamtwirkungsgrad der Wasserkraftanlage sowie der Stromvergütung nach dem EEG ergibt sich der Ertrag der Anlage. Während die Vergütung hauptsächlich von politischen Entscheidungen abhängt, lässt sich der Gesamtwirkungsgrad der Anlage durch Optimierungsmaßnahmen steigern. Diese

können sowohl den eigentlichen Strömungswandler inklusive mechanischer und elektrischer Komponenten als auch die Bauwerkskomponenten zur hydraulischen Optimierung betreffen. Zudem kann beispielsweise zusätzlich die Generatorabwärme zur Heizung des Anlagegebäudes genutzt werden, wodurch sich der Gesamtwirkungsgrad zusätzlich steigern lässt. Im Inselbetrieb führt ein steigender Energiebedarf zur verstärkten Ausschöpfung des Potenzials der Wasserkraftanlage durch eine steigende Stromproduktion, wodurch in Folge einen positiven Effekt auf die Wirtschaftlichkeit erzielt wird.

Je nach Umfang bzw. Intensität verändern sich die Wertigkeit bzw. die Bedeutung der Rahmenbedingungen/Einflussfaktoren sowie deren Einfluss auf den Bau und Betrieb der Anlage. Darüber hinaus sind deutliche Unterschiede zwischen verschiedenen Anlagentypen und -größen vorhanden. Je nach Ausprägung der Anlage wirken die Rahmenbedingungen in unterschiedlicher Intensität, oder im Falle eines kinetischen Strömungswandlers, haben Rahmenbedingungen wie beispielsweise die Beachtung der Restwassermenge keinen nennenswerten Einfluss. Daraus folgt, dass die Situation von Fall zu Fall verschieden ist und sich die bei dem Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen wirkenden Einflussfaktoren bzw. Rahmenbedingungen sowie deren Umfang bzw. Intensität nicht verallgemeinernd übertragen lassen.

Im Vergleich zu anderen regenerativen Energieträgern sind beim Bau und Betrieb von kleinen Wasserkraftanlagen eine größere Anzahl von spezifischen Rahmenbedingungen bzw. Einflussfaktoren zu berücksichtigen. Insbesondere die rechtlichen Rahmenbedingungen gestalten sich je nach örtlichen Gegebenheiten umfangreich. Fließgewässer als Medium zur Stromerzeugung müssen laut EU-WRRL (2000) durchgängig sein, um einen mindestens guten ökologischen Zustand zu gewährleisten und die Wanderung der Fische bzw. der Fauna nicht zu behindern. Die Durchgängigkeit muss insbesondere bei Bundeswasserstraßen auch für die Schifffahrt gegeben sein. In Hinsicht auf die Ökologie bzw. die Fischwanderung muss eine Restwassermenge bzw. Mindestwasserführung beachtet werden. Darüber hinaus wird durch Fließgewässer Treibgut transportiert, was beim Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen beachtet werden muss. Diese Einflussfaktoren sind im Vergleich zu anderen regenerativen Energieträgern nur bei der Wasserkraft zu beachten und beeinflussen die Wirtschaftlichkeit kleiner Wasserkraftanlagen beträchtlich. Dennoch stellt die Wasserkraft aufgrund ihrer Grundlastfähigkeit einen wesentlichen Beitrag zur Energieversorgungssicherheit dar, weswegen sie ein wichtiger Bestandteil zur Umsetzung der Energiewende ist. Kinetische Wasserkraftwandler als besondere Vertreter der kleinen Wasserkraft produzieren Strom

ohne Querbauwerke, weswegen sie die Ökologie der Fließgewässer nur unwesentlich beeinflussen. Dementsprechend ist die Anzahl der zu beachtenden Einflussfaktoren und Rahmenbedingungen, insbesondere rechtliche, deutlich abgemindert. Daraus folgt, dass die Gruppe der kinetischen Wasserkraftwandler eine interessante und zugleich ökologisch vertretbare ergänzende Lösung zur Gewährleistung der zukünftigen Energieversorgungssicherheit sein könnte.

2.2 Kinetische Wasserkraftwandler

Die Klassifizierung von Wasserkraftanlagen erfolgt in der Literatur nach unterschiedlichen Schwerpunkten. In der Regel liegen zwischen den einzelnen Klassifizierungsgruppen enge Zusammenhänge mit fließenden Übergängen vor, wodurch sich keine eindeutigen Abgrenzungen der Systematik treffen lassen. Darüber hinaus findet die Eingruppierung in der Literatur (insbesondere anhand der Nutzfallhöhe und der installierten Leistung von Wasserkraftanlagen) anhand unterschiedlicher Grenzwerte statt und ist daher nicht einheitlich definiert. Eine detaillierte Eingruppierung für eine Klasseneinteilung der Wasserkraftanlagen ist in Giesecke et al. (2014) angegeben.

Herkömmliche Wasserkraftanlagen zur Nutzung der potenziellen Energie werden neben ihrer installierten Leistung (vgl. Abschnitt 2.1) vor allem über die Nutzfallhöhe H definiert bzw. unterschieden. Während Hochdruckanlagen ($H \geq 100$ m) und Mitteldruckanlagen ($20 \text{ m} \leq H < 100$ m) ausschließlich im Bereich der Speicherwasserkraft vorzufinden sind, werden Niederdruckanlagen ($H < 20$ m) als Fluss- oder Ausleitungskraftwerke genutzt. Charakteristisch für Niederdruckanlagen ist die Verarbeitung eines verhältnismäßig großen Ausbaudurchflusses in Relation zur geringen Fallhöhe. Auch die Verwendung als Speicherwasserkraftwerk ist für Niederdruckanlagen denkbar, wobei die Anlage über einen Kopfspeicher (Speicherbecken auf einem höheren Potenzialniveau) verfügt (Kaltschmitt et al., 2013; vgl. Abbildung 2-2). Des Weiteren lassen sich Turbinen anhand ihrer Art der Kraftaufnahme in Impuls- und Reaktionsturbinen unterscheiden. Impulsturbinen umfassen Turbinenarten, welche die Impulskraft der Strömung nutzen. Dazu gehören beispielsweise Pelton- und Cross-Flow-Turbinen. Reaktionsturbinen arbeiten hingegen bei geringeren Anströmgeschwindigkeiten und nutzen aktiv die Kraft des Potenzialhöhenunterschiedes. Zu dieser Gruppe zählen beispielsweise Kaplan- und Francis-Turbinen (Paish, 2002; Jiménez, 2009; Elbatran et al., 2015).

Kinetische Strömungswandler nutzen die in Wasser- bzw. Luftströmungen enthaltene kinetische Energie nach dem Widerstands- bzw. Auftriebsprinzip (vgl. Abschnitt 2.3). Da durch kinetische Wasserkraftwandler nur ein minimaler Aufstau des zuströmenden Wassers erfolgt, wird die Klassifizierung im Gegensatz zu herkömmlichen Wasserkraftanlagen zur Nutzung potenzieller Energie nicht anhand der Nutzfallhöhe vorgenommen. Hierbei erfolgt die Abgrenzung kinetischer Wasserkraftwandler auf Basis des Nutzungsverhältnisses aus Auftriebs- und Widerstandskräften in der Strömung (vgl. Abbildung 2-2). Bei überwiegender Umwandlung von Auftriebskräften handelt es sich um einen Auftriebsläufer, während Widerstandsläufer fast ausschließlich die auf den Strömungswandler einwirkenden Widerstandskräfte nutzen. Eine Zwischenform stellen die kombinierten Widerstands- und Auftriebsläufer dar, die auf Grundlage beider Krafteinwirkungskomponenten Strom erzeugen (Kaltschmitt et al., 2013; Gasch & Twele, 2010). Eine weitere Möglichkeit zur Klassifizierung der kinetischen Wasserkraft ist die Betrachtung des Einsatzbereichs. Einer der energetisch bedeutendsten Einsatzbereiche sind natürliche Meeresströmungen, welche Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu $v = 3,6$ m/s erreichen (Worldoceanreview, 2010). Durch geeignete Lösungen können diese Potenziale nutzbar gemacht werden. Aufgrund der hohen Flächenkapazität ist der Einsatz großer kinetischer Wasserkraftwandler mit Nennleistungen bis zu 2.000 kW möglich (Andritz, 2011). Ebenfalls bieten Tidenströmungen bzw. die Gezeitenkraft ein großes Potenzial zur Energieumwandlung, bei denen Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu $v = 5,0$ m/s wirken (Stewart, 2000). Hierbei kann entweder die direkte kinetische Strömungskraft oder der durch die Tide bedingte Potenzialhöhenunterschied an Querbauwerken energetisch genutzt werden (Giesecke et al, 2014). Die Strömungskraft der Fließgewässer ist wegen der hauptsächlich einfachen Anbindung an das Stromnetz ein weiterer interessanter Einsatzbereich. Aufgrund der Flächenkapazität und der für Fließgewässer zu beachtenden Einflussfaktoren und Rahmenbedingungen (vgl. Abschnitt 2.1) ist die Ausbaugröße des kinetischen Wasserkraftwandlers allerdings begrenzt. Derzeit werden in Fließgewässern Nennleistungen von bis zu 70 kW erreicht (Aqua Libre, 2019). Weitere Einsatzbereiche der kinetischen Wasserkraft sind die Wellenkraft (Giesecke et al., 2014). Die zur Nutzung der kinetischen Strömung geeigneten Wasserkraftwandlerarten werden in Abschnitt 2.4 näher erläutert.

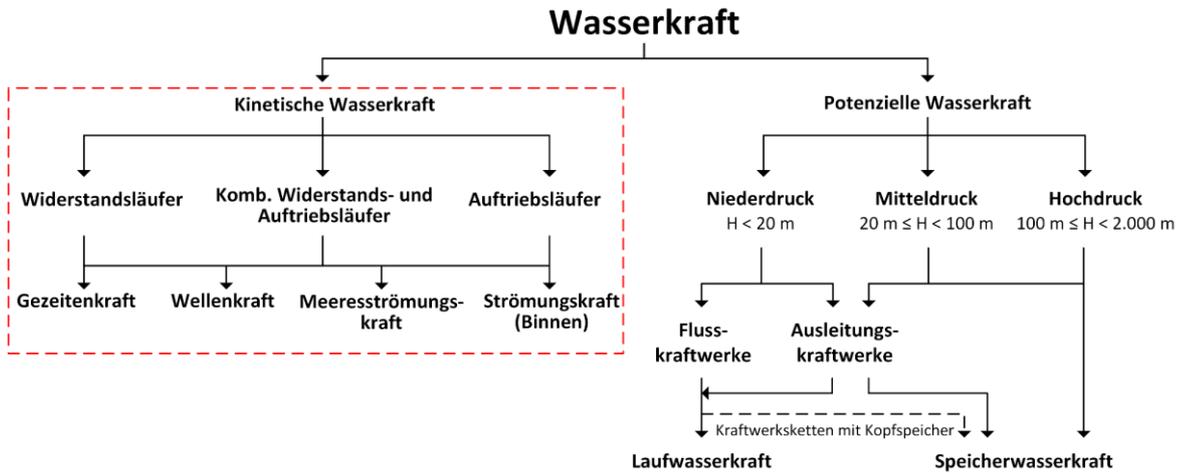


Abbildung 2-2: Einteilung der Wasserkraft getrennt nach kinetischer (rot umrandet) und potenzieller Wasserkraft (verändert nach Kaltschmitt et al., 2013)

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich überwiegend auf die kinetische Wasserkraft in den Bereichen der Meeres- und der Fließgewässerströmungen. Weitere Detaillierungen zur potenziellen Wasserkraft und der Gezeiten- sowie Wellenkraft sind Strobl & Zunic (2006), Gasch & Twele (2010), Giesecke et al. (2014) und Watter (2015) zu entnehmen.

Kinetische Wasserkraftwandler im Einsatzbereich der Meeres- und Fließgewässerströmungen wandeln die darin enthaltene Strömungskraft in Bezug auf die Rotorfläche A um. In Abhängigkeit von der durch den Wasserkraftwandler unbeeinflussten Strömungsgeschwindigkeit v_1 lässt sich die hydraulische Leistung P_0 wie folgt definieren:

$$P_0 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^3 \cdot A \quad (2-1)$$

Eine detaillierte Herleitung der Formel ist in Abschnitt 3.4 gegeben. Die mechanische Leistung P_{mech} eines Wasserkraftwandlers definiert die durch ihn umgesetzte Leistung ohne Berücksichtigung der Verluste aufgrund der Energieumwandlung in elektrische Energie (Verluste der elektrischen Komponenten und ggf. Getriebeübersetzungen). Durch sie wird die objektive Bewertung der Leistung und Effizienz des kinetischen Wasserkraftwandlers ermöglicht.

Der Leistungsbeiwert c_P definiert die mechanische Effizienz des kinetischen Wasserkraftwandlers in der kinetischen Strömung und bildet das Verhältnis aus der durch den Wasserkraftwandler umgesetzten mechanischen Leistung P_{mech} zur zu Verfügung stehenden kinetischen Leistung bzw. hydraulischen Leistung der Strömung P_0 :

$$c_P = \frac{P_{\text{mech}}}{P_0} \quad (2-2)$$

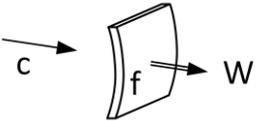
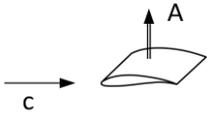
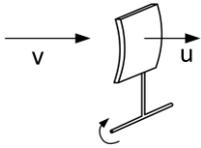
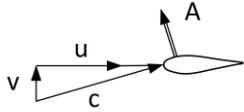
Die durch den Wasserkraftwandler nutzbare Leistung P_{el} entspricht der umgesetzten mechanischen Leistung P_{mech} abzüglich aller Verluste, die sich aufgrund der für den Betrieb notwendigen Anlagenkomponenten ergeben. Neben mechanischen Verlusten zur Kraftübertragung durch ein geeignetes Getriebe beeinflussen elektrische Verluste am Generator, Transformator bzw. Umrichter und dem Eigenenergieverbrauch die nutzbare elektrische Leistung P_{el} maßgeblich (Kaltschmitt et al., 2013; vgl. Abschnitt 8.1.1).

Die mechanische Leistung P_{mech} und der Leistungsbeiwert c_p des kinetischen Strömungswandlers werden unmittelbar durch seine Widerstands- bzw. Auftriebswirkung beeinflusst. Die Gesetzmäßigkeiten werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.

2.3 Widerstandsläufer und Auftriebsläufer

Bei der kinetischen Wasserkraftnutzung wird, wie bei der Windkraft, zwischen Widerstands- und Auftriebsläufern unterschieden (vgl. Tabelle 2-1). Während der Widerstandsläufer unmittelbar die senkrecht zu ihm wirkende Strömungskraft nutzt (Impulsübertrag), wird am Auftriebsläufer die Strömungskraft in die zwei Kraftkomponenten Auftriebskraft F_A und Widerstandskraft F_W unterteilt. Diese befinden sich in unmittelbarer Abhängigkeit vom Auftriebsbeiwert c_A und vom Widerstandsbeiwert c_W , die das Verhalten der Rotorblattgeometrie in der Strömung beschreiben. Beim Widerstandsläufer ist die Anströmgeschwindigkeit c immer kleiner als die Strömungsgeschwindigkeit v , da sie um die Umfangsgeschwindigkeit u reduziert wird. Im Vergleich ist die Anströmgeschwindigkeit c beim Auftriebsläufer wegen der geometrischen Addition von Strömungsgeschwindigkeit v und Umfangsgeschwindigkeit u stets größer als die Strömungsgeschwindigkeit v . Aus diesem Grund entspricht die Schnelllaufzahl λ (vgl. Abschnitt 3.2) immer einem Vielfachen der Strömungsgeschwindigkeit v . Während der Auftriebsläufer mit dem Normprofil NACA4415 Leistungsbeiwerte von bis zu $c_{p,max} = 0,5$ erreicht, lassen sich durch einen Widerstandsläufer mit gewölbter Platte Leistungsbeiwerte von etwa $c_{p,max} = 0,16 - 0,20$ erzielen (vgl. Abschnitt 3.5; Gasch & Tvele, 2010; Hau, 2017).

Tabelle 2-1: Vergleich von Widerstands- und Auftriebsläufern hinsichtlich der Kräfteeinwirkung F_W für Widerstandsläufer bzw. F_A für Auftriebsläufer, der Anströmgeschwindigkeit c und der Schnelllaufzahl λ (Gasch & Twele, 2010)

Widerstandsläufer	Auftriebsläufer
 $F_W = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot A \cdot c_W$	 $F_A = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot A \cdot c_A$
 $c = v - u = v \cdot (1 - \lambda)$	 $c = \sqrt{v^2 + u^2} = v \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}$
$\lambda < 1$	$\lambda = 1 - 15$

Die Größe der Strömungskraft, in welche die Anströmgeschwindigkeit c quadratisch einfließt, beträgt bei gleichem Flächeneinsatz A also bei Auftriebsläufern ein Vielfaches im Vergleich zu Widerstandsläufern. Aus diesem Grund ist die Rotorfläche eines Auftriebsläufers (beispielsweise der Darrieus-Rotor; vgl. Abbildung A-1, rechts und Mitte) i. d. R. deutlich kleiner als bei Widerstandsläufern (Savonius-Rotor; vgl. Abbildung A-1, links; Gasch & Twele, 2010; Quaschnig, 2019).

2.4 Arten von kinetischen Wasserkraftwandlern

Kinetische Wasserkraftwandler können vier Arten von Ressourcen erschließen: Binnengewässer, Gezeitenströmungen in Mündungen und Kanälen sowie Meeresströmungen und Wellenenergie. Die aktivsten Länder in der Entwicklung von kinetischen Wasserkraftwandlern sind das Vereinigte Königreich, Irland, Frankreich, Spanien, China, Japan, Südkorea, Kanada und die Vereinigten Staaten. Europa ist Vorreiter in der technologischen Entwicklung, wobei der Großteil der Aktivitäten in Großbritannien aufgrund seiner zahlreichen Wellen- und Gezeitenressourcen stattfindet. Insbesondere das European Marine Energy Center (EMEC) in Orkney (Schottland) bietet Plug-and-Play-Teststandorte und erarbeitet internationale Standards für die Gezeiten- und Wellenkraftindustrie (Laws & Epps, 2016).

Bislang wurden verschiedene Systeme im Bereich der kinetischen Wasserkrafttechnik entwickelt. Diese lassen sich in folgende Hauptkonfigurationen unterteilen (vgl. Abbildung 2-3):

- a) Tangential angeströmte Wasserkraftwandler
- b) Axial angeströmte Wasserkraftwandler
- c) Cross-Flow-Wasserkraftwandler
- d) Oszillierende Wasserkraftwandler

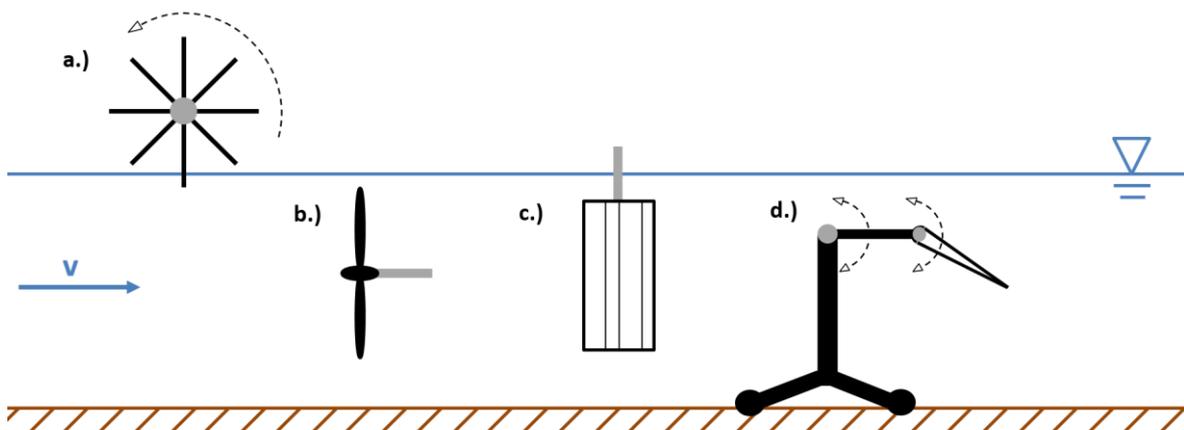


Abbildung 2-3: Arten von kinetischen Wasserkraftwandlern; a.) Tangential angeströmte Wasserkraftwandler, b.) Axial angeströmte Wasserkraftwandler, c.) Cross-Flow-Wasserkraftwandler, d.) Oszillierende Wasserkraftwandler (Drehachsen grau dargestellt)

Die ursprünglichste Form der kinetischen Wasserkraftumwandlung sind tangential angeströmte Strömungswandler. Hierbei wird ein Wasserrad mit horizontaler zur Strömungsrichtung senkrecht ausgerichteter Achse verwendet (vgl. Abbildung 2-3a). Dieses Wasserrad, auch Stoßrad genannt, wurde für lange Zeit insbesondere bei der historischen Schiffsmühlentechnik eingesetzt (vgl. Abschnitt 4.2) und nutzt die Widerstandskraft in der Strömung. Der Wasserkraftwandler kann maximal bis zur Radnabe in die Strömung eingetaucht werden, da sonst gegenläufige Momente entstehen, die zur Abbremsung des Wasserrades führen.

Die überwiegende Mehrheit der heutzutage verwendeten kinetischen Wasserkraftwandler besitzt einen axial angeströmten Rotor, der durch optimierte Rotorblätter die Auftriebskraft der Strömung nutzt (vgl. Abbildung 2-3b). Diese hydrokinetischen Strömungswandler nutzen dieselben Prinzipien wie Flugzeugtragflächen, -propeller sowie Windkraftanlagen und gleichen in ihrem Aufbau den modernen Windkraftanlagen. Getriebe und Generator werden hingegen wegen der im Wasser vollständig eingetauchten Radachse abgedichtet. Diese Wasserkraftwandlertechnik erreicht im Vergleich die höchsten Effizienzwerte, da hauptsächlich

Auftriebskräfte in der Strömung genutzt werden. Vereinzelt wird zur Steigerung der Leistung dieser Wasserkraftwandlerart eine Einhausung in Form eines Diffusors verwendet (vgl. beispielsweise Abbildung 4-11). Hierbei wird durch eine Sogwirkung die auf den Rotor wirkende Strömungsgeschwindigkeit erhöht. Dies geschieht durch die Aufweitung der Rotoreinhausung im hinteren Bereich (Unterstrom der Turbine). Im Prinzip handelt es sich hierbei um die Umkehrung einer Düse.

Cross-Flow-Wasserkraftwandler (vgl. Abbildung 2-3c) basieren hauptsächlich auf dem Prinzip des Darrieus-Windrotors (Darrieus, 1925/1931) und nutzen sowohl die Widerstands- als auch die Auftriebskraft in der Strömung. In der Regel verfügt diese Art der Wasserkraftwandler über eine senkrechte Radachse und Komponenten zur Energieumwandlung wie beispielsweise Getriebe und Generator befinden sich außerhalb der Wasseroberfläche. Dies hat den Vorteil, dass elektrischen Komponenten nur gegen Spritzwasser geschützt werden müssen, wodurch der Reibungseinfluss einer vollständigen Komponentenabdichtung entfällt. Durch die Drehbewegung der Cross-Flow-Turbine kommt es zu einer zyklischen Variation des Anströmwinkels, sodass die periodische Blattbelastung zu einer erhöhten Ermüdung der Rotorblätter führt. Zum Ausgleich dieser zyklischen Belastung verwenden etliche Systeme spiralförmige helixartige Rotorblätter (vgl. Abbildung 4-12, links). Wegen der meist überwiegenden Nutzung der Widerstandskraft in der Strömung ist die Effizienz dieser Rotoren geringer als bei axial angeströmten hydrokinetischen Strömungswandlern.

Oszillierende Wasserkraftwandler (vgl. Abbildung 2-3d bzw. Abbildung 4-13, rechts) nutzen eine oder mehrere Tragflächen, die wegen der Auftriebskräfte durch die Strömung schwingen. Zur Aufrechterhaltung des optimalen Anstellwinkels der Tragfläche, um ausreichend Auftrieb für die Stromerzeugung zu schaffen, wird ein komplexes Steuerungssystem benötigt. Ebenso ist dieses Steuerungssystem erforderlich, um die Schwingungsrichtung der Tragfläche umzukehren. Das bislang erfolgreichste Schwingsystem verwendet wirbelinduzierte Vibrationen, um Energie zu erzeugen. Wirbelinduzierte Vibrationen treten aufgrund des periodischen Abwerfens von Wirbeln im Nachlauf des Strömungswandlers auf. Der periodische Wirbelabwurf ist mit wechselnden Niederdruckbereichen an der Ober- und Unterseite des Flügels verbunden, was zu einer instationären periodischen Auftriebskraft führt. Diese Auftriebskraft wird zur Stromerzeugung genutzt (Laws & Epps, 2016).

2.5 Zykloldalpropeller

Ein Zykloldalpropeller bzw. Zyklorotor oder Zykloldalrotor ist ein kinetischer Strömungswandler oder Antriebssystem, der unter Verwendung einer Drehachse senkrecht oder parallel zur Strömungsrichtung Energie umwandelt. Es werden mehrere Propellerblätter verwendet, deren Achsen parallel zur Hauptpropellerachse verlaufen. Diese Rotorblätter bewegen sich zyklisch wiederholend in Kreisbahnen um die eigene Achse, um eine Kraft (Schub oder Hub) senkrecht zur Drehachse zu erzeugen oder die aus dieser Richtung kommenden Strömung energetisch zu nutzen (vgl. Abbildung 2-4). Zykloldalpropeller werden zum Antrieb, zum Heben und zur Steuerung von Luft- und Wasserfahrzeugen sowie zur Stromerzeugung genutzt. Der Phasenwinkel φ der Rotorblätter kann je nach System fest eingestellt oder justierbar sein (Baer, 1966). Die Änderung des Phasenwinkels beeinflusst die Gleitzahl (vgl. Abschnitt 3.3) bzw. die Vortriebsrichtung und -stärke des Zykloldalpropellers.

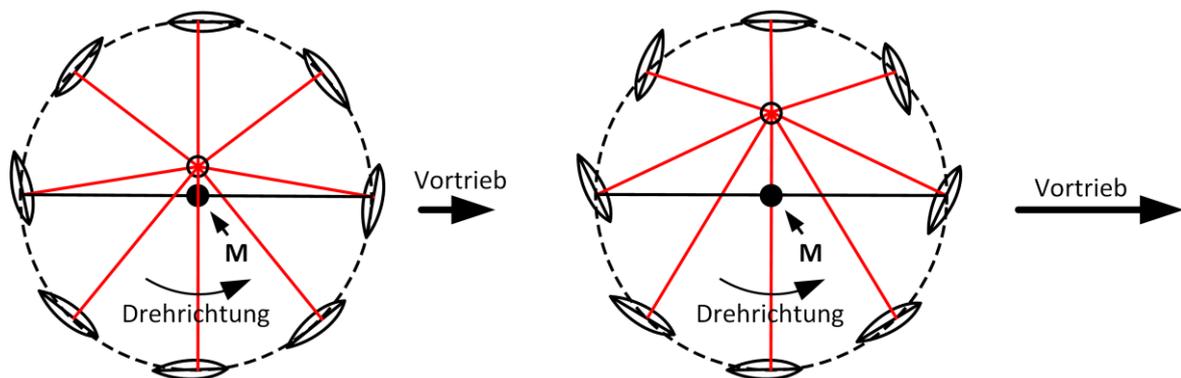


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung eines Zykloldalpropellers mit exzentrischer Phasenwinkelverstellung am Beispiel des Voith Schneider Antriebs mit Darstellung der Kraft des Vortriebs bei zwei verschiedenen Phasenwinkelkonfigurationen (nach Göllner, 2017)

2.6 Stiller Energy Converter

Der von Dipl.-Math. Hans-Ludwig Stiller initiierte (Ideen- und Namensgeber sowie Patenthalter des ursprünglichen Getriebes) und von PE und fwu entwickelte Stiller Energy Converter (StECon), früher Kompaktwasserrad (KWR) und Stiller-Energiewandler-Kompaktwasserrad (StEwaKorad), ist ein Langsamläufer aus der Gruppe der Cross-Flow-Turbinen bzw. Zykloldalpropeller zur Nutzung von insbesondere kinetischer Energie in Fließgewässern und Meeresströmungen. Im Vergleich zu anderen Zykloldalpropellern verfügt der StECon über einen kompakteren Aufbau, der über das zur Schaufelansteuerung genutzte Planetengetriebe hergestellt wird. Die vorliegende Arbeit basiert auf den Untersuchungen am StECon (Abbildung 2-5) als Vertreter aus der Gruppe der Zykloldalpropeller.



Abbildung 2-5: Prototyp des StECon (StECon2) in der freien Strömung des Fließgewässers Sieg

2.6.1 Funktionsprinzip des StECon

Ein typisches unterschlächtiges Wasserrad mit zehn starren Schaufeln kann maximal bis zur Hälfte (Radachse) in eine Wasserströmung eingetaucht werden, da ansonsten gegenläufige Kräfte zu einer Abbremsung des Rades führen. Diese gegenläufigen Kräfte werden beim StECon durch eine strömungsgünstige Anordnung der fünf in der Strömung liegenden Schaufeln um eine neue Radachse minimiert. Dadurch ist es möglich, den StECon vollständig im Wasser eingetaucht zu nutzen (Jensen et al., 2015; vgl. Abbildung 2-6).

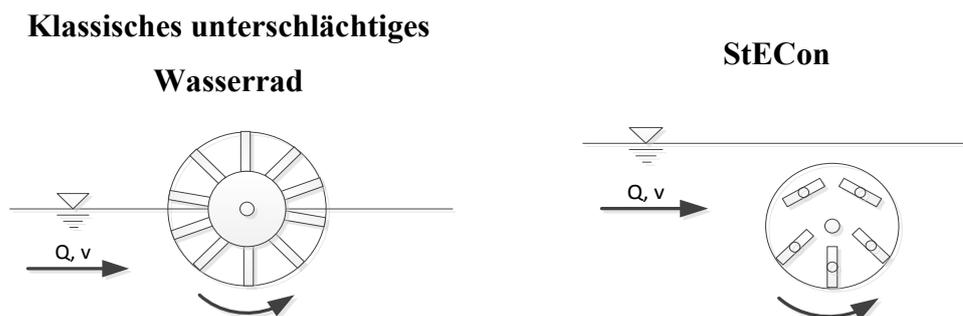


Abbildung 2-6: Vergleich der Wirkweisen eines unterschlächtigen Wasserrades (links) und des StECon (rechts) (Jensen et al., 2015)

Die Funktionsfähigkeit des StECon wird über ein Planetengetriebe ermöglicht, welches einen gleichmäßigen Bewegungsablauf realisiert. Das im Planetengetriebe mittig gelegene Sonnenrad lässt durch Verdrehung eine Änderung des Phasenwinkels φ zu, sodass die Schaufeln optimal zur Energieumwandlung in der Strömung ausgerichtet werden können.

Durch die Getriebeübersetzung von 2:1 dreht sich jede Schaufel während einer Vollumdrehung (360°) des Rades um 180° , sodass bei der ersten Umdrehung die Vorderseite und bei der zweiten die Hinterseite der Schaufeln angeströmt wird. In der unteren Hälfte bei waagrechtlicher Achsenausrichtung liegen die Schaufeln beinahe senkrecht zur Strömungsrichtung, während die Schaufeln der oberen Hälfte hydrodynamisch günstig eine parallele Lage zur Strömung einnehmen. Gegenüber anderen Wasserradtypen lässt sich vorteilhaft mit Hilfe der Phasenverstellung eine indifferente Stellung einstellen, wodurch der StECon in der Strömung zum Stillstand geführt werden kann (Jensen et al., 2015).

2.6.2 Anwendungsmöglichkeiten

Der StECon eignet sich insbesondere als Wandler der kinetischen Energie in Fließgewässern, wodurch selbst kleinste Fallhöhen (unter 1 m) und geringe Fließgeschwindigkeiten energetisch genutzt werden können. Wegen seiner kompakten Bauweise und der Funktionsfähigkeit komplett unter Wasser eingetaucht kann der StECon auch aus bisher nicht wirtschaftlich nutzbaren Wasserkraftpotenzialen regenerative Energie gewinnen. Durch das außenliegende Getriebe ergibt sich die Möglichkeit des einseitigen sowie zweiseitigen konstruktiven Aufbaus. Da der StECon auch komplett eingetaucht im Wasser funktioniert, ist die Verwendung sowohl in waagrechtlicher als auch in senkrechter Lage möglich (Jensen et al., 2016). Beispielsweise bietet sich der waagrechte Einsatz eines zweiseitig gelagerten Rades in flachen Fließgewässern an, wohingegen die senkrechte einseitige Variante vor allem für begrenzte Strömungen, wie etwa in Kanälen, geeignet ist. Da das Planetengetriebe des StECon die Drehbewegung in beide Richtungen ermöglicht, ist die Verwendung neben der Generatorfunktion auch als Antrieb möglich (Schmidt et al., 2015).

3 Theoretische Grundlagen und Stand der Wissenschaft

3.1 Vorbemerkungen

Im folgenden Abschnitt werden die theoretischen Grundlagen bzw. der Stand der Wissenschaft zu kinetischen Strömungswandlern erläutert. Die Grundlagen orientieren sich an der Theorie zur Windkraft. Diese geht vereinfachend von einem inkompressiblen Medium aus, sodass sich die Gesetzmäßigkeiten auf die kinetische Wasserkraft übertragen lassen.

3.2 Schnelllaufzahl

Die Schnelllaufzahl λ ist eine Kennzahl für die Auslegung von Windkraft- und Wasserkraftanlagen. Sie gibt das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors zur Strömungsgeschwindigkeit v wieder (Gasch & Twele, 2010; Junge, 2010; Sigloch, 2013):

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\omega_r \cdot r}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{v} \quad (3-1)$$

mit

r = Rotorradius [m]

ω_r = Winkelgeschwindigkeit des Rotors [1/s]

n = Rotordrehzahl [1/min]

Entsprechend der Schnelllaufzahl werden nach Gasch & Twele (2010) unterschieden:

- Langsamläufer mit einer Schnelllaufzahl von $\lambda < 3$
- Schnellläufer mit einer Schnelllaufzahl von $\lambda > 5$

Nach Sigloch (2013) werden Langsamläufer mit mehr als vier Rotorblättern durch die Schnelllaufzahl $\lambda \leq 1,5$ abgegrenzt. Reine Widerstandsläufer erreichen Schnelllaufzahlen von $\lambda < 1$ und zählen somit zu den Langsamläufern. Mit steigender Nutzung der in der Strömung enthaltenen Auftriebskraft erhöht sich die Schnelllaufzahl des Strömungswandlers (vgl. Abschnitt 2.3). Demnach zählen Auftriebsläufer mit geringer Nutzung der Widerstandskraft immer zu den Schnellläufern (Gasch & Twele, 2010).

3.3 Gleitzahl

Die Gleitzahl ε ist eine wichtige Kennzahl zur Beschreibung eines Rotorblattprofils bzw. Flugzeugs und bezeichnet das Verhältnis der Nutzung von Auftrieb zu Widerstand am Profil (Gasch & Twele, 2010; Junge, 2010):

$$\varepsilon = \frac{F_A}{F_W} = \frac{c_A}{c_W} \quad (3-2)$$

Durch die Gleitzahl wird die Güte des Rotors definiert und erreicht ihren Maximalwert bei $c_A = 0,8 - 1,1$. Sie steht in Abhängigkeit von der Profilform des Rotorblatts und des auf die Strömungsrichtung wirkenden Anstellwinkels α . Eine größere Gleitzahl ist durch geringere Widerstandsverluste zu erreichen, wodurch sich ein höherer Wirkungsgrad erzielen lässt. Optimierte Blattprofile erreichen Gleitzahlen von $\varepsilon_{\max} = 60$ und mehr, während eine ebene Platte Gleitzahlen von bis zu $\varepsilon_{\max} = 10$ erreicht. Bei axial angeströmten Strömungswandlern sind hohe Gleitzahlen an den Rotorblattspitzen wichtig, um den dort auftretenden Tip-Verlusten entgegenzuwirken (Gasch & Twele, 2010).

3.4 Betz'sches Gesetz

Kinetische Wasserkraftwandler nutzen die direkte Strömungsenergie von beispielsweise Fließgewässern und Meeresströmungen und kommen daher vollständig ohne Querbauwerke zum Aufstau der Strömung aus. Im Vergleich zu Wasserkraftwandlern für die Nutzung von Potenzialhöhenunterschieden kann der zufließende Volumenstrom um den kinetischen Strömungswandler herumströmen, wodurch die auf die Fläche des Strömungswandlers bezogene anströmende Energiemenge nicht vollständig genutzt werden kann.

Der deutsche Physiker Albert Betz entwickelte 1920 erstmals einen theoretischen Ansatz, heute bekannt als Betz'sches Gesetz, zur Ermittlung des maximal nutzbaren Anteils aus einer kinetischen Strömung auf Basis des Impulssatzes. Der daraus hervorgehende Leistungsbeiwert, ursprünglich Gütefaktor oder Leistungsziffer genannt, beschreibt den theoretischen Maximalwirkungsgrad eines kinetischen Strömungswandlers in einer freien kinetischen Strömung (Betz, 1920 & 1926; Gasch & Twele, 2010; Junge, 2010; Hau, 2017). Betz (1920 & 1926) setzte bei der Ermittlung des maximalen Leistungsbeiwertes $c_{P,\max}$ folgende Kriterien voraus:

- Konstante Dichte ρ des zu wandelnden Mediums bzw. eine inkompressible Strömung ohne Einfluss einer Wärmeströmung
- In Strömungsrichtung besteht keine Rotorausdehnung, also eine konstante Rotorfläche
- Der nutzbare Leistungsanteil der kinetischen Strömung gilt als verlustfrei

Ursprünglich befasste sich das Betz'sche Gesetz mit Windkraftanlagen, ist aber wegen der Voraussetzung einer inkompressiblen Strömung ebenfalls auf kinetische Wasserkraftwandler übertragbar. Nachfolgend wird das Betz'sche Gesetz hergeleitet (Betz, 1920 & 1926; Hau, 2017; Gasch & Tvele, 2010; Junge, 2010):

Die kinetische Energie einer Masse m , die sich mit der Geschwindigkeit v bewegt, lässt sich ausdrücken als:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (3-3)$$

Durch Betrachtung der Querschnittsfläche A , welche von der Luft bzw. dem Wasser mit der Geschwindigkeit v durchströmt wird, ergibt sich der Volumenstrom \dot{V} :

$$\dot{V} = v \cdot A \quad (3-4)$$

Durch Einbeziehung der Luft- bzw. Wasserdichte ρ ergibt sich der Massenstrom \dot{m} :

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (3-5)$$

Aus dem Massenstrom und dem Ansatz für die kinetische Energie ergibt sich die durch den Querschnitt A durchströmende zeitabhängige Energiemenge, die mit der unbeeinflussten physikalischen Leistung P_0 identisch ist:

$$P_0 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^3 \cdot A \quad (3-6)$$

Zur Ermittlung der aus der Strömung maximal entziehbaren Leistung P müssen die Zustände vor und hinter dem Strömungswandler betrachtet werden. Da die entnommene Energie in Abhängigkeit von der in der Strömung enthaltenen kinetischen Energie steht, muss die Geschwindigkeit v_2 hinter dem Strömungswandler bei unverändertem Massenstrom abnehmen und bezieht sich auf den aufgeweiteten Querschnitt A_2 . Die größere Strömungsgeschwindigkeit v_1 vor dem Strömungswandler hat den geringeren Bezugsquerschnitt A_1 . Die maximal aus der Strömung entziehbare Leistung entspricht also der Leistungsdifferenz der Strömung vor und hinter dem Strömungswandler:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_1^3 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_2 \cdot v_2^3 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (A_1 \cdot v_1^3 - A_2 \cdot v_2^3) \quad (3-7)$$

Die Kontinuitätsgleichung (Erhaltung des Massenstroms) setzt voraus:

$$\rho \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho \cdot v_2 \cdot A_2 \quad (3-8)$$

Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung erfolgt die Berechnung der entziehbaren Leistung P nach:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1 \cdot A_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad (3-9)$$

Aus Gleichung 3-9 folgt, dass die Leistung bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v_2 = 0$ maximal sein müsste und somit die Strömung vollständig vom Strömungswandler abgebremst würde. Bei der physikalisch korrekten Betrachtung muss daher der Impulserhaltungssatz berücksichtigt werden, wodurch die von der Strömung auf den Strömungswandler einwirkende Kraft berechnet wird:

$$F = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2) \quad (3-10)$$

Der durch Gleichung 3-10 berechneten Strömungskraft muss eine gleich große Kraft durch den Strömungswandler entgegenstehen. Hierbei kommt es zu einer Verschiebung der Strömungsmenge mit der Durchströmgeschwindigkeit v' :

$$P = F \cdot v' = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2) \cdot v' \quad (3-11)$$

Die der Strömung entziehbare Leistung wird also aus der Energie- bzw. Leistungsdifferenz vor und hinter dem Wandler (Gleichung 3-9) sowie aus der Strömungskraft in Abhängigkeit von der Durchströmgeschwindigkeit (Gleichung 3-11) abgeleitet. Daraus erfolgt die Beziehung zur Durchströmgeschwindigkeit v' :

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2) = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2) \cdot v' \quad (3-12)$$

$$v' = \frac{v_1 - v_2}{2}$$

Daraus ergibt sich der Massenstrom zu:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v' = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot (v_1 - v_2) \quad (3-13)$$

Die vom Strömungswandler umsetzbare Leistung ergibt sich zu:

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A \cdot (v_1^2 - v_2^2) \cdot (v_1 - v_2) \quad (3-14)$$

Zur Ermittlung des Leistungsbeiwertes c_P wird die Leistung des Strömungswandlers nach Gleichung 3-14 in Abhängigkeit von der Leistung der ungestörten Strömung nach Gleichung 3-6 gesetzt:

$$c_P = \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{1}{4} \rho \cdot A \cdot (v_1^2 - v_2^2) \cdot (v_1 - v_2)}{\frac{1}{2} \rho \cdot v_1^3 \cdot A} \quad (3-15)$$

Durch Umformen der Gleichung 3-15 kann der Leistungsbeiwert c_P als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses v_2/v_1 betrachtet werden:

$$c_P = \frac{P}{P_0} = \frac{1}{2} \cdot \left| 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right| \cdot \left| 1 + \frac{v_2}{v_1} \right| \quad (3-16)$$

In Abbildung 3-1 ist der Verlauf des Leistungsbeiwertes c_P in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis vor und hinter dem Strömungswandler dargestellt:

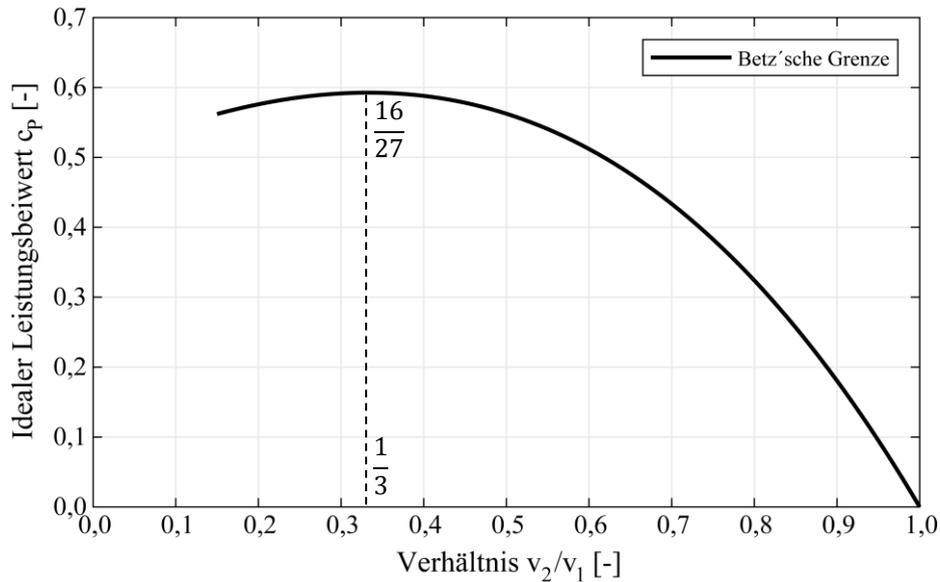


Abbildung 3-1: Verlauf des Leistungsbeiwertes nach Betz (Betz'sche Grenze) in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis hinter (v_2) und vor (v_1) dem Strömungswandler mit Darstellung des Maximalwertes von $c_P = 16/27$ bei einem Verhältnis von $v_2/v_1 = 1/3$ (nach Hau, 2017)

Der maximale Leistungsbeiwert $c_{P,max}$, auch idealer Leistungsbeiwert genannt, ergibt sich zu:

$$c_{P,max} = \frac{16}{27} \approx 0,593 \quad \text{bei:} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{3} \quad (3-17)$$

Da sich der ideale Leistungsbeiwert $c_{P,max}$ bei $v_2/v_1 = 1/3$ ergibt, lässt sich daraus die Durchströmgeschwindigkeit v' in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit v_1 berechnen:

$$v' = \frac{2}{3} \cdot v_1 \quad (3-18)$$

Laut dem Betz'schen Gesetz kann also maximal $16/27$ der kinetischen Strömung durch einen Strömungswandler nutzbar gemacht werden. Dieser Wert gilt für einen idealen verlustfreien Strömungsvorgang. In der Realität wird der Leistungsbeiwert eines Strömungswandlers daher immer kleiner als der Betz'sche Idealbeiwert sein, da Profilverluste durch den vernach-

lässigten Widerstand, Verluste durch Umströmung der Blattspitzen auf Druck- und Saugseite, Tip-Verluste sowie Drallverluste unberücksichtigt bleiben (Betz, 1920 & 1926; Hau, 2017; Gasch & Twele, 2010). Zum Betz'schen Gesetz ähnliche theoretische Betrachtungen wurden von Joukowsky (1912, 1914, 1915 und 1918) durchgeführt. Während Joukowsky von einer konstanten Zirkulation hinter dem Strömungswandler ausgeht, betrachtet Betz eine helixförmige Nachlaufstruktur mit einer gleichmäßigen Axialgeschwindigkeit. Hierbei ergeben sich bei Joukowsky im Bereich niedrigerer Schnelllaufzahlen höhere Leistungsbeiwerte als bei Betz (Van Kuik, 2017).

3.5 Widerstandsprinzip

Die ursprünglichste Form der kinetischen Strömungswandlung ist die Verwendung von reinen Widerstandsläufern. Hierbei wird die Rotorfläche A mit der Geschwindigkeit v_w angeströmt und erzeugt die Leistung P durch den Strömungswiderstand F_w und die Rotorgegeschwindigkeit v_r (Schatter, 1987; Hau, 2017). Die Leistung unter Vernachlässigung von Verlusten berechnet sich wie folgt:

$$P = F_w \cdot v_r \quad (3-19)$$

Für die Widerstandskraft F_w ist die Relativgeschwindigkeit, mit der die Widerstandsfläche angeströmt wird, maßgebend. Sie wird aus der Differenz der Strömungsgeschwindigkeit v_w und der Anströmgeschwindigkeit v_r berechnet. Unter Berücksichtigung des Widerstandsbeiwertes c_w lässt sich die Widerstandskraft nachfolgend berechnen:

$$F_w = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (v_w - v_r)^2 \cdot A \quad (3-20)$$

Daraus ergibt sich die Leistung des Strömungswandlers zu:

$$P = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (v_w - v_r)^2 \cdot A \cdot v_r \quad (3-21)$$

Der Leistungsbeiwert c_p lässt sich durch die Relation von der Leistung des Rotors P zur in der Strömung enthaltenen unbeeinflussten Leistung P_0 berechnen:

$$c_p = \frac{P}{P_0} = \frac{c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot (v_w - v_r)^2 \cdot v_r}{\frac{\rho}{2} \cdot v_w^3 \cdot A} \quad (3-22)$$

Das Betz'sche Gesetz zeigt, dass der Leistungsbeiwert c_p bei einem Verhältnis von $v_r/v_w = 1/3$ sein Maximum erreicht (vgl. Abbildung 3-1; Hau, 2017). Daraus folgt für einen Widerstandsläufer:

$$c_{P,\max} = \frac{4}{27} \cdot c_w \quad (3-23)$$

Eine konkav zur Windrichtung gekrümmte Fläche nimmt einen Widerstandsbeiwert von $c_w < 1,33$ ein. Dadurch ergibt sich ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_{P,\max} = 0,197$ (Schatter, 1987; Hau, 2017). Dieser Wert entspricht lediglich einem Drittel des idealen Leistungsbeiwertes nach Betz von $c_P = 0,593$.

3.6 Verluste

Die Theorie nach Betz (1926) beschreibt den maximalen Leistungsbeiwert $c_{P,\max}$, der unter Vernachlässigung der am Strömungswandler auftretenden Verluste in der kinetischen Strömung theoretisch erzielt werden könnte. Die an einem kinetischen Strömungswandler entstehenden Verluste werden nachfolgend erläutert und hergeleitet.

3.6.1 Profilverluste

Der Widerstand des Rotorblattes in der Strömung verursacht Profilverluste, die beim Betz'schen Gesetz vernachlässigt werden. Bei einer Bilanzierung der Leistung bzw. Effizienz des Strömungswandlers sind diese allerdings zu berücksichtigen. In Gasch & Tvele (2010) wird von einem axial angeströmten Rotor ausgegangen und die Profilverluste wie folgt berechnet:

Bei einem Rotor mit einer Blattanzahl z lässt sich die mechanische Leistung dL in Abhängigkeit von der Umfangskomponente dU und von der Umfangsgeschwindigkeit ω_r berechnen:

$$dL = z \cdot dU \cdot \omega_r \quad (3-24)$$

Die Umfangskomponente dU ergibt sich aus der allgemeinen Leistungsformel (Gleichung 3-24) in Abhängigkeit von der Anströmrichtung beziehungsweise dem Anströmwinkel α , der den Auftriebsbeiwert c_A und den Widerstandsbeiwert c_w beeinflusst:

$$dU = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot A \cdot [c_A \cdot \sin \alpha - c_w \cdot \cos \alpha] \quad (3-25)$$

Aus den Gleichungen 3-24 und 3-25 lässt sich die tatsächliche Leistung des Rotorblattes bestimmen:

$$dL = z \cdot \omega_r \cdot \left[\frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot A \cdot (c_A \cdot \sin \alpha - c_w \cdot \cos \alpha) \right] \quad (3-26)$$

Die ideale Leistung lässt sich erzielen, wenn auf den Rotor keine Widerstandskraft ($c_w = 0$) wirkt. Dementsprechend wird die Maximalleistung dL_{ideal} durch die Auftriebskräfte definiert:

$$dL_{ideal} = z \cdot \omega_r \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot A \cdot c_A \cdot \sin \alpha \quad (3-27)$$

Aus dem Verhältnis von dL/dL_{ideal} ergibt sich der Wirkungsgrad des Profils zu:

$$\eta_{\text{Profil}} = 1 - \frac{c_w}{c_A} \cdot \frac{1}{\tan \alpha} = 1 - \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{\tan \alpha} = 1 - \frac{\lambda}{\varepsilon} \quad (3-28)$$

Das Verhältnis von der Schnelllaufzahl λ zur Gleitzahl ε definiert also den Gesamtverlust infolge der Profilwiderstände. Dementsprechend senken sich die Profilverluste durch Erhöhung der Gleitzahl. Die Maximalleistung nach Betz unter Berücksichtigung der Profilverluste lässt sich demnach wie folgt berechnen:

$$P_{\text{max}} = \frac{16}{27} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^3 \cdot A \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{\varepsilon}\right) \quad (3-29)$$

3.6.2 Tip-Verluste

Durch die Umströmung der Flügelspitze von der Druckseite zur Saugseite entstehen bei Auftriebsläufern weitere Verluste, die als Tip-Verluste bezeichnet werden. Da der Auftrieb zum Rotorblattende abnimmt, entsteht durch Überlagerung der Blattspitzenumströmung mit der Blattanströmung ein sich aufweitender Wirbel. Je schlanker das Rotorblatt ist, desto geringer wirken sich die Tip-Verluste aus (Gasch & Twele, 2010).

Zur Erfassung dieser Verluste führte Betz (1926) den wirksamen Durchmesser D' ein. Dieser ist nach Prandtl (1904) folgendermaßen abzuschätzen:

$$D' = D - 0,44 \cdot b \quad (3-30)$$

Hierbei entspricht b die Projektion des Flügelabstandes a an den Blattspitzen auf eine Ebene senkrecht zur Anströmrichtung:

$$a = \frac{\pi \cdot D}{z}; \quad b = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot \sin \alpha \quad (3-31)$$

An der Blattspitze bestehen in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit c folgende Zusammenhänge:

$$c \cdot \sin \alpha = v_2; \quad c^2 = \omega_r^2 + v_2^2; \quad v_2 = \frac{2}{3} \quad (3-32)$$

Mit den zuvor genannten Zusammenhängen ergibt sich der wirksame Durchmesser D' zu:

$$D' = D \cdot \left(1 - 0,44 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot z} \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + \frac{4}{9}}} \right) \quad (3-33)$$

Die Leistung P ist direkt zum quadrierten Durchmesser D proportional. Dadurch ergibt sich der Wirkungsgrad, der die Umströmung der Blattspitzen berücksichtigt:

$$\eta_{\text{Tip}} = \frac{P'}{P} = \left(\frac{D'}{D} \right)^2 = \left(1 - \frac{0,92}{z \sqrt{\lambda^2 + \frac{4}{9}}} \right)^2 \quad (3-34)$$

Für Rotoren mit Schnelllaufzahlen von $\lambda > 2$ lässt sich die Berechnung des Wirkungsgrades η_{Tip} vereinfachen:

$$\eta_{\text{Tip}} \approx 1 - \frac{1,84}{z \cdot \lambda} \quad \text{bzw.} \quad \xi_{\text{Tip}} \approx \frac{1,84}{z \cdot \lambda} \quad (3-35)$$

Demensprechend sind die Tip-Verluste annähernd umgekehrt proportional zum Produkt aus Blattzahl z und Schnelllaufzahl λ . Beispielhaft werden in Tabelle 3-1 die Tip-Verluste für verschiedene Windkraftwandler angegeben.

Tabelle 3-1: Beispiele für Tip-Verluste ξ_{Tip} in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ , der Blattzahl z und dem wirksamen Durchmesser D' in Abhängigkeit vom Gesamtdurchmesser (Gasch & Twele, 2010)

Windkraftwandler	λ [-]	z [-]	ξ_{Tip} [%]	D'/D [-]
Westernmill	1	20	9	0,95
Hollandmühle	2	4	22	0,88
Dänische Windmühle	6	3	10	0,94
1-Flügler	12	1	15	0,92

3.6.3 Drall-Verluste

Durch Drehmomententnahme am Strömungswandler entsteht durch die Umfangskraft dU über den Radius r ein Gegendrehmoment auf die hinter dem Strömungswandler liegende Strömung (vgl. Abbildung 3-2). Dieses Gegendrehmoment ist umso größer, je kleiner die Schnelllaufzahl der Turbine ist. Neben den Austrittsverlusten infolge der Austrittsgeschwindigkeit v_2 nach Betz (1926) besteht eine Umfangskomponente der Austrittsströmung, die Drall-Verluste verursacht (Gasch & Twele, 2010).

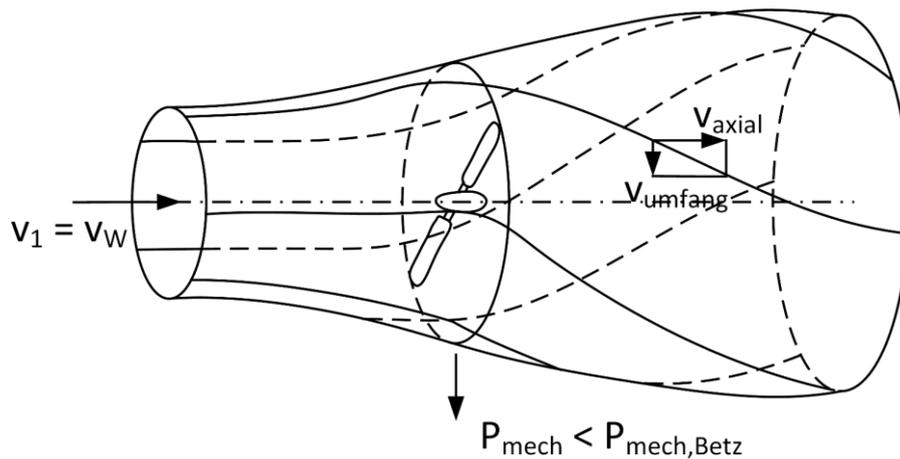


Abbildung 3-2: Drallbehaftete Strömungsverhältnisse am Beispiel eines axial angeströmten Windrades (nach Hau, 2017)

Bei Schnelllaufzahlen von $\lambda > 3$ sind die Drall-Verluste sehr gering und können annähernd vernachlässigt werden. Gegensätzlich haben Drall-Verluste bei Langsamläufern einen maßgeblichen Einfluss auf die Leistung. Im Vergleich zum Betz'schen Gesetz mit einem idealen Leistungsbeiwert von $c_p = 0,593$ lässt sich unter Vernachlässigung der Profil- und Tip-Verluste am Beispiel der Westernmill mit einer Schnelllaufzahl von $\lambda \approx 1$ durch die auftretenden Drall-Verluste lediglich ein Leistungsbeiwert von $c_{p,max} = 0,42$ erzielen (Hau, 2017). Die Berechnung der Drall-Verluste wird in der Theorie nach Schmitz (1955) berücksichtigt und in Abschnitt 3.7 näher erläutert.

3.7 Theorie nach Schmitz

Zur Verfeinerung des Betz'schen Gesetzes entwickelte der Strömungsmechaniker Gerhard Schmitz einen weiteren Ansatz, womit sich die theoretische Maximalleistung eines Strömungswandlers präziser bestimmen lässt (Schmitz, 1955). Als Grundlage für die Theorie nach Schmitz gelten die Blattelementtheorie nach Drzewiecki (1920) und die Blattelementmomententheorie nach Glauert (1935), bei denen ein scheibenförmiger Abschnitt des Rotors mit dem Radius r betrachtet wird. Erste theoretische Untersuchungen eines scheibenförmigen Rotorabschnittes führen auf Rankine (1865), Froude (1889), Bendemann (1910), Vetchinkin (1913 & 1918) und Bothezat (1917) zurück. Im Vergleich zu Betz (1926) berücksichtigt Schmitz (1955) die am Rotor auftretenden Drall-Verluste, wodurch sowohl der Nachlaufdrall als auch die Anströmverhältnisse am Rotorblatt beeinflusst werden. Die Drall-Komponente in Umfangsrichtung Δu entsteht dabei erst während des Strömungsvorgangs durch die Rotorblattebene. In Anlehnung an Betz (1926) lässt sich die Radumfangsgeschwindigkeit u in Abhängigkeit von der Drall-Komponente Δu wie folgt beschreiben:

$$u = \omega_r + \frac{\Delta u}{2} \quad (3-36)$$

Die Geschwindigkeitsverhältnisse am Strömungswandler nach Schmitz (1955) sind in Abbildung 3-3 dargestellt.

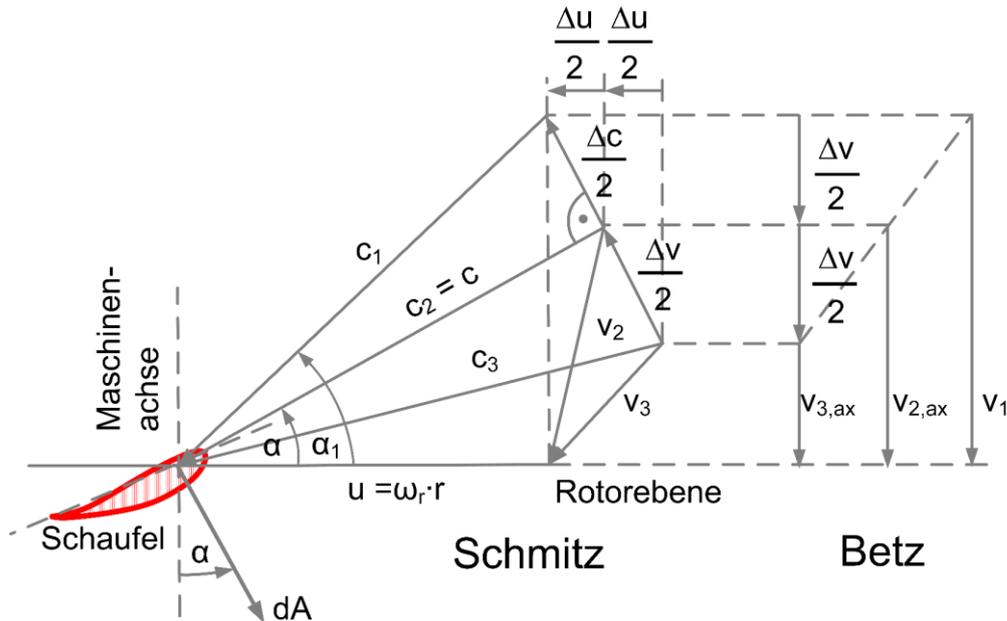


Abbildung 3-3: Geschwindigkeitsdreiecke vor, im und hinter dem Rotor eines Strömungswandlers (nach Gasch & Tvele, 2010)

Die Richtungsänderung der Strömung Δc zwischen den Strömungsgeschwindigkeiten c_1 (weit vor dem Strömungswandler) und c_3 (weit hinter dem Strömungswandler) entsteht durch die Tragflügelwirkung (vgl. Abbildung 3-3). Aufgrund des Impulssatzes entsteht in der Strömungswandlerebene im Schnitt der Breite dr die senkrecht zur Strömungsgeschwindigkeit c stehende Auftriebskraft dA :

$$dF_A = \Delta c \cdot d\dot{m} \quad (3-37)$$

Der Massenstrom an der Ringfläche mit dem lokalen Rotorblatradius r ergibt sich zu:

$$d\dot{m} = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot v_2 \quad (3-38)$$

Unter Vernachlässigung des Widerstandes beträgt die Leistung in der Ringfläche:

$$dL = dF_A \cdot \sin \alpha \cdot \omega_r \quad (3-39)$$

Anhand Abbildung 3-3 lassen sich folgende geometrischen Zusammenhänge am Strömungswandler ermitteln:

Strömungsgeschwindigkeit in der Ebene des Strömungswandlers:

$$c = c_1 \cdot \cos(\alpha_1 - \alpha) \quad (3-40)$$

Axialgeschwindigkeit in der Ebene des Strömungswandlers:

$$v_2 = c_1 \cdot \cos(\alpha_1 - \alpha) \cdot \sin \alpha \quad (3-41)$$

Geschwindigkeitsänderung in der Ebene des Strömungswandlers:

$$\Delta c = 2 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha) \quad (3-42)$$

In Abhängigkeit vom Anströmwinkel α ergibt sich die Leistung dL in der Ringfläche zu:

$$dL = r \cdot \omega_r \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot d_1^2 \cdot \sin 2 \cdot (\alpha_1 - \alpha) \cdot \sin^2 \alpha \quad (3-43)$$

Der optimale Anströmwinkel, bei der die Leistung ihren Maximalwert erreicht, lässt sich über die Ableitung $dL/d\alpha = 0$ bestimmen:

$$\frac{dL}{d\alpha} = (\omega_r \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot c_1^2) \cdot 2 \cdot \sin \alpha \cdot [\sin(2 \cdot \alpha_1 - 3 \cdot \alpha)] \rightarrow \alpha = \frac{2}{3} \cdot \alpha_1 \quad (3-44)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Anströmwinkel α und der Schnelllaufzahl λ wird folgendermaßen hergestellt:

$$\tan \alpha_1 = \frac{v_1}{\omega_r} = \frac{R}{\lambda \cdot r} \quad (3-45)$$

Unter Einhaltung der Zusammenhänge aus den Gleichungen 3-43, 3-44 und 3-45 lässt sich durch Berücksichtigung der Drall-Verluste in Abhängigkeit vom Rotorblattquerschnitt der maximale Leistungsbeiwert nach Schmitz $c_{P,Schmitz}$ wie folgt bestimmen:

$$c_{P,Schmitz} = \int_0^1 4 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2 \cdot \frac{\sin^3\left(\frac{2}{3}\alpha_1\right)}{\sin^3 \alpha_1} \cdot d \cdot \frac{r}{R} \quad (3-46)$$

$$\text{mit } \alpha_1 = \arctan\left(\frac{R}{\lambda \cdot r}\right)$$

Da die Drall-Verluste mit steigender Schnelllaufzahl abnehmen, erhöht sich damit einhergehend der Leistungsbeiwert nach Schmitz bis hin zum idealen Leistungsbeiwert nach Betz (1926).

3.8 Vergleich der Theorien nach Betz und Schmitz

Während der Betz'sche ideale Leistungsbeiwert $c_{P,Betz}$ nicht in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ steht und somit konstant ist, hängt der Leistungsbeiwert nach Schmitz $c_{P,Schmitz}$ stark von der Schnelllaufzahl ab (Schmitz, 1955; Gasch & Twele, 2010). Dies wird deutlich, wenn der Verlauf des Leistungsbeiwertes beider Theorien in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ dargestellt wird (vgl. Abbildung 3-4).

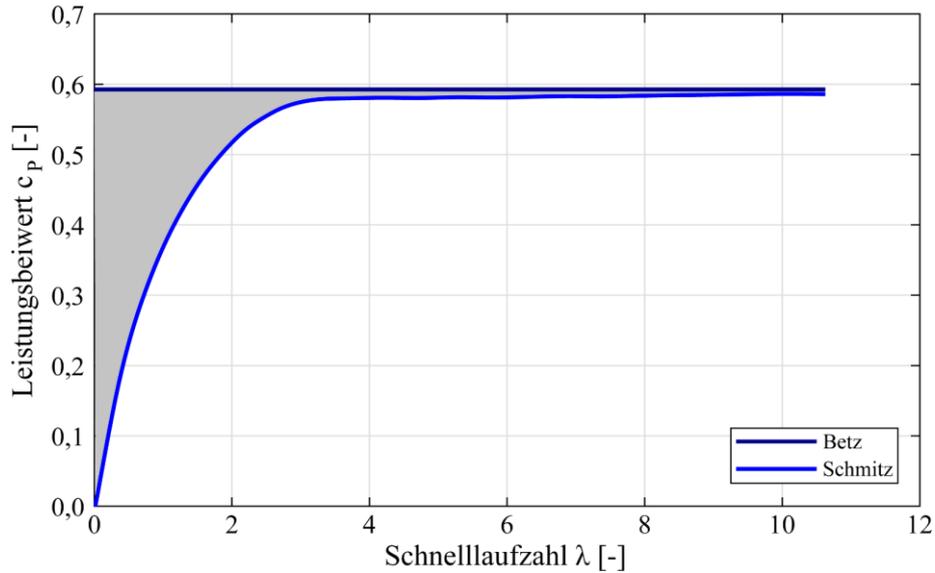


Abbildung 3-4: Leistungsbeiwert-Verläufe der Theorien nach Betz und Schmitz in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ (nach Gasch & Twele, 2010)

Aus Abbildung 3-4 wird ersichtlich, dass die Drall-Verluste (im Leistungsbeiwert nach Schmitz berücksichtigt), wie in Abschnitt 3.6.3 beschrieben, vor allem bei geringen Schnelllaufzahlen besonders große Auswirkungen auf den Leistungsbeiwert des Strömungswandlers haben. Gegensätzlich zum Betz'schen idealen Leistungsbeiwert kann daher durch einen Langsamläufer mit Schnelllaufzahlen von $\lambda < 3$ ein wesentlich geringerer Leistungsbeiwert als durch einen Schnellläufer erreicht werden.

Der Leistungsbeiwert nach Schmitz berücksichtigt die Drall-Verluste, nicht aber die Profil- und Tip-Verluste. Zur theoretischen Ermittlung des realen Leistungsbeiwertes $c_{p,real}$ müssen daher die Profil- und Tip-Verluste mit einbezogen werden. Der reale Leistungsbeiwert unter Berücksichtigung aller Verluste nach Abschnitt 3.6 und ihre zugehörigen Abhängigkeiten lässt sich wie folgt ermitteln (Gasch & Twele, 2010):

$$c_{p,real} = c_{p,Schmitz}(\lambda) \cdot \eta_{Profil}(\lambda, \varepsilon) \cdot \eta_{Tip}(\lambda, z) \quad (3-47)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung 3-47 entwickelte Schmitz (1955) das sogenannte Schmitz-Diagramm zum direkten Ablesen des realen Leistungsbeiwertes $c_{p,real}$ am Beispiel eines axial angeströmten Strömungswandlers in Abhängigkeit von der Gleitzahl ε , der Flügelzahl z und der Schnelllaufzahl λ (vgl. Abbildung 3-5).

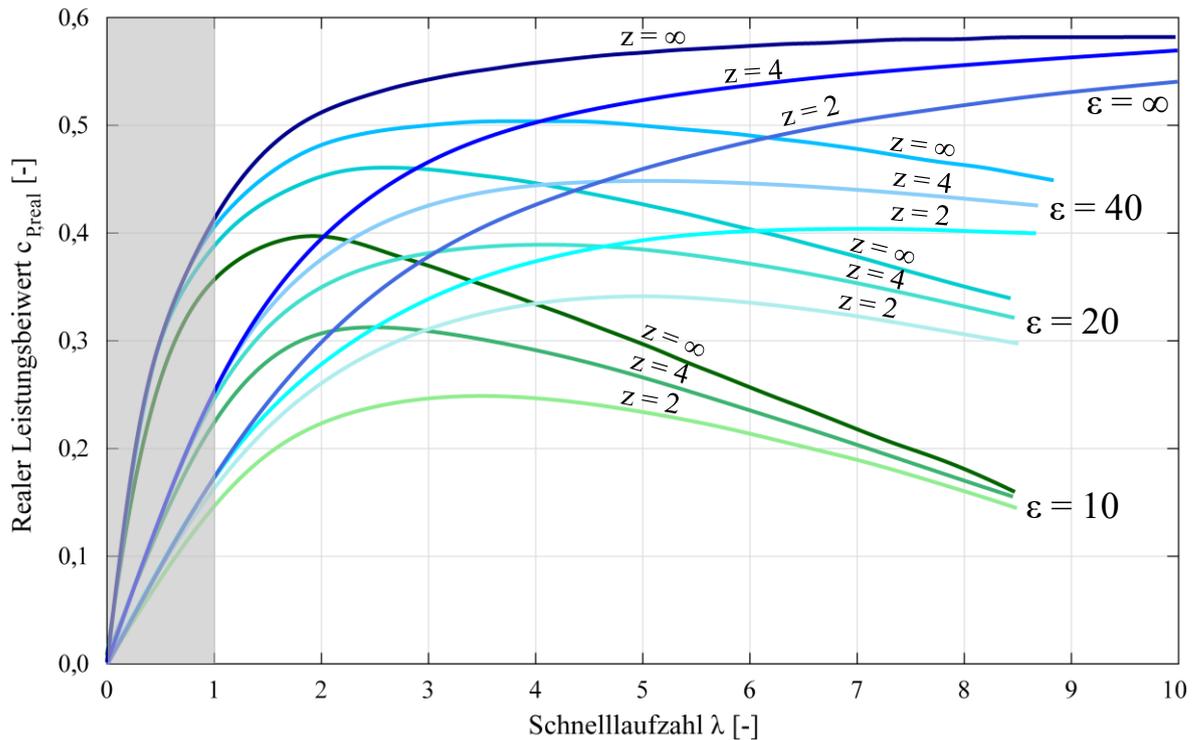


Abbildung 3-5: Realer Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ unter Berücksichtigung der Verluste in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ , der Gleitzahl ϵ und der Rotorblattanzahl z mit Darstellung des Bereichs (grau schattiert) von Langsamläufern bzw. Widerstandsläufern bei einer Schnelllaufzahl von $\lambda < 1$ (Schmitz-Diagramm; nach Schmitz, 1955)

Aus Abbildung 3-5 geht hervor, dass mit steigender Gleitzahl ϵ in Kombination mit einer hohen Rotorblattanzahl z im Falle eines axial angeströmten Strömungswandlers ein höherer Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ zu erreichen ist. Langsamläufer mit einer Schnelllaufzahl von $\lambda < 1$ erreichen nach dem Schmitz-Diagramm einen realen Leistungsbeiwert von maximal $c_{P,real} \approx 0,42$ (vgl. grau schattierter Bereich), wobei Widerstandsläufer mit vergleichsweise geringer Auftriebswirkung wesentlich geringere Leistungsbeiwerte erreichen.

Der Einfluss der Gleitzahl ϵ auf den realen Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ lässt sich unter Berücksichtigung der Werte nach Schmitz (1955) aus Abbildung 3-5 darstellen. Diesbezüglich werden die maximalen realen Leistungsbeiwerte $c_{P,real}$, unabhängig von der Schnelllaufzahl λ , in Abbildung 3-6 für eine Rotorblattanzahl von $z = \infty$ graphisch dargestellt. Jedem Wert liegt somit die Schnelllaufzahl λ zugrunde, die zur Maximierung des Leistungsbeiwertes führt. Der maximale reale Leistungsbeiwert bei einer Gleitzahl von $\epsilon = 0$ orientiert sich an der Grenze des Widerstandsprinzips (vgl. Abschnitt 3.5), da hier die Widerstandskräfte F_W im Verhältnis zu den Auftriebskräften F_A am Strömungswandler maximal sind. Demensprechend wird der maximal mögliche Leistungsbeiwert für Widerstandsläufer von $c_{P,real} = 0,20$

für eine Gleitzahl von $\varepsilon = 0$ angesetzt und dient als Obergrenze für den Leistungsbeiwert reiner Widerstandsläufer.

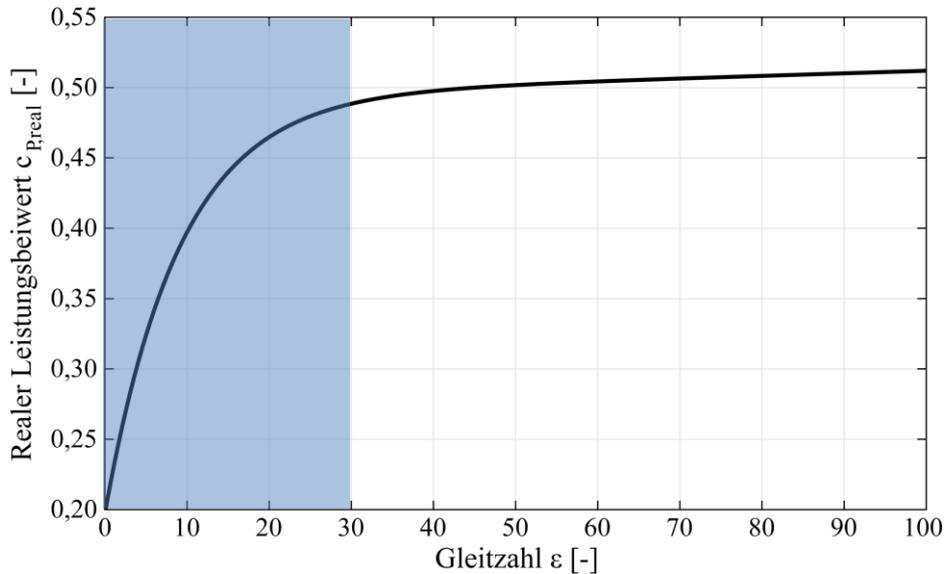


Abbildung 3-6: Realer Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ nach den Daten von Schmitz (1955) in Abhängigkeit von der Gleitzahl ε für Strömungswandler mit einer Rotorlattanzahl von $z = \infty$ unter Vernachlässigung der Schnelllaufzahl λ ; Der definierte Übergangsbereich von Widerstandsläufern zu Auftriebsläufern ist blau schattiert dargestellt

Das Abhängigkeitsverhältnis zwischen dem realen Leistungsbeiwert $c_{P,real}$ und der Gleitzahl ε verläuft exponentiell, weswegen die Steigerung der Auftriebskräfte in Relation zu den Widerstandskräften am Strömungswandler insbesondere im niedrigen Gleitzahlbereich bis $\varepsilon = 30$ zu einer deutlichen Steigerung der Effizienz führen. Ab einer Gleitzahl von $\varepsilon = 30$ sinkt die Effizienzsteigerung kontinuierlich, da die auf den Strömungswandler einwirkenden Widerstandskräfte und damit einhergehend hydraulische Verluste bei der Energieumwandlung abnehmen. Dementsprechend lässt sich der Bereich zwischen den Gleitzahlen von $0 < \varepsilon < 30$ als Übergangsbereich zwischen Widerstandsläufern und Auftriebsläufern definieren. Strömungswandler mit Gleitzahlen innerhalb diesen Bereichs werden fortlaufend als kombinierte Widerstands- und Auftriebsläufer bezeichnet.

4 Entwicklungen im Bereich der kinetischen Energiewandlung

4.1 Vorbemerkungen

Im folgenden Abschnitt werden zu Beginn (Abschnitt 4.2) die geschichtlichen Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraftnutzung in chronologischer Reihenfolge erläutert. Im darauffolgenden Abschnitt 4.3 werden die wichtigsten Entwicklungen im Bereich der Zykloidalpropeller chronologisch vorgestellt. In Abschnitt 4.4 werden die bekanntesten Entwicklungen der letzten Jahrzehnte getrennt nach der Potenzialnutzung von Meeres- bzw. Gezeitenströmungen und Binnenfließgewässern erläutert.

4.2 Geschichtliche Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraft

Die Geschichte der kinetischen Wasserkraft basiert zu Beginn auf der Entwicklung von Schiffsmühlen. Die erste Beschreibung eines kinetischen Wasserkraftwandlers erfolgte durch den römischen Ingenieur Vitruvius im 1. Jh. v. Chr., der eine vorläufige Art des unterschlächtigen Wasserrades in Fließgewässern für den Betrieb einer Schiffsmühle zum Mahlen von Getreide vorsah (Perrault, 1692; Moritz, 1956; Hansen, 2007). Diese vorläufige Art des unterschlächtigen Wasserrades verfügte über gerade Schaufeln, die, ähnlich wie bei einem Stoßrad, nur minimal im Wasser eingetaucht waren (Strobl & Zunic, 2006).

Generell wurden zwei unterschiedliche Schiffsmühlen verwendet (vgl. Abbildung 4-1). Die zu Beginn am häufigsten eingesetzte Variante bestand aus zwei Rümpfen, ähnlich wie ein Katamaran, zwischen denen das unterschlächtige Wasserrad gelagert wurde. Einer der beiden Rümpfe (i. d. R. der landseitige) war breiter, mit dem Festland verbunden und beherbergte das Mühlwerk (Getriebe und Mühlsteine). Die zweite Schiffsmühlenvariante bestand aus einem einzigen Rumpf der an einem oder mehreren Dalben im Fluss befestigt wurde. An den Seiten der Schiffsmühle wurden jeweils unterschlächtige Wasserräder gelagert, die mit einer Achse innerhalb des Bootes verbunden waren (Gräf, 2006; De Decker, 2010). Als effizientester Schiffsmühlentyp galt die Variante mit zwei Rümpfen, da der Zufluss durch die beiden Boote kanalisiert wurde und größere Wasserräder eingesetzt werden konnten. Zudem konnte die Stabilität erhöht und der Zufluss abgeriegelt werden, sodass die Wartung am Rad leichter vorgenommen werden konnte (Gräf, 2006; De Decker, 2010).

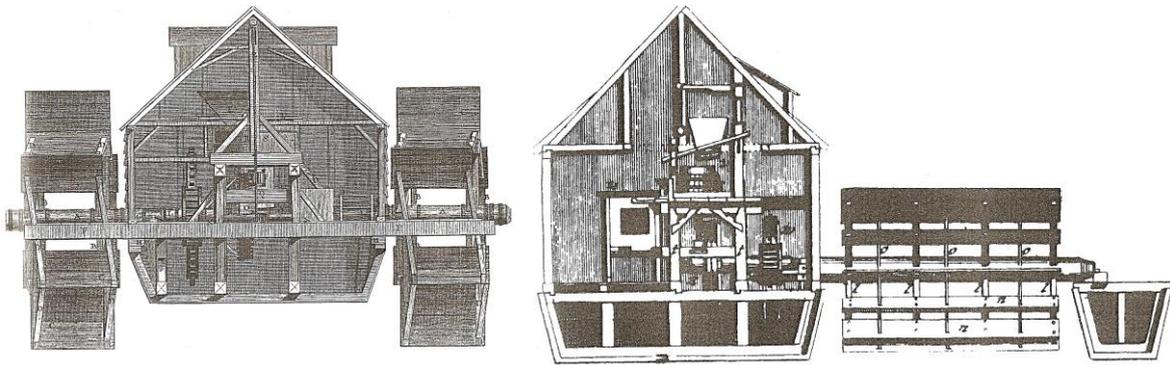


Abbildung 4-1: Schiffsmühle mit einem Rumpf und zwei Mühlrädern (links; Diderot, 1751), Schiffsmühle mit zwei Rümpfen und einem großen Mühlrad (rechts; Beyer, 1735)

Während der Belagerung Roms im Jahre 537 n. Chr. kam eine Schiffsmühle das erste Mal nennenswert zu Einsatz (vgl. Abbildung 4-2), da die wasserversorgenden Aquädukte der Stadt durch die Goten zerstört wurden (Gregorovius, 1978).

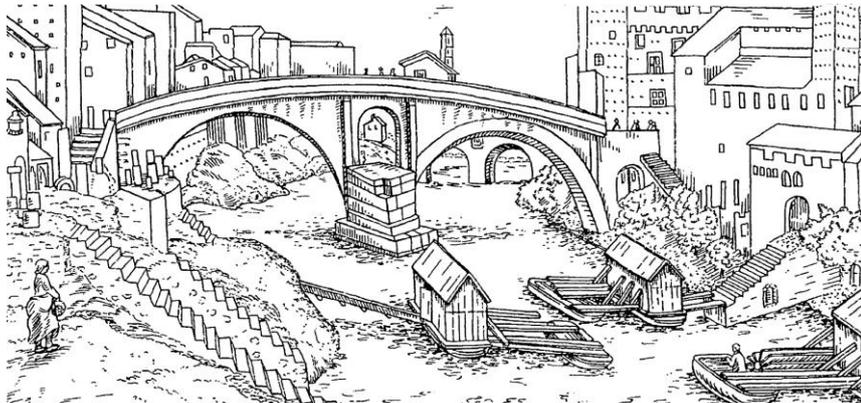


Abbildung 4-2: Darstellung der Schiffsmühlen während der Belagerung Roms im Jahr 537 n. Chr. (Domenico Ghirlandaio, 15. Jh., Florenz)

Nach dem erfolgreichen Betrieb von Schiffsmühlen in Rom wurde die Technik auf dem Fluss Tiber eingesetzt und verbreitete sich schnell über ganz Europa (Bonino, 1981; Taylor, 2002; Schneider, 2013). Während des 6. Jh. wurden in der Schweiz (Genf) und in Frankreich (Paris bzw. Dijon) die ersten kinetischen Schiffsmühlen errichtet (Reynolds, 2002; De Deker, 2010; Van Bavel et al., 2018). Needham (1971) fand in der chinesischen Literatur die erste Erwähnung zur Errichtung einer Schiffsmühle am Fluss Luoche in der Nähe der Stadt Luoyang (China). Die ersten Schiffsmühlen am Rhein konnten in Deutschland (Mainz) und in Straßburg (Frankreich) im 8. Jh. nachgewiesen werden (Gräf, 2006). Ende des 9. Jh. erreichte die Schiffsmühlentechnik die islamische Welt, wo sie entlang der Flüsse Tigris und Euphrat eingesetzt wurde (Reynolds, 2002). Für die Nutzung von Gezeiten wurde die erste Bootsmühle an einem Kanal von Basra im südlichen Irak im Jahr 960 n. Chr. verwendet (Rashed, 2002). Am Fluss Kur in Georgien sowie in Venedig und im Balkan wurden die

ersten Wassermühlen im 10. Jahrhundert gebaut. Die Schiffsmühlentechnik erreichte im 11. Jh. Spanien (De Decker, 2010). Im Jahr 1148 wurde durch Ibn Jubayr von den Schiffsmühlen am Fluss Khabur im oberen Mesopotamien in der Gestaltung eines Damms gesprochen. Hierbei handelte es sich um eine Aneinanderreihung von Schiffsmühlen über die volle Breite des Flusses (Calvo, 2008). Auf dem Fluss Garonne in der Nähe von Toulouse (Frankreich) wurden im 12. Jh. mindestens 60 Schiffsmühlen errichtet, aber im 18. Jh. wieder abgebaut und durch drei Dämme mit 43 befestigten Wassermühlen ersetzt (Sicard, 2005). In Paris wurden im 12. Jh. auf einem etwa eine Meile langen Stück der Seine 70 – 80 Bootsmühlen gebaut (Holmes, 1952). An der Rhône bei Lyons waren 1493 17 Schiffsmühlen angesiedelt, 1516 wuchs die Anzahl auf 20 und 1817 auf 27 Stück (Reynolds, 2002; Gräf, 2006). Im 15. Jh. waren auf der Elbe (Deutschland und Tschechische Republik) etwa 500, auf der Donau 62 in Wien (Österreich) und 88 in Budapest (Ungarn), über 90 Schiffsmühlen auf dem Mur zwischen Österreich und Slowenien sowie eine unbekannte Anzahl in der Slowakei, Kroatien, Serbien, Bulgarien und Rumänien im Einsatz (Gräf, 2006). In Flandern (Belgien) und in den Niederlanden war die Schiffsmühlentechnik, i. d. R. Gezeitenmühlen, nicht verbreitet, weniger als ein Dutzend waren vom 15. – 17. Jh. in Betrieb. Dies lag an der geringen Gezeitenströmungsstärke, welche die Technik vergleichsweise ineffizient machte, sodass bevorzugt hauptsächlich Windmühlen gebaut wurden. In Gräf (2006) konnten fast 700 spezifische Einsatzorte belegt werden. Die genaue Anzahl an Schiffsmühlen ist allerdings weitestgehend unbekannt. Mit den Schiffsmühlen konnten abhängig von der Schaufelzahl und dem Widerstandsbeiwert des Rades Maximalwirkungsgrade bzw. maximale Leistungsbeiwerte von $c_p = 0,31 - 0,40$ erreicht werden (Weisbach, 1888; Niederhausen & Burkert, 2014).

Eine weitere Variante für den Einsatz von kinetischen Wasserrädern wurde mit der hängenden Mühle realisiert (vgl. Abbildung 4-3). Hierbei handelt es sich um ein auf Stelzen gelagertes Mühlenhaus, dessen Wasserräder hängend bis zur Wasseroberfläche reichen. Im Vergleich zu den weit verbreiteten Schiffsmühlen konnten an einer hängenden Mühle eine höhere Anzahl an Wasserrädern eingesetzt werden, sodass die effektive Leistung des Mühlenwerks gesteigert werden konnte. Der Maximalwirkungsgrad von hängenden Mühlen entsprach je nach Bauart ebenfalls bis zu $c_p = 0,31 - 0,40$ (Weisbach, 1888; Niederhausen & Burkert, 2014). Allerdings waren die Kapitalkosten um ein vielfaches höher als von Schiffsmühlen (Beyer 1735; Broes, 2003). Drei hängende Mühlen wurden in Paris an der Seine innerhalb des 17. Jahrhunderts errichtet. In Deutschland wurden ab dem 16. Jh. hängende

Mühlen, sogenannte „Panstermühlen“ gebaut (Beyer, 1735). Im Fernen Osten wurden hängende Mühlen ab dem 15. Jh. errichtet (Broes, 2003).

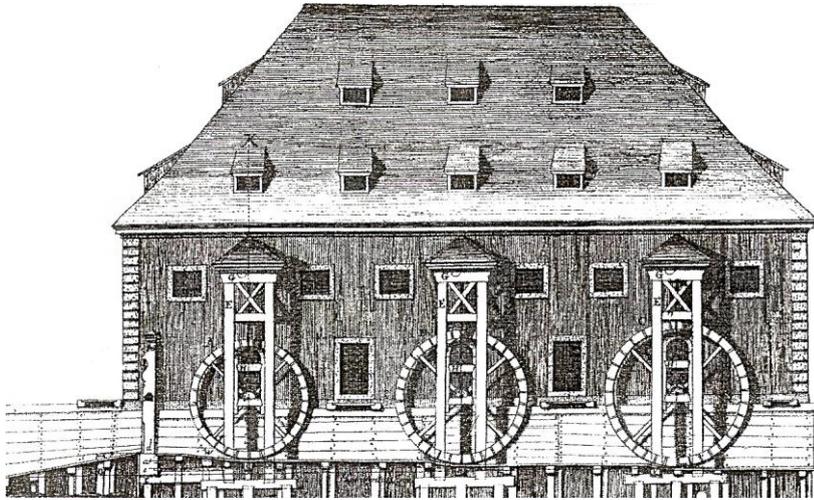


Abbildung 4-3: Darstellung einer hängenden Wassermühle (Beyer, 1735)

Zum Teil wurden kinetische Wasserräder darüber hinaus als Teil einer Brücke eingesetzt. Die erste Beschreibung führt auf das in Spanien gelegene Cordoba 13. Jh. zurück. Vielerorts wurden Schiffsmühlen ab dem 16. Jh. durch Brückenmühlen oder Dämme ersetzt. Manche hängenden Mühlen und Schiffsmühlen bestanden innerhalb Europas und Nahost bis ins 19. Jh. (De Decker, 2010; Gräf, 2006).

Um 1783 wurden die ersten Dampfschiffe gebaut und die Schifffahrt gewann an Bedeutung (Clark, 2007). In Österreich wurde der Betrieb von Schiffsmühlen daraufhin 1770 verboten, 1787 folgte das Verbot in Paris. Die letzte Schiffsmühle am Rhein in Köln wurde 1847 abgebaut (Gräf, 2006; De Decker 2010). In China wurden Schiffsmühlen bis Ende des 19. Jh. genutzt (Needham, 1971; Broes, 2003). Zur Zurschaustellung der Technik wurden einige Nachbauten realisiert. Auf dem Rhein bei Ginsheim entstand beispielsweise 2011 ein Nachbau der letzten Rheinschiffsmühle, die bis 1928 in Betrieb war und 1934 nach Mainz verlegt wurde. Im Jahre 1875 befanden sich an dieser Stelle 22 Mühlen (Lüthje, 2012).

Die Nutzung der Wasserkraft zur Generierung von elektrischem Strom begann Ende des 19. Jh. durch die Erfindung des elektrodynamischen Generators durch Werner von Siemens im Jahre 1866 (Siemens, 1867a; Siemens, 1867b). Zur Steigerung der Kapazität von Wasserkraftwandlern wurden vermehrt Einsatzorte mit potenzieller zur Verfügung stehender Energie erschlossen, sodass fortlaufend die Entwicklung von potenziellen Wasserkraftwandlern in den Vordergrund rückte (Gürbüz, 2006). Die Betrachtung der kinetischen Wasserkraft-

wandler zur wirtschaftlichen Produktion von elektrischem Strom erfuhr zu Beginn eine untergeordnete Rolle, da bislang vergleichsweise kleine Potenziale energetisch nutzbar gemacht werden können. Im 20. Jh. wurden in Deutschland die Standorte für die großtechnische Wasserkraftnutzung weitestgehend erschlossen, sodass das wirtschaftlich nutzbare Potenzial als nahezu ausgeschöpft gilt (Anderer et al., 2010). Das kinetische Wasserkraftpotenzial blieb hingegen bislang fast ungenutzt, bietet aber die Möglichkeit zur Erweiterung des Anteils der Wasserkraft an der weltweiten erneuerbaren Energieversorgung, wodurch die Erforschung kinetischer Wasserkraftwandler zunehmend an Bedeutung gewinnt.

4.3 Geschichtliche Entwicklungen im Bereich der Zykloidalpropeller

Die älteste Beschreibung eines Zykloidalpropellers geht auf die chinesische Windmühle zurück. Es handelt sich um eine Windmühle mit senkrechter Rotorachse, deren sternförmig angeordnete Dschunkensegel sich selbst in der Windströmung ausrichten. Hierbei durchlaufen sie bei einer vollen Drehbewegung des Rades, ähnlich wie bei einem Segelboot, abwechselnd eine Wende und eine Halse. Die Drehbewegung wird über die Widerstandskraft des anströmenden Windes generiert. Während Von König (1982) das Alter dieser Technik auf 1.500 Jahren schätzt, datieren Gasch & Twele (2005) die Bekanntheit der chinesischen Windmühle auf das 10. Jh. n. Chr.

Der erste namentlich erwähnte Zykloidalpropeller war das 1681 von Robert Hooke entwickelte Hooke's Feathering Wheel (Hooke, 1683; Bourne, 1855; Seaton, 1909). Hierbei handelte es sich um eine Windmühle, deren senkrecht zur Windrichtung stehende Rotorblätter für die Rotationsbewegung sorgen, während sich die gegenüberliegenden Rotorblätter parallel stehend gegen die Windrichtung bewegen (vgl. Abbildung 4-4). Die Rotorblätter bewegen sich kontinuierlich um die eigene Achse durch Verwendung eines geeigneten Getriebes bei einem Übersetzungsverhältnis von 2:1. Hooke (1683) sprach außerdem über den Einsatz seiner Erfindung als Strömungswandler im Wasserkraftbereich. Eine genaue Beschreibung der Übersetzungsverhältnisse und Untersuchungen im Wasserkraftbereich wurde nicht angegeben.

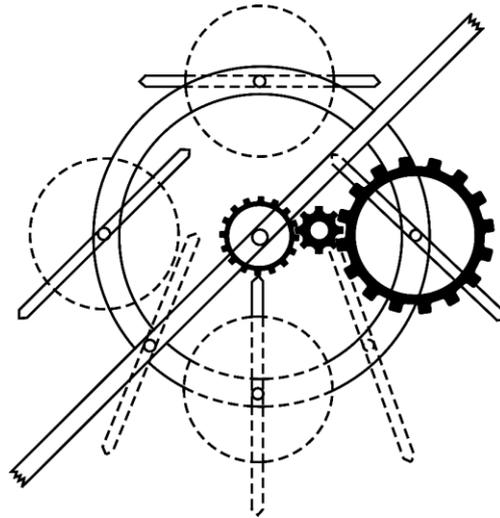


Abbildung 4-4: Schematische Darstellung der Kinematik des Hooke's feathering wheel (nach Hooke, 1683)

Das erste bewegliche Wasserrad in der Antriebstechnik mit zyklonalem Bewegungsablauf geht auf den schottischen Ingenieur Robertson Buchanan zurück, welches 1813 das erste Mal beschrieben wurde (Buchanan, 1816; MacGregor, 1858; Spratt, H.P., 1953; Auber, 2003). Dieses Rad hatte drei Schaufeln (vgl. Abbildung 4-5), welche mit Pleuelstangen gelagert wurden, sowie keine durchgehende Welle (Spratt, 1953).



Abbildung 4-5: Modell des Buchanan's Feathering Paddle Wheel (Rudder, 2010)

Der irische Ingenieur John Oldham entwickelte unter anderem maritime Schaufelantriebe, welche durch Dampfmaschinen angetrieben wurden. Eine seiner Weiterentwicklungen des Rades von Buchanan ist das 1827 patentierte Oldham's Paddle Wheel (Patent-Nr.: 5455) mit zirkulierenden Schaufeln, welches er auf einer hohlen Welle lagerte (MacGregor, 1858; Lee, 1895; Harcourt, 1992). Gegensätzlich zum Hooke's Feathering Wheel wurde ein Pleuelstangengetriebe zur Herstellung des zyklonalen Bewegungsablaufs der Schaufeln verwendet; die Schaufeln des Rades tauchten zur Reduzierung der Verluste senkrecht in das Wasser ein

(Tredgold, 1838; Evers, 1875). Weitere Optimierungen wurden durch die Ingenieure Bernhard und Anderson im Jahr 1929 sowie durch Giffard im Jahr 1837 vorgenommen, welche eine exzentrische Verstellung der Schaufeln zur Verbesserung der Ein- und Austrittswinkel nutzten (MacGregor, 1858). Im Jahr 1829 entwickelte der Erfinder King Williams aus Southwark ein Modell mit einem vierarmigen unregelmäßigem Gelenk, dessen Kurbel senkrecht zu den Schaufeln stand. Dieses Modell wurde allerdings nie patentiert (Dingler, 1830; Auber, 2003). Der Ingenieur Elija Galloway fertigte ein Modell mit fünf Schaufeln an, welches dem Rad von King Williams stark ähnelte, 1829 patentiert wurde und im gleichen Jahr auf den Booten „Carolina“ und „Archiduke Francesco Carlo“ von William Morgen zwischen Triest und Venedig zum Einsatz kam (Saunders, 1957; Auber, 2003). Darauffolgend wurde eine Weiterentwicklung durch die britischen Ingenieure William Morgan und Elija Galloway 1829 als „Morgan Wheel“ neu patentiert. Die Verbesserungen beschränkten sich auf die Radverstreben sowie eine Erhöhung der Schaufel- bzw. Armanzahl auf neun, wodurch die Belastbarkeit und Leistungsfähigkeit des Rades gesteigert wurde (Simmonds et al., 1860; Evers, 1875; Saunders, 1957; Auber, 2003). Die Entwicklungen von Williams, Morgan und Galloway basierten auf den Erkenntnissen von John Oldham (Simmonds et al., 1860; Saunders, 1957). Das eigentliche „Morgan Wheel“ kam bei hunderten bis tausenden Dampfschiffen bis in die 1920er zur Anwendung (Auber, 2003).

1877 wurde von Henry William ein bewegliches Wasserrad patentiert, das, gegensätzlich zu allen vorherigen Erkenntnissen, seine Schaufeln senkrecht zum Radmittelpunkt ausgerichtet hatte (vgl. Abbildung 4-6). Die Schaufeln drehten sich an der Radunterseite während der Rotationsbewegung in die Strömung, um die Antriebsfunktion des Rades zu gewährleisten. Auf der Radoberseite standen die Schaufeln senkrecht zur Radachse, um den Luft- bzw. Wasserwiderstand und damit gegenläufige Kräfte gering zu halten (William, 1877). Ähnliche Systeme wurden 1874 durch E. Spencer (Patent Nr.: US150903A), 1889 durch H. F. W. Sohst (Patent Nr.: US403392A) in Verbindung mit einem Sonnenrad, 1899 durch C. C. Lee (Patent Nr.: US627065A), 1902 durch J. Merkel (Patent Nr.: US701595A), 1881 und 1888 durch D. J. Blasier (Patent Nr.: US236666A & US385232A) sowie 1911 durch G. A. Kenne (Patent Nr.: US1010434A) entwickelt, fanden allerdings in der Literatur weiterführend keine Erwähnung.



Abbildung 4-6: Modell des beweglichen Wasserrades von Henry William (National Museum of American History)

Genaue Untersuchungen zu beweglichen Schaufelrädern (Feathering Paddle Wheels) wurden von Volpich & Bridge (1955) vorgenommen. Es konnte ein Maximalwirkungsgrad von bis zu 47 % für nicht bewegliche Schaufelradantriebe und 52 % für bewegliche Schaufelradantriebe unter Berücksichtigung des Betz'schen Gesetzes bestimmt werden. Generell konnte die Effizienz durch Verwendung von beweglichen Schaufeln um 10 % gesteigert werden. In der Praxis sind allerdings Werte im Bereich von maximal 30 – 36 % zu erreichen (Wray & Starrett, 1970).

Der österreichische Ingenieur Ernst Schneider entwickelte 1926 einen Propeller, der Schiffen eine große Wendigkeit ermöglicht. In Kooperation mit der Maschinenfabrik J. M. Voith GmbH wurde dieser in Heidenheim bzw. St. Pölten (Österreich) weiterentwickelt und 1927 als Voith-Schneider-Antrieb (VSA) bzw. Voith-Schneider-Propeller patentiert (Schneider, 1927; Schneider et al., 1931; Stein, 2013). Die Ring-Kinematik wurde 1928 durch Ernst Schneider patentiert. Versuchsdurchführungen im Jahr 1928 führten zu dem Ergebnis, dass der VSA weniger effizient im Vergleich zu existierenden Wasserkraftturbinen ist. Daraufhin wurde der Propeller fortan lediglich als Schiffsantrieb genutzt und insbesondere bei Schleppfahrzeugen wegen der Manövriervorteile eingesetzt (Jürgens & Fork, 2002; Stein, 2013).

Der VSA (Abbildung 4-7, links) ist ein Vertreter der Zykloidalpropeller, dessen Schraube und Ruder in einem rotierenden Rad vereinigt sind. Durch eine Exzentersteuerung lässt sich jedes der vier bis sechs Schaufeln um einen definierten Winkel auslenken, wodurch die Fahrt- bzw. Manövrierrichtung beeinflusst werden kann. Zudem kann das Rad durch eine geeignete Nullstellung der Schaufeln ohne Vortrieb rotieren (Schneider et al., 1931; Isay, 1956; Pietschmann, 2003; Jürgens et al., 2007). Für die Kinematik des VSA wird ein relativ aufwendiges durch Pleuelstangen gesteuertes Getriebe benötigt, weswegen nur geringfügig

eine Umkehrung der Kraft- bzw. Drehmomentrichtung möglich ist und daher eine Energie-rückgewinnung ineffizient ist (Jürgens & Fork, 2002; Stein, 2013).

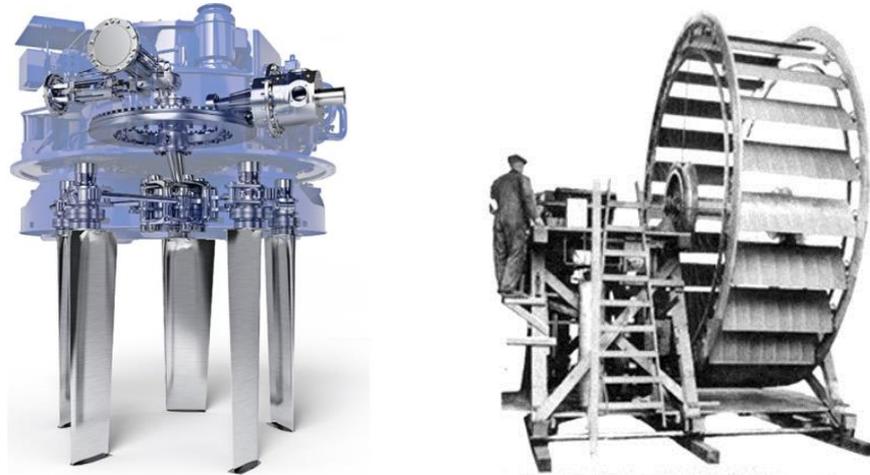


Abbildung 4-7: Voith-Schneider-Antrieb (links; Fa. Voith), Kirsten-Boeing-Propeller (rechts; Sachse, 1926)

In den 1920er Jahren wurde durch Professor F. K. Kirsten und W. E. Boeing der Kirsten-Boeing-Propeller (KBP; Abbildung 4-7, rechts) als Antriebskonzept für Luftschiffe mit 7 – 16 Schaufeln entwickelt (Sachse, 1926; Kirsten, 1928). Das Konzept wurde ebenso für die Verwendung als Schiffsantrieb in Betracht gezogen und im Jahr 1929 patentiert (Patent-Nr. US1740820A). Die Vorteile des KBP basieren im Wesentlichen auf der genauen Justierbarkeit der Schaufeln senkrecht zur Rotationsachse durch Verstellung des Phasenwinkels, weswegen eine große Navigierbarkeit mit dem Rad ermöglicht wird. Im Gegensatz zum VSA lässt sich der Anstellwinkel unterschiedlicher Schaufeln zueinander nicht variieren (Ficken & Dickerson, 1960). Laut Sachse (1926) wurden Antriebsverluste von 20 % festgestellt, wodurch sich Maximalwirkungsgrade unter Berücksichtigung des Betz'schen Gesetzes von ca. 47 % ergeben. Neben Antriebssystemen mit Pleuelstangen kamen ebenso Planetengetriebe mit Zahnrädern zum Einsatz, auch mit einem umlaufenden Zahnkranz wurde die Kinematik des KBP betrieben (Sachse, 1926). Hauptsächlich war die Nutzung des KBP für die Luftschiffahrt vorgesehen, allerdings fand der KBP im Vergleich zum VSA über die Voruntersuchungen nach Sachse (1926) hinaus nur begrenzt praktische Anwendung, sodass es über die Voruntersuchungen hinaus keine bekannte Verwendung gab. Über die Nutzung des KBP als Strömungswandler ist wegen der aufwändigen Kinematik bislang nichts bekannt.

Wheatley (1933) und Wheatley & Windler (1935) untersuchten die Aerodynamik eines Zykloidalpropellers als Flugzeugantrieb, der auf dem Prinzip des H-Darrieus-Rotor von Darrieus

(1925, 1931) aufbaute. Eine umfassende Betrachtung von Zykloidalpropellern als Flugzeugantrieb erfolgt in Moble (2010).

Helm (1967) untersuchte ein Wasserrad mit beweglichen Schaufeln als Antrieb, dessen Schaufeln durch Nockenwellen gesteuert wurden. Untersuchungen unterschiedlicher Schaufelformen ergaben Maximalwirkungsgrade von 40 – 45 %. Die höchsten Wirkungsgrade wurden durch Verwendung von gekrümmten Schaufeln gemessen (10 % höher als flache Schaufeln). Weitere physikalische Untersuchungen wurden von Hwang et al. (2009) sowie von Jing et al. (2014) und Siegel et al. (2007 & 2011) durchgeführt. Hierbei wurden jeweils Zykloidalpropeller mit achsensymmetrischen Schaufeln und einer aufwendigen Kinematik innerhalb Laborversuche, Meeres- und Tidenströmungen untersucht. Hwang et al. (2009) zeigte, dass die optimierte Ansteuerung des Phasenwinkels zu einer bis zu 70 % höheren Leistung im Vergleich zu einem fest eingestellten Phasenwinkel führen kann.

Theoretische Ansätze zu Zykloidalpropellern wurden nachfolgend durch Isay (1956, 1957, 1958) in Deutschland, Haberman & Harley (1961) sowie Haberman & Caster (1962) in den Vereinigten Staaten, durch Sparenberg (1962) in den Niederlanden und durch Taniguchi (1944, 1950, 1960) in Japan erforscht. Weiterhin wurden physikalische Versuche zu Zykloidalpropellern durch Van Manen (1966) in den Niederlanden und durch Nakonechny (1966, 1974) sowie durch Ficken & Dickerson (1969) und Siegel et al. (2019) in den Vereinigten Staaten durchgeführt.

4.4 Neue Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraft

Insbesondere im Laufe der letzten 20 Jahre hat die kinetische Wasserkraft erneut an Bedeutung gewonnen und unterschiedliche Technologien wurden innerhalb von Forschungs- und Entwicklungsprojekten in klein- sowie großmaßstäblichen Modellversuchen untersucht (Zhou et al., 2014). Neben kinetischen Wasserkraftpotenzialen in Fließgewässern standen ebenso maritime Anwendungsgebiete zur Nutzung der Gezeiten- und Meeresströmung im Fokus der Forschung. Im folgenden Abschnitt wird auf die bekanntesten Entwicklungen im Bereich der kinetischen Wasserkraft, getrennt nach der zur Verfügung stehenden Ressource Gezeiten-/Meeresströmungen und Binnengewässer, eingegangen und jeweils nach der Wasserkraftwandlerart nach Abschnitt 2.4 unterschieden.

4.4.1 Kinetische Wasserkraftwandler zur Nutzung von Meeresströmungen

Die kinetische Wasserkraftnutzung von Meeresströmungen bietet ein enormes energetisches Potenzial, das bislang weitestgehend unerschlossen ist. Aufgrund der teils hohen Strömungsgeschwindigkeiten, des großen Platzaufgebots sowie des grundlastfähigen Mediums ließe sich das unerschlossene kinetische Potenzial dieser Strömungen nutzbar machen und einen nicht zu vernachlässigenden Teil zur weltweiten Energiewende beitragen (Zhou et al., 2014). Die nachfolgend vorgestellten Systeme eignen sich zur Nutzbarmachung des Potenzials der Meeresströmungen und, durch Drehbarkeit der Wasserkraftwandler, des Potenzials der Gezeitenströmungen.

4.4.1.1 Axial angeströmte Propellerturbinen

Die in Abbildung 4-8 (links) dargestellte Hammerfest HS1000 Turbine von Andritz Hydro wurde für Wassertiefen von 35 – 100 m zur Nutzung von Gezeitenenergie entwickelt und 2011 auf dem EMEC-Gezeitentestgelände (Europe Marine Energy Center) getestet (Andritz, 2011; Zhou, 2014). Ihre drei im Anstellwinkel variabel gehaltenen Rotorblätter erfassen eine Fläche von 300 – 500 m² und die durchschnittliche Drehzahl liegt bei 10 U/min. Abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit liegt die Nennleistung bei 500 – 2.000 kW (Andritz, 2011). 2012 wurde mit der Einspeisung von 3,1 GWh in das öffentliche Netz begonnen (Andritz, 2011). Die HS1000 basiert auf der Technologie des kleineren Prototyps HS300. Dieser wurde von 2003 – 2007 sowie von 2009 – 2011 in Kvalsund in Finnmark (Norwegen) eingesetzt und erzeugte bei einer Nennleistung von 300 kW jährlich etwa 600 MWh (Andritz, 2011; Benelghali et al., 2011; Zhang et al., 2014).



Abbildung 4-8: Hammerfest HS1000 (links; Andritz, 2011), Atlantis AR1000 (rechts; Zhou, 2014)

Die von Atlantis Resources Corporation entwickelte AR1000 (Abbildung 4-8, rechts) verfügt über eine feste Rotorblatteinstellung und liefert bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,65 m/s eine Nennleistung von 1 MW. Die AR1000 kann durch Verstellung des Gierwinkels optimal auf die Strömungsrichtung eingestellt werden. Der erste Einsatz erfolgte im Sommer 2011 auf dem EMEC-Testgelände, eine weitere Turbine ist in Daishan (China) installiert (MeyGen, 2014; Zhou, 2014). Als Weiterentwicklung soll die größere AR1500 mit einer Nennleistung von 1,5 MW bei einer optimalen Rotordrehzahl von 14 U/min und einer Strömungsgeschwindigkeit von 3,0 m/s in der Bay of Fundy (Kanada) zum Einsatz kommen. Die Rotorblätter sind bei der AR1500 in ihrem Anstellwinkel verstellbar, der Durchmesser des Rotors liegt bei 18 m (MeyGen, 2014; Zhou, 2014).

Die SeaGen S Turbine (Abbildung 4-9, links) wurde als Zwillings-Axialturbine von der seit 2012 im Besitz von Siemens befindlichen Marine Current Turbine Ltd. entwickelt. Das 1,2 MW-SeaGen-S-System mit zwei zweiblättrigen 600 kW Turbinen wurde 2008 in Strangford Lough (Nordirland) installiert und produziert an strömungsintensiven Tagen mehr als 20 MWh pro Tag. Im Jahr 2012 produzierte diese Turbinentechnik mit 3 GWh die zehnfache Strommenge im Vergleich zu allen übrigen Tidekraftwerken. Ein weiteres größeres SeaGen-S-System mit zwei dreiblättrigen Rotoren (Rotordurchmesser je 20 m) erzeugt bei einer Drehzahl von 11,5 U/min und einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s eine Leistung von 2,0 MW (Marine Current Turbines, 2016).



Abbildung 4-9: SeaGen S (links; Marine Current Turbines, 2016), Voith HyTide Turbine (rechts; Voith Hydro)

Die Voith HyTide Turbine (Abbildung 4-9, rechts) wurde von der deutschen Firma Voith Hydro entwickelt. Zu Beginn wurde die Technik durch einen Prototyp im Maßstab von 1:3 in der Nähe von Jindo (Südkorea) getestet. Dieser Prototyp hatte eine Nennleistung von 110 kW. Im nächsten Schritt wurde 2013 auf dem EMEC-Gelände bei einer Wassertiefe von

33 m eine Turbine im realen Maßstab installiert (EMEC, 2019). Mit einem Rotordurchmesser von 16 m erzeugte die Turbine mit im Anstellwinkel unveränderlichen Rotorblättern bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,9 m/s eine Leistung von 1 MW (RWE, 2010; Zhou, 2014). Die Anlage soll 1,8 GWh pro Jahr ins öffentliche Stromnetz einspeisen (RWE, 2010). Weitere Informationen hinsichtlich der Projektergebnisse zur Voith HyTide sind jedoch nicht bekannt.

Die Sabella D10 (Abbildung 4-10, links) hat einen Rotordurchmesser von 10 m und generiert Leistungen von 0,5 – 1,1 MW bei Strömungsgeschwindigkeiten von 3,0 – 4,0 m/s. Sie basiert auf der ersten französischen Meeresströmungsturbine Sabella D03 mit einem Rotordurchmesser von 3 m, die 2008 in der Mündung von Bénodet in der Nähe von Brest getestet wurde (Zabella, 2014; Zhou, 2014). Die D10 wird für einen Zeitraum von drei Jahren in der Fromveur-Passage getestet und erzeugt 15 % des von der französischen Insel Ushant benötigten Stroms (Offshorewind, 2015; Marineenergy, 2018). Für zukünftige Anwendungen plant das Unternehmen Sabella den Bau der größeren Turbinen D12 und D15 mit einem Rotordurchmesser von 12 bzw. 15 m (Zabella, 2014; Zhou, 2014). Die D15 soll künftig 70 % des Energiebedarfs der Insel Ushant liefern (Farinia, 2014).



Abbildung 4-10: Sabella D10 (links; Fa. Sabella), Alstom Tidal Turbine (Mitte; Fa. Alstom), Schottel Instream Turbine (rechts; Schottel, 2014)

Im Jahr 2013 installierte das französische Unternehmen Alstom eine 1-MW-Gezeitenströmungsturbine auf dem EMEC-Gezeitentestgelände. Die Turbine (Abbildung 4-10, Mitte) hat drei in ihrem Anstellwinkel verstellbare Rotorblätter und einen Rotordurchmesser von 22 m. Einsetzbar ist die Alstom Turbine bei Gezeitenströmungsgeschwindigkeiten zwischen 1,0 – 3,4 m/s und erzeugt eine Nennleistung von 1 MW bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,7 m/s. Die Turbine verfügt über ein drehbares Maschinenhaus, sodass sich der Rotor stets in Gezeitenströmungsrichtung drehen lässt (Zhou, 2014).

Die vom deutschen Unternehmen Schottel entwickelte Instream Turbine (Abbildung 4-10, rechts) ist mit einem Gesamtgewicht von 1.000 kg einer der leichtesten und kleinsten Gezeitenströmungsturbinen mit drei Rotorblättern im kommerziellen Gebrauch. Die Rotorblätter sind starr am Turbinencenter befestigt und sind nur durch Lösen der Schraubverbindungen in ihrem Anstellwinkel veränderlich. Die ersten Untersuchungen dieser Turbinenart wurden 2016 auf dem EMEC-Gelände durchgeführt. Von dieser Turbinenart sind drei unterschiedliche Varianten auf dem Markt erhältlich, deren Charakteristiken in Tabelle 4-1 dargestellt sind (Schottel, 2014).

Tabelle 4-1: Charakteristiken der Schottel Instream Turbine (Schottel, 2014)

Parameter	Klasse I	Klasse II	Klasse II
Rotordurchmesser [m]	3,0	4,0	5,0
Nennleistung [kW]	70	62	54
Maximaldrehzahl [U/min]	43	29	18
Nenn-Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	3,8	3,0	2,6

4.4.1.2 Turbinen mit Einhausung

Die Solon Tidal Turbine (Abbildung 4-11, links) wurde von der Atlantis Resources Corporation Ltd. 2008 entwickelt und getestet. Sie wurde mit horizontaler Achse und Diffusor-Einhausung für langanhaltende Gezeiten sowie Strömungsgeschwindigkeiten von $v < 2,6$ m/s entwickelt und ist in Versionen mit Leistungen von 100, 500 und 1.000 kW entworfen worden (bei $v = 4,1$ m/s; Atlantis Resources Corporation, 2011).

2011 entwickelte das britische Unternehmen Lunar Energy Ltd. die Rotech Tidal Turbine (Abbildung 4-11, rechts). Der Rotor der Turbine mit einem Durchmesser von 11,5 m befindet sich in einer 19,2 m langen Diffusor-Einhausung mit einem äußeren Durchmesser von 15 m und erzeugt über den Venturi-Effekt eine Leistung von etwa 1 MW (Lunar Energy Ltd., 2011).



Abbildung 4-11: Solon Tidal Turbine - AS-Serie (links; Atlantis Resources Corporation, 2011), 3D-Modell der Rotech Tidal Turbine (rechts; Lunar Energy Ltd., 2011)

4.4.1.3 Cross-Flow-Turbinen

Die von GCK Technology entwickelte Gorlov Turbine (Abbildung 4-12, links) hat eine vertikale Achse und basiert auf dem Konzept der Darrieus Windmühle. Die drei Rotorblätter der Turbine sind in der Form einer Helix gedreht. In klein- und großmaßstäblichen Modellversuchen wurde ein Maximalwirkungsgrad von 35 % in Binnenströmungen ermittelt (Gorlov, 1994 & 1998; Gorban et al., 2002; Han et al., 2009; Chettiar, 2015).

Die ebenfalls auf dem Darrieus-Prinzip basierende Current Power Turbine (Abbildung 4-12, rechts) wurde von dem Unternehmen Current Power in Kooperation mit der Universität Uppsala (Schweden) entwickelt. Der Generator stellt gleichzeitig die Befestigung der Turbine auf dem Meeresgrund dar, sodass der Rotor über dem Generator kreist. Es wurden Wirkungsgrade von bis zu 30 % für die Turbinentechnik ermittelt (Goude et al., 2009; Lundin et al., 2016).

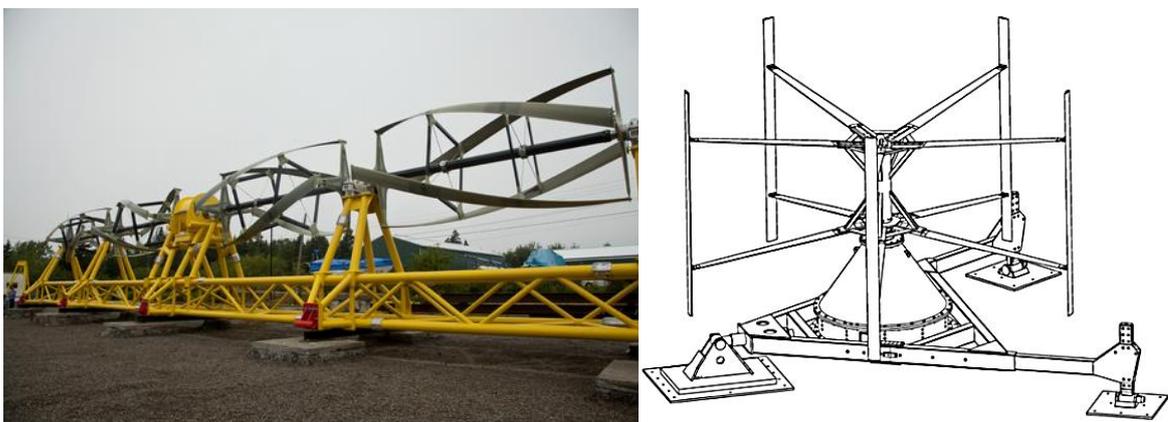


Abbildung 4-12: Gorlov Helical Turbine (links; A. M. Gorlov), Schematische Darstellung der Current Power Turbine (rechts; Lundin et al., 2016)

Die Kobold Tidal Current Turbine ist ein Strömungswandler mit Darrieus-Rotor, dessen Generatorhaus auf der Wasseroberfläche schwimmt und die dort vorhandene Strömungsenergie nutzt. Es wurde ein Prototyp mit einem Rotordurchmesser von 5 m getestet und bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 3,5 m/s eine Leistung von 160 kW erzielt, die Maximaleffizienz beträgt 25 % (Coiro et al., 2005).

4.4.1.4 Weitere Entwicklungen

Die von der Atlantis Resources Corporation Ltd. 2008 entwickelte Nereus Tidal Turbine (Abbildung 4-13, links) hat zwei horizontale Achsen, um die in einer langgezogenen Kreisbahn Tragflügel an einer Kette stets senkrecht zur Strömungsrichtung rotieren. 2007 wurde der erste Prototyp mit einer Nennleistung von 100 kW getestet, 2008 folgte die Untersuchung eines größeren Prototyps mit 150 kW Leistung bei San Remo (Australien). Im gleichen Jahr wurde der bisher größte Prototyp (AN-400) mit 400 kW Nennleistung untersucht und daraufhin an das australische Stromnetz angeschlossen (Atlantis Resources Corporation, 2011). Weitere Informationen hinsichtlich der Größe und Einsatzorte sind öffentlich nicht zugänglich.

Die OpenHydro Turbine (Abbildung 4-13, Mitte) zählt zu den Open-Center-Turbinentechnologien, bei der die Rotationsenergie am Außenkranz der Turbine durch einen permanenten Synchrongenerator erfasst wird. Ein Prototyp mit einer Nennleistung von 250 kW wurde auf dem EMEC-Gelände installiert und 2008 an das britische Stromnetz angeschlossen. 2011 wurde eine größere OpenHydro Turbine mit einer Nennleistung von 500 kW in der Nähe von Brest in Betrieb genommen. Diese hatte einen Durchmesser von 16 m. Bei dieser Turbinentechnologie wurde ein mehrblättriger Rotor verwendet, dessen Aufbau einer Flugzeugturbine ähnelt (Zhou, 2014). Aufgrund von Insolvenz wurde im Juli 2018 das Unternehmen aufgelöst (EMEC, 2019).

Der Stingray (Abbildung 4-13, rechts) wurde von der The Engineering Business Ltd. mit Sitz in Großbritannien entwickelt und basiert auf einem oszillierend ausgelegtem Tragflügel, der bei Anströmung einen Hydraulikzylinder zum Ein- und Ausfahren zwingt. 2002 – 2003 wurde ein Prototyp mit einer Tragflügelweite von 27,7 m in Großbritannien getestet und eine durchschnittliche Leistung von 100 kW erzielt. Die Maximaleffizienz entsprach 27 % (Baker et al., 2002; The Engineering Business Ltd., 2002).

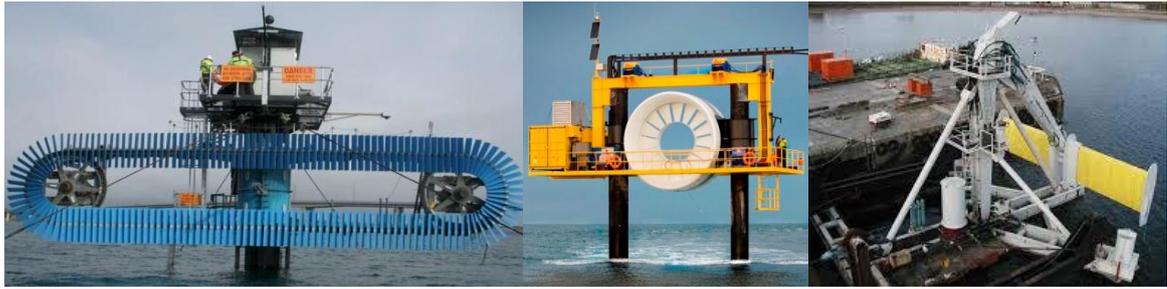


Abbildung 4-13: Nereus Tidal Turbine (links; Atlantis Resources Cooperation, 2011), OpenHydro Turbine (Mitte; Mike Brookes-Roper), Stingray Tidal Turbine (rechts; The Engineering Business Ltd., 2005)

4.4.2 Kinetische Wasserkraftwandler zum Einsatz in Binnengewässern

Im Gegensatz zu Meeres- bzw. Gezeitenströmungen sind die Platzverhältnisse in Binnengewässern wegen der Gewässerbreite meist begrenzt, weswegen vergleichsweise kleinere Strömungswandler zum Einsatz kommen. Darüber hinaus gilt es in Binnengewässern Zielkonflikte zu bewältigen, die bei der Konstruktion beachtet werden müssen (vgl. Abschnitt 2.1). Neben den morphologischen Rahmenbedingungen und dem Schutz gegenüber Treibgut ist besonders der Fischschutz für die Konstruktion der Turbine für den Einsatz in Binnengewässern von großer Bedeutung. Aus diesem Grund muss vor allem bei Schnellläufern ein Rechen vorgesehen werden. Die nachfolgend vorgestellten Systeme eignen sich zur Nutzbarmachung des Potenzials der Binnengewässer.

4.4.2.1 Axial angeströmte Turbinen

Das deutsche Unternehmen Smart Hydropower produziert seit 2010 zwei unterschiedliche dreiblättrige kinetische Strömungsturbinen mit horizontaler Achse für den kommerziellen Einsatz bei Fließtiefen von mindestens 1,10 m. Die Smart Monofloat (Abbildung 4-14, links) mit einem Rotordurchmesser von 1,60 m ist mit einem Schwimmer ausgestattet, der die Turbine an der Wasseroberfläche hält. Der Rotor befindet sich in einer Einhausung mit angeschlossenem Diffusor zur Erhöhung des Turbinendurchflusses bzw. der Durchströmgeschwindigkeit.

Die Smart Free Stream (Abbildung 4-14, Mitte) hat einen Rotordurchmesser von 1,12 m und stellt ein Baukastensystem zur Installation auf der Gewässersohle dar. Beide Turbinen liefern eine Maximalleistung von 5 kW bei einer Fließgeschwindigkeit von 2,8 m/s (Smart Monofloat) bzw. 3,1 m/s (Smart Free Stream). Weltweit sind bislang insgesamt 40 Turbinen der Firma Smart Hydropower im Einsatz (Smart Hydropower, 2019).

Die vom „Wachstumskern Fluss-Strom“ entwickelte Hydrokinetische Turbine (vgl. Abbildung 4-14, rechts) besteht aus einem zwei- bis dreiblättrigen Rotor, der sich in einem Käfig bzw. in einer zylindrischen Einhausung befindet. Zwei daran befestigte zueinander parallel angeordnete Schwimmer halten die Turbine an der Wasseroberfläche. Bei einer Fließgeschwindigkeit von 2,5 m/s werden durch die dreiblättrige PT1 (Rotordurchmesser 0,78 m) 1,56 kW und durch die zweiblättrige Turbine PT2 (Rotordurchmesser 0,9 m) 1,94 kW elektrische Leistung generiert. Die Nenndrehzahl beider Turbinen liegt bei 120 U/min (Fluss-Strom, 2019).



Abbildung 4-14: Smart Monofloat (links), Smart Free Stream (Mitte; Smart Hydropower, 2019), Hydrokinetische Turbine PT1 (rechts; Fluss-Strom, 2019)

Die KSB-Flussturbine (Abbildung 4-15, links) wurde 2010 vom Pumpenhersteller KSB als Prototyp im Rhein bei St. Goar installiert und getestet. Der zweiblättrige Rotor (Durchmesser 2,5 m) ist von einem Diffusor zur Steigerung der Turbinenleistung umgeben und wird durch einen kegelförmigen Rechen geschützt. Bei einer Fließgeschwindigkeit von $v = 2,0$ m/s erzeugte die Turbine eine Leistung von ca. 5 kW. Weitere Informationen sind darüber hinaus nicht bekannt (Giesecke et al., 2014).

Die Strom-Boje ist eine Entwicklung des österreichischen Unternehmens Aqua Libre und befindet sich in der dritten Generation. Der zweiblättrige Turbinenrotor der Strom-Boje 3 (Abbildung 4-15, rechts) hat einen Durchmesser von 2,50 m und erreicht Drehzahlen von 50–120 U/min. Der Rahmen der Turbine mit integriertem Generator ist schwimmfähig und hält die Turbine knapp unter der Wasseroberfläche. Im Hochwasserfall taucht die Konstruktion der Turbine vollständig ab, sodass Schäden durch größeres Treibgut vermieden werden können. Durch einen Diffusor mit einer maximalen Breite von 5,50 m wird die Durchströmgeschwindigkeit an der Turbine gesteigert. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 3,4 m/s lässt sich durch diese Turbinentechnik eine elektrische Leistung von 70 kW generieren. Die Technik wurde bereits mehrfach in österreichischen und deutschen Fließgewässern getestet und wird seit 2018 kommerziell vertrieben (Aqua Libre, 2019).



Abbildung 4-15: KSB-Flussturbine (links; Fa. KSB), Strom-Boje 3 (rechts; Aqua Libre, 2019)

4.4.2.2 Tangential angeströmte Wasserkraftwandler

Der River Rider (Abbildung 4-16) ist ein kinetisches Wasserkraftwerk mit einer Leistung von 0,8 – 23 kW und wurde vom Magdeburger Unternehmen Enertainer Energy bzw. vom „Wachstumskern Fluss-Strom“ entwickelt. Es besteht aus ein bis zwei (River Rider Tandem) unterschlächtigen Wasserrädern, die auf einem katamaranähnlichen Schwimmer gelagert sind. In der Art und Funktionsweise ähnelt es den früher betriebenen Schiffsmühlen (vgl. Abschnitt 4.2). Bislang wurde der River Rider in verschiedenen Größen gebaut und als Einzel- sowie Flottillenkraftwerk getestet. Bei einem Raddurchmesser von 2,0 m, einer Radbreite von 4 m und einer Fließgeschwindigkeit von 2,3 m/s lässt sich eine Leistung von 4,25 kW generieren. Derzeit wird an einem River Rider mit Zykloidalpropeller gearbeitet (Energy Floater; Fluss-Strom, 2019).



Abbildung 4-16: River Rider Tandem (Fluss-Strom, 2019)

4.4.2.3 Cross-Flow-Turbinen

Die vom französischen Unternehmen HydroQuest 2014 entwickelte Flussturbine HydroQuest River (Abbildung 4-17, links) besteht aus zwei Darrieus-H-Rotoren (Rotordurchmesser und -höhe je 1,5 m), die gegenläufig zueinander rotieren. Diese befinden sich in einem Tragrahmen mit an den Seiten angebrachten verstellbaren Klappen, wodurch die Durchströmge-

schwindigkeit, ähnlich wie bei mit einem Diffusor, beeinflusst werden kann. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 3,1 m/s lässt sich eine Leistung von maximal 40 kW erzeugen (HydroQuest, 2019). Eine weitere auf dem Design der Darrieus Windmühle basierende Wasserkraftmaschine ist die Encurrent Turbine, die von der New Energy Corporation Inc. entwickelt und durch Prototypen mit 5, 10, 25, 125 und 250 kW Nennleistung getestet wurde (New Energy Corporation, 2019).

Das vom „Wachstumskern Fluss-Strom“ entwickelte Horizontal²wasserrad (H²W; Abbildung 4-17, rechts) besteht aus einer schwimmenden Plattform mit zwei schraubenförmigen Rotoren. Durch einen halbkreisförmigen Strömungsleiter werden die zwei Rotoren angeströmt, rotieren mit einer Drehzahl von 20 U/min gegenläufig zueinander und erzeugen bei einer Fließgeschwindigkeit von 2,0 m/s eine elektrische Leistung von 1,33 kW. Durch den flachen Aufbau der Konstruktion lässt sich das H²W bei Fließtiefen ab 0,65 m einsetzen (Fluss-Strom, 2019).



Abbildung 4-17: Schematische Darstellung des HydroQuest River 1.40 (links; HydroQuest, 2019), Horizontal²wasserrad (rechts; Barthel, 2018)

Das australische Unternehmen Sundermann Water Power entwickelte eine kinetische Flussturbine (Abbildung 4-18), deren vier Schaufelblätter, ähnlich wie beim StECon, bei einer vollen Radumdrehung 180° um ihre eigene Achse drehen. Die Turbine befindet sich in einer Einhausung, welche die Funktion eines Diffusors übernimmt. Im Inneren der Turbine befindet sich ein ellipsenförmiger Zylinder, der den Turbinendurchfluss auf die senkrecht zur Strömung stehenden Schaufeln eingrenzt. Nach Angaben des Herstellers liegt der Einsatzbereich der Turbine bei Fließgeschwindigkeiten von 3,0 – 6,71 m/s. Dabei werden Wirkungsgrade von 35 – 40 % erreicht (Sundermann, 2019). Eine weitere kommerzielle Nutzung dieser Technik ist nicht bekannt.

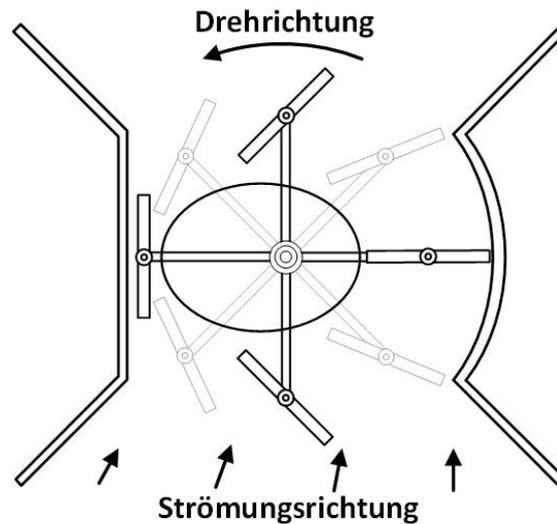


Abbildung 4-18: Schematische Darstellung der Sundermann Water Power Turbine (Draufsicht; nach Sundermann, 2019)

4.5 Schlussfolgerung

Das nutzbare Wasserkraftpotenzial in Deutschland gilt als weitestgehend ausgeschöpft, da Standorte für die großtechnische Wasserkraftnutzung nahezu vollständig erschlossen sind (Anderer et al., 2010). Zur Erweiterung des Wasserkraftpotenzials gewinnt die Erforschung kinetischer Wasserkraftwandler daher zunehmend an Bedeutung. Im Laufe der letzten 20 Jahre wurden verschiedene Lösungen zur Nutzung kinetischer Strömungsenergie innerhalb von Forschungs- und Entwicklungsprojekten untersucht (Zhou et al., 2014). Im Vordergrund standen dabei in der Regel axial angeströmte Wasserkraftwandler. Die Technologie der Zykloidalpropeller blieb als Wasserkraftwandler bislang weitestgehend unerforscht, könnte aber aufgrund der besonderen kinematischen Eigenschaften einen Mehrwert zu den bisher verfügbaren Wasserkraftwandlertechniken darstellen und neue bislang nicht wirtschaftlich nutzbare Anwendungsgebiete erschließen.

5 Entwicklung des Energiewandlers StECon

5.1 Patente

Der Stiller Energy Converter (StECon; vgl. Abschnitt 2.6) wurde von Dipl.-Math. Hans-Ludwig Stiller 2011 erfunden. Im gleichen Jahr meldete Herr Stiller den Energiewandler unter dem Namen HLS Kompaktwasserrad (KWR) und das zur Steuerung der Schaufeln notwendige Doppelplanetengetriebe zum Patent an. Im April 2014 wurde das Patent vom Deutschen Patentamt mit der Veröffentlichungsnummer DE102011014086B4 erteilt. Dieses Patent beinhaltet im Wesentlichen folgende Punkte:

- Ein- oder zweiseitig gelagerte kompakte Bauweise des Energiewandlers bestehend aus 2 – 5 Schaufeln, einer Spulenachse, zwei Spulenrädern und zwei baugleiche Zahnradgetriebe (bei zweiseitiger Lagerung) mit oder ohne Rahmen
- Das Getriebe (Planetengetriebe) zeichnet sich durch ein Übersetzungsverhältnis von 2:1 aus, sodass sich jede Schaufel bei einer Vollumdrehung des Energiewandlers 180° um die eigene Achse dreht
- Das mittlere Zahnrad des Getriebes ist mit einer zentralen Achse verbunden, wodurch der Phasenwinkel der Schaufeln verändert werden kann
- Die Schaufeln besitzen in der Praxis glatte (flache) Oberflächen

Darüber hinaus meldete Herr Stiller Anfang 2014 das Getriebegehäuse zur Lagerung des Kompaktwasserrades zum Patent an. Dieses Patent wurde im Juli 2015 vom Deutschen Patentamt mit der Nummer DE102014000711A1 veröffentlicht und beinhaltet im Wesentlichen folgende Punkte:

- Getriebegehäuse zur direkten Lagerung des KWR über eine innere zentrale Achse als Antriebswelle und direkter Kraftübertragung über ein Zahnrad
- Getriebegehäuse zur direkten Lagerung des KWR über ein Drehkranzlager und direkter Kraftübertragung über einen Zahnkranz, der am Drehkranzlager befestigt ist
- Getriebegehäuse zur direkten Lagerung des KWR über eine Kombination der oben genannten Punkte
- Getriebegehäuse zur indirekten Lagerung des KWR über die mittlere Steuerwelle mit zwei ineinander geschachtelten Lagern und zwei indirekten Kontakten zur Kraftübertragung

Zur Verbindung von zwei mit Planetengetrieben betriebenen Zykloidalpropellern entwickelte Herr Stiller außerdem eine Steuerkette, an der weitere Zahnräder mit Schaufeln entlang laufen. Diese Entwicklung wurde 2011 beim Deutschen Patentamt eingereicht und 2012 mit der Nummer DE102011014085A1 veröffentlicht. In der vorliegenden Arbeit wird aufgrund der fehlenden Relevanz für die Untersuchungen des Energiewandlers nicht weiter auf die Steuerkette eingegangen.

Im weiteren Untersuchungsverlauf wurde der Energiewandler mit einem Getriebegehäuse zur direkten Lagerung über ein Drehkranzlager und direkter Kraftübertragung über einen Zahnkranz realisiert. Ende 2014 wurde das Kompaktwasserrad in Stiller-Energiewandler-Kompaktwasserrad (StEwaKorad) umbenannt.

5.2 Forschungs- und Entwicklungsprojekte

Zur Untersuchung und Weiterentwicklung des Zykloidalpropellers stellte Herr Stiller 2013 seine Erfindung am Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu) der Universität Siegen vor. Nach ersten Tests an Funktionsmodellen in der Versuchsrinne des fwu konnte die Funktionsfähigkeit des Systems nachgewiesen und ein mittlerer Wirkungsgrad von ca. 30 % in der begrenzten Strömung ermittelt werden. Darauffolgend wurden insgesamt zwei Forschungs- und Entwicklungsprojekte zur Erforschung der Energiewandler-Technik durchgeführt, welche die Grundlage für die vorliegende Arbeit bilden.

5.2.1 F&E Projekt StEwaKorad

Von Oktober 2014 bis März 2016 wurde das BMWi-Projekt StEwaKorad mit dem Titel „Wissenschaftliche Erschließung der Leistungsmerkmale und Kennzahlen zum StEwaKorad für die Gewinnung regenerativer Energie aus Fließgewässern im Fallhöhenbereich der tief- bzw. unterschlächtigen Wasserräder einschl. Meeresströmungen“ mit dem Förderkennzeichen 0325723 in Kooperation mit dem Lehrstuhl für Produktentwicklung der Universität Siegen (PE), ehemals kcm, durchgeführt. Innerhalb des Projekts wurden erste Testmodelle und ein erster Prototyp (StECon1) gebaut, in der Versuchsrinne des fwu installiert und die grundlegenden Eigenschaften des StEwaKorades in der begrenzten Strömung (ohne Umströmungsmöglichkeit am Energiewandler) untersucht. Als Basis für den Bau der Modelle bzw. des Prototyps dienten die Funktionsmodelle von Herrn Stiller sowie die dazugehörigen Patentschriften. Gegen Ende des Projektes wurde das StEwaKorad in Stiller Energy Converter (StECon) umbenannt.

5.2.2 F&E Projekt StECon-Infra

Im Anschluss an das F&E Projekt StEwaKorad wurde über den Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) ein Folgeprojekt zur Untersuchung des StECon in der freien Strömung ohne Umbauung beantragt und genehmigt. Von November 2016 bis November 2019 wurde unter dem Förderkennzeichen EFRE-0800555 das Projekt StECon-Infra mit Titel „Nutzung kleiner Wasserkraftpotenziale (potenzielle und vorrangig kinetische Energie) an bestehenden Infrastrukturen mit dem neuartigen Energiewandler StECon“ durch das Forschungsinstitut Wasser und Umwelt (fwu) sowie dem Lehrstuhl für Produktentwicklung (PE) der Universität Siegen durchgeführt. Inhalt des Projekts waren praxisnahe Untersuchungen am StECon in der begrenzten sowie in der freien Strömung. Zu Beginn wurde der erste Prototyp während eines Dauerversuchs in der begrenzten Strömung getestet. Zur Ermittlung des Potenzials in der freien Strömung wurden der Prototyp StECon1 sowie ein größerer optimierter Prototyp (StECon2) auf einem speziell dafür entworfenen Schwimmkörper installiert und in dem nahegelegenen Fließgewässer Sieg hinsichtlich ihrer Leistungscharakteristik untersucht. Darüber hinaus wurden beide Prototypen bei veränderlicher Strömungsgeschwindigkeit in der freien Strömung des Elbe-Havel-Kanals bei Genthin (Sachsen-Anhalt) mit Hilfe eines Versuchsboots getestet. Ziel des Projektes sollte das Erreichen der Marktreife für die Energiewandler-Technik StECon sein.

5.3 Aufbau des StECon

Die Untersuchung der Energiewandlertechnik StECon wird nachfolgend durch eine vertikal ausgerichtete Konfiguration realisiert (vgl. Abbildung 5-1). Dies hat zum einen den Vorteil, dass nur ein Getriebe(-kasten) zur Herstellung der zyklidalen Schaufelbewegung benötigt wird und dadurch Reibungsverluste minimiert werden können. Die Getriebeelemente befinden sich hierbei oberhalb der Wasseroberfläche, sodass ebenfalls die Mess- und Generator-technik lediglich gegen Spritzwasser geschützt werden müssen. Zum anderen kann der StECon relativ unproblematisch in begrenzte Strömungen (z. B. Kanäle) ohne Umströmungsmöglichkeit eingesetzt werden, wodurch die potenzielle Energie der Zuströmung genutzt werden kann. Die Schaufelenden werden über eine Führungsscheibe zusammengehalten, um ein Auseinanderdriften aufgrund der Rotationsbewegung zu verhindern.

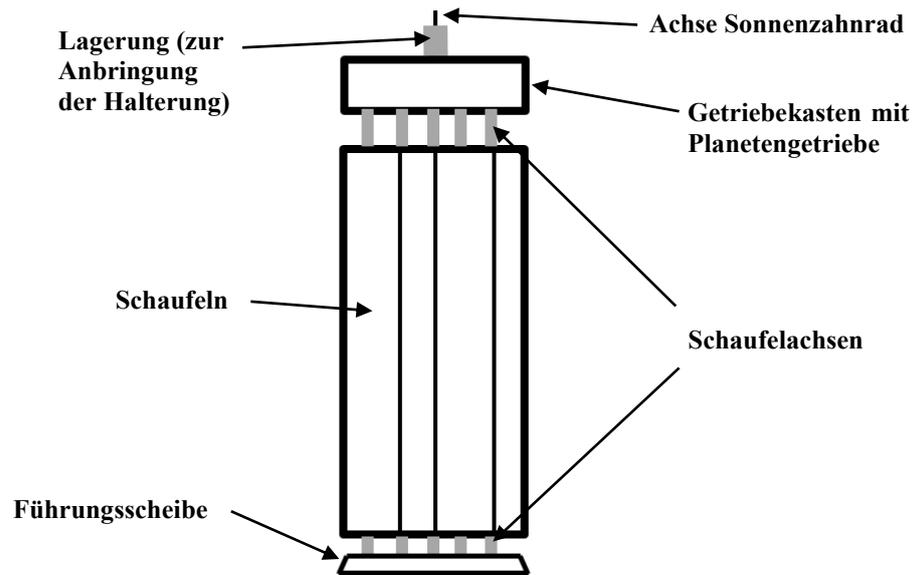


Abbildung 5-1: Prinzipskizze zum Aufbau des StECon

Die Lagerung des StECon geschieht über ein am Getriebekasten angebrachtes Lager mit Durchgang, in dem sich die Achse des Sonnenrades zur Variation des Phasenwinkels φ befindet. Bei eingestelltem Phasenwinkel φ steht das Sonnenrad still, während sich die anderen Zahnräder des Planetengetriebes und alle weiteren Elemente des Rades um die Achse des Sonnenzahnrades drehen (vgl. Abschnitt 5.4.1 für weitere Erläuterungen zum Getriebe). Die am anderen Ende der Schaufeln befindliche Führungsscheibe wird während der Untersuchungen an Testmodellen in der Versuchsrinne des fwu über einen Teflon-Pin an der Sohle gelagert. Eine Übersicht der in den Forschungsprojekten getesteten Testmodellen und Prototypen enthält Anhang A.1.

Die verwendeten Testmodelle haben ein reguläres evolventenverzahntes Planetengetriebe mit einem Zahnradverhältnis von 20-18-40 Zähnen, also der ursprünglich verwendeten Getriebekonfiguration (vgl. Abschnitt 5.4.1). Der Getriebekasten besteht aus zwei Kunststoffplatten, die durch Verbindung über Gewindestangen einen zylindrischen Innenraum zur Unterbringung des Getriebes ergeben. Zur Minimierung der Reibungsverluste durch das Getriebe sind die Zahnradachsen der Schaufelaufhängung sowohl an der Ober- und Unterseite des Getriebekastens kugelgelagert. An den Schaufelachsen sind die Schaufeln per Klemmung befestigt. Für die Hauptlagerung der Testmodelle wird ein Fahrradrahmen verwendet. Durch die hohle Achse des Rahmens führt die aus einer Gewindestange bestehende Sonnenradachse (Jensen et al., 2016).

Der erste Prototyp des StECon (StECon1) verfügt über einen Getriebekasten aus Aluminium, der vollständig wasserdicht ausgeführt ist. Zur Kräfteübertragung bzw. Herstellung des zyklidalen Bewegungsablaufs wird ein Planetengetriebe mit einem Zahnradverhältnis von 15-18-30 Zähnen (vgl. Abschnitt 5.4.1) verwendet. Die Schaufeln des Prototyps bestehen aus Edelstahl und werden ebenfalls durch eine Führungsscheibe am unteren Ende zusammengehalten. Im Vergleich zu den Testmodellen ist aufgrund der Steifigkeit der Konstruktion keine weitere Lagerung durch einen Pin an der Rinnensohle notwendig.

5.4 Optimierungsarbeiten

Zur Untersuchung und Optimierung der Technik der Zyklidalpropeller wurden im Rahmen der zuvor genannten Projekte physikalische Modellversuche an den Testmodellen bzw. Prototypen des StECon in der begrenzten Strömung durchgeführt. Darüber hinaus erfolgten zur Ergänzung numerische Strömungssimulationen durch das PE mit ANSYS CFX (Küppers et al., 2019). Diese dienten zum Teil als Verifizierung der Ergebnisse aus den physikalischen Modellversuchen sowie als weitere Optimierungsschritte zur Herstellung des optimierten Prototyps StECon2. Im Wesentlichen werden folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Optimierung des Getriebes (siehe Abschnitt 5.4.1)
- Untersuchung der Spaltmaße zwischen den Schaufeln und zur Rinnenwand (physikalisch für die begrenzte Strömung und numerisch für die freie Strömung durch PE (Küppers et al., 2019); siehe Abschnitt 5.4.3)
- Untersuchung und Optimierung der Schaufelform (physikalisch für die begrenzte Strömung und numerisch für die freie Strömung durch PE (Küppers et al., 2019); siehe Abschnitt 5.4.4)
- Untersuchung des Phasenwinkels φ (physikalisch für die begrenzte Strömung und numerisch für die freie Strömung durch PE (Küppers et al., 2019); siehe Abschnitt 5.4.4, innerhalb der Untersuchungen zur Schaufelform)
- Untersuchung der Schaufelanzahl (numerisch durch PE (Küppers et al., 2019); siehe Abschnitt 5.4.5)

Die oben genannten Parameter und Komponenten nehmen direkten Einfluss auf das mechanische Leistungs- und Effizienzverhalten eines Zyklidalpropellers, weswegen die daraus resultierenden mechanischen Verluste weitestgehend minimiert werden sollen. Erwartungsgemäß haben die Schaufelform und der Phasenwinkel die größten Auswirkungen auf die Effizienz (bereits anhand der physikalischen Voruntersuchungen erkannt), da durch sie die

Aufnahme der Strömungsenergie am Rad beeinflusst wird. Aus diesem Grund wird den beiden Parametern in den nachfolgenden Abschnitt eine hohe Bedeutung zugeschrieben. Nachfolgend werden alle durchgeführten Optimierungsschritte beschrieben und genauer erläutert.

5.4.1 Optimierung des Getriebes

Nach einer Variantenstudie entwickelte Herr Stiller zu Beginn ein Planetengetriebe für den zyklidalen Bewegungsablauf des StECon, bei dem um das mittig gelegene Sonnenzahnrad weitere Zahnräder auf zwei Kreisbahnen angeordnet sind. Das Sonnenzahnrad dient zur Verstellung des Phasenwinkels φ . Die Zahnräder der inneren Kreisbahn dienen zur Kraftübertragung zwischen Sonnenzahnrad und den Zahnrädern der äußeren Kreisbahn und sind direkt im Getriebekasten gelagert. Die Zahnräder der äußeren Kreisbahn sind mit den Schaufeln verbunden und bewirken die Rotation der Schaufeln um ihre eigene Achse. Die Kreisbahnen sind so angeordnet, dass sich ein dreifacher Zahneingriff ergibt. Bei einem StECon mit fünf Schaufeln besteht das Getriebe also aus elf Zahnrädern. Zur Gewährleistung des Übersetzungsverhältnisses von 2:1 müssen die Zahnräder der äußeren Kreisbahn also jeweils doppelt so viele Zähne wie das Sonnenzahnrad haben. Nach einhergehender Berechnung möglicher Getriebekombinationen ergab sich für das erste Getriebemodell ein Zahnradverhältnis von 20-18-40 (Sonnenzahnrad – mittleres Zahnrad – äußeres Zahnrad; Stiller, 2011a). Infolge des BMWi-Projektes StEwaKorad sollten die mechanischen Verluste des Getriebes, also Reibungseinflüsse, weiter minimiert werden. Diesbezüglich wurde vom Lehrstuhl für Produktentwicklung (PE) an einer Verbesserung des Zahneingriffs auf Basis evolventenverzahnter Zahnräder gearbeitet. Als erste Variante ergab sich ein Planetengetriebe mit Kopfkürzung (Einkürzung der Zähne) und einem Zahnradverhältnis von 15-18-30 (vgl. Abbildung 5-2, links), wodurch die Zahnflanken des Getriebes besser aneinander anliegen und bei verringertem Achsabstand weniger Spiel haben. Als zweite technisch aufwendiger umsetzbare Getriebevariante wurden eine Profilverschiebung und eine Anpassung der Zahnradabstände vorgenommen (vgl. Abbildung 5-2, rechts). Dadurch kann eine gleichmäßige nahezu spielfreie Bewegung vorwärts wie rückwärts garantiert werden. Die Berechnung der Zahnräder wurde mit der Software KISSsoft nach ISO 6336:2006 Methode B durchgeführt (Jensen et al., 2016). Bei der Herstellung des StECon1 wurde die technisch aufwendigere Getriebe-lösung mit Profilverschiebung verwendet, da es im Vergleich zur Variante mit Kopfkürzung in beide Rotationsrichtungen leichtläufiger ist.

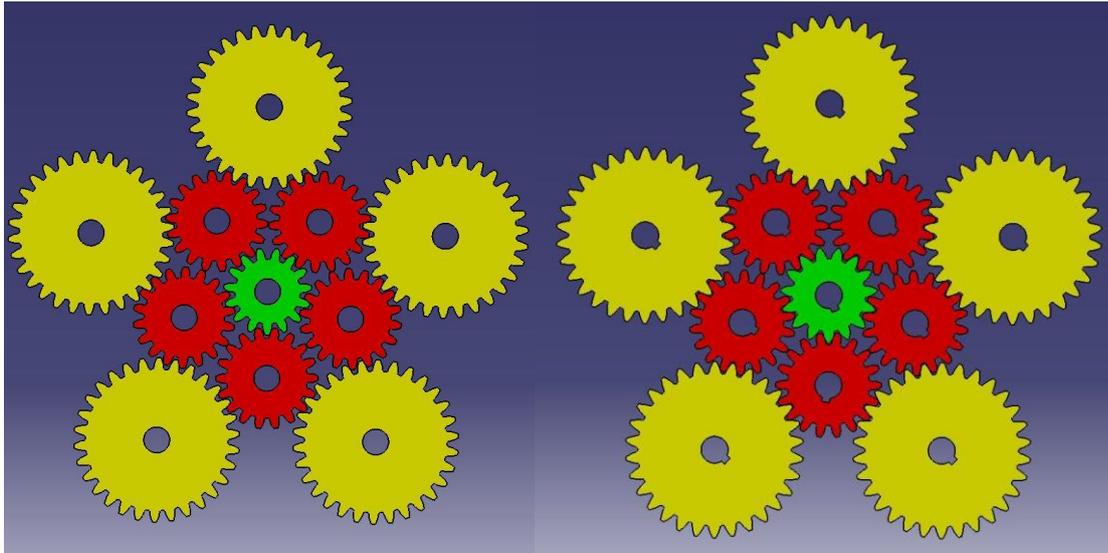


Abbildung 5-2: Schematische Darstellung des Planetengetriebes eines fünfblättrigen StECon mit Kopfkürzung (links), Schematische Darstellung des Planetengetriebes eines fünfblättrigen StECon mit Profilverschiebung (rechts) (Jensen et al., 2016)

Der im Projekt StECon-Infra entwickelte Prototyp StECon2 mit vier Schaufeln nutzt zur weiteren Minimierung der mechanischen Reibungsverluste ein Planetengetriebe mit reduzierter Zahnradanzahl (vgl. Abbildung 5-3). Hierbei teilen sich zur Kraftübertragung auf das Sonnenzahnrad jeweils zwei mit den Schaufeln verbundene Zahnräder ein Zahnrad. Das Zahnradverhältnis beträgt 20-25-40.

Die detaillierte Auslegung der Getriebevarianten ist dem Projektbericht StEwaKorad zu entnehmen (Jensen et al., 2016).

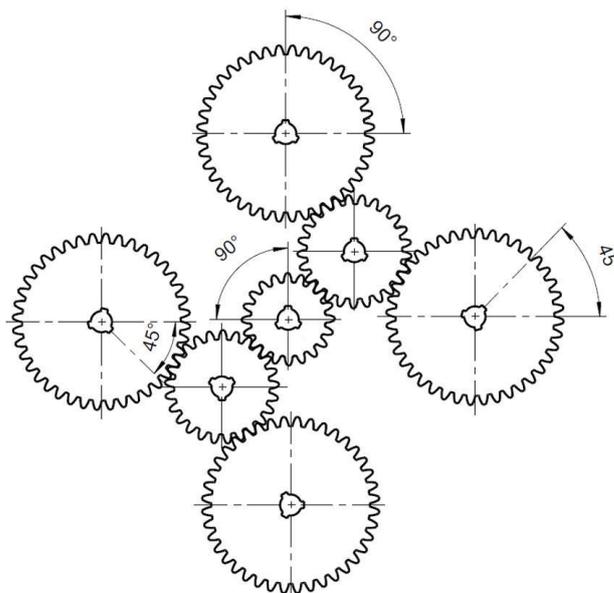


Abbildung 5-3: Schematische Darstellung des Planetengetriebes des vierblättrigen Prototyps StECon2 (Jensen et al., 2020)

5.4.2 Physikalische Versuche in der begrenzten Strömung

Zur physikalischen Untersuchung der Spaltmaße, des Phasenwinkels und der Schaufelform werden die Testmodelle und Prototypen in der 25 m langen Versuchsrinne des fwu getestet. Der Querschnitt der Rinne hat eine Breite von 500 mm und eine Tiefe von 685 mm. Die Sohle des Kanals ist eben, d. h. es besteht keine Sohlneigung.

Zur Wasserversorgung der Rinne besteht am fwu ein Pumpensystem, welches mit einem Hochbehälter (Wasserturm) verbunden ist. Über zwei Pumpen ist eine maximale Wasserversorgung des Kanals von $Q = 180 \text{ l/s}$ möglich. Die Einstellung des Durchflusses wird über ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät (MID) realisiert. Die Ungenauigkeit des vorliegenden Systems entspricht hierbei $\pm 1 \%$. Zur Regulierung der Wasserstandshöhe im Kanal, später Unterwasserstandsvariation am Energiewandler, wird eine höhenverstellbare Klappensteuerung verwendet. Dadurch kann der Wasserstand in 50 mm-Schritten über eine Hubstange nach oben und unten verstellt werden (vgl. Abbildung A-2). Nachfolgend werden die Versuchsaufbauten für die Testmodelle und den ersten Prototyp des StECon (StECon1) vorgestellt.

5.4.2.1 Versuchsaufbau der Testmodelle

Im Rahmen der Untersuchungen kommen zunächst die in Anlage A.1 aufgelisteten Testmodelle mit fünf Schaufeln zum Einsatz. Der Versuchsaufbau zur Untersuchung der Testmodelle in der begrenzten Strömung ist in Abbildung 5-4 dargestellt. Die Testmodelle werden mit Hilfe einer Rahmenkonstruktion in der Versuchsrinne des fwu installiert. Zur Messung der Wasserstände vor und hinter dem Energiewandler werden zwei Ultraschallmesssonden im Abstand von 1,0 m zum Rad am Rahmen befestigt. An der Sonnenzahnradachse ist ein Linearaktuator angebracht, wodurch die Messungen bei unterschiedlichen Phasenwinkeln auf einer Bandbreite von 90° in 5° -Schritten erfolgen können.

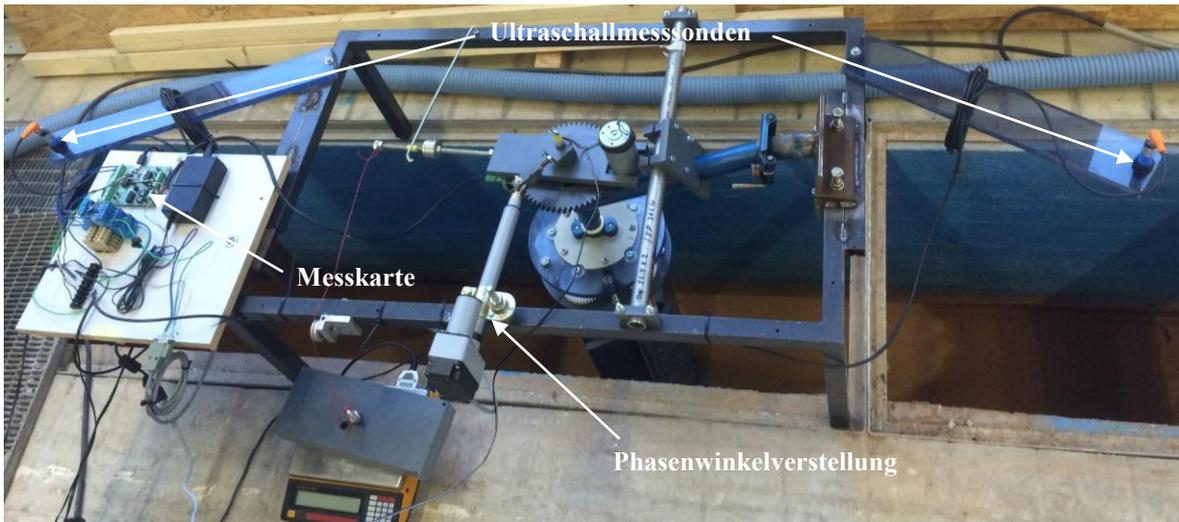


Abbildung 5-4: Versuchsaufbau mit Phasenwinkelverstellung, Drehzahl- und Wasserstandsmessung zu den untersuchten Testmodellen in der Versuchsrinne des fwu

Die Leistung des Energiewandlers wird über die Messung des Drehmoments und der Drehzahl ermittelt. Der Aufbau der Drehmomentmessung ähnelt dem System einer Prony-Bremse (vgl. Croft & Tangerman, 1939 und Babcock, 2000) und ist in Abbildung 5-5 dargestellt.

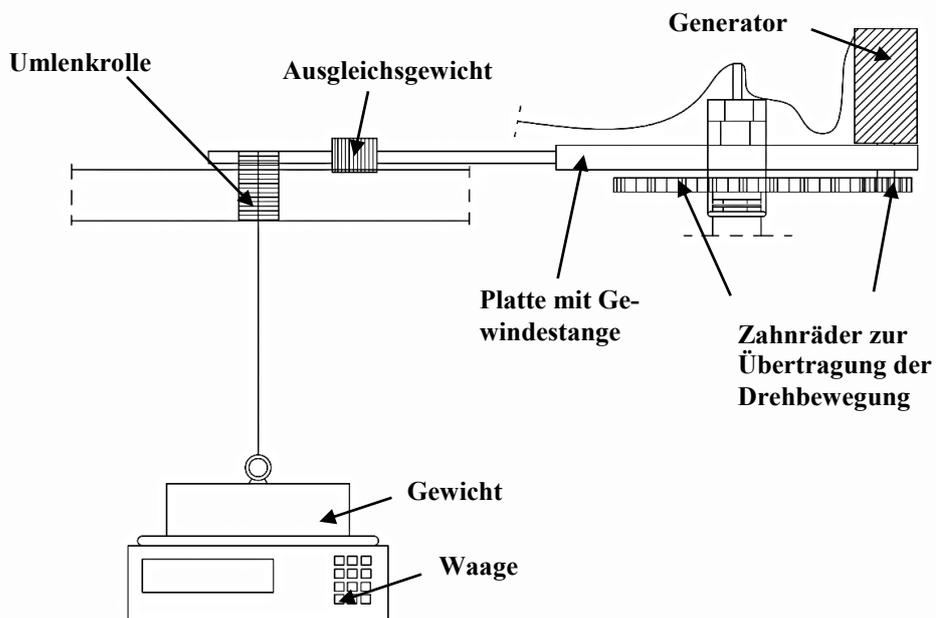


Abbildung 5-5: Schematische Darstellung des Aufbaus zur Erfassung des mechanischen Drehmoments an den Testmodellen

Auf einer an der Testmodellachse frei gelagerten Platte wird an einem Ende ein 24 V Gleichstrommotor angebracht, welcher die Drehbewegung des Rades über ein an ihm befestigtem größeren Zahnrad aufnimmt. An der gegenüberliegenden Seite der Platte wird eine Gewindestange befestigt, die zur Übertragung der Kräfte dient. Ein Ausgleichsgewicht sorgt für

eine stabile Lage der Platte. Am Ende der Gewindestange wird ein Faden befestigt, der über eine Umlenkrolle ein Gewicht auf einer Waage hält. Durch Stromzugabe am Generator mit einem Labornetzteil (beziehungsweise Stromversorgungsgerät) lässt sich die Drehzahl des Energiewandlers variieren, wodurch das entstehende Drehmoment über die Gewindestange (wegen der kurzen Länge und der geringen Gewichtseinwirkung als vollständig steif angenommen) übertragen wird. Die Gewichtsreduktion auf der Waage in Kombination mit dem Hebelarm dient zur Berechnung des Drehmoments. Das System gilt als reibungsfrei, da der Motor lediglich zur Abbremsung des Systems genutzt wird.

Die Messung der Drehzahl erfolgt über eine Gabellichtschranke in Kombination mit einer Lochscheibe (18 Löcher; vgl. Abbildung 5-6). Bei einem Durchgang infolge eines Lochs schließt sich die Lichtschranke und gibt einen Impuls an die Messkarte (Velleman VM110N) weiter. Anhand der bekannten Lochanzahl und der Zeit ist die Ermittlung der Drehzahl möglich.

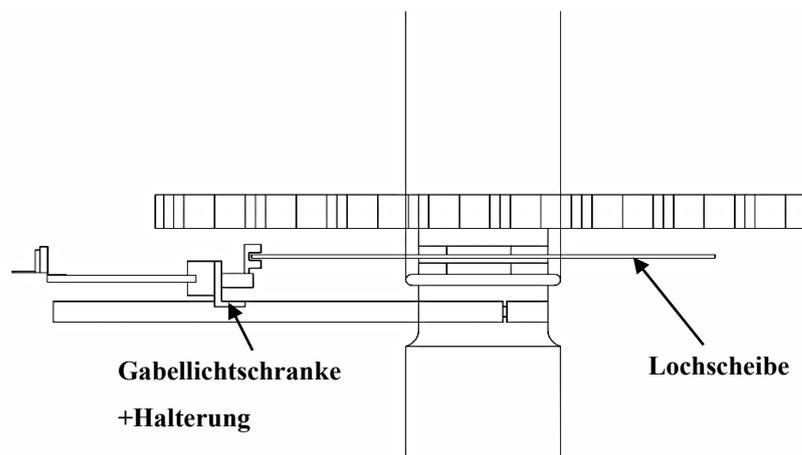


Abbildung 5-6: Schematische Darstellung der Drehzahlmessung (Gabellichtschranke und Lochscheibe) an den Testmodellen

Da die Versuchsrinne doppelt so breit wie die 25 cm breiten Prototypen ist, werden zur Herstellung einer begrenzten Strömung ohne Umströmungsmöglichkeit Kalksandsteine installiert. Diese minimierte Rinnenbreite reicht von 2,0 m vor dem Rad bis 1,0 m hinter dem Rad (vgl. Abbildung A-3).

5.4.2.2 Versuchsaufbau Prototyp

Nach der Untersuchung der Testmodelle wird der erste Prototyp des StECon über einen Rahmen in der Versuchsrinne des fwu installiert (Abbildung 5-7). Die Leistungsmessung erfolgt hierbei durch Verwendung eines 48 V-Gleichstromgenerators. Dieser erfasst über einen Zahnriemen die Drehbewegung des Energiewandlers. Der Zahnriemen greift in einen in den

Prototyp gefrästen Zahnkranz ein. Zur Minimierung der Eingriffsfläche und der damit verbundenen mechanischen Verluste läuft der Zahnriemen über eine weitere Umlenkrolle. In den Stromkreis des Generators ist ein Schiebewiderstand (max. 110Ω) integriert, wodurch eine Drehzahlvariation am Prototyp ermöglicht wird (vgl. Abbildung A-4). Durch einen daran befestigten Linearaktuator kann eine Automatisierung der Messung über eine regelmäßige Verstellung des Widerstands und damit der Drehzahl erfolgen.

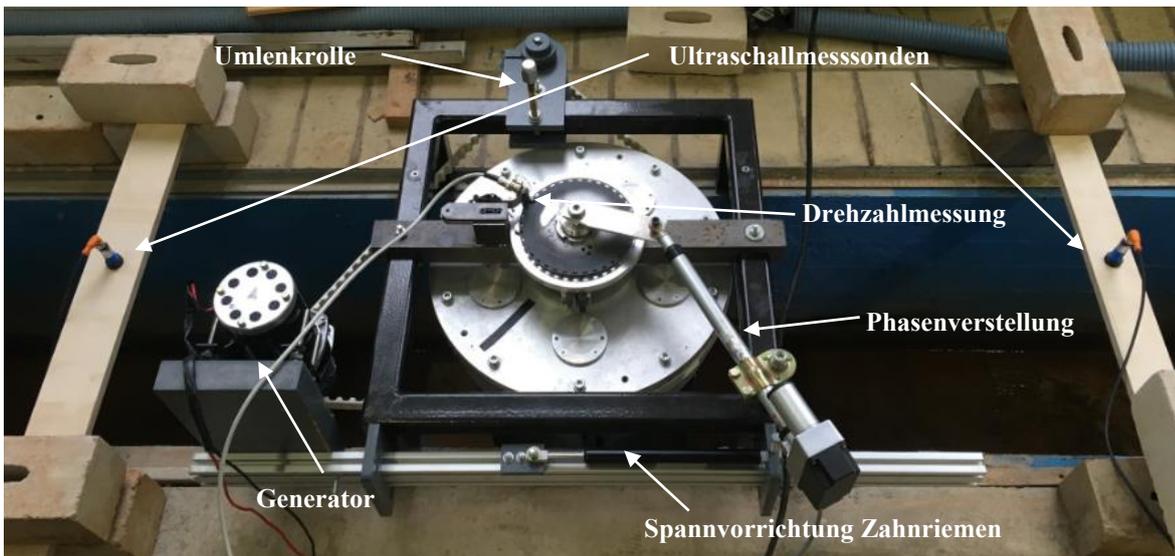


Abbildung 5-7: Versuchsaufbau mit Phasenwinkelverstellung, Drehzahl- und Wasserstandsmessung sowie der Leistungsmessung mittels Generator zum ersten Prototyp des StECon

Die Messung der Drehzahl erfolgt nach demselben Prinzip wie am Testmodell (vgl. Abbildung 5-6), wird aber mit einer Lochanzahl von 36 für eine größere Impulsmenge realisiert. Die Einstellung des Phasenwinkels und die Messung der Wasserstände erfolgt ebenfalls nach dem gleichen Schema wie bei den Testmodellen.

5.4.2.3 Datenaufzeichnung und –verarbeitung

Eine Messkarte dient zur Erfassung der Wasserstände, Drehzahl und Drehmoment sowie zur Steuerung des Phasenwinkels. Zur Messung der elektrischen Leistung (Produkt aus gemessener Spannung U und gemessener Stromstärke I) am Prototyp wird ein Strommessgerät verwendet. Sowohl die Messkarte als auch das Strommessgerät sind über Schnittstellen mit einem Rechner verbunden und geben die erfassten Daten an ein mit Visual Basic for Applications (VBA) erstelltes Programm zur Aufzeichnung weiter. Dieses Programm basiert auf Excel® und stellt die erfassten Werte in tabellarischer Form dar.

Die Erfassung eines Messwertes wird dann ausgeführt, wenn die Strömungszustände am Energiewandler nach Änderung des Durchflusses oder der Drehzahl annähernd gleich sind.

Als Basis wird hierfür die Änderung des Oberwasserstands mit dem Programm erfasst und als Mittelung aus 50 aufgezeichneten Werten betrachtet. Kommt es zu keiner weiteren maßgeblichen Veränderung dieses Wertes, wird mit der Messung der relevanten Parameter begonnen. Insgesamt werden zur Sicherstellung belastbarer Messwerte bei jedem Messzustand etwa 350 Einzelwerte pro Parameter aufgezeichnet. Zur weiteren Betrachtung der Werte wird für jeden Parameter ein gemittelter Wert aus den Einzelwerten gebildet. Dieses Vorgehen wird sowohl für die Testmodelle als auch für den ersten Prototyp des StECon durchgeführt.

5.4.2.4 Versuchsdurchführung an den physikalischen Modellen

Sowohl an den Testmodellen als auch am ersten Prototyp des StECon wird die Leistung und Effizienz über den gesamten Drehzahlbereich, also von keiner Lastabnahme bis nahezu zum Stillstand des Energiewandlers, erfasst. Dadurch können das drehzahlabhängige Leistungsverhalten sowie die Maximalwerte der Leistung und Effizienz ermittelt werden. Diese beiden Kenndaten dienen zum Vergleich für die Ermittlung der optimalen geometrischen Eigenschaften (Spaltmaße, Schaufelform) sowie des optimalen Phasenwinkels und der Drehzahl.

Bei der Untersuchung der Testmodelle wird durch das Labornetzteil in kleinen Schritten der in den Motor induzierte Strom erhöht, wodurch sich die Drehzahl des Energiewandlers stufenweise bis zum annähernden Stillstand verringert. Durch Verringerung der Drehzahl kommt es zu einer Veränderung der Strömungszustände vor dem Rad, weswegen die in Abschnitt 5.4.2.3 erläuterte Vorgehensweise zur Sicherstellung homogener Messzustände vor jeder Messung Anwendung findet. Nach Änderung der Drehzahl und Einstellung homogener Messzustände wird die Messung manuell über das VBA-Programm ausgelöst und alle zuvor erläuterten Parameter aufgezeichnet.

Am ersten Prototyp erfolgen die Sicherstellung der homogenen Strömungszustände, die anschließende Aufzeichnung der (Einzel-)Messwerte sowie die Veränderung des Widerstands (über einen Schiebewiderstand) und der damit einhergehenden Drehzahländerung in kleinen Schritten hingegen automatisch. Hierbei ist die vollständige Bandbreite des Schiebewiderstands automatisch einstellbar.

Die Aufzeichnung von drehzahlabhängigen Messreihen erfolgt bei der Untersuchung der Testmodelle mit unterschiedlichen Schaufelkonfigurationen für die Durchflüsse $Q = 20, 30,$

40, 50 und 60 l/s sowie Klappenhöhen von 0 – 400 mm in 50 mm-Schritten. Bei der Untersuchung des Prototyps werden drehzahlabhängige Messreihen bei den Durchflüssen von $Q = 110, 125$ und 150 l/s und Phasenwinkeln von $\varphi = 0 - 40^\circ$ in 5° -Schritten aufgezeichnet. Wegen des Radwiderstands und dem damit verbundenen Aufstau vor dem Energiewandler ist die Untersuchung größerer Durchflüsse nicht möglich. Geringere Durchflüsse als $Q = 110$ l/s werden hingegen nicht untersucht, da ein zu geringes Drehmoment im Vergleich zur inneren Reibung des Prototyps erzeugt wird, wodurch die Bandbreite der Drehzahl stark begrenzt ist. Zur Verifizierung der Untersuchungen wird jede der Messreihen an den Testmodellen und am ersten Prototyp dreifach durchgeführt.

5.4.2.5 Auswertung der Messreihen

Wie bereits in Abschnitt 5.4.2.3 erläutert werden für die weiterführende Betrachtung der Parameter die jeweils aufgezeichneten Einzelmesswerte (ca. 350) pro Messzustand gemittelt.

Zur Vergleichbarkeit der Energiewandler-Modifikationen wird der hydraulische Wirkungsgrad betrachtet. Dieser ist die wichtigste Vergleichsgröße zur Beurteilung von Wasserkraftwandlern und definiert sich als Quotient aus mechanischer Leistung P_{mech} und der im Wasser enthaltenen hydraulischen Leistung P_{hyd} .

Die hydraulische Leistung des Wassers definiert sich bei Wasserkraftwandlern nach IEC (1999) wie folgt:

$$P_{\text{hyd}} = \Delta h \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (5-1)$$

mit:

$$\Delta h = \frac{p_1 - p_2}{g \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} + h_1 - h_2 \quad (5-2)$$

Da die Untersuchungen unter Freispiegelabfluss durchgeführt werden, sind die Druckverhältnisse vor und hinter dem Wasserkraftwandler gleich und können vernachlässigt werden. Dadurch ergibt sich die Fallhöhe Δh vereinfacht aus den Wasserstandshöhen h_1 und h_2 sowie den Fließgeschwindigkeiten v_1 und v_2 vor beziehungsweise hinter dem Wasserkraftwandler zu:

$$\Delta h = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} + h_1 - h_2 \quad (5-3)$$

Wegen der komplexen Strömungsverhältnisse vor und hinter dem Wasserkraftwandler können die Fließgeschwindigkeiten v_1 und v_2 nicht unmittelbar gemessen werden. Daher werden

diese mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung über den Durchfluss Q und den Wasserständen h_1 und h_2 als theoretische mittlere Fließgeschwindigkeit wie folgt berechnet:

$$v_1 = \frac{Q}{B_{\text{Kanal}} \cdot h_1} \quad ; \quad v_2 = \frac{Q}{B_{\text{Kanal}} \cdot h_2} \quad (5-4)$$

Da die Reibungs- und Spaltverluste als hydraulische Verluste angesehen werden, werden diese bei der weiteren Betrachtung nicht herausgerechnet. Dementsprechend wird für die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades die gesamte hydraulische Leistung des Wassers berücksichtigt.

Die mechanische Leistung der Testmodelle ergibt sich aus dem Drehmoment M und der Drehzahl n zu:

$$P_{\text{mech}} = M \cdot n \quad (5-5)$$

Reibungsverluste des inneren Planetengetriebes werden aus der Bestimmung der mechanischen Leistung P_{mech} nicht herausgerechnet, da sie fester Bestandteil des StECon sind. Bei den Untersuchungen am Prototyp wird die mechanische Leistung nach Abschnitt 5.4.2.6 berechnet.

Die Ermittlung des hydraulischen Wirkungsgrades erfolgt aus dem Quotienten aus mechanischer Leistung P_{mech} und der hydraulischen Leistung P_{hyd} zu:

$$\eta_{\text{hyd}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{hyd}}} \quad (5-6)$$

In der Literatur ist der Begriff „hydraulischer Wirkungsgrad“ nicht ausreichend definiert, weswegen dessen Berechnung nicht einheitlich durchgeführt wird. Beispielsweise rechnet Mosonyi (1963) die auftretenden Spaltverluste aus der hydraulischen Leistung P_{hyd} mit der Begründung heraus, da das am Spalt vorbeiströmende Wasser keine nutzbare Arbeit verrichtet. Da bei dem StECon der am Spalt vorbeiströmende Durchfluss voraussichtlich einen Einfluss auf die Leistung hat, wird dieser bei der weiteren Betrachtung allerdings berücksichtigt.

5.4.2.6 Bestimmung der Generatorverlustleistung

Zur Berechnung der mechanischen Leistung der Prototypvarianten müssen die drehzahlabhängigen Verlustkomponenten (elektrische Verluste) des für die Leistungsabnahme genutzten 24 V-Generators bestimmt werden, da diese noch unbekannt sind. Diesbezüglich wird zur Ermittlung der Verluste ein Versuchsstand errichtet (vgl. Abbildung 5-8). Der 24 V-Generator verfügt am Ende der Generatorachse über das gleiche Zahnrad (22 Zähne) zur Kraft-

übertragung wie während der Versuche im Labor bzw. in der freien Strömung. Dies bedeutet, dass dieselbe Reibungssituation wie während der Ermittlung der Generatorverlustleistung vorliegt. Des Weiteren ist an der Achse des Generators eine pulverbeschichtete Lochscheibe befestigt, mit der über eine Gabellichtschranke die Drehzahl des Generators bestimmt wird. Die Pulverbeschichtung dient hierbei zur Vermeidung von Fehlmessungen, die durch Oberflächenspiegelung ausgelöst werden könnten. Durch eine Messkarte (K8055) werden die Impulse der Gabellichtschranke erfasst. In das Zahnrad des Generators greift ein weiterer Motor (hier als Vergleichsmotor bezeichnet) über ein an der Achse befestigtes Zahnrad in das Zahnrad des Generators ein. Der Vergleichsmotor ist auf einem Hebelarm gelenkig gelagert. An der gegenüberliegenden Seite des Hebelarms ist ein Faden befestigt, der ein Gewicht auf einer Waage hält. Durch Stromzugabe am Vergleichsmotor mit einem Labornetzteil wird der Generator angetrieben, wodurch das entsprechende Drehmoment über den Hebelarm übertragen wird. Die dadurch auftretende Gewichtsreduktion auf der Waage in Kombination mit der Hebelarmlänge dient zur Berechnung des mechanischen Drehmoments. Über zwei mit dem Generator verknüpfte Schiebewiderstände (110Ω und 1.000Ω) ist eine Lastvariation möglich, wodurch der Generator eingebremst werden kann. Zur Messung der elektrischen Leistung am Prototyp wird ein Strommessgerät verwendet.

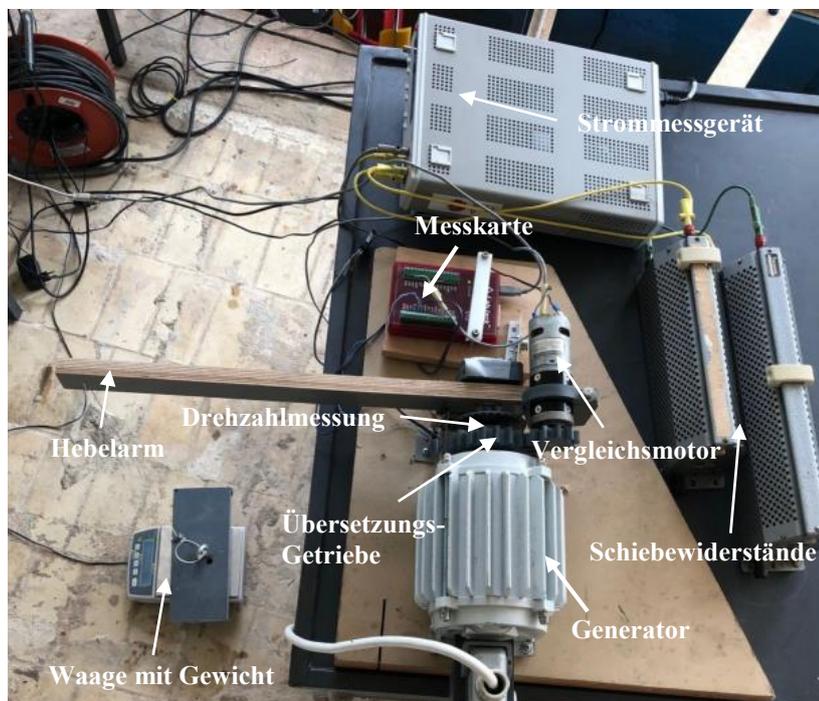


Abbildung 5-8: Messtechnik zur Bestimmung der Motorverlustleistung am Generator mittels Drehmomentmessung und Regulierung der Generatorlast durch Schiebewiderstände

Die Motorverlustleistung wird am betrachteten Generator im Drehzahlbereich von $n = 50 - 275 \text{ U/min}$ in 25 U/min -Schritten ermittelt. Hierbei wird über den Vergleichsmotor so lange die Drehzahl erhöht, bis sich die zu untersuchende Drehzahl durch Messung über die Gabellichtschranke/Lochscheibe einstellt. Dieser Schritt wird fortlaufend während der Variation der Schiebewiderstände durchgeführt, wodurch eine Kennlinie mit dem Zusammenhang von Stromstärke I zu Spannung U bei bekannter Drehzahl erfasst wird. Die Schiebewiderstände werden in möglichst kleinen Abständen verstellt, um eine hohe Genauigkeit der Messwerte zu erzielen. Nach jeder Einstellung der Schiebewiderstände und der Nachregulierung der Drehzahl über den Vergleichsmotor wird das Drehmoment über die Waage ermittelt, wodurch die mechanische Leistung am Generator im Zusammenhang zur am Generator gemessenen elektrischen Leistung bei bekannter Drehzahl dargestellt werden kann.

In Abbildung 5-9 sind die Messergebnisse (Stromstärke I und Spannung U) bei den untersuchten Drehzahlen für verschiedene durch die Schiebewiderstände erzeugte Lasten dargestellt. Die dargestellten Regressionsgraden verfügen über ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,992 - 1,000$. Die 95 % Konfidenzintervalle verdeutlichen die geringen Messunsicherheiten bei der Bestimmung der Motorverlustleistung. Es ergibt sich für jede Drehzahl ein linearer Verlauf, die Spannung ist daher proportional zur Stromstärke (Ohmsches Gesetz).

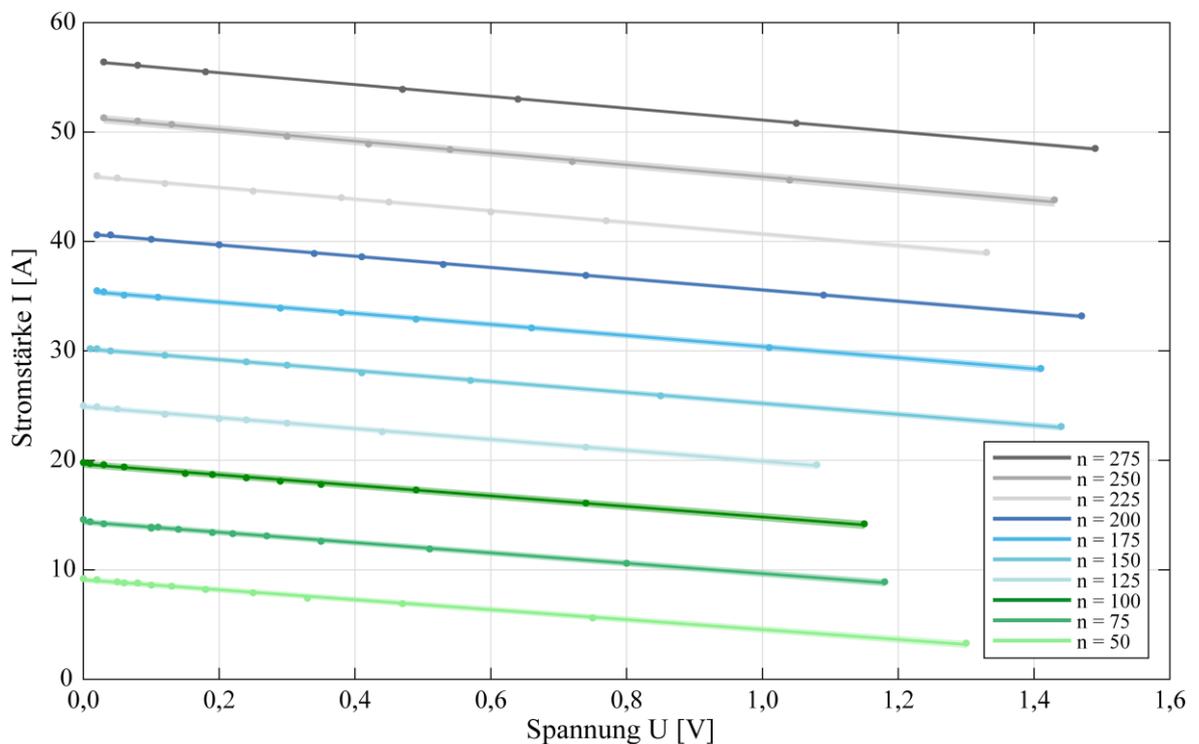


Abbildung 5-9: Darstellung der Messwerte und der dazugehörigen Regressionsgraden zur Bestimmung der Generatorverlustleistung - Abhängigkeit von der Spannung U zur Stromstärke I bei verschiedenen Drehzahlen. Messunsicherheiten sind für jede Regressionsgrade mit Hilfe der 95 % Konfidenzintervalle dargestellt

Da die Drehzahl n direkt proportional zur Spannung U ist, kann mit Hilfe der Geradensteigung, der Spannung U als Achsenabschnitt sowie der Stromstärke I als Eingangswert der Berechnung die Drehzahl n bestimmt werden. Da es sich hier bei der Drehzahl um die Drehzahl des Motors handelt, muss zur Ermittlung der Raddrehzahl das Übersetzungsverhältnis von 22:140 berücksichtigt werden.

Wie bereits zuvor beschrieben wurde das mechanische Drehmoment M_{mech} fortlaufend während der gesamten Versuchsdurchführung aufgezeichnet. Hierbei stellte sich heraus, dass die Spannung U direkt proportional zum mechanischen Drehmoment M_{mech} ist. Folglich lässt sich das mechanische Drehmoment M_{mech} über eine lineare Geradengleichung bei bekannter Spannung U ermitteln. Die mechanische Leistung des StECon kann mit Hilfe der Drehzahl n und dem mechanischen Drehmoment M_{mech} berechnet werden (vgl. Abschnitt 5.4.2.5).

5.4.3 Untersuchung der Spaltverluste

Spaltverluste bezeichnen die Energieverluste infolge eines Durchflusses Q , der durch den Energiewandler ohne Krafteinwirkung auf die Schaufeln strömt und diesbezüglich keine Arbeit verrichtet. Hierbei fließt das Wasser zwischen den beweglichen Strömungswandler-Elementen und der festen Versuchsumgebung (Spaltmaße) hindurch und liefert keine direkte Kraftübertragung an der Schaufel. Der StECon beginnt sich in der begrenzten Strömung sowie im freien Fließgewässer rein theoretisch (unter Vernachlässigung der mechanischen Reibung) erst zu drehen, wenn der Durchfluss die Spaltverluste überwindet.

Beim StECon sind in der begrenzten Strömung zwei unterschiedliche Spaltmaßtypen vorhanden, die für das Auftreten von ungenutzten Durchflussanteilen (Spaltverluste) verantwortlich sein können (vgl. Abbildung 5-10). Darüber hinaus bestehen unter der Führungsscheibe bzw. unter den Schaufeln weitere Spaltverluste, die in den vorliegenden Untersuchungen weitestgehend minimiert wurden und nicht Gegenstand dieser Arbeit sind. Während die Spaltmaße der Kategorie 2 (grün) im Wesentlichen von den Gegebenheiten der Versuchsumgebung im Verhältnis zum kinetischen Wasserkraftwandler abhängen und durch geeignete Kanalkonfigurationen überwiegend behoben werden könnten, sind die Spaltmaße der Kategorie 1 (blau) nur bedingt beeinflussbar. Hierbei ist im Inneren des Wasserkraftwandlers (beziehungsweise des Cross-Flow-Rotors) stets ein zylindrischer Bereich vorhanden, durch den das Wasser hindurchströmen kann. Zur Realisierung der Funktionsfähigkeit können die Spaltmaße nur soweit minimiert werden, dass die Schaufeln während des zyklonalen Bewegungsablaufs nicht aneinanderschlagen.

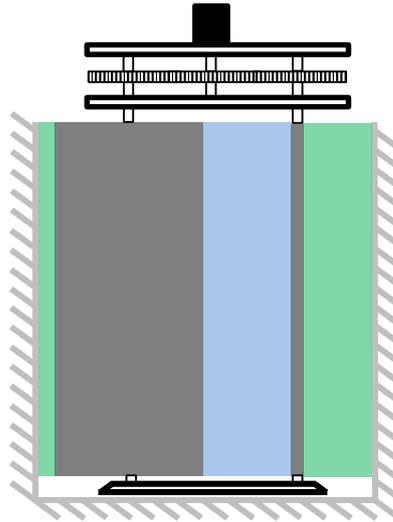


Abbildung 5-10: Schematische Darstellung des Schnitts durch den StECon in der begrenzten Strömung (in einer Versuchsrinne, hellgrau dargestellt) mit einer senkrecht und einer parallel zur Strömung stehenden Schaufel (dunkelgrau dargestellt) und die dazwischen befindlichen Spaltmaße der Kategorien 1 (blau) und 2 (grün)

Zur Untersuchung beider Spaltmaß-Kategorien wird das Testmodell StEwaKorad 4.1 als Ausgangsmodell verwendet (vgl. Anhang A.1), dessen Schaufeln im 30°-Winkel beidseitig angespitzt sind. Daran werden im Vorfeld alle Parameter zur Vergleichbarkeit der Spaltmaßvariationen gemessen.

Im nächsten Schritt sollen die Spaltmaße der Kategorie 1 untersucht werden. Diesbezüglich werden die Schaufeln von 98 cm auf 90 cm Breite eingekürzt, wodurch sich das Mindestspaltmaß zwischen den Schaufeln von 7 mm (StEwaKorad 4.1) auf 15 mm (StEwaKorad 4.2a) vergrößert. Aufgrund der durch das Planetengetriebe vorgegebenen Achsabstände kann am Testmodell zur Vergrößerung des Spaltmaßes lediglich die Schaufelbreite verringert werden, wodurch gleichzeitig die effektive Schaufelfläche reduziert wird. Der Bau eines größeren Testmodells mit gleichbleibender Schaufelbreite hätte hingegen voraussichtlich größere mechanische Reibungsverluste im Planetengetriebe zur Folge, wodurch eine Vergleichbarkeit nicht mehr gegeben wäre. Durch Verringerung der Schaufelbreite vergrößern sich zusätzlich die Spaltmaße der Kategorie 2. Hierbei besteht ein Maximalspaltmaß der Kategorie 2 zwischen senkrecht zur Strömung stehender Schaufel und Rinnenwand von 11 mm. Zur Untersuchung dieser Spaltmaße (Kategorie 2) und deren Einfluss auf die Effizienz und das Leistungsverhalten des Strömungswandlers wird deshalb die gepflasterte Rinnenwand auf der Seite der senkrecht zu Strömung stehenden Schaufeln um etwa 10 mm nach innen versetzt, sodass ein vernachlässigbar kleiner Spalt verbleibt (im Folgenden als StEwaKorad

4.2b bezeichnet). Die Spaltmaßart der Kategorie 2 ist praktisch nur in der begrenzten Strömung in einem Kanal vorhanden, d.h. in der freien Strömung der Fließgewässer sind lediglich die Spaltmaße der Kategorie 1 von Bedeutung.

Die Untersuchung der drei Modellvarianten StEwaKorad 4.1, 4.2a und 4.2b erfolgt bei Durchflüssen von $Q = 30, 40$ und 50 l/s, am Testmodell 4.1 wird zusätzlich der Durchfluss von $Q = 35$ l/s untersucht. Während der Messwerterfassung aus Voruntersuchungen stellte sich heraus, dass der hydraulische Wirkungsgrad η_{hyd} bei allen untersuchten Durchflüssen bei einer Unterwasserstandserhöhung von 200 mm im gesamten Drehzahlbereich maximal ist, wodurch sich verhältnismäßig die geringsten Spaltverluste im Vergleich zu niedrigeren Klappenstellungen ergeben. Hierbei ist die Streuung der Messwerte aufgrund des geringeren Potenzialhöhenunterschieds verhältnismäßig klein. Daher werden nachfolgend die dazugehörigen Messwerte als Basis für die weitere Betrachtung verwendet. Die Messwerte der Untersuchungen mit den dazugehörigen Regressionskurven sind in Abbildung 5-11 dargestellt. Die Regressionskurven verfügen über ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,998 - 1,000$. Die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt anhand der 80 % Konfidenzintervalle. Wegen Rundungsfehlern sind diese selbst bei einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 1,000$ dargestellt.

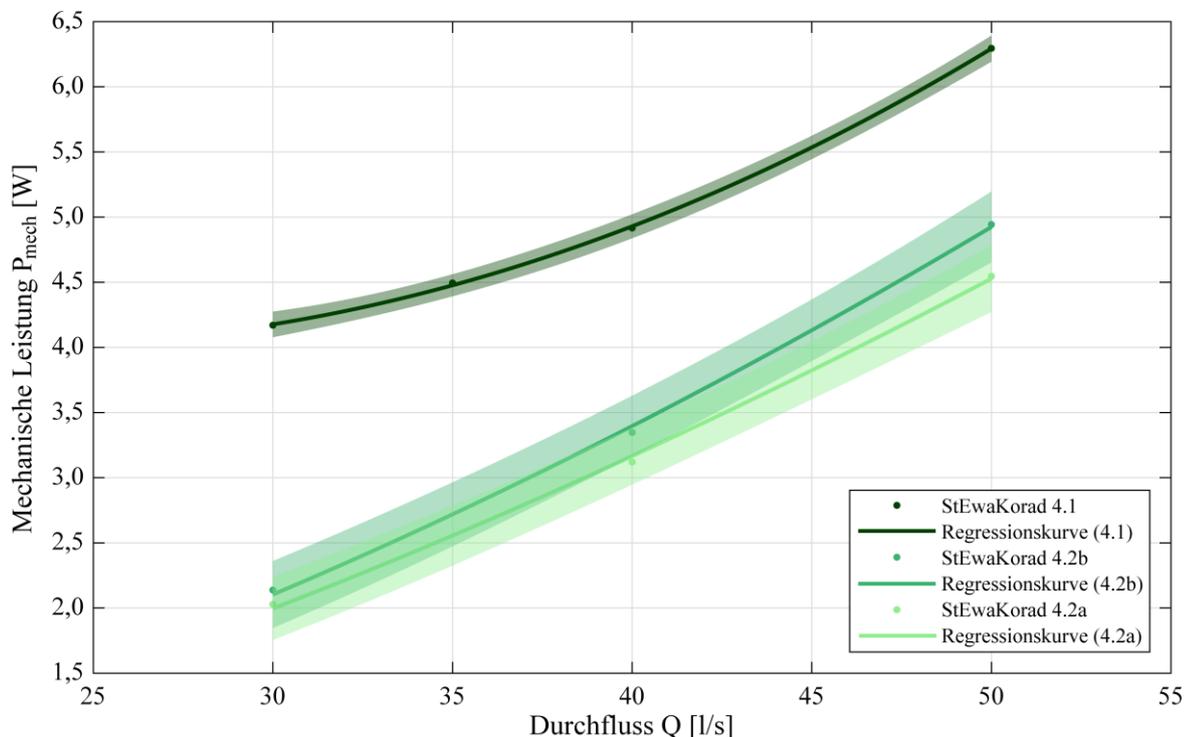


Abbildung 5-11: Mechanische Leistungswerte P_{mech} der Testmodelle StEwaKorad 4.1 (ohne Spaltmaßmodifikationen), StEwaKorad 4.2a (eingekürzte Schaufeln) und StEwaKorad 4.2b (verengter Kanal) mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle in Abhängigkeit von der Durchflussmenge Q in der Versuchsrinne bei einer Unterwasserstandserhöhung von 200 mm zur Untersuchung der Spaltmaße. Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,998 - 1,000$

Aus Abbildung 5-11 wird ersichtlich, dass die Erweiterung der Spaltmaße (Kategorie 1) zur erheblichen Reduzierung der mechanischen Leistung P_{mech} führt. Verglichen mit dem StEwaKorad 4.1 lassen sich so mit dem StEwaKorad 4.2a 29 – 52 % geringere mechanische Leistungswerte erzielen. Dies ist zunächst dadurch begründet, dass die reduzierte Schaufelbreite eine geringere Anströmfläche bietet, wodurch weniger hydraulische (P_{hyd}) in mechanische Leistung (P_{mech}) umgewandelt werden kann. Darüber hinaus geht ein erheblicher Anteil der hydraulischen Leistung durch die vergrößerten Spaltverluste verloren. Hierbei reduziert sich der Aufstau vor dem Rad durch das größere Schluckvermögen. Die Strömungsverhältnisse im Inneren des Zykloidalpropellers werden durch den zyklidalen Bewegungsablauf der Schaufeln stark beeinflusst, wodurch die hindurchströmende Durchflussmenge turbulent durch das Rad fließt und je nach Schaufelstellung unterschiedlich abgelenkt wird. Aus diesem Grund variieren die Spaltmaße am Zykloidalpropeller (beide Kategorien) abhängig vom Dreh- und Phasenwinkel über eine vollständige Radumdrehung pulsartig. Zudem variieren die Spaltverluste in Abhängigkeit von der verwendeten Schaufelform. Aus diesem Grund ist die detaillierte Betrachtung der Spaltverluste der Kategorie 1 schwierig, weshalb zur weiteren Untersuchung numerische Simulationen benötigt werden.

Die Erhöhung der Spaltmaße der Kategorie 2 hat in den vorliegenden Untersuchungen zur Folge, dass beim StEwaKorad 4.2a (größere Spaltmaße) ein etwa 10 % höherer Durchfluss als beim StEwaKorad 4.2b (kleiner Spaltmaße) zur Erzielung der gleichen physikalischen Leistung benötigt wird. Dementsprechend erhöhen sich die Spaltverluste mit steigender Durchflussmenge. Die mechanische Leistung P_{mech} wird dementsprechend umso größer, je geringer die Spaltverluste (Kategorie 2) am Zykloidalpropeller ausfallen. Im Vergleich zum StEwaKorad 4.2b liefert das StEwaKorad 4.2a 9 % geringere mechanische Leistungswerte. Der durch die Spaltmaße strömende Durchflussanteil trägt nicht zur Leistung des Zykloidalpropellers bei. Dies bedeutet, dass sich damit einhergehend auch die hydraulische Leistung durch größere Durchflussverluste reduziert, was die Effizienz des Strömungswandlers beeinflusst. Diese Reduzierung ist aber, wie bereits erwähnt, nur schwer zu ermitteln. Aus den physikalischen Untersuchungen in der Versuchsrinne des fwu wird allerdings ersichtlich, dass die mechanische Leistung P_{mech} des Strömungswandlers in der begrenzten Strömung durch Reduzierung der Spaltmaße erheblich gesteigert werden kann.

Zur genaueren Betrachtung der Auswirkungen von Spaltverlusten (Kategorie 1) werden von Küppers et al. (2019) numerische Simulationen mit der Software ANSYS CFX für den Strömungswandler in der freien Strömung durchgeführt. Hierbei ist es möglich, die mechanische

Leistung P_{mech} (ohne innere Reibungsverluste, d. h. Getriebe und Lager haben keinen Einfluss auf die Leistung) bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten zu simulieren. Ebenso wird bei den Simulationen, wie bei den physikalischen Untersuchungen, ein Rad mit gleichbleibendem Durchmesser betrachtet, an dem lediglich die Schaufelbreite über den Schaufelbreite-Faktor s variiert wird. Hierbei bedeutet der Faktor $s = 1,00$ die maximale Schaufelbreite, während die Faktoren $s = 0,85$ und $0,70$ einer reduzierten Schaufelbreite entsprechen (vgl. Abbildung 5-12).

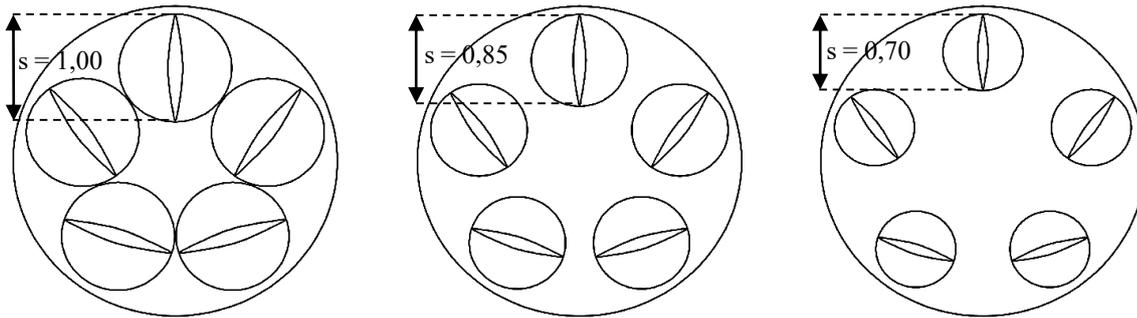


Abbildung 5-12: Schaufelbreite-Faktoren $s = 1,00$ (links), $s = 0,85$ (Mitte) und $s = 0,70$ (rechts) an einem fünfblättrigen StECon nach Küppers et al. (2019)

Die von Küppers et al. (2019) untersuchten Varianten aus Abbildung 5-12 werden über die Berechnung des c_p -Wertes (vgl. Abschnitt 2.2) in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ (vgl. Abschnitt 3.2) miteinander verglichen. Nachfolgend sind die Simulationsergebnisse in Abbildung 5-13 dargestellt.

Durch die numerischen Simulationen zeigen Küppers et al. (2019) für den Einsatz in der freien Strömung, dass die Verringerung der Spaltmaße zwischen den Schaufeln zu einer Steigerung des c_p -Wertes führt (vgl. Abbildung 5-13). Demensprechend ist bei der maximalen Schaufelbreite (Faktor $s = 1$) der Leistungsbeiwert c_p ebenso maximal. Darüber hinaus ergibt sich aus den Betrachtungen von Küppers et al. (2019), dass in Abhängigkeit von der Schaufelbreite bzw. den Spaltmaßen der maximale c_p -Wert bei unterschiedlichen Schnelllaufzahlen erreicht wird. Mit verringernder Schaufelbreite bzw. größer werdenden Spaltmaßen ist der maximale c_p -Wert bei kleiner werdenden Schnelllaufzahlen λ zu erreichen. In Abhängigkeit von der Schaufelbreite bzw. dem Spaltmaß zwischen den Schaufeln verhält sich die Erhöhung bzw. Verringerung des c_p -Wertes etwa linear.

Zusammenfassend zeigen die physikalischen Untersuchungen im Labor sowie die numerischen Simulationen nach Küppers et al. (2019), dass sowohl für begrenzte als auch für freie Strömungen zur Maximierung der mechanischen Leistung P_{mech} bzw. des Leistungsbeiwertes c_p die Spaltmaße am Strömungswandler minimal ausfallen sollten.

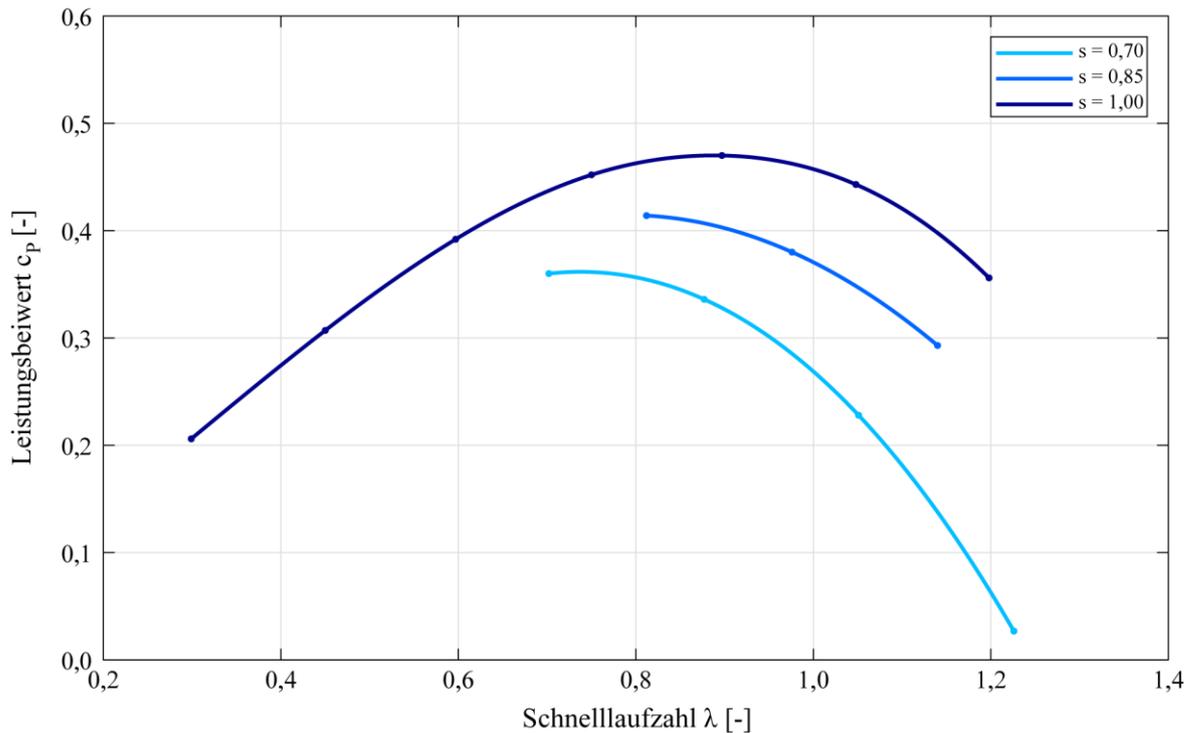


Abbildung 5-13: Charakteristische c_p -Verläufe in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ für ein fünfblättriges StECon mit den Schaufelbreite-Faktoren $s = 0,70$, $s = 0,85$ und $s = 1,00$ (nach Küppers et al., 2019)

5.4.4 Untersuchung der Schaufelform

Zur Umsetzung der hydraulischen Leistung P_{hyd} einer Strömung in mechanische Leistung P_{mech} ist vor allem die Schaufelform von zentraler Bedeutung. Von ihr hängt maßgeblich ab, inwieweit die Widerstands- bzw. Auftriebsleistung der Strömung genutzt werden kann. Da die Schaufeln des Zykloidalpropellers StECon 180° um die eigene Achse während einer Vollumdrehung des Rades rotieren, muss die Schaufelform zur Gewährleistung einer gleichmäßigen Raddrehbewegung punktsymmetrisch sein. Ausgehend von dieser Tatsache wird die Schaufelform innerhalb von folgenden Versuchen untersucht:

- Untersuchung verschiedener Schaufelformen an Testmodellen und am Prototyp StECon1 im Rahmen physikalischer Modellversuche in der begrenzten Strömung der Versuchsrinne des fwu (vgl. Abschnitt 5.4.4.1)
- Untersuchung verschiedener Schaufelformen im Maßstab 1:2,5 (bezogen auf die Schaufeln der Testmodelle) in einer kleineren Versuchsrinne (vgl. Abschnitt 5.4.4.2)
- Numerische Simulationen mit ANSYS CFX zur Ermittlung der optimalen Schaufelform für die freie Strömung (Küppers et al., 2019; vgl. Abschnitt 5.4.4.3)

In den nachfolgenden Abschnitten werden die oben genannten Untersuchungen zur Schaufelform näher erläutert.

5.4.4.1 Untersuchung der Schaufelform in der begrenzten Strömung

Zu Beginn der Untersuchungen werden beliebig ausgewählte Schaufelformen am Testmodell getestet. Die untersuchten Varianten sind dem Anhang A.1 zu entnehmen (StEwaKorad 4.0 – 4.3). In Abschnitt 5.4.3 wurde bereits dargestellt, dass die Vergrößerung der Spaltmaße durch Kürzung der Schaufelbreite zu einer Reduktion der mechanischen Leistung P_{mech} des Testmodells führt. Dementsprechend werden die Varianten StEwaKorad 4.2a und 4.2b bei dem Vergleich der Schaufelformen nicht weiter betrachtet.

Der Versuchsaufbau, -durchführung und die Versuchsauswertung werden, wie in Abschnitt 5.4.2 beschrieben, für die Testmodellvarianten durchgeführt. Da die Testmodellvariante StEwaKorad 4.3 eine rautenförmige Schaufel mit einer größeren Schlankheit hat, ist das Schluckvermögen im Vergleich zu allen anderen Testmodellvarianten größer. Diesbezüglich wird das StEwaKorad 4.3 bei den Durchflüssen $Q = 40, 50$ und 60 l/s untersucht, während die Testmodellvarianten StEwaKorad 4.0 und 4.1 mit einem kleineren Schluckvermögen bei den Durchflüssen $Q = 30, 40$ und 50 l/s untersucht werden. Als Vergleichsgrößen zur Beurteilung der Schaufelvarianten dienen der hydraulische Wirkungsgrad η_{hyd} und die mechanische Leistung P_{mech} . Die Untersuchungen werden, wie bereits in Abschnitt 5.4.2.4 beschrieben, bei unterschiedlichen Klappenstellungen durchgeführt. Dementsprechend werden die Verläufe des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} und der mechanischen Leistung P_{mech} der jeweiligen untersuchten Durchflüsse auf das Verhältnis von Unterwasser- zu Oberwasserstand h_2/h_1 bezogen.

Während der Untersuchungen am StECon stellt sich heraus, dass sich Wirkungsgrad- und Leistungsmaximum bei unterschiedlichen Drehzahlen befinden. Dementsprechend werden nachfolgend unabhängig voneinander die ermittelten Maximalwerte des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} und der mechanischen Leistung P_{mech} betrachtet. Die mechanischen Leistungswerte P_{mech} und die dazugehörigen Regressionskurven sind in Abbildung 5-14 dargestellt. Hierbei verfügen die Regressionskurven über ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,960 - 0,997$. Dementsprechend ist die Übereinstimmung mit den gemessenen Leistungswerten stark ausgeprägt. Die Messunsicherheiten sind jeweils über die 80 % Konfidenzintervalle schattiert dargestellt.

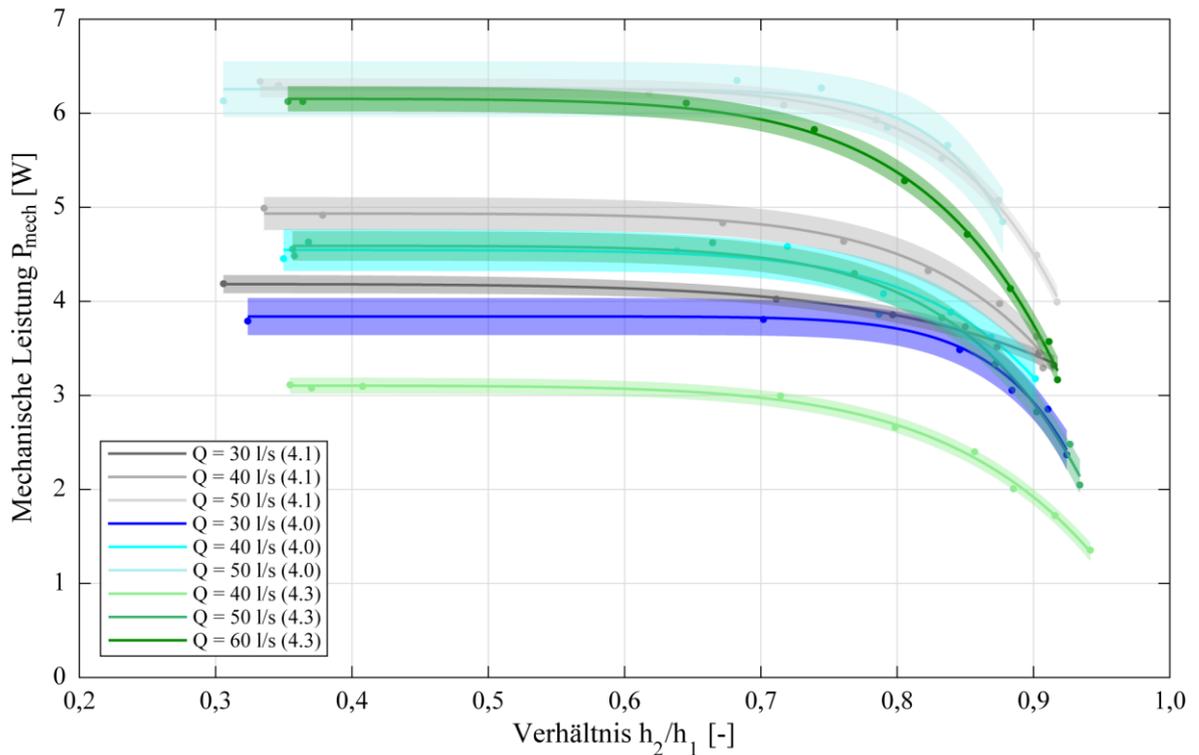


Abbildung 5-14: Mechanische Leistungswerte P_{mech} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Testmodelle StEwaKorad 4.0, 4.1 und 4.3 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Verhältnis aus Unterwasser- zu Oberwasserstand h_2/h_1 . Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,960 - 0,997$

Bei einem Durchfluss von $Q = 50 \text{ l/s}$ erreichen die Testmodelle StEwaKorad 4.0 und 4.1 über den kompletten Verlauf in etwa die gleiche mechanische Leistung P_{mech} (vgl. Abbildung 5-14). Durch Verwendung der Rechteckschaufelform (StEwaKorad 4.0) wird im Vergleich zum StEwaKorad 4.1 bei $Q = 50 \text{ l/s}$ ein höherer Aufstau vor dem Strömungswandler generiert, weswegen im Bereich von $h_2/h_1 = 0,7 - 0,75$ eine geringfügig höhere hydraulische Leistung P_{hyd} zur Verfügung steht und eine höhere mechanische Leistung P_{mech} erzielt wird. Bei den Durchflüssen $Q = 30$ und 40 l/s erzielt das StEwaKorad 4.1 aufgrund der hydraulisch verbesserten Schaufelform insbesondere im Bereich von $h_2/h_1 = 0,3 - 0,8$ im Vergleich zum StEwaKorad 4.0 höhere Leistungen. Bei höheren h_2/h_1 -Verhältnissen ab $h_2/h_1 = 0,8$ verringert sich die Fallhöhe Δh und damit einhergehend die zur Verfügung stehende hydraulische Leistung P_{hyd} . Dadurch gleicht sich der Einfluss der Schaufelform auf die resultierende mechanische Leistung P_{mech} aus.

Die hydraulischen Effizienzwerte und die dazugehörigen Regressionskurven sind in Abbildung 5-15 dargestellt. Hierbei verfügen die Regressionskurven über ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,993 - 1,000$. Demensprechend liegt eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Effizienzwerten vor. Die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt anhand der 80 %

Konfidenzintervalle. Aufgrund von Rundungsfehlern sind diese selbst bei einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 1,000$ dargestellt.

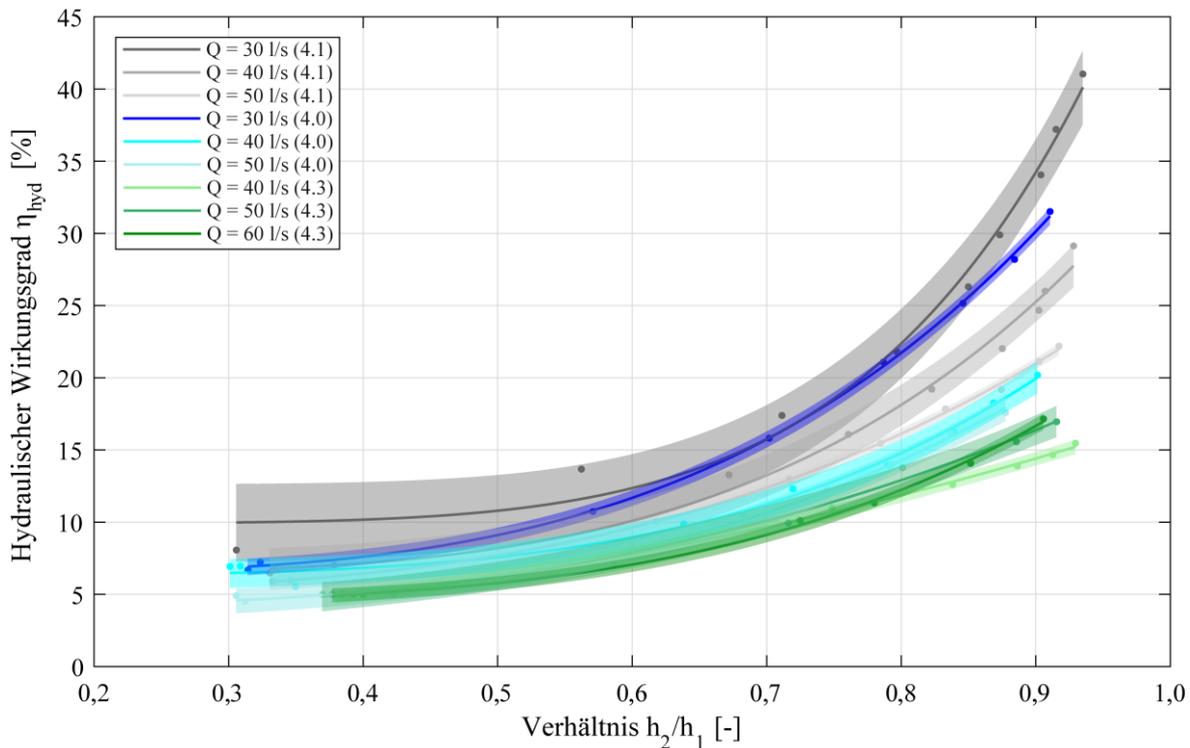


Abbildung 5-15: Hydraulische Effizienzwerte η_{hyd} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Testmodelle StEwaKorad 4.0, 4.1 und 4.3 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Verhältnis aus Unterwasser- zu Oberwasserstand h_2/h_1 . Das Bestimmtheitsmaß der Regressionskurven liegt bei $R^2 = 0,993 - 1,000$

Abbildung 5-15 zeigt, dass die höchsten hydraulischen Wirkungsgrade η_{hyd} mit dem StEwaKorad 4.1 im Vergleich zu den Testmodellen StEwaKorad 4.0 und 4.3 zu erreichen sind. Insbesondere bei kleinen Durchflüssen und hohen h_2/h_1 -Verhältnissen (bzw. niedrigen Fallhöhen Δh) entstehen geringere hydraulischen Verluste am Strömungswandler. Diesbezüglich lässt sich durch die Untersuchungen am StEwaKorad 4.1 ein maximaler hydraulischer Wirkungsgrad von $\eta_{hyd} = 41\%$ ermitteln, während das StEwaKorad 4.0 maximal $\eta_{hyd} = 31,5\%$ und das StEwaKorad 4.3 maximal $\eta_{hyd} = 17\%$ erzielt. Mit steigendem Durchfluss werden die hydraulischen Verluste am Strömungswandler größer, wodurch sich der hydraulische Wirkungsgrad η_{hyd} verringert. Mit geringer werdendem h_2/h_1 -Verhältnis nähern sich die Verläufe des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} einander an, da der Einfluss des Unterwassers auf die Effizienz nachlässt. Demensprechend kann daraus geschlossen werden, dass der Unterwasserstand h_2 einen wesentlichen Einfluss auf den hydraulischen Wirkungsgrad η_{hyd} hat.

Aus Abbildung 5-14 und Abbildung 5-15 geht hervor, dass das StEwaKorad 4.3 mit der rautenförmigen Schaufelform die niedrigsten Leistungs- und Effizienzwerte erreicht ($P_{\text{mech}} = 6,1 \text{ W}$, $\eta_{\text{hyd}} = 17 \%$). Dies ist durch das erhöhte Radschluckvermögen aufgrund des größeren Schlankheitsverhältnisses der Schaufeln begründet. Es ergeben sich größere Spaltmaße im Inneren des Rades im Vergleich zu den beiden anderen Testmodellvarianten, wodurch ein größerer Anteil des Durchflusses ungenutzt bleibt und keine Arbeit verrichtet. Im Vergleich liefert das StEwaKorad 4.3 bei einem Durchfluss von $Q = 60 \text{ l/s}$ bis $h_2/h_1 = 0,6$ in etwa dieselben mechanischen Leistungswerte P_{mech} wie die Testmodelle StEwaKorad 4.0 und 4.1 bei $Q = 50 \text{ l/s}$ (vgl. Abbildung 5-14). Dementsprechend bleiben im Vergleich etwa $Q = 10 \text{ l/s}$ ungenutzt. Gleiches ist bei einem Durchfluss von $Q = 50 \text{ l/s}$ am StEwaKorad 4.3 im Vergleich zum Durchfluss von $Q = 40 \text{ l/s}$ an den Testmodellen StEwaKorad 4.0 und 4.1 zu beobachten. Mit steigendem h_2/h_1 -Verhältnis verringert sich der Einfluss des Schluckvermögens auf die mechanische Leistung P_{mech} , da sich zugleich die Fließgeschwindigkeit v_1 aufgrund des geringeren Potenzialhöhenunterschieds verringert.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass das StEwaKorad 4.1, dicht gefolgt vom StEwaKorad 4.0, die höchsten Leistungs- und Effizienzwerte erreicht. Insbesondere ist der Einfluss der Schaufeltiefe von wesentlicher Bedeutung, was durch die Leistungs- und Effizienzwerte des StEwaKorades 4.3 mit geringerer Schaufeltiefe verdeutlicht wird. Dementsprechend sind durch Reduzierung des Schluckvermögens am StECon höhere Leistungs- und Effizienzwerte zu erreichen.

Im Anschluss an die Untersuchungen der Testmodelle wird der erste Prototyp StECon1 mit verschiedenen Schaufelformen in der Versuchsrinne des fwu untersucht. Die untersuchten Varianten des Prototyps sind dem Anhang A.1 zu entnehmen (StECon1.0 – StECon1.2). Gegenstand der Untersuchungen sind hierbei drei unterschiedliche Schaufelformen: Linsenform, Brettform und S-Form. Als Basis für die S-Form wird die brettförmige Schaufel verwendet, dessen Außenkanten punktsymmetrisch jeweils auf den äußeren 2 cm zueinander abgeknickt werden.

Der Versuchsaufbau, die -durchführung und die Versuchsauswertung für den ersten Prototyp StECon1 erfolgen wie in Abschnitt 5.4.2 beschrieben. Gegenüber den Untersuchungen an den Testmodellen wird an den Varianten des ersten Prototyps der Phasenwinkel φ der Schaufeln variiert und dementsprechend mituntersucht. Während die Prototypvarianten StECon1.0 und StECon1.1 bei den Durchflüssen von $Q = 110, 125$ und 150 l/s untersucht werden, findet

die Untersuchung der S-förmigen Schaufeln des StECon1.2 wegen des erhöhten Schluckvermögens bei den Durchflüssen $Q = 125$ und 150 l/s statt. Geringere Durchflüsse werden an den Prototypvarianten nicht untersucht, da das Schluckvermögen einen Aufstau kleinerer Durchflüsse nur bedingt ermöglicht. Zur Untersuchung der Schaufelform am Prototyp sowie des optimalen dazugehörigen Phasenwinkels φ wird die maximale mechanische Leistung P_{mech} sowie der maximale hydraulische Wirkungsgrad η_{hyd} bei jedem Phasenwinkel $\varphi = 0 - 20^\circ$ (in $2,5^\circ$ -Schritten) für alle untersuchten Prototypvarianten ermittelt und in Relation zum Phasenwinkel φ betrachtet. Bei allen Prototypvarianten werden die Klappenstellungen 0 mm und 200 mm untersucht. Weiterhin werden in der Darstellung die mechanischen Leistungen P_{mech} bei der Klappenstellung 0 mm und die hydraulischen Wirkungsgrade η_{hyd} bei der Klappenstellung 200 mm betrachtet, da hierbei jeweils die höchsten Werte zu erzielen sind.

In Abbildung 5-16 sind die mechanischen Leistungswerte P_{mech} in Relation zum Phasenwinkel φ und die dazugehörigen Regressionskurven für die Prototypvarianten StECon1.0, StECon1.1 und StECon1.2 für verschiedene Durchflüsse dargestellt. Während bei dem StECon1.1 und dem StECon1.2 Bestimmtheitsmaße von $R^2 = 0,838 - 0,978$ bestehen, liegen die Bestimmtheitsmaße des StECon1.0 im Bereich von $R^2 = 0,458 - 0,712$. Hierbei hat die im Vergleich zum StECon1.1 und StECon1.2 größeren Schaufeltiefe einen größeren Einfluss auf den im Oberwasser des StECon stattfindenden Aufstau, so dass die erzeugte mechanische Leistung größeren Schwankungen unterliegt. Aufgrund der Übersichtlichkeit sind die Messunsicherheiten über die 80% Konfidenzintervalle in Abbildung A-6 dargestellt.

Aus Abbildung 5-16 wird ersichtlich, dass mit den linsenförmigen Schaufeln (StECon1.0) bei einem Maximaldurchfluss von $Q = 150$ l/s die höchsten mechanischen Leistungen ($P_{\text{mech}} = 39$ W) erreicht werden können. Hierbei führt die Ablösungsströmung an den linsenförmigen Schaufeln zu den niedrigsten hydraulischen Verlusten. Zum Vergleich wird mit dem StECon1.1 $P_{\text{mech}} = 35$ W und mit dem StECon1.2 $P_{\text{mech}} = 33$ W erreicht. Bei den Vergleichsdurchflüssen $Q = 110$ und 125 l/s ist die Differenz der Verläufe der mechanischen Leistung P_{mech} für die Varianten StECon1.0 und StECon1.1 geringer als bei $Q = 150$ l/s, da das erhöhte Schluckvermögen des StECon1.1 mit steigendem Durchfluss zu größeren hydraulischen Verlusten führt. Folglich wird die Leistungsdifferenz zwischen dem StECon1.0 und dem StECon1.1 mit zunehmenden Durchfluss größer. Außerdem zeigt sich in Abbildung 5-16, dass der Einfluss des Phasenwinkels auf die physikalische Leistung P_{mech} bei zunehmenden Durchfluss steigt.

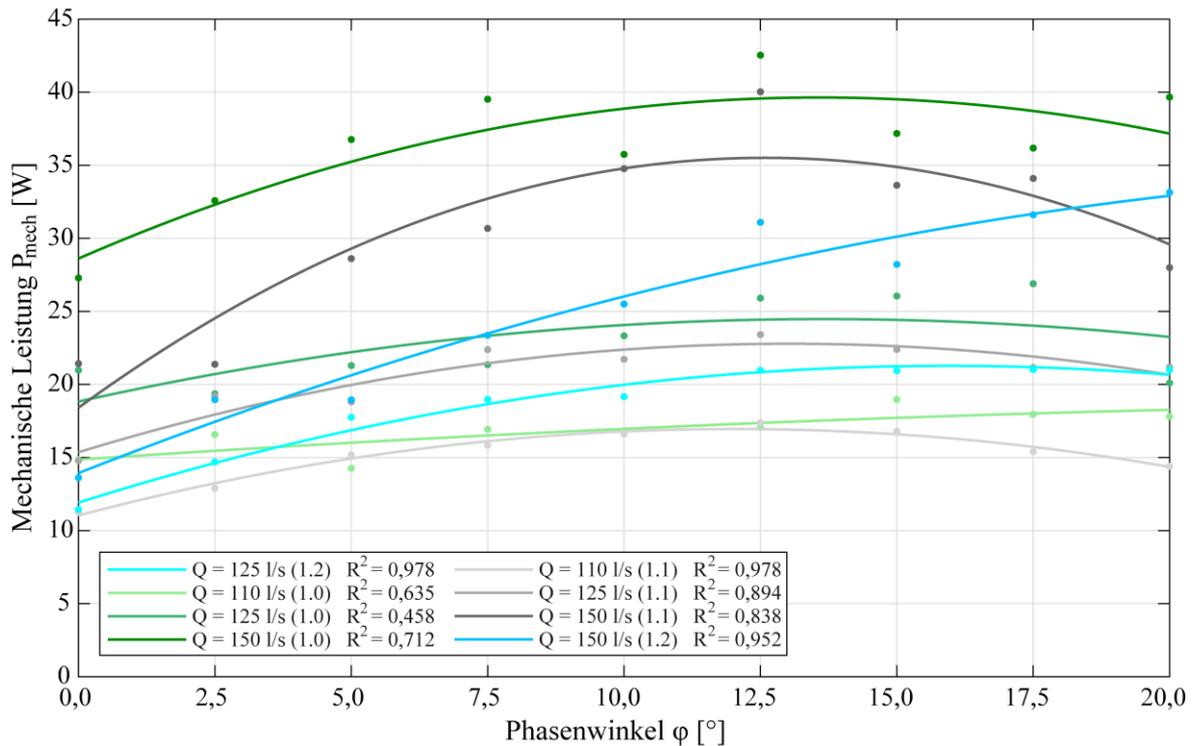


Abbildung 5-16: Mechanische Leistungswerte P_{mech} in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve der Prototypvarianten 1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven, die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt über die 80 % Konfidenzintervalle in Abbildung A-6

In Abbildung 5-17 sind die hydraulischen Wirkungsgrade η_{hyd} in Relation zum Phasenwinkel φ und die dazugehörigen Regressionskurven für die Prototypvarianten StECon1.0, StECon1.1 und StECon1.2 für verschiedene Durchflüsse dargestellt. Während bei dem StECon1.1 und dem StECon1.2 Bestimmtheitsmaße von $R^2 = 0,950 - 0,998$ bestehen, liegen die Bestimmtheitsmaße des StECon1.0 im Bereich von $R^2 = 0,956 - 0,989$. Da bei der Betrachtung des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} die Schwankungen der hydraulischen Leistung P_{hyd} mitberücksichtigt werden, werden höhere Bestimmtheitsmaße im Vergleich zu den in Abbildung 5-16 dargestellten Regressionskurven der mechanischen Leistung P_{mech} erreicht. Aufgrund der Übersichtlichkeit sind die Messunsicherheiten über die 80 % Konfidenzintervalle in Abbildung A-7 dargestellt.

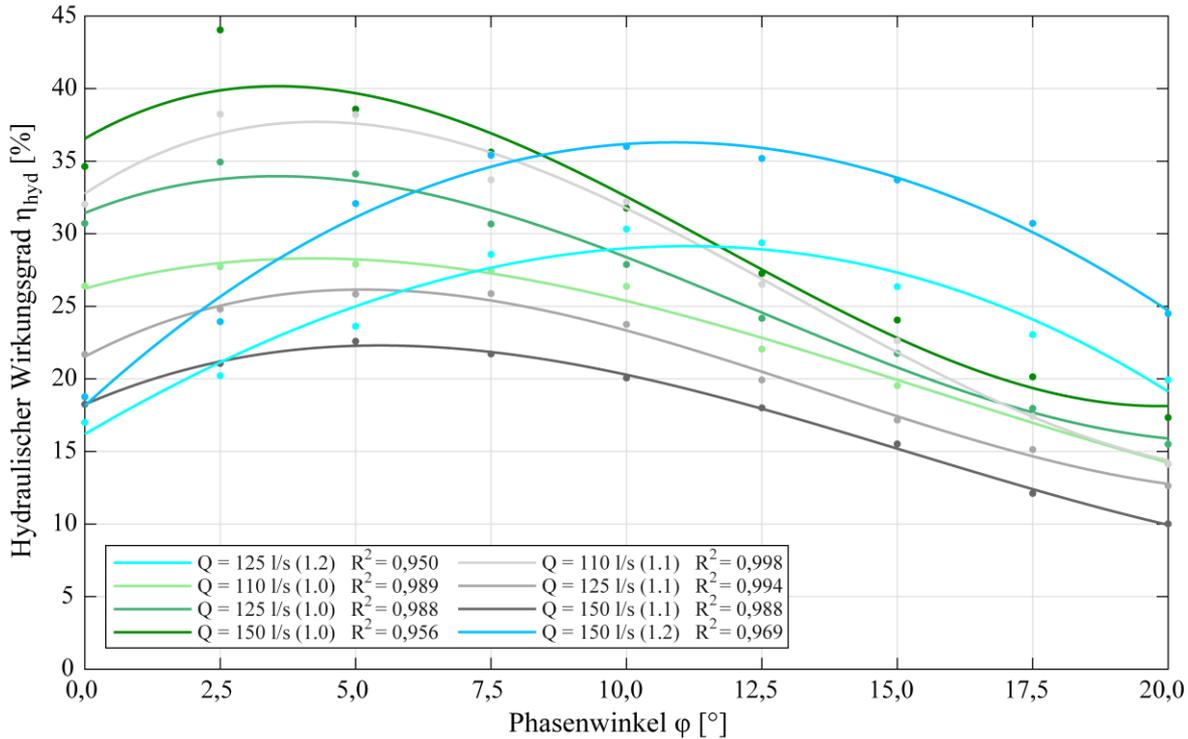


Abbildung 5-17: Hydraulische Effizienzwerte η_{hyd} mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve der Prototypvarianten 1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven, die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt über die 80 % Konfidenzintervalle in Abbildung A-7

Aus Abbildung 5-17 geht hervor, dass mit den linsenförmigen Schaufeln des StECon1.0 die höchsten hydraulischen Wirkungsgrade η_{hyd} zu erreichen sind. Während der Wirkungsgradverlauf des StECon1.0 insbesondere bei den Durchflüssen $Q = 110$ und 125 l/s höher als der des StECon1.1 mit den brettförmigen Schaufeln ausfällt, nähern sich bei Durchfluss $Q = 150$ l/s beide Wirkungsgradverläufe (StECon1.0 und StECon1.1) aneinander an. Wegen des geringeren Schluckvermögens staut sich die Strömung vor dem StECon1.0 höher als beim StECon1.1 auf, weswegen eine größere hydraulische Leistung P_{hyd} zur Verfügung steht und die daraus resultierende mechanische Leistung P_{mech} des StECon1.0 größer ausfällt. Der gemessene hydraulische Maximalwirkungsgrad η_{hyd} des StECon1.0 liegt bei $\eta_{hyd} = 40$ %, während der StECon1.1 maximal $\eta_{hyd} = 38$ % erreicht. Beide Maximalwerte lassen sich bei dem höchsten Untersuchungsdurchfluss $Q = 150$ l/s messen. Hierbei hat die Reibung des inneren Planetengetriebes einen vergleichsweise geringeren Einfluss, da die Drehzahl zum Erreichen des Maximalwirkungsgrades höher als bei geringeren Durchflüssen ausfällt. Diesbezüglich ist die Haftreibung des im ersten Prototyp verwendeten Zylinderrollenlagers bei niedrigeren Drehzahlen größer.

Die S-förmigen Schaufeln des StECon1.2 erreichen bei einem Durchfluss von $Q = 150 \text{ l/s}$ insgesamt geringere hydraulische Wirkungsgrade (vgl. Abbildung 5-17). Der maximal erreichte hydraulische Wirkungsgrad liegt bei $\eta_{\text{hyd}} = 36 \%$. Auffallend ist jedoch, dass bei geringeren Durchflüssen (vgl. $Q = 125 \text{ l/s}$) der maximale hydraulische Wirkungsgrad höher als beim StECon1.1 mit brettförmigen Schaufeln ausfällt (vgl.: StECon1.1: $\eta_{\text{hyd}} = 26 \%$, StECon1.2: $\eta_{\text{hyd}} = 29 \%$). Dementsprechend hat die Neigung an den brettförmigen Schaufeln des StECon1.2 einen positiven Einfluss auf den hydraulischen Wirkungsgrad η_{hyd} bei niedrigeren Durchflüssen (vgl. $Q = 125 \text{ l/s}$). In Bezug auf die mechanische Leistung P_{mech} sind mit dem StECon1.2 im Vergleich zum StECon1.0 und StECon1.1 die geringsten Werte zu erreichen. Im Bereich der Phasenwinkel $\varphi = 17,5 - 20^\circ$ fällt allerdings auf, dass der mechanische Leistungsverlauf des StECon1.2 tendenziell im Vergleich zu den mechanischen Leistungsverläufen der anderen untersuchten Prototypvarianten steigt und damit bei einem Durchfluss von $Q = 125 \text{ l/s}$ den Leistungsverlauf des StECon1.0 sowie bei einem Durchfluss von $Q = 150 \text{ l/s}$ den Leistungsverlauf des StECon1.1 übersteigt.

In Bezug auf den Phasenwinkel ist generell festzustellen, dass vor allem der hydraulische Wirkungsgradverlauf (η_{hyd}) stark von der Form der Schaufeln in der begrenzten Strömung abhängt (vgl. Abbildung 5-17). Während der Wirkungsgradverlauf der Prototypvarianten StECon1.0 und StECon1.1 bei niedrigen Phasenwinkeln sein Maximum erreicht ($\varphi = 2,5 - 5^\circ$) und bei Erhöhung des Phasenwinkels abfällt, führen die S-förmigen Schaufeln des StECon1.2 zu einem allmählichen Anstieg des Wirkungsgradverlaufs, wodurch das Maximum erst bei Phasenwinkeln von $\varphi = 10 - 12,5^\circ$ erreicht wird. Je geringer der Untersuchungsdurchfluss am Prototyp ist, umso größer ist der Phasenwinkel zum Erreichen des maximalen hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} . Aus den zuvor erläuterten Zusammenhängen ist zu schließen, dass insbesondere die Ablösungsströmung an den Schaufelkanten einen maßgeblichen Einfluss auf die mechanische Leistung P_{mech} und den hydraulischen Wirkungsgrad η_{hyd} hat. In Abhängigkeit von der Schaufelform entstehen an den Schaufelkanten Ablösungswirbel, welche zu hydraulischen Verlusten führen. Durch Beeinflussung des Phasenwinkels werden neben der im Verhältnis stehenden Nutzung der Auftriebs- und Widerstandskräfte an der Schaufel auch die Ablösungswirbel ihren Einfluss auf den hydraulischen Wirkungsgrad η_{hyd} und die mechanische Leistung P_{mech} ändern. Diesbezüglich führt die in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ stehende Reduzierung der hydraulischen Verluste durch die Ablösungsströmung bzw. Ablösungswirbel an den Schaufelkanten zur Steigerung des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hyd} und der mechanischen Leistung P_{mech} . In Abhängigkeit

von der Schaufelform werden die maximalen Effizienz- und Leistungswerte somit bei unterschiedlichen Phasenwinkeln in der begrenzten Strömung erreicht. Aus Abbildung 5-16 geht hervor, dass in Bezug auf die mechanische Leistung P_{mech} der optimale Phasenwinkel ebenso von der Schaufelform abhängig ist. Hierbei wird der Aufstau vor dem Rad durch Verstellung des Phasenwinkels in unterschiedlicher Weise beeinflusst, wodurch sich die zur Verfügung stehende Leistung vor dem Rad ändert. Bei steigendem Phasenwinkel staut sich also der Oberwasserstand wegen der größer werdenden Widerstandswirkung des Rades immer weiter auf, wodurch eine höhere mechanische Leistung P_{mech} durch das Rad erzeugt werden kann. Bei hohen Phasenwinkeln steht der Zugewinn an zur Verfügung stehender Leistung vor dem Rad aber in Konflikt mit der Effizienz des Rades, weswegen die mechanische Leistung P_{mech} durch die weitere Erhöhung des Phasenwinkels wieder reduziert wird. Zusammenfassend ist festzustellen, dass mit den linsenförmigen Schaufeln des StECon1.0, dicht gefolgt von den brettförmigen Schaufeln des StECon1.1, in den hier durchgeführten Untersuchungen an den Prototypvarianten die höchsten Leistungs- und Effizienzwerte erreicht werden können. Der optimale Phasenwinkel φ ist dabei abhängig von der Schaufelform in der begrenzten Strömung. Der StECon1.2 mit den S-förmigen Schaufeln erreicht die geringsten Leistungs- und Effizienzwerte, was auf negativ wirkende Effekte der Ablösungsströmung an den Schaufelkanten zurückzuführen ist. Da die hier verwendeten punktsymmetrischen S-förmigen Schaufeln hinsichtlich der Ablösungsströmung hydraulisch nicht optimiert worden sind, kann von einer weiteren möglichen Potenzialsteigerung ausgegangen werden. Hierbei verspricht das aufgrund der Punktsymmetrie entstehende Eigendrehmoment der Schaufeln eine vergleichsweise effizientere Nutzung der Strömungsenergie. Da die weitere Optimierung und Betrachtung weiterer (punktsymmetrischer) Schaufelformen an Testmodellen sehr aufwendig ist, werden weiterführende Untersuchungen benötigt.

5.4.4.2 Untersuchungen der Schaufelformen im Maßstab 1:2,5

Zum direkten Vergleich der an den Testmodellen und am Prototyp untersuchten Schaufelformen werden weitere Tests hinsichtlich des Strömungswiderstands unterschiedlicher Miniaturschauflern in einer kleineren Messrinne durchgeführt (Metzger et al., 2016). Daher werden mit AutoCAD Formen in der gleichen Schaufellänge und -breite konstruiert und mithilfe eines 3D-Druckers im Maßstab 1:2,5 (bezogen auf die Schaufeln am Testmodell) aus PVC-U gedruckt bzw. hergestellt. Die zu untersuchenden Schaufelformen sind in Abbildung 5-18 dargestellt.

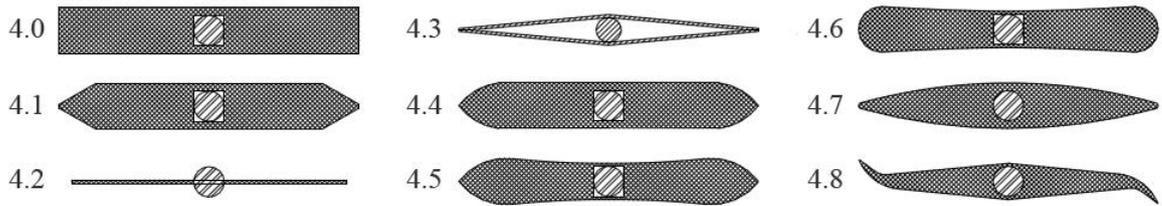


Abbildung 5-18: Schematische Darstellung der untersuchten Miniaturschauelformen im Maßstab 1:2,5 (Metzger et al., 2016)

Die Untersuchungen werden in einer Messrinne mit einer Länge von 7 m und einem Querschnitt mit den Maßen 20 cm x 8,6 cm der Firma Gunt durchgeführt. Eine Verstellung der Rinnenneigung ist zwischen -1,4 % und + 1,5 % möglich. Mithilfe eines MID der Firma Siemens kann eine Wassermenge bis $Q = 3,6$ l/s mit einer Genauigkeit von ± 1 % eingestellt werden. Der Versuchsaufbau zur Erfassung des wirkenden Widerstands an den Schaufeln ist in Abbildung 5-19 dargestellt.

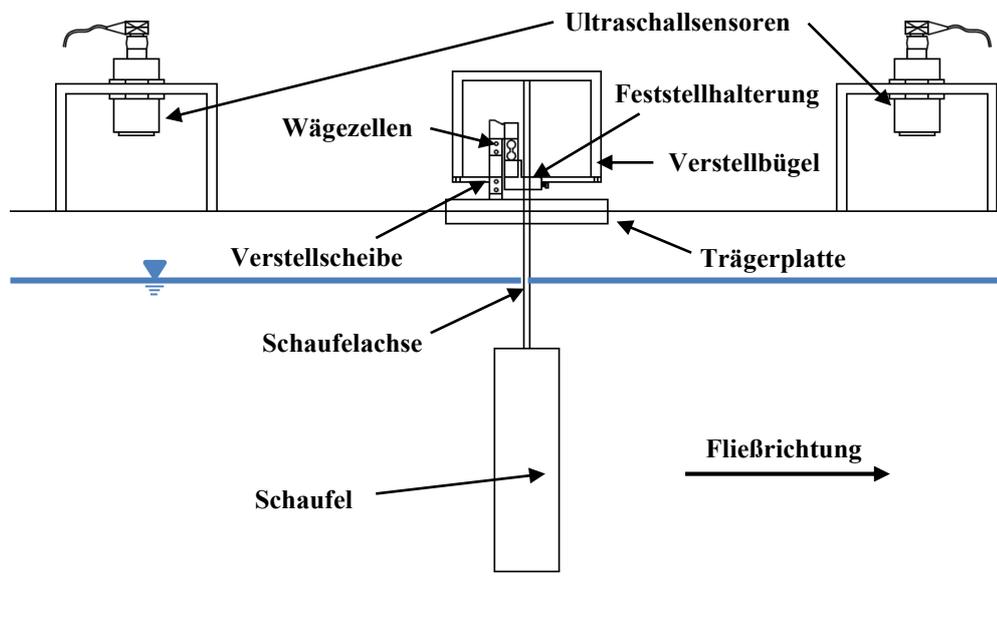


Abbildung 5-19: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Untersuchung des Strömungswiderstandes an den Schaufformen (Metzger et al., 2016)

Die Drehung der Schaufel in axialer Richtung erfolgt über eine Verstellvorrichtung aus PVC-U. Diese besteht aus einer fest montierten Verstellplatte, auf der in 10° -Schritten Löcher angeordnet sind. Die Schaufel ist mit einer Achse verbunden, die frei beweglich durch die Trägerplatte führt und am anderen Ende fest mit einem Verstellbügel verbunden ist. An den Enden des Verstellbügels sind Metallpins befestigt, deren Durchmesser exakt mit der Lochgröße auf der Verstellplatte übereinstimmt. Durch Anheben des Verstellbügels

lassen sich die Metallpins in 10° -Phasenwinkelschritten in die Löcher der Verstellscheibe einrasten.

Zur Erfassung der relativen Strömungseigenschaften jeder Schaufelform werden die Wasserstände vor und hinter der Schaufel durch Ultraschallsensoren gemessen. Zudem werden die Fließgeschwindigkeiten Ober- und Unterstrom in x-, y- und z-Richtung mithilfe eines Velocimeters aufgenommen.

Die Bestimmung der absoluten Krafteinwirkung auf die Schaufel in x- und z-Richtung wird über zwei Wägezellen realisiert. Jede der Wägezellen ist für eine Krafteinwirkungsrichtung auf die Schaufel zuständig. Die Zellen sind parallel zueinander und um 90° gedreht an einer Haltekonstruktion auf der Verstellscheibe befestigt. An der am Durchgangsloch der Verstellscheibe nächstgelegenen Wägezelle befindet sich eine Feststellhalterung für die Schaufelachse. Da das Durchgangsloch deutlich größer als der Durchmesser der Schaufelachse ist, können die auf die Schaufel einwirkenden Kräfte direkt auf die Wägezellen übertragen und gemessen werden. Die Eichung der Messtechnik war aufgrund des fehlenden Datenblattes selbst vorzunehmen. Hierbei wurde ein geeichtes Gewicht mit einem dünnen Bindfaden über Umlenkrollen jeweils in der x- und z-Richtung gehängt und auf Basis des bekannten Gewichtes eine Anpassung der Datenausgabe jeder Wägezelle vorgenommen. Da die ausgegebenen Daten bis zu einer Frequenz von 100 Hz und mit einer Wertegenauigkeit im Bereich von Mikrogramm ausgegeben werden, liegt die Genauigkeit des Systems bei $\pm 0,2\%$ (Metzger et al., 2016).

Die Messungen an allen Schaufelformen werden bei einem Durchfluss von $Q = 3,3$ l/s durchgeführt, die Fließgeschwindigkeit vor der Schaufel beträgt dabei konstant $v = 0,19$ m/s. Durch diese verhältnismäßig langsame Fließgeschwindigkeit kann ein Überschreiten des Messbereichs der Wägezellen durch die Krafteinwirkung verhindert werden.

Da bis auf die S-Form (4.8) alle Schaufelformen spiegelsymmetrisch sind, ist die Untersuchung einer Schaufelumdrehung um 90° ausreichend. Aus diesen Ergebnissen können die fehlenden 90° abgeleitet werden. Die S-Form muss über die Schaufeldrehung um 180° untersucht werden, da die punktsymmetrische Eigenschaft des Blattes eine Übertragung der Werte auf die andere Hälfte der Schaufel nicht zulässt. Bei Versuchsbeginn wird die Schaufelform parallel zur Strömungsrichtung ausgerichtet. Die Messung der Daten erfolgt, sobald sich die Wasserstände vor und hinter der Schaufel nicht mehr maßgeblich ändern. Hierbei werden aus dem gleitenden Mittelwert über 50 Werte die Daten für die weitere Betrachtung der Schaufel gewonnen. Nach erfolgreicher Messung wird die Schaufel jeweils um 10° im

Uhrzeigersinn gedreht, sodass jeweils nach Einstellen eines kontinuierlichen Strömungszustandes in der Rinne erneut Messungen durchgeführt werden können. Nach Vollendung der Messungen von 90° (bzw. 180° bei der S-Form) der Schaufeldrehung in 10° -Schritten kann die Schaufel durch eine andere Form ausgewechselt und diese untersucht werden.

Zur Interpretation der Messgrößen aus Kraft- und Wasserstandsmessungen werden die Werte in Relation zum Kraft- und Schaufelwinkel betrachtet. Der Kraftwinkel ist die Richtung, in welche die durch die Wägezellen erfasste Gesamtergebnierende der Schaufelkraft wirkt. Mithilfe dieses Winkels lässt sich die resultierende Kraft in x- und y-Komponenten zerlegen (Abbildung 5-20). Durch Übertragung der Schaufelstellungen auf das Gesamtsystem des StECon lassen sich die jeweiligen Abstände in x- und y-Richtung zur Hauptachse des Rades errechnen. Hierbei werden die Abstände jeweils auf den Radmittelpunkt bezogen und stehen senkrecht zur Krafrichtung. Multipliziert mit den dazugehörigen Kräften jeder Schaufelstellung ergeben sich getrennt nach Kraftereinwirkungsrichtung die Momente M_x und M_y (Abbildung 5-20). Diese Momentkomponenten sind der Beitrag jeder einzelnen Schaufelstellung zum Gesamtdrehmoment des StECon.

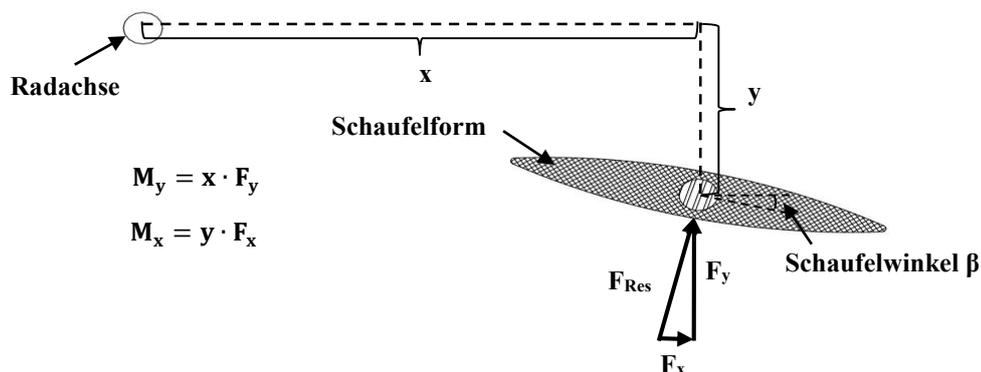


Abbildung 5-20: Ermittlung der Kräfte sowie der Drehmomente M_y und M_x an der Schaufel in Relation zu den Abständen x und y zur Radachse (Metzger et al., 2016)

In Abbildung 5-21 sind die resultierenden Momente M_x in Relation zum jeweiligen Schaufelwinkel β dargestellt, die aus Kräften der x-Richtung in Bezug auf die Hauptachse des fiktiven StECon resultieren. Die Ungenauigkeit der Messungen liegt bei $\pm 1,2\%$ ($\pm 1,0\%$ aus der Wassermengensteuerung und $\pm 0,2\%$ Wägeungenauigkeiten).

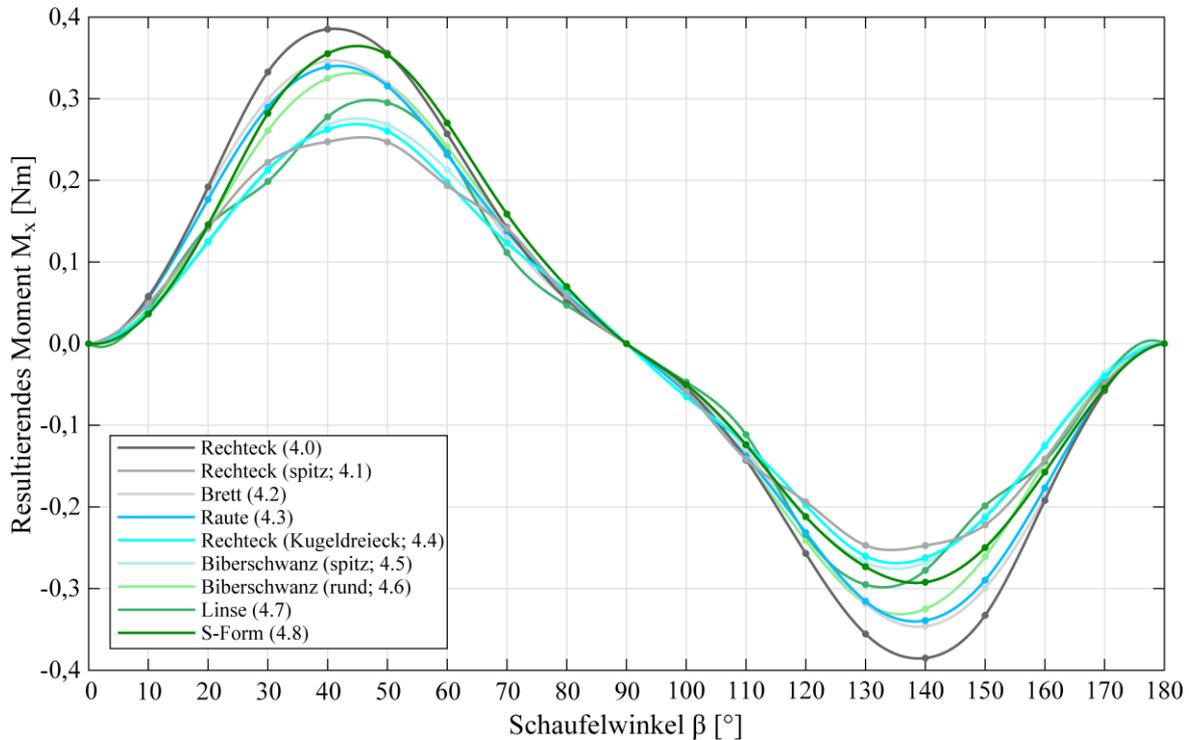


Abbildung 5-21: Resultierendes Moment M_x aus Kräften der x-Richtung (senkrecht zur Strömung) bezogen auf den Schaufelwinkel β für die untersuchten Miniaturschaufeln (Metzger et al., 2016)

Auffällig ist zunächst, dass sich bei allen Schaufelformen außer der S-Form die Momente M_x innerhalb einer gesamten Drehung des Rades gegenseitig neutralisieren. Dies hat einen gleichmäßigen Bewegungsablauf des Rades zufolge, der durch entstehende Kräfte in x-Richtung nicht beeinflusst wird. Bei der S-Form als besondere Ausführung einer punktsymmetrischen Schaufel heben sich die Momente M_x aufgrund der oben beschriebenen Kraftwirkung jedoch nicht auf, wodurch es zu einer ungleichförmigen Bewegung des gesamten StECon kommen könnte. Zudem liefert die S-Form in der Strömung durch die Rundung an den Schaufelkanten ein Eigendrehmoment um die Schaufelachse, welches die Momente resultierend aus Kräften der x-Richtung erhöht. Da die Auswirkungen der sich nicht aufhebenden Momenten M_x noch nicht hinreichend erläutert werden können, ist die Untersuchung der gegenseitigen Schaufelbeeinflussung unerlässlich.

In Abbildung 5-22 sind die resultierenden Momente M_y in Relation zum jeweiligen Schaufelwinkel β dargestellt, die aus Kräften der y-Richtung in Bezug auf die Hauptachse eines fiktiven StECon resultieren. Die Ungenauigkeit der Messungen liegt bei $\pm 1,2\%$.

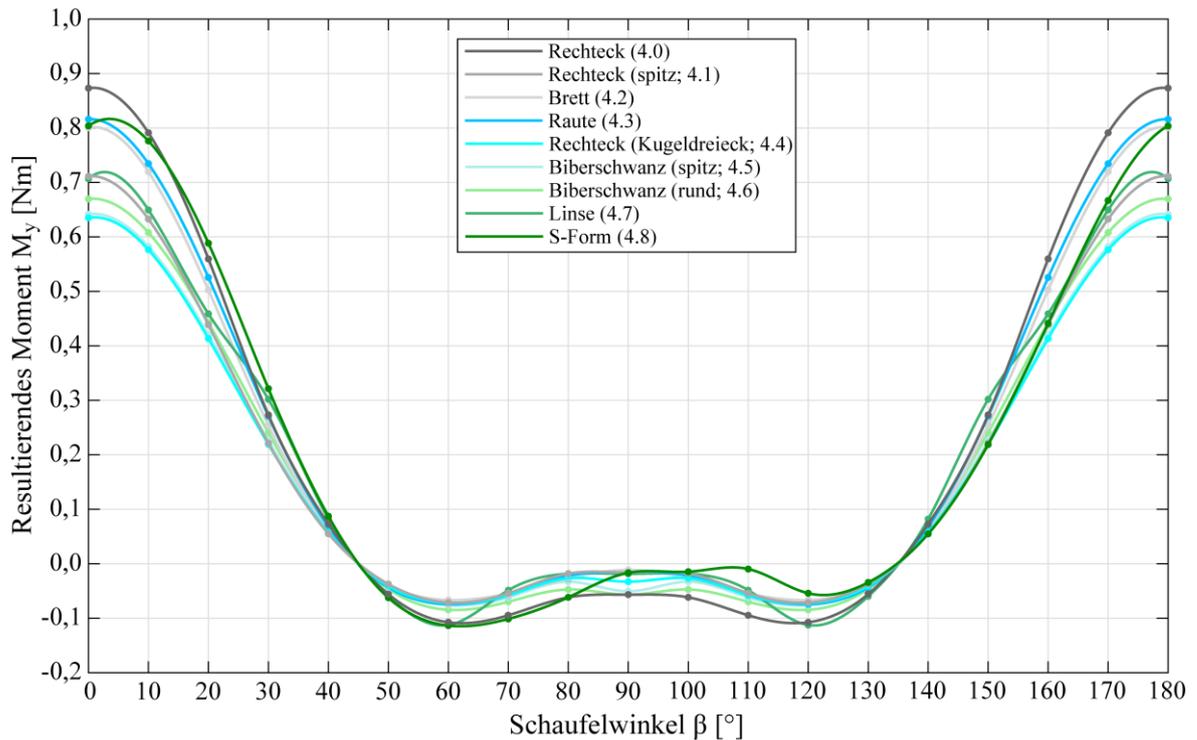


Abbildung 5-22: Resultierendes Moment M_y aus Kräften der y -Richtung (parallel zur Strömung) bezogen auf den Schaufelwinkel β für die untersuchten Miniaturschaufeln (Metzger et al., 2016)

Die resultierenden Momente aus den Kräften der y -Richtung verhalten sich bei allen Schaufformen (außer der punktsymmetrischen S-Form) symmetrisch zur 90° -Stellung (parallel zur Strömungsrichtung). Wie bei den Momenten M_x verhalten sich die Momente M_y der S-Form nicht symmetrisch zur 90° -Stellung. Hierbei erzeugt die Schaufel bei Schiefstellung die größte Kraft, wenn die Rundung der Schaufelkante der Strömung zugewandt ist. Weiterhin zeigt Abbildung 5-22, dass S-Form und Rechteck-Form im Bereich der Schaufelstellung von $60^\circ - 120^\circ$ auch negative Momente M_y auf die Hauptachse zufolge haben. Diese negativen Werte entstehen durch Ablösungswirbel an den beiden Schaufformen, die sich durch die strömungsungünstigen Schaufelkanten bilden. Die höchsten Werte des Moments M_y ergeben sich für die Schaufformen „Brett (4.2)“, „Rechteck (4.1)“, „S-Form (4.8)“ und „Raute (4.3)“, da diese Varianten deutliche Abrisskanten bei einer senkrechten Ausrichtung zur Strömung bieten und die entstehenden Ablösungswirbel keine negativen Auswirkungen auf die Schaufel haben. Zur Ermittlung der strömungsgünstigsten Schaufform muss jedoch die Summe der auf die Hauptachse einwirkenden Momente betrachtet werden, um die Ergebnisse deuten zu können.

Durch Aufaddierung ergibt sich eine Momentengröße, welche in Relation zur Kräfteübertragung einer Schaufel auf die Hauptachse innerhalb einer gesamten Drehung steht. Die Gesamtmomente jeder untersuchten Schaufelform um die Hauptachse sind der Größe nach angeordnet in Tabelle 5-1 dargestellt.

Tabelle 5-1: Gesamtmoment der untersuchten Schaufelformen um die Radhauptachse eines fiktiven StECon (Metzger et al., 2016)

Schaufelform	Gesamtmoment [Nm]
S-Form (4.8)	4,54
Rechteck (4.1)	4,44
Raute (4.3)	4,42
Brett (4.2)	4,29
Linse (4.7)	3,90
Rechteck (spitz; 4.1)	3,74
Biberschwanz (rund; 4.6)	3,50
Biberschwanz (spitz; 4.5)	3,38
Rechteck (Kugeldreieck; 4.4)	3,38

Wie bereits angemerkt liefern die Schaufelformen mit scharfen Abrisskanten die höchsten Momente M_y auf die Hauptachse. Auch bei der Betrachtung des Gesamtmomentes um die Hauptachse weisen diese Formen die höchsten Werte auf, da sich die Momente M_x gegenseitig aufheben. Ablösungswirbel können so besser von der Blattgeometrie abgetragen werden. Lediglich bei der S-Form findet keine Aufhebung der Kräfte in x-Richtung statt, welche mit dem durch die Krümmung der Schaufelkanten resultierenden Eigendrehmoment zu dem höchsten Gesamtdrehmoment aller Formen führt. Die Biberschwanz-Formen (4.5 & 4.6) und die Rechteckform (Kugeldreieck; 4.4) erzielen die schlechtesten Werte, da hierbei die strömungsgünstige Abführung der Ablösungswirbel am wenigsten ausgeprägt ist.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit der S-förmigen Schaufel das höchste Gesamtmoment aufgrund des durch die Punktsymmetrie auftretenden Eigendrehmomentes erzielt werden kann (vgl. Tabelle 5-1). Dementsprechend kann geschlossen werden, dass punktsymmetrische Schaufelformen bei Zykloidalpropellern ein nicht unerhebliches Leistungspotenzial gegenüber vollsymmetrischen Profilen versprechen. Mit der Untersuchung einer einzelnen Schaufel ist allerdings noch keine konkrete Aussage über das tatsächliche

Leistungspotenzial zu treffen, da sich an einem Zykloldalpropeller alle Schaufeln gegenseitig durch Veränderung der Anströmsituation oder Bildung von Strömungsschatten beeinflussen. Darüber hinaus wurde in den Untersuchungen am ersten Prototyp (StECon1.2) sowie in den Versuchen zur Ermittlung des Gesamtmoments an einem Schaufelprofil eine bislang noch nicht optimierte S-Form verwendet, sodass die maximal mögliche Leistungsfähigkeit dieser Schaufelart noch nicht abschließend bewertet werden kann. Diesbezüglich müssen noch weitere Untersuchungen bzw. Optimierungsschritte erfolgen. Weiterführende physikalische Untersuchungen sind mit einem sehr hohen Aufwand verbunden, weswegen numerische Strömungssimulationen zur Optimierung der Schaufelform zielführender sind.

5.4.4.3 Untersuchungen durch numerische Strömungssimulationen

Zur Ermittlung der optimalen Schaufelruderform für den Zykloldalpropeller StECon werden vom Lehrstuhl für Produktentwicklung (PE) nach Küppers et al. (2019) numerische Strömungssimulationen mit ANSYS-CFX durchgeführt. Nachfolgend werden die Arbeiten des PE nach Küppers et al. (2019) beschrieben, welche durch Unterstützung des fwu durchgeführt werden. In Abschnitt 5.4.4.2 wurden bereits verschiedene Schaufelformen hinsichtlich ihres Strömungszustandes untersucht. Aufgrund der Betrachtung einer einzelnen Schaufel konnten allerdings die gegenseitigen Schaufelinteraktionen nicht berücksichtigt bzw. erfasst werden. Daher werden vom PE nach Küppers et al. (2019) zu Beginn verschiedene Schaufelformen simuliert und als Gesamtsystem mit fünf Schaufeln miteinander verglichen. Nähere Erläuterungen hinsichtlich des Untersuchungssetups und der Validierung sind Küppers et al. (2019) zu entnehmen. Aufgrund der Eigenschaften des Strömungswandlers können nur achs- oder punktsymmetrische Profile berücksichtigt werden. Hierbei war es zunächst wahrscheinlich, dass dicke Profile mit einer hohen Toleranz gegenüber der Ablösungsströmung bei hohen Anstellwinkeln überwiegen würden. Während sich die Schaufeln in der Strömung drehen, erhöhen sie wiederholt den Anstellwinkel, bis sich die Schaufel senkrecht zum Fluidstrom befindet. Diesbezüglich ist die effizienteste Schaufelform wahrscheinlich diejenige, welche am längsten Auftrieb erzeugen kann (Küppers et al., 2019).

Nach Küppers et al. (2019) werden verschiedene Schaufelformen bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ und einer Schnelllaufzahl von $\lambda = 0,9$ an einem fünfblättrigen Zykloldalpropeller vom PE simuliert und miteinander verglichen. Die Ergebnisse für linsenförmige Schaufeln sind in Tabelle A-1 dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass die Schaufelformen mit stumpfer Schaufelspitze in den Simulationen zu höheren Leistungswerten führen. Durch die

starke Oberflächenkrümmung lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit an dieser Stelle deutlich erhöhen. Gemäß Bernoulli wird hierbei ein Unterdruck erzeugt, welcher die Schaufel bewegt. Diese Strömungsumlenkung an der Schaufelspitze sorgt für eine günstige Druckverteilung, sodass sich der resultierende Kraftvektor fast nie zur zentralen Strömungswandler-Hauptachse richtet, sondern möglichst weit davon abweicht und somit ein großes Drehmoment erzeugt (Küppers et al., 2019).

Die Voruntersuchungen von Küppers et al. (2019) zeigen, dass eine punktsymmetrische Schaufelform zu höheren Leistungen führen kann. Da jedoch die optimale Schaufelform vorerst nicht bekannt ist, wird ein automatischer Optimierungsprozess entwickelt. Insgesamt werden 90 verschiedene Schaufelkonfigurationen generiert sowie berechnet und das Maximum ermittelt. Nach einigen Iterationsschritten ist keine weitere Verbesserung der Schaufelform festzustellen, wodurch sich die finale S-förmige Schaufel für einen fünfblättrigen Zykloidalpropeller ergibt (vgl. Abbildung A-8). Zur Validierung der Schaufelform wird diese vom PE an einem fünfblättrigen Zykloidalpropeller in der begrenzten Versuchsrinne des fwu simuliert und mit Werten aus der physikalischen Untersuchung am Testmodell mit 3D gedruckten Schaufeln (vgl. StEwaKorad 4.4, Anhang A.1) verglichen. Gegenüber den linsenförmigen Schaufeln lässt sich eine Leistungssteigerung von 36,5 % feststellen (vgl. Abbildung 5-23; nach Küppers et al., 2019).

Basierend auf den für einen fünfblättrigen Zykloidalpropeller festgelegten Designregeln wird der Optimierungsprozess vom PE nach Küppers et al. (2019) für einen vierblättrigen Zykloidalpropeller mit maximaler Schaufelbreite durchgeführt. Insgesamt werden 102 Schaufeldesigns generiert und hinsichtlich der Verluste ausgewertet. Nachdem die letzten fünf Variationen sehr nahe beieinanderlagen, wird der Optimierungsprozess beendet.

Das finale Schaufeldesign (vgl. Abbildung 5-24) für einen vierblättrigen Zykloidalpropeller ist um 6,8 % effizienter als das Optimum der Schaufelkonfiguration am fünfblättrigen Zykloidalpropeller. Bemerkenswert ist die erhöhte Krümmung der Profiloberseite. Stark gekrümmte Profile werden in der Flugzeugkonstruktion für Flugzeuge mit niedriger Flugeschwindigkeit verwendet, die einen hohen Auftriebskoeffizienten c_A erfordern. Der erhöhte Auftrieb könnte auch durch den Zykloidalpropeller in zusätzliche Energie umgewandelt werden. Der große Radius der Schaufelvorderkante sorgt zudem für ein verbessertes Strömungsablöseverhalten, sodass die Schaufel beim kontinuierlichen Wenden mehr Zeit hat, um Auftrieb zu erzeugen (Küppers et al., 2019).

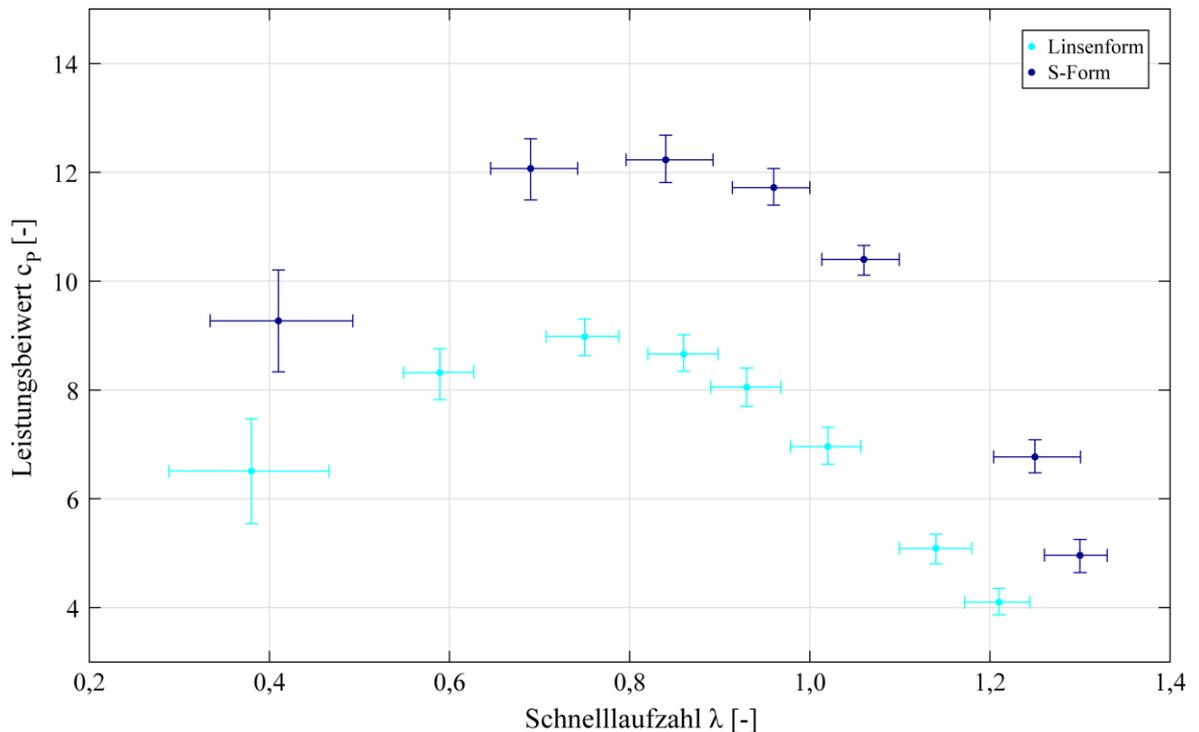


Abbildung 5-23: Leistungsbeiwerte c_p des StEwaKorad 4.4 mit optimierten S-förmigen Schaufeln und des StE-WaKorad 4.3 mit linsenförmigen Schaufeln in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ mit Angabe der Fehlerbereiche der einzelnen Messwerte (nach Küppers et al., 2019)

Zusammenfassend lässt sich aufgrund der numerischen Untersuchungen festhalten, dass lediglich die der Strömung zugewandte Vorderseite des Rades an der eigentlichen Stromerzeugung beteiligt ist. Auf der Rückseite des Strömungswandlers führt die Blattsteigung in Kombination mit der Ablösungsströmung zu einem deutlich negativen Drehmomentbeitrag (Küppers et al., 2019).

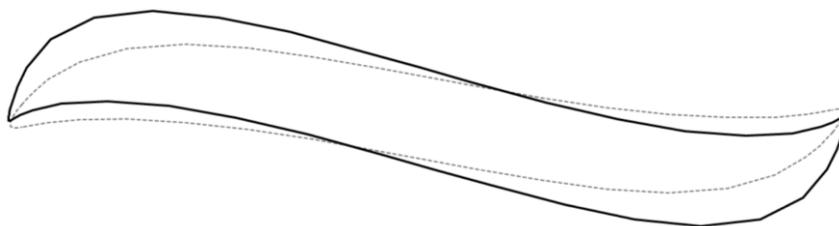


Abbildung 5-24: Schematische Darstellung des finalen Schaufelquerschnitts eines vierblättrigen Zyklodalpropellers (schwarz) im Vergleich zum Optimum des fünfblättrigen Zyklodalpropellers (hellgrau) nach Küppers et al. (2019)

In Abhängigkeit von der Schaufelanzahl ergeben sich also unterschiedlich optimierte Schaufelgeometrien. Durch Validierung mit physikalischen Untersuchungen konnte das PE nach Küppers et al. (2019) eine Schaufelgeometrie ermitteln, die im Vergleich zu den bisher entwickelten Schaufelformen (z. B. Linsenform) zu einer Leistungssteigerung von 36,5 % führt (am Beispiel des StECon mit fünf Schaufeln).

5.4.5 Untersuchung der Schaufelanzahl

Die Schaufelanzahl bestimmt maßgeblich den Materialbedarf sowie die Komplexität des Strömungswandlers, da jede zusätzliche Schaufel zwei zusätzliche Zahnräder im Getriebe benötigt, die wiederum zu erhöhten Reibungsverlusten führen. Des Weiteren bietet eine hohe Schaufelanzahl mehr Fläche, sodass der Einfluss aufeinander stärker ist (Küppers et al., 2019). Zur Vergleichbarkeit werden die Schaufelprofile eines Zykloidalpropellers mit drei, vier und fünf Schaufeln vom PE nach Küppers et al. (2019) in ANSYS CFX bei unterschiedlichen Schnelllaufzahlen λ so dimensioniert, dass der Außendurchmesser des Rades konstant bleibt.

Die Simulationsergebnisse des PE zeigen, dass sich die Anzahl der Schaufeln nur unwesentlich auf die erzielte Leistung auswirkt (vgl. Abbildung 5-25). Die dort angegebene Mächtigkeit der Leistungsbeiwerte c_p ist auf das Setup der 2D-Simulationen zurückzuführen und als nicht realistisch anzusehen. Zum Vergleich werden drei zusätzliche Werte für fünf Schaufeln in der bekannten 3D-Konfiguration mit ANSYS CFX simuliert. Bei allen Simulationen werden die Tip-Verluste allerdings vernachlässigt, sodass die Leistung bzw. Effizienz in der Realität geringer ausfällt (Küppers et al., 2019).

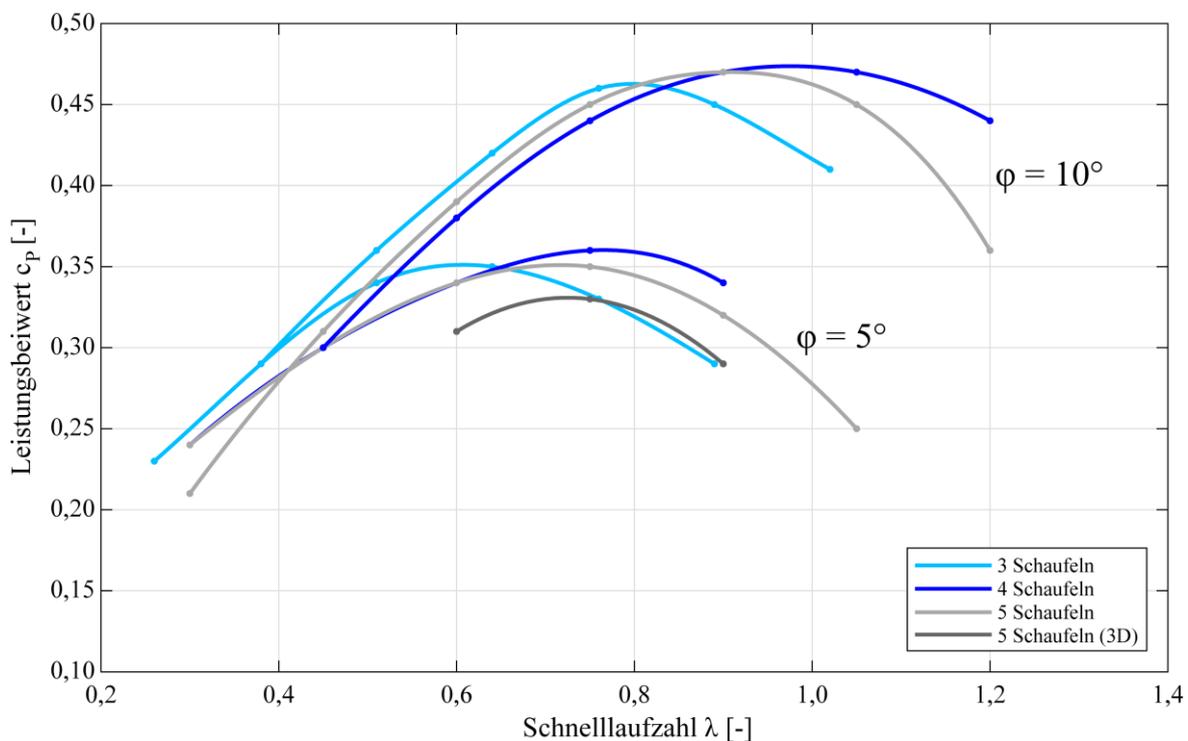


Abbildung 5-25: Vergleich der mit ANSYS simulierten Leistungsbeiwertverläufe c_p von drei, vier und fünf Schaufeln bei verschiedenen Phasenwinkeln in 2D und fünf Schaufeln in 3D in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ nach Küppers et al. (2019)

Die numerischen Simulationen zeigen, dass die höchsten Leistungswerte (vgl. Abbildung 5-25) durch einen Zykloidalpropeller mit vier Schaufeln erreicht werden. Folglich werden für die weitere Entwicklung des späteren Prototyps StECon2 vier Schaufeln in Betracht gezogen, da sie einen guten Kompromiss zwischen erzielter Leistung, Komplexität des Systems und Drehmomentschwankungen darstellen (Küppers et al., 2019).

5.5 Zusammenfassung der Optimierungen

Die Untersuchung des Energiewandlers StECon in der begrenzten Strömung der Versuchsrinne im Wasserbaulabor des fwu in Kombination mit den numerischen Strömungssimulationen mittels ANSYS CFX und der physikalischen Untersuchung von Schaufelprofilen dienen zur Optimierung der Technologie der Zykloidalpropeller. Nachfolgend werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst.

Mechanische Komponenten

Im Vorfeld wurde beschlossen, den StECon in senkrechter Bauweise zu realisieren. Gegenüber dem waagrechten Einsatz bietet dies den Vorteil, dass alle mechanischen (Planetengetriebe, Zahnradübersetzung zur Kraftübertragung) sowie elektrischen Komponenten (Generator, Drehzahlmessung, Phasenverstellung) außerhalb der Strömung liegen und lediglich gegen Spritzwasser geschützt werden müssen. Darüber hinaus wird nur eine einfache Halterung benötigt und es kann auf ein zweites Planetengetriebe verzichtet werden.

Die Untersuchung des Getriebes führte zunächst von einem standardevolventenverzahnten Planetengetriebe mit dreifachem Zahneingriff über eine Variante mit Kopfkürzung bis hin zu einem speziellen Planetengetriebe mit Profilverschiebung. Da die Herstellung dieses Getriebes kostenaufwendig ist, wird nachfolgend ein Planetengetriebe mit zweifachem Zahneingriff und reduzierter Zahnradanzahl zur Konstruktion des Prototyps StECon2 gewählt. Die geringeren Eingriffe ermöglichen eine Minimierung der Reibung im Getriebe des Energiewandlers und führen somit zu einer weiteren Erhöhung der Effizienz des StECon.

Spaltverluste

Spaltverluste stellen den Anteil des Gesamtdurchflusses am Rad dar, die durch die Spaltmaße zwischen den Schaufeln untereinander (Kategorie 1) sowie zwischen Rinnenwand und Rad (Kategorie 2; nur bei Verwendung des Energiewandlers in begrenzten Strömungen) entstehen. Zur Untersuchung der Spaltmaße der Kategorie 1 wurde in den physikalischen Untersuchungen am Testmodell die Schaufelbreite von 98 mm auf 90 mm verringert, wodurch sich die Spaltmaße zwischen den Schaufeln von 7 mm auf 15 mm vergrößerten. Hierbei

konnte eine Leistungsabnahme von ca. 28 % festgestellt werden. Durch Verringerung der Schaufelbreite entstand darüber hinaus ein Spaltmaß zwischen Energiewandler und Rinnenwand von 11 mm. Durch Reduzierung der Rinnenbreite konnte der Einfluss der Spaltmaße (Kategorie 2) auf eine Leistungsabnahme von ca. 8 % bestimmt werden. Die Untersuchung der Spaltmaße durch die physikalischen Versuche am Testmodell zeigte die Auswirkungen der Spaltverluste in der begrenzten Strömung. Zur weiteren Untersuchung der Spaltverluste in der freien Strömung (Kategorie 1) wurden von Küppers et al. (2019) numerische Untersuchungen mit ANSYS CFX durchgeführt. Es zeigte sich, dass sich der Leistungsbeiwert c_p bei steigendem Schaufelabstand reduziert. So führt eine Reduzierung der Schaufelbreite um 15 % zu einer Minimierung des Leistungsbeiwertes c_p um etwa 10 %. Anhand der Ergebnisse werden die Spaltmaße zwischen den Schaufeln künftig möglichst geringgehalten.

Schaufelform

Die Form der Schaufeln gilt als wichtigstes Element zur Optimierung des Zykloidalpropellers. Diese ist entscheidend für eine optimale Nutzung der durch die Strömung verursachten Auftriebs- und Widerstandskraft und beeinflusst die auftretenden Profil-, Tip- und Drallverluste. Während den Untersuchungen zeigte sich, dass sich die Profildicke wesentlich auf das Schluckvermögen des Strömungswandlers und damit einhergehend auf die Effizienz sowie die Leistung auswirkt. In den physikalischen Untersuchungen an den Testmodellen und Prototypen in der begrenzten Strömung zeigte sich, dass sich mit den Schaufelprofilen mit größerer Schaufeldicke wegen des geringeren Schluckvermögens vergleichsweise höhere Leistungen erzielen lassen. Als tendenziell effizienteste Schaufelformen stellten sich zu Beginn die Linsenform sowie eine angespitzte Rechteckform heraus. Aufgrund des hohen Zeitaufwands in Bezug auf die Herstellung von Schaufelformen wurden weitere physikalische Untersuchungen an Miniaturschauflern durchgeführt. Hierbei wurde eine S-förmige Schaufel als effizienteste Schaufelform identifiziert, da diese aufgrund der Punktsymmetrie ein Eigendrehmoment erzeugt. Zur weiterführenden Optimierung der Schaufelform wurden von Küppers et al. (2019) numerische Untersuchungen mit ANSYS CFX durchgeführt, wodurch eine optimierte punktsymmetrische S-förmige Schaufelform ermittelt wurde. Im Vergleich zur Linsenform konnte eine Leistungssteigerung am Gesamtrad von 36,5 % festgestellt werden. Mit der optimierten Schaufelform wird in Bezug auf eine Vollumdrehung des Rades vergleichsweise lange Auftrieb erzeugt, da die Profilloberfläche stärker gekrümmt ist. Insbesondere die Auftriebskraft erhöht die Leistung bzw. Effizienz des Strömungswandlers. Die

Kanten des optimierten Schaufelprofils verfügen über einen großen Radius, sodass die Auftriebskraft bei der Variation des Anstellwinkels intensiver genutzt werden kann. Zudem wirkt sich der große Radius positiv auf das Strömungsablöseverhalten aus, wodurch Tip-Verluste verringert werden (Küppers et al., 2019). Insgesamt konnte festgestellt werden, dass bei einem Phasenwinkel von ca. $\varphi = 10^\circ$ die höchste Effizienz bzw. Leistung mit den S-förmigen Schaufeln zu erreichen ist. Darüber hinaus wurde durch die numerischen Simulationen ersichtlich, dass sich lediglich die zur Strömung zugewandte Seite des Zykloidalpropellers positiv auf die Leistung des Rades auswirkt.

Phasenwinkel

Insgesamt konnte durch die physikalischen Versuche festgestellt werden, dass der optimale Phasenwinkel insbesondere abhängig von der Schaufelform ist. Ausgehend von der Ausprägung der Schaufelkanten wird die Strömungsenergie in unterschiedlicher Weise erfasst und beeinflusst das Leistungs- und Effizienzverhalten des Zykloidalpropellers. Für die optimierte S-förmige Schaufelform stellte sich ein optimaler Phasenwinkel von ca. $\varphi = 10^\circ$ heraus, womit die höchste Effizienz bzw. Leistung in der freien Strömung zu erreichen ist.

Schaufelanzahl

Innerhalb der numerischen Simulationen durch Küppers et al. (2019) wurden Zykloidalpropeller gleicher Dimensionen mit drei, vier und fünf Schaufeln miteinander verglichen. Es zeigte sich, dass die Variante mit vier Schaufeln sowohl die höchsten Leistungsbeiwerte c_p erreicht und darüber hinaus aus ökonomischer Sicht wegen der Materialersparnis am geeignetsten ist.

6 Geplante Naturuntersuchungen

Innerhalb des Projektes StECon-Infra sollte ein optimierter Prototyp sowohl in der begrenzten als auch in der freien Strömung einem Dauerversuch im Natureinsatz von einer Dauer von mindestens einem Jahr unterzogen werden. Durch die Überwachung des Betriebes sowie

durch die kontinuierliche Übermittlung von Messdaten sollten so die Ermittlung des Jahreswirkungsgrades, also der Effizienz auf Basis der aus dem Betrieb resultierenden Volllaststunden, sowie die Identifizierung der Funktionsfähigkeit bzw. der Gebrauchstauglichkeit und des damit einhergehenden Wartungsbedarfs erreicht werden. Die Untersuchungen innerhalb begrenzter Strömungsverhältnisse sollten in einem Kanal realisiert werden. Hierbei wurde als Einsatzort der Ablaufkanal der Kläranlage Siegen (in das Fließgewässer Sieg) in Zusammenarbeit mit dem Entsorgungsbetrieb der Stadt Siegen (ESi) in Betracht gezogen, da keine wasserrechtlichen Fragestellungen und möglichen Auflagen durch die Untere Wasserbehörde zu berücksichtigen sind. Zur Demonstration des möglichen Einsatzes eines Zykloidalpropellers in unbegrenzten Fließgewässern sollte der Prototyp im Rhein eingesetzt werden. Als Einsatzort wurde eine Bundeswasserstraße gewählt, um neben den Folgen des Dauerbetriebs und ökologischen Fragestellungen mögliche Konfliktpunkte mit der Gewässerunterhaltung und der Schifffahrt zu identifizieren.

6.1 Begrenzte Strömung

Um die notwendigen Rahmenbedingungen für den Dauertest in der begrenzten Strömung zu gewährleisten, sollte der unterirdisch verlegte Ablaufkanal auf einer Strecke von ungefähr sechs Metern geöffnet und das bestehende DN1700 Profil in ein rechteckiges Profil mit einer Breite von 1,70 m inklusive Auflastbermen zur Erleichterung der Installationsarbeiten umgebaut werden. Die durchzuführenden Arbeiten am betreffenden Teilabschnitt des Ablaufkanals wurden von der Bauabteilung des ESi in Abstimmung mit dem fwu geplant und kalkuliert. Insgesamt standen dafür 50.000 € für den Umbau zur Verfügung.

Die Baumaßnahme zum Umbau des Ablaufkanals wurde nach abgeschlossener Planung öffentlich ausgeschrieben. Das Submissionsergebnis dieser Ausschreibung ergab allerdings deutlich höhere Kosten von etwa 100.000 € als günstigstes Angebot zur Umsetzung der geplanten Arbeiten. Dieser Betrag konnte allerdings nicht bereitgestellt werden, weshalb das öffentliche Ausschreibungsverfahren widerrufen und ein begrenztes Ausschreibungsverfahren eröffnet wurde. Auch dieses zweite Ausschreibungsverfahren führte mit dem günstigsten Angebot von etwa 95.000 € jedoch ebenfalls nicht zu einer entsprechenden Kostensenkung. Auch der direkte Kontakt mit einem Bauunternehmen, welches bereits auf dem Gelände der Kläranlage Siegen mit einem anderen Auftrag tätig ist, führte zu keinem signifikant günstigeren Angebot. Im Vorfeld wurde kommuniziert, dass als Kompromiss zur Senkung der Kosten anstatt der Herstellung eines Rechteckprofils das bestehende DN1700 Profil halbiert

und als freigelegter halbkreisförmiger Kanal verbleiben soll. Auf Basis dieser konstruktiven Vereinfachung unterbreitete die Baufirma zur Herstellung der Teststrecke ein Angebot von 85.000 €. Diese Summe konnte allerdings nicht vom ESI als öffentliche Einrichtung gegenüber der Stadt Siegen begründet werden, weshalb der Dauerversuch im Ablaufkanal der Kläranlage Siegen nicht umgesetzt werden konnte. Alternative geeignete und realisierbare Einsatzorte mit begrenzten Strömungsverhältnissen standen nach ausgiebiger Recherche nicht zur Verfügung.

6.2 Freie Strömung

Die Dauermessungen als Naturversuche in der freien Strömung des Rheins sollten zunächst durch Installation eines Prototyps an einem Schiffsanleger der Bonner Personen Schifffahrt e. G. bei Bonn realisiert werden. Eine schriftliche Zusage des Betreibers für die Durchführung dieser Untersuchungen lag vor. Statische Betrachtungen durch das WSA Köln zeigten jedoch im Verlauf der Planung, dass die Verankerungen des Schiffsanlegers aufgrund der zusätzlichen Lasteinwirkung durch den Betrieb des Prototyps in der Strömung zu verstärken wären. Die Kosten (ungefähr 15.000 Euro) wurden von der Bonner Personen Schifffahrt e. G. nicht getragen und sollten über das Forschungsprojekt StECon-Infra abgerechnet werden. Die Abrechnung zur Begünstigung von Dritten (durch Erneuerung der Anlegerverankerungen) ist jedoch bei staatlich geförderten Drittmittelprojekten ausgeschlossen, so dass die Umsetzung am Schiffsanleger der Bonner Personenschifffahrt nicht realisiert werden konnte.

Alternativ konnte eine private schwimmende Bootsanlegebrücke am Rhein bei Hersel (km 661) als möglicher Einsatzort zur Durchführung des Dauerversuchs identifiziert werden (Abbildung 6-1). Die Anlegebrücke besteht aus drei über eine Brücke verbundenen Schwimmern. An den zwei langseitigen Schwimmern sind längliche Schwimmer mit Festmachvorrichtungen angeschlossen, der wasserseitige Schwimmer ist mit einem Anlegefloß verbunden. Die landseitigen Schwimmer sind jeweils mit dem Ufer über Ankerketten verbunden, der wasserseitige Schwimmer über eine Kette in der Gewässersohle verankert. In den Feldern zwischen den Schwimmern und dem Anlegefloß liegen insgesamt drei Hausboote dauerhaft an (Abbildung 6-2).



Abbildung 6-1: Schwimmende Anlegebrücke in Hersel am Rhein. Ansicht unterwasserseitig

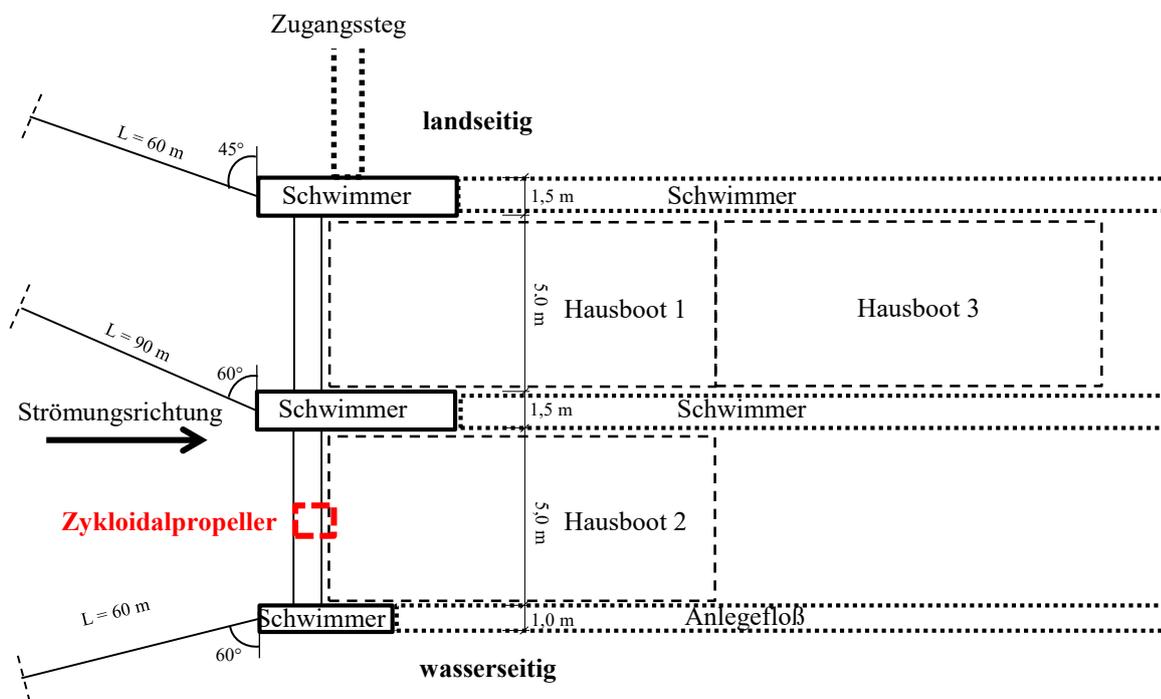


Abbildung 6-2: Übersichtsskizze der Anlegebrücke in Hersel mit geplanter Lage des Zykloldalpropellers (rot dargestellt) für die Durchführung des Dauerversuchs in der freien Strömung des Rheins

Die Installation des Prototyps und die anschließende Durchführung der Dauerversuche war genehmigungspflichtig, da es sich um eine Nutzungsänderung der Anlegebrücke handelt. Diesbezüglich waren statische Berechnungen auf Basis der Nutzungsänderung (DIN EN 14504) durch den Prototyp zur Beantragung der Genehmigung beim WSA Köln erforderlich. Nach anfänglicher Einigung mit dem WSA Köln auf vereinfachte zweidimensionale statische Nachweise sollten im Prozess der Beantragung dreidimensionale Berechnungen mit

weitgehend unbekanntem Strömungsverhältnisse nur durch Langzeitmessungen (Strömungsgeschwindigkeiten und Wasserstände) realisierbar gewesen wäre. Diese Messungen hätten einen Untersuchungszeitraum von mindestens sechs Monaten nach sich gezogen. Da keine verlässlichen Informationen zu den Ankerkettenfundamenten der Anlegebrücke vorlagen, wurde seitens des Prüfenieurs die Anforderung gestellt, diese auszugraben und als Eingangswerte für die Statik zu quantifizieren. Alternativ sollte zur Identifizierung der Widerstandsfähigkeit der Verankerungen kostspielige Zugversuche unternommen werden. Beide Möglichkeiten setzten die Außerbetriebnahme der Anlegebrücke und die Räumung der bewohnten Hausboote oder die vollständige Entfernung der Anlage voraus und Beschädigungen in Folge der Zugversuche konnten vorab nicht ausgeschlossen werden. Da die auferlegten Nachweise zeit- und kostentechnisch innerhalb des Projektes StECon-Infra nicht umzusetzen waren, war die Realisierbarkeit der Dauerversuche an der Anlegebrücke bei Hersel am Rhein leider nicht möglich. Zur Umsetzung von Versuchen in der freien Strömung wurde daher entschieden, bei der Wahl des Einsatzortes auf Nebengewässer auszuweichen, wodurch die Installation und der Betrieb eines Prototyps genehmigungsfrei bzw. lediglich anzeigepflichtig zu realisieren sind. Im weiteren Verlauf konnte der Prototyp in der Sieg (Höhe Siegfähre, km 2,75) untersucht werden (vgl. Abschnitt 7.3).

7 Untersuchungen in der natürlichen Strömung

7.1 Vorbemerkungen

Auf Basis der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.4 wird zunächst ein optimierter Prototyp des StECon (StECon2) hergestellt (vgl. Abschnitt 7.2). An diesem Prototyp sollen wichtige Kennzahlen hinsichtlich des Leistungs- und Effizienzverhaltens in der freien Strömung identifiziert werden, wodurch ein Vergleich mit den Untersuchungsergebnissen in der begrenzten Strömung (vgl. Abschnitt 7.2) und den numerischen Simulationen sowie die Einordnung der Technologie der Zykloidalpropeller als kinetische Wasserkraftwandler ermöglicht wird.

Eine freie Strömung liegt vor, wenn der eingesetzte kinetische Wasserkraftwandler keinen signifikanten Aufstau über die Gesamtbreite des Fließwegs bzw. Kanals verursacht. Weiterhin sollen praxisnahe Betriebserfahrungen gesammelt werden. Diesbezüglich werden zu Beginn Versuche unter naturnahen Bedingungen mit Hilfe eines selbst gebauten Floßes in der Sieg bei Troisdorf (Gew.-Stat. km 2,75) durchgeführt (Abschnitt 7.3). Im Zusammenhang mit diesen Untersuchungen können erste Erfahrungen mit dem Energiewandler StECon zur Nutzung freier Strömungen gesammelt werden. Zur Erweiterung der Erkenntnisse in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit wird der Prototyp des StECon2 an einem Versuchsboot bei Genthin (Sachsen-Anhalt) montiert und bei verschiedenen Fahrtgeschwindigkeiten (d. h. künstlich erzeugte Strömungsgeschwindigkeiten) getestet (Abschnitt 7.4). Die hierbei ermittelten Leistungs- und Effizienzwerte ermöglichen einen Vergleich der Technologie der Zykloidalpropeller mit anderen kinetischen Strömungswandlern. In den nachfolgenden Abschnitten werden die durchgeführten Untersuchungen hinsichtlich der Umsetzung, der Ergebnisse und daraus folgende Erkenntnisse näher erläutert.

7.2 Herstellung des optimierten Prototyps

Zur Untersuchung des Zykloidalpropellers StECon anhand seines Leistungs- und Effizienzverhaltens im freien Fließgewässer wird ein weiterer Prototyp (StECon2) mit einem Raddurchmesser von $D = 0,75$ m vom PE in Kooperation mit dem fwu entworfen und von der Fa. Weber Mechanische Bearbeitung in Wenden hergestellt (vgl. Abschnitt A.1). Basierend auf den Erfahrungen und Erkenntnissen aus den physikalischen sowie den numerischen Untersuchungen (vgl. Abschnitt 5.4) können einige Anpassungen am Energiewandler-Design vorgenommen werden. Diesbezüglich wird im Vergleich zu den Testmodellen und des ersten Prototyps StECon1 die Anzahl der Schaufeln, die Schaufelbreite sowie die Schaufelform angepasst. Zum Schutz vor Korrosion wird das Getriebe aus Polyoxymethylen (POM) und alle verbleibenden Maschinenelemente aus rostfreiem Edelstahl hergestellt. Aus Abschnitt 5.4.5 wird ersichtlich, dass die gewählte Anzahl der Schaufeln einen unbeträchtlichen Einfluss auf die erzielte Leistung bzw. die Effizienz hat. Diesbezüglich werden zur Senkung des Materialverbrauchs und zur Reduzierung der Lagerstellen für den optimierten Prototyp StECon2 vier Schaufeln vorgesehen. Wie bereits in Abschnitt 5.4.1 diskutiert wird zur Minimierung der Getriebekomplexität und der damit verbundenen erhöhten Reibung ein Planetengetriebe mit reduzierter Zahnradanzahl verwendet (vgl. Abbildung 5-3). Dementsprechend teilen sich bei einer geraden Anzahl an Schaufeln jeweils zwei Schaufeln ein mittleres

Zahnrad zur Kraftübertragung auf das Sonnenzahnrad. Neben der erwarteten Reduzierung der Reibungsverluste durch eine geringere Anzahl an Kontaktflächen ist das System bei offener Bauweise außerdem resistenter gegen Verklebung aufgrund von etwaigen Verschmutzungen (Jensen et al., 2020).

Nach Miller (1972) sollten Langsamläufer wie der StECon zur Erzielung der Maximalleistung über eine möglichst große Abdeckung der Erntefläche, d.h. über möglichst geringe Spaltmaße, verfügen. Dies wurde auch in Abschnitt 5.4.3 bestätigt. Diesbezüglich werden die Schaufeln des Prototyps unter Berücksichtigung der in Abschnitt 5.4.4.3 entwickelten Form mit der maximal möglichen Breite hergestellt (vgl. Abbildung 7-1). Zur Stabilisierung werden, ähnlich wie beim historischen Flugzeugbau, Spanten aus Blech entlang einer zentralen Achse angeordnet, verschweißt und darauf die Oberfläche aus gekantetem Blech befestigt (Jensen et al., 2020).

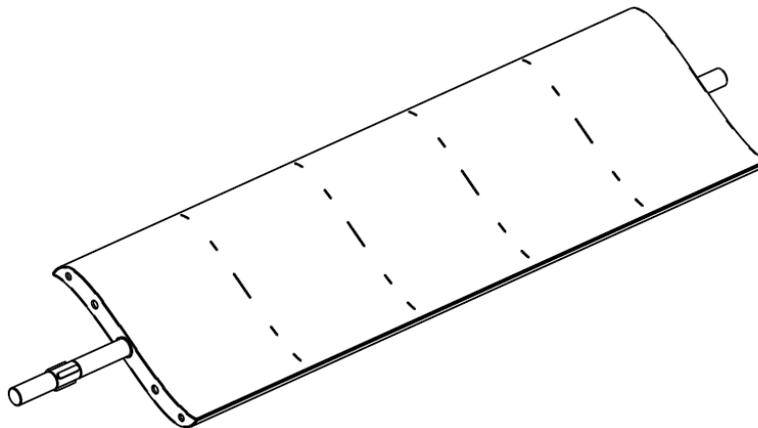


Abbildung 7-1: Schematische Darstellung der Schaufelkonstruktion für den Prototyp des StECon (Jensen et al., 2020)

Aufgrund der großen Schaufelflächen entstehen selbst im Stillstand enorme Kräfte, weswegen bei einer einseitigen Lagerung große Momente an der oberen Lagerung wirken. Dies würde einen überproportional großen Wellendurchmesser erfordern. Dementsprechend wird zur Kompensation dieser Momente der Prototyp mit einer zweiseitigen Lagerung versehen. Die zweiseitige Lagerung wird durch einen umfassenden Rahmen aus Stahl realisiert, indem sich das Laufrad befindet (Abbildung 7-2).

Die Schaufeln werden durch Festlager im Planetengetriebe an der Maschinenoberseite gehalten und durch Loslager (iglidur® UW Gleitlager) mit Hilfe einer Führungsscheibe unter der Wasseroberfläche gestützt. Hierbei werden zur Minimierung von Zwängungen durch Toleranzen und Fluchtungsfehler Pendelrollenlager verwendet (Jensen et al., 2020).



Abbildung 7-2: Zweiseitig gelagerter Prototyp StECon2 im Stahlrahmen mit S-förmigen Schaufeln aus Stahl (Jensen et al., 2020)

7.3 Untersuchung des StECon unter naturnahen Bedingungen

Die Untersuchung des StECon im freien Fließgewässer unter naturnahen Bedingungen erfolgte im Fließgewässer Sieg bei Troisdorf (Gew.-Stat. km 2,75). Voruntersuchungen der Rahmenbedingungen vor Ort haben gezeigt, dass bei normalen Abflussbedingungen eine Wassertiefe von ca. 1,50 m bei einer Fließgeschwindigkeit von ca. $v = 1,05$ m/s in Flussmitte besteht. Ortsansässig ist die sogenannte Siegfähre – eine kleine historische Personenfähre, die mit Hilfe eines Paddels zwischen den beiden Siegufern manövriert wird und bis zu zehn Personen befördern kann. Zur Sicherung gegen Abtrieb ist über die Sieg ein Stahlseil ($D = 22$ mm) in einer Höhe von ca. vier Metern über dem mittleren Wasserstand (MW) gespannt, in das die Siegfähre mit einer Verbindungsrolle eingehängt ist. Während der Wintermonate bis Ende März wird die Siegfähre aus dem Gewässer entfernt. Dementsprechend eignet sich während dieser Zeit das über die Sieg gespannte Drahtseil, um eine schwimmende Versuchseinrichtung zur Untersuchung des StECon daran zu befestigen und mittig im Flussquerschnitt zu halten.

7.3.1 Aufbau der schwimmenden Versuchseinrichtung

Die Untersuchungen am StECon werden mit Hilfe einer schwimmenden Versuchsanlage in Katamaran-Bauweise durchgeführt, die vom fwu konstruiert und hergestellt wurde (vgl. Abbildung 7-3 bzw. Abbildung A-9). Für den nötigen Auftrieb werden pro Katamaranseite

neun Tragschläuche mit einer Länge von ca. 7,20 m und einem Durchmesser von jeweils ca. 15 cm (luftdruckabhängig) miteinander gekoppelt und durch geeignete Vorrichtungen zu einem Schwimmer verbunden. Durch die Koppelung kann sich der Druck in den Schläuchen gleichmäßig untereinander aufteilen. Beide Schwimmer werden durch ein Gerüst aus Stahlrechteckprofilen mit einer Querschnittsfläche von $A = 50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$ bzw. einer Wandstärke von $d = 2 \text{ mm}$ miteinander verbunden und die Oberfläche mit OSB-Platten (Grobspan) ausgekleidet. Insgesamt ist die Versuchsanlage etwa 3,20 m breit. Zur Verhinderung des Abtriebs der Anlage wird das vorhandene über die Sieg gespannte Stahlseil der Siegfähre genutzt. Für die Aufhängung wird eine Doppelseilrolle (vgl. Abbildung A-9) hergestellt, die über Spanngurte sowie einem Kettenzug an der Anlage befestigt ist und wodurch die Anlage frei über die Länge des über die Sieg gespannten Stahlseils manövriert werden kann. Die Aufhängung der Anlage ist hierbei variabel verstellbar, wodurch sich die Anlage optimal in der Strömung manövrieren lässt. Landleinen in beide Uferrichtungen dienen als zweite redundante Sicherung der Anlage und ermöglichen die Bewegung des Floßes.

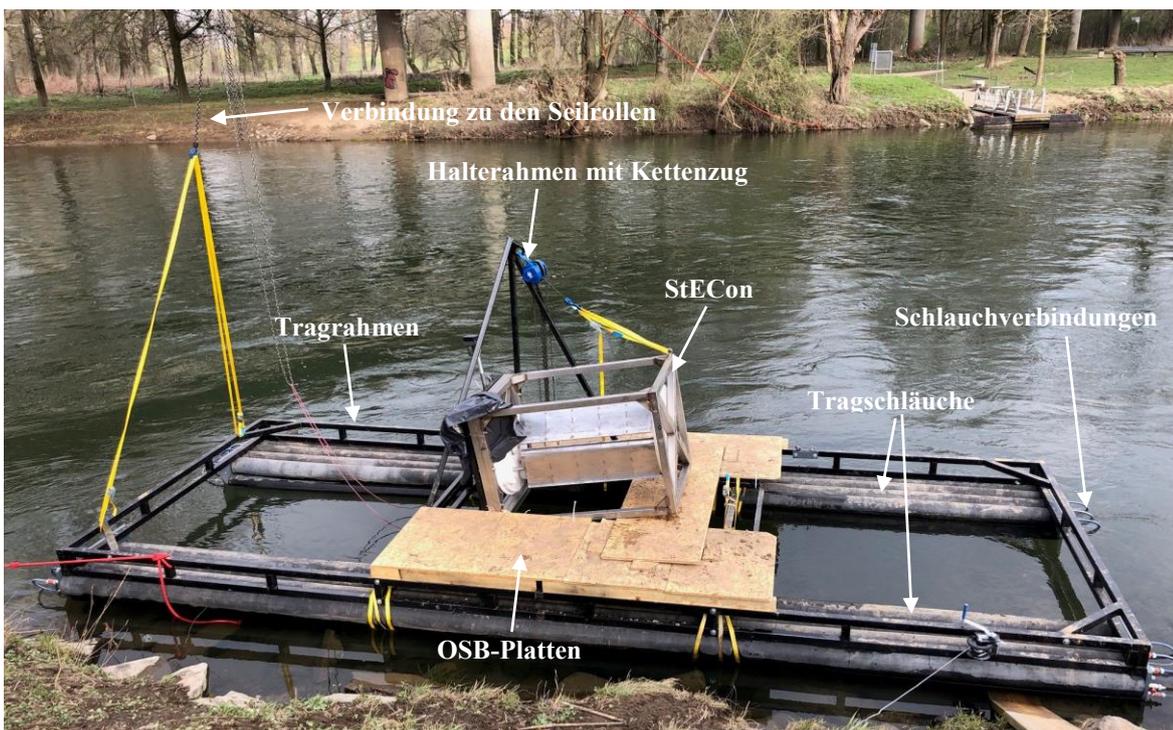


Abbildung 7-3: Schwimmende Versuchseinrichtung in Katamaran-Bauweise zur Untersuchung des StECon im freien Fließgewässer der Sieg mit dem installierten Prototyp StECon2

Der StECon ist auf der Versuchsanlage etwa mittig über einen Halterahmen befestigt und verfügt über einen Tiefgang von ca. 1,0 m (entspricht der Schaufellänge). Der Halterahmen ist klappbar und mit einer dreibeinigen Halterung für einen Kettenzug ausgestattet, womit der StECon aus bzw. in das Fließgewässer befördert werden kann. Um ein unerwünschtes

Herausklappen durch den Strömungsdruck zu verhindern, verfügt der Halterahmen über eine Sicherungsschraube, wodurch der klappbare Anteil des Rahmens in seiner Lage gehalten wird (vgl. Abbildung 7-4). Das Gewicht des Energiewandlers inklusive Halterung beträgt etwa 300 kg. Alle Komponenten der Versuchsanlage in Katamaran-Bauweise besitzen zusammen eine Masse von etwa 1.000 kg, sodass sich eine Gesamtbetriebsmasse der Anlage von etwa 1.300 kg ergibt. Zur Berechnung des Schwimmerauftriebs wurden iterativ die Auftriebskräfte bei unterschiedlichen Belastungen berechnet. Bei einer vollständigen Eintauchung der Schwimmer besteht ein maximaler Auftrieb von 2.470 kg, wodurch sich eine Zuladungsgrenze von etwa 970 kg (bei Zuladung von zwei Personen von jeweils 100 kg) ergibt. Der maximale Tiefgang der Versuchsanlage bei vollständiger Beladung beträgt 0,275 m (vgl. Anhang A.3; Jensen et al., 2020).

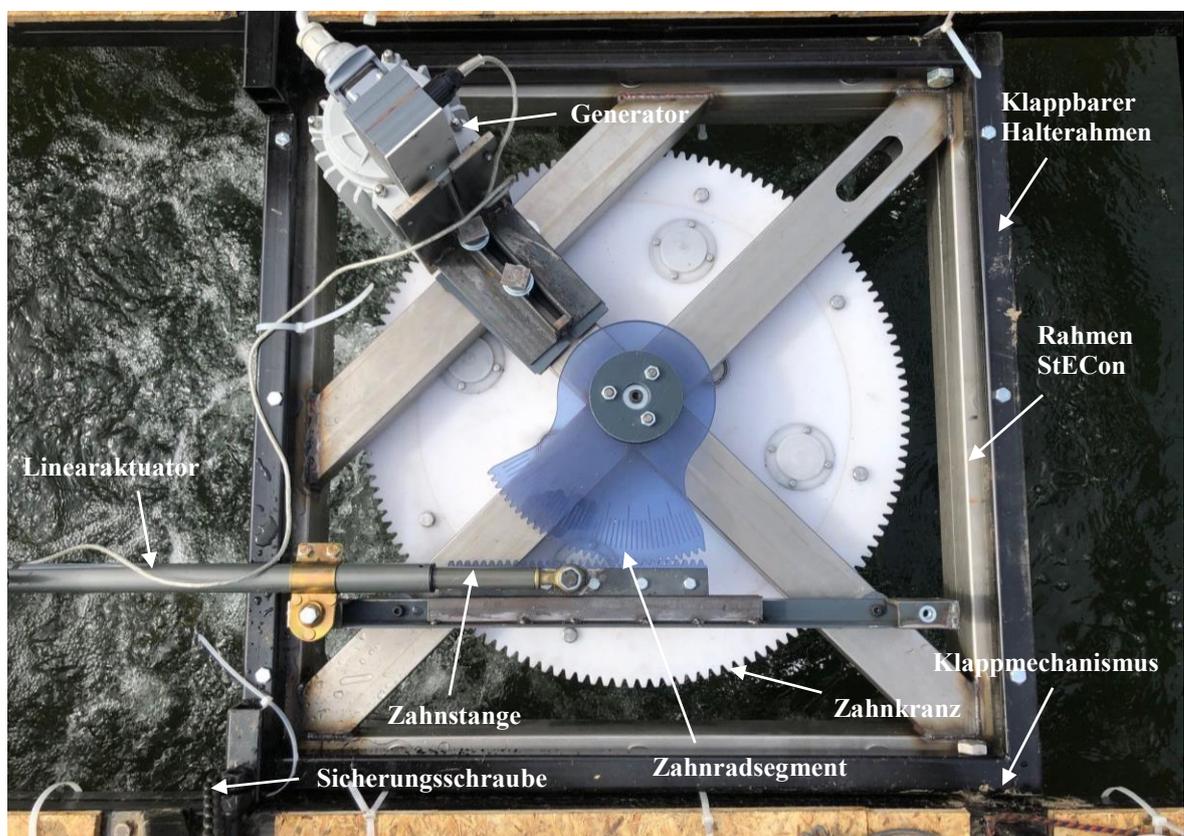


Abbildung 7-4: Prototyp StECon2 im Halterahmen mit Phasenwinkelverstellung und Lastabnahme mittels Generator im Fließgewässer Sieg (Draufsicht)

Zur Verstellung des Phasenwinkels φ ist derselbe Linearaktuator, wie in Abschnitt 5.4.2 beschrieben, am Rahmen des Prototyps befestigt (Abbildung 7-4). Das ausfahrbare Ende des Linearaktuator ist mit einer Zahnstange befestigt, welche durch ein Scharnier verschiebbar ist. Im Eingriff der Zahnstange sitzt ein mit dem Sonnenzahnrad des StECon verbundenes Zahnradsegment mit 32 Zähnen, wodurch die Phase des StECon über einen Winkelbereich

von 90° in 1° -Schritten verstellt werden kann. Diesbezüglich ist eine Variation des Phasenwinkels beidseitig um bis zu 45° möglich (ausgehend von der Nullstellung, also strömungszugewandte Schaufel senkrecht zur Strömung). Die Leistungsaufnahme erfolgt über einen 48V-Gleichstromgenerator, der am Rahmen des Prototyps befestigt ist und über ein Zahnrad mit 22 Zähnen in den am Prototyp befestigten Zahnkranz mit 140 Zähnen eingreift. Dementsprechend liegt eine Übersetzung von etwa $1 : 6,36$ vor.

Da durch Verstellung des Phasenwinkels am StECon im laufenden Betrieb (Versuchsanlage in Flussmitte) die Lage der Versuchsanlage beeinflusst wird, muss mit einer geeigneten Ruderpinne entgegengesteuert werden. Dementsprechend wird am hinteren Teil der Versuchsanlage eine selbst hergestellte Ruderpinne befestigt (Abbildung A-10).

7.3.2 Datenaufzeichnung und –analyse

Für die Phasenverstellung, die Messwerterfassung sowie für die Regulierung der Drehzahl wird eine spritzwassergeschützte Box verwendet (Abbildung 7-5). Die Phasenverstellung wird über einen Schalter realisiert, wodurch sich der Winkel in 1° -Schritten einstellen lässt. Die Versorgung des für den Phasenwinkel zuständigen Linearaktuators mit elektrischem Strom erfolgt mittels einer 12 V-Blockbatterie. Zur Erfassung der elektrischen Leistung ist der Generator am Prototyp mit zwei Multimetern verbunden. Während das eine Multimeter die Stromstärke I ausgibt, wird am anderen die Spannung U dargestellt. Das Produkt aus Stromstärke I und Spannung U ist direkt proportional zur elektrischen Leistung P_{el} . Die Aktualisierungszeit beider Multimeter entspricht drei Sekunden, wobei jeder erfasste Messwert einem gleitenden Mittel aus 200 Einzelwerten entspricht. Die auf den Multimetern angezeigten Werte werden händisch herausgeschrieben, anschließend digitalisiert und ausgewertet. In den Stromkreis des Generators ist ein 110Ω -Schiebewiderstand in Reihe geschaltet. Durch Regulierung des Schiebewiderstands wird die Drehzahl des Rades beeinflusst, d. h. eine Erhöhung des Widerstands führt zu einer Verringerung der Raddrehzahl. Auf diese Weise kann der vollständige Drehzahlbereich (frei drehend bis vollständiger Radstillstand) erzeugt werden. Die Fließgeschwindigkeit in der Sieg wird kontinuierlich bei jeder Leistungsmessung durch einen OTT-Messflügel gemessen. Hierbei ergab sich zu jedem Zeitpunkt eine Fließgeschwindigkeit von $v = 1,05 \text{ m/s}$.

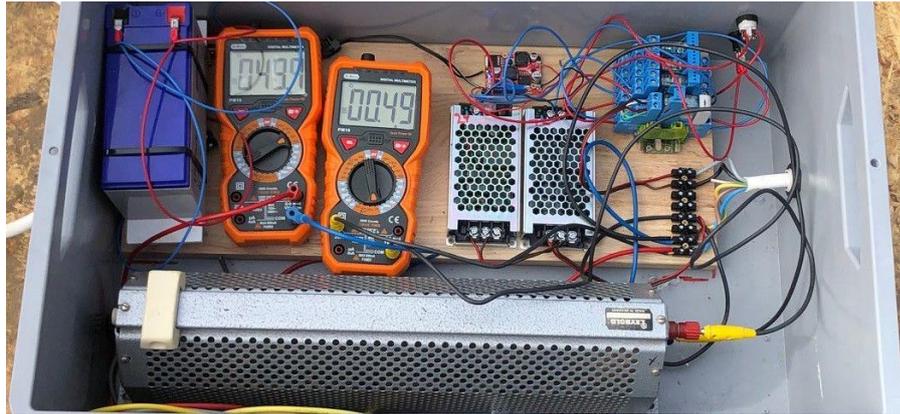


Abbildung 7-5: Messwerterfassung, elektrische Komponenten zur Phasenverstellung und Schiebewiderstand zur Regulierung der Drehzahl in einer spritzwasserfesten Box

7.3.3 Versuchsdurchführung

Vor der Durchführung der Messungen wird der Prototyp etwa 15 min bei mittlerer Generatorlast betrieben, sodass der Generator seine Betriebstemperatur erreicht, wodurch zuverlässige Messwerte (Spannung und Stromstärke) ermittelt werden können. Zu Beginn der Untersuchungen wird die schwimmende Versuchsanlage in Flussmitte parallel zum Ufer ausgerichtet und der Prototyp durch den Kettenzug in die Strömung abgesenkt. Hierbei wird bei der Konstruktion darauf geachtet, dass die 1 m langen Schaufeln von der Strömung nicht überspült werden, d. h., dass die durch den Widerstand des StECon aufgestaute Wasseroberfläche maximal die obere Schaufelkante erreicht. Da mit abnehmender Drehzahl bzw. steigendem Phasenwinkel der wirksame Widerstand in der Strömung und damit einhergehend die Wasseroberfläche vor dem Rad steigt, wird als Referenz für die Installationshöhe der stillstehende Prototyp bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 20^\circ$ gewählt. Bei höheren Drehzahlen bzw. kleineren Phasenwinkeln besteht daher ein Freibord von maximal 4 cm (Abstand zwischen Schaufeloberkante und Wasseroberfläche vor der Schaufel), welcher bei der Bezugsfläche zur Berechnung des Leistungsbeiwertes berücksichtigt wird.

Während der Versuche wird am Prototyp des StECon die Spannung U sowie die Stromstärke I für jeden untersuchten Phasenwinkel über den gesamten Drehzahlbereich in möglichst kleinen Abständen gemessen, d. h. von keiner Lastabnahme bis zum Stillstand des Energiewandlers. Nach Betätigung des Schiebewiderstands zur Regulierung der Drehzahl wird jeweils etwa 30 Sekunden abgewartet, bis sowohl Spannung U als auch Stromstärke I abgelesen werden. Zur Erhöhung der Messgenauigkeit werden jeweils acht Werte pro Messzustand erfasst. Dieser Vorgang wird jeweils dreimal für die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$, 10° und

20° durchgeführt. Durch Erhöhung des Phasenwinkels steigert sich die zur Strömungsrichtung senkrecht stehende Kraftkomponente, welche auf die schwimmende Versuchseinrichtung wirkt und zur Verlagerung bzw. Schiefstellung führt. Um dem entgegen zu wirken, wird mit der am Heck der Versuchseinrichtung befindlichen Ruderpinne stetig entgegengesteuert und die Ausrichtung der Anlage kontrolliert. Dieser Vorgang ist allerdings mit Unsicherheiten verbunden, da die Lage des Floßes über Augenmaß kontrolliert wird. Aus diesem Grund werden Messpunkte während der Untersuchungen bei ungefähr paralleler Ausrichtung der Anlage zur Strömungsrichtung aufgenommen. Während der Untersuchungen wird zu jeder Zeit die Strömungsgeschwindigkeit am Bug der Versuchsanlage in Feldmitte kontrolliert.

7.3.4 Auswertung der Messergebnisse

Die gemessenen Spannungen U und Stromstärken I bei den Phasenwinkeln $\varphi = 0 - 20^\circ$ werden mit Hilfe der Vorgehensweise nach Abschnitt 5.4.2.6 ausgewertet. Zu Beginn wird für jeden Messpunkt die Drehzahl bestimmt, um den Effizienzverlauf darstellen zu können. Als Zuordnungswert für die Effizienzwerte wird die Schnelllaufzahl λ gewählt, welche die Radgeschwindigkeit u in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v angibt (vgl. Abschnitt 3.2). Da sich eine direkte Proportionalität zwischen Spannung und mechanischem Drehmoment durch die in Abschnitt 5.4.2.6 durchgeführten Untersuchungen herausgestellt hat, kann das mechanische Drehmoment für jeden Messwert über die jeweilige Spannung ermittelt werden. Durch Multiplikation mit der jeweils zugehörigen Drehzahl lässt sich die mechanische Leistung P_{mech} des Prototyps ermitteln (vgl. Abschnitt 5.4.2.5). In Abhängigkeit von der kinetischen Leistung (zur Verfügung stehende Leistung der Strömung) lässt sich der hydraulische Wirkungsgrad bzw. Leistungsbeiwert c_P bestimmen (vgl. Abschnitt 2.2).

In Abbildung 7-6 sind die Messpunktwolken der Leistungsbeiwerte c_P in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ sowie die dazugehörigen Regressionskurven für die Phasenwinkel $\varphi = 0 - 20^\circ$ dargestellt. Die Darstellung der Messunsicherheiten erfolgt für die Regressionskurven über die 80 % Konfidenzintervalle. Mit steigendem Phasenwinkel intensiviert sich der Abdrift der schwimmenden Versuchseinrichtung in der Strömung. Der Ausgleichsvorgang mit Hilfe der Ruderpinne lässt sich lediglich über Augenmaß durchführen, weswegen die Streuung der Messwerte groß ist. Dies ist anhand 80 % Konfidenzintervalle sowie anhand der Bestimmtheitsmaße ersichtlich. Während für den Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,312$ erreicht wird, lässt sich für den Phasenwinkel $\varphi = 10^\circ$ ein

Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,519$ und für den Phasenwinkel $\varphi = 20^\circ$ ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,275$ erzielen. Dementsprechend liegt insbesondere für die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ und 20° eine breite Streuung der Messwerte vor.

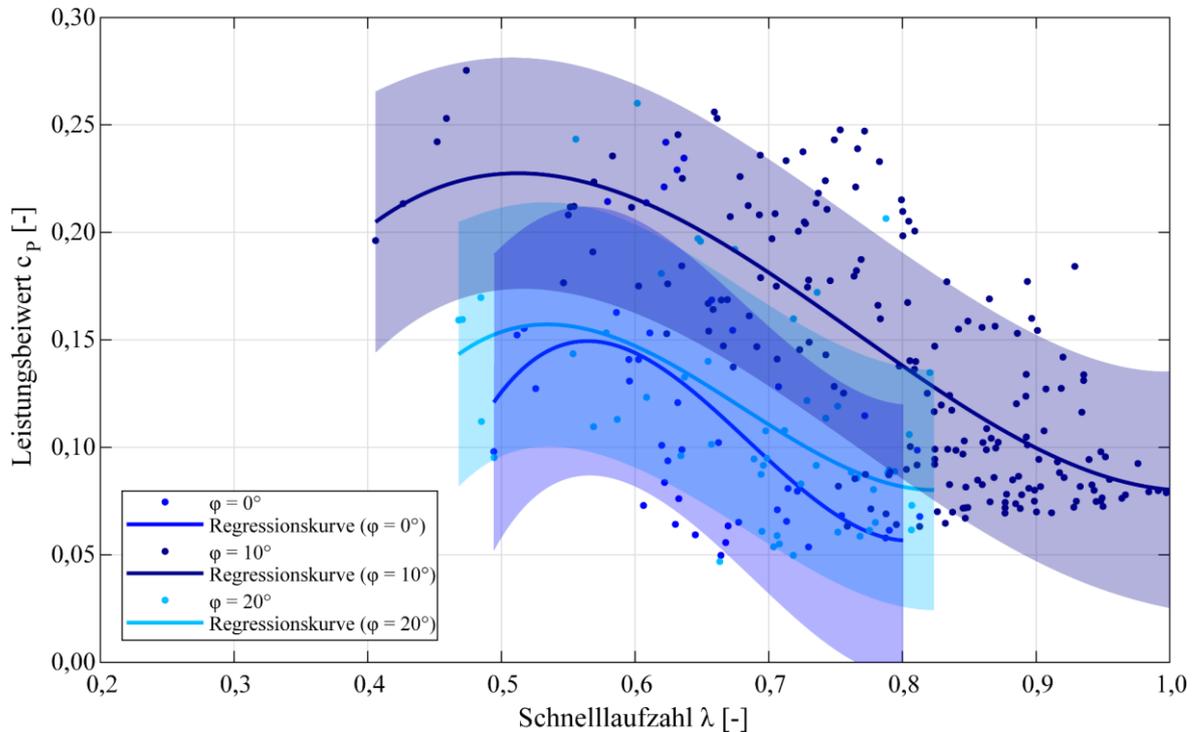


Abbildung 7-6: Leistungsbeiwerte c_p mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurven und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle in Abhängigkeit von der Schnellaufzahl λ für die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20°

Aus Abbildung 7-6 geht hervor, dass, wie in den durchgeführten numerischen Simulationen (vgl. Abschnitt 5.4.4.3), der optimale Phasenwinkel bei $\varphi = 10^\circ$ in der freien Strömung vorliegt. Hierbei lässt sich anhand der Regressionskurve ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_p = 0,23$ feststellen, die maximale mechanische Leistung entspricht hierbei $P_{\text{mech}} = 100 \text{ W}$. Im Vergleich wird durch den Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_p = 0,15$ und durch den Phasenwinkel $\varphi = 20^\circ$ ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_p = 0,16$ erreicht. Bei großen Phasenwinkeln ist die Phasenwinkel-abhängige Schiefstellung der Versuchseinrichtung intensiver ausgeprägt, welche durch die Ruderpinne ausgeglichen werden muss. Dadurch wirkt die Strömung aus einer veränderten Richtung auf das Rad, als vorgesehen. Durch die veränderte Strömungsrichtung weicht der am Rad wirksame Phasenwinkel vom eingestellten ab. Dementsprechend lassen sich die Messreihen nur bedingt einem tatsächlich wirksamen Phasenwinkel zuordnen. Die ermittelten Werte dienen aber zur ersten Einschätzung des Effizienz- und Leistungsvermögens und als Vergleichswerte für folgende Untersuchungen.

7.4 Untersuchung des StECon in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit

Die Untersuchung des StECon in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt auf dem Elbe-Havel-Kanal bei Genthin (Sachsen-Anhalt). Hierfür wird der Forschungsversuchsträger „VECTOR 1“ der Firma SIBAU Genthin GmbH & Co. KG als Versuchsboot für den Einsatz des StECon verwendet. Die Firma SIBAU ist seit vielen Jahren Industriepartner des Netzwerks Technologiekompetenz Fluss-Strom, welches regelmäßig verschiedenste kinetische Strömungswandler entwickelt und diese hinsichtlich ihres Effizienz- bzw. Leistungsverhaltens im freien Fließgewässer untersucht.

Der Elbe-Havel-Kanal verfügt über keine nennenswerte Strömung und daher über keine wesentlichen Turbulenzen. Aus diesem Grund entspricht die mit dem Versuchsboot gefahrene Geschwindigkeit der direkt auf den Energiewandler wirkenden Strömungsgeschwindigkeit.

7.4.1 Versuchsaufbau

Der Forschungsversuchsträger „VECTOR 1“ ist ein Boot in Katamaran-Bauweise mit einer Gesamtlänge von 13,44 m und einer Gesamtbreite von 7,80 m (vgl. Abbildung 7-7). Die beiden Bootsrümpfe weisen einen Abstand von 5 m auf und sind mit begehbaren Brücken im Abstand von 4,60 m miteinander verbunden. Die Buge der Rümpfe sind außenseitig abgeseigt, wodurch die Strömung im Zwischenraum möglichst linear verläuft. Angetrieben wird das Versuchsboot heckseitig über zwei 150 PS-Außenborder, wodurch sich Fahrtgeschwindigkeiten von bis zu 3 m/s realisieren lassen. Über dem freien Feld zwischen den begehbaren Brücken befindet sich eine gelenkige Hebevorrichtung aus Stahlprofilen mit einem Befestigungsrahmen, der als Befestigungselement für den StECon dient. Die Hebevorrichtung ist an einem Stahlrahmenaufbau befestigt, der zwischen den beiden begehbaren Brücken verläuft. Über einen am Stahlrahmenaufbau befestigten Kettenzug lässt sich die Lage der Haltekonstruktion verändern, wodurch der Befestigungsrahmen stets in paralleler Lage zur Wasseroberfläche senkrecht angehoben bzw. abgesenkt werden kann.



Abbildung 7-7: Forschungsversuchsträger VECTOR 1 mit Hebevorrichtung (blauer Rahmen) der Fa. SIBAU in Genthin

Der Prototyp StECon2 ist am Befestigungsrahmen der Hebevorrichtung in senkrechter Ausführung befestigt (vgl. Abbildung 7-8). Da die Messtechnik (insbesondere der Generator) über dem Planetengetriebe und deshalb außerhalb des Prototyprahmens sitzt, wird ein Montagerahmen zwischen Befestigungsrahmen und Prototyp benötigt. Dieser Montagerahmen ist über acht M12-Schrauben mit dem Rahmen des Prototyps verschraubt, verfügt über dieselbe Grundfläche und gewährleistet den nötigen Abstand von 30 cm zur Unterbringung der Messtechnik. Zur Verbindung des Prototyps mit der Hebevorrichtung ist der Montagerahmen über sechs M12-Schrauben mit dem Befestigungsrahmen verschraubt.

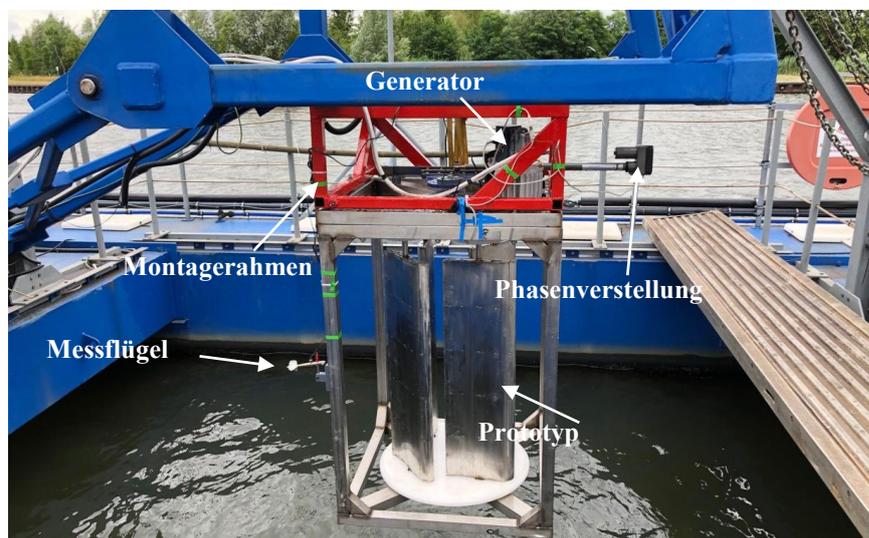


Abbildung 7-8: Montierter StECon2 mit Messtechnik und Phasenverstellung innerhalb des Montagerahmens am Forschungsversuchsträger „VECTOR 1“ in Genthin

Sowohl die Phasenverstellung als auch der Generator sind in gleicher Weise am Rahmen des Prototyps befestigt, wie in Abschnitt 7.3.1 beschrieben (vgl. Abbildung 7-4). Als Ergänzung

ist an der Achse des Prototyps eine pulverbeschichtete Lochscheibe mit 24 Löchern angebracht, wodurch sich mit Hilfe einer Gabellichtschranke die Drehzahl des Prototyps bestimmen lässt. Zur Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit ist am Rahmen des Prototyps entgegen der Strömungsrichtung ein OTT-Messflügel angebracht. Zur ständigen Überprüfung des OTT-Messflügels ist in Feldmitte an der vorderen begehbaren Brücke des VECTOR 1 ein Flow-Meter P-770-M befestigt. Dieser zeichnet kontinuierlich Fließgeschwindigkeiten (gemittelt über ein Intervall von einer Sekunde) auf.

7.4.2 Datenaufzeichnung und –verwertung

Zur Regulierung der Drehzahl werden ein $110\ \Omega$ und ein $1000\ \Omega$ Schiebewiderstand verwendet, die innerhalb des Stromkreises in Reihe geschaltet werden. Das Auslesen der Daten geschieht über eine K8055-Messkarte. Diese ist mit der Phasenverstellung verbunden und ermöglicht die Einstellung des Phasenwinkels in 1° -Schritten. Zur Messung der Spannung U und der Stromstärke I wird ein Strommessgerät verwendet. Hierbei werden 50 Werte pro Sekunde aufgenommen und direkt an den im Betrieb befindlichen Computer zur Erfassung der Daten über die serielle Schnittstelle weitergegeben. Der am Rahmen des Prototyps angebrachte OTT-Messflügel wird über die Messkarte ausgelesen und liefert ca. 50 Impulse pro Sekunde. Dadurch können zu den gemessenen Spannungen und Stromstärken direkt Strömungsgeschwindigkeiten zugeordnet werden. Die Drehzahlmessung mittels Gabellichtschranke und Lochscheibe wird über die Messkarte ausgelesen und liefert 24 Impulse pro Radumdrehung.

Die Auswertung der Daten erfolgt über ein auf FreeBasic basierendes Programm. Als Eingangswerte werden die gemessenen Spannungen U und Stromstärken I , der Phasenwinkel und die Impulse zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit (durch den OTT-Messflügel festgestellt) sowie die Impulse zur Berechnung der Drehzahl über die Messkarte (per USB mit dem Rechner verbunden) über die serielle Schnittstelle eingelesen. Innerhalb des Programms wird die elektrische Leistung P_{el} durch Multiplikation der Spannung U und der Stromstärke I , die Strömungsgeschwindigkeit anhand der Impulse des OTT-Messflügels, die mechanische Leistung P_{mech} nach Abschnitt 5.4.2.6, die Schnelllaufzahl λ nach Abschnitt 3.2 und der mechanische Leistungsbeiwert c_p nach Abschnitt 2.2 berechnet. Innerhalb des Programms lässt sich der Phasenwinkel in 1° -Schritten einstellen.

7.4.3 Versuchsdurchführung

Vor der Durchführung der Messungen wird der Prototyp etwa 15 min bei mittlerer Generatorlast betrieben, sodass der Motor seine Betriebstemperatur erreicht, wodurch zuverlässige Spannungs- und Stromstärkenwerte ermittelt werden können. Zu Beginn wird der Phasenwinkel des Prototyps über das Programm eingestellt. Innerhalb der Versuche in Genthin werden die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20° untersucht. Erwartungsgemäß werden sich die maximalen Leistungs- und Effizienzwerte bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ einstellen, wie bereits in Abschnitt 5.4.4.3 prognostiziert und in Abschnitt 7.3.4 bestätigt. Die Schiebewiderstände werden auf 0Ω eingestellt, sodass zunächst die Untersuchung am frei drehenden Prototyp begonnen wird. Nach Einstellung einer gleichbleibenden Fahrtgeschwindigkeit des Bootes wird die Messung gestartet.

Zur Untersuchung des Leistungs- und Effizienzverhaltens in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit wird der Prototyp mit einem Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20° jeweils bei Strömungsgeschwindigkeiten von $v = 0,5 \text{ m/s}$, $1,0 \text{ m/s}$ und $1,5 \text{ m/s}$ untersucht. Darüber hinaus wird der Prototyp mit einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ und 20° bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 2,0 \text{ m/s}$ und mit einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $1,25 \text{ m/s}$ untersucht. Jede Messung wird zur Verringerung der Messunsicherheiten dreimal durchgeführt.

Nach Auslösung eines Messvorgangs signalisiert das Programm über einen Ton den Beginn eines Messintervalls (jeweils vier Sekunden). In dieser Zeit werden kontinuierlich Messwerte erfasst, d. h. es werden pro Einstellung 200 Werte (Spannung U , Stromstärke I , Drehzahl n und Strömungsgeschwindigkeit v) erfasst. Ein weiterer Ton deutet das Ende des Messintervalls an, worauf eine Pause von acht Sekunden folgt. Dieses Zeitfenster dient zur Erhöhung des Systemwiderstands durch Verstellung der Schiebewiderstände in kleinen Schritten und zur Einstellung des Rades auf die veränderten Rahmenbedingungen. Nach diesem Zeitfenster wird durch einen Ton ein neues Messintervall begonnen. Diese Art der Messung wird so lange durchgeführt, bis das Maximum der Schiebewiderstände erreicht ist bzw. der Prototyp nahezu stillsteht. Dabei wird die Genauigkeit bei der Abbildung der Leistungs- bzw. Effizienzkurven erhöht, indem möglichst kleine Regulierungen der Schiebewiderstände zwischen den Messintervallen durchgeführt werden.

7.4.4 Auswertung der Messergebnisse

Die innerhalb der Untersuchungen aufgezeichneten Messwerte werden getrennt nach untersuchtem Phasenwinkel ausgewertet. Die ermittelten mechanischen Effizienz- und Leistungswerte werden in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl betrachtet, wodurch sich für jeden untersuchten Phasenwinkel in Kombination mit der untersuchten Strömungsgeschwindigkeit die Maximalwerte ermitteln lassen. Jede Messreihe führt zu einer Messpunktswolke (getrennt nach c_p und P_{mech}) in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl. Durch polynomische Regressionskurven lassen sich die Messpunktswolken bewerten und die Maximalwerte des Leistungsbeiwertes c_p und der mechanischen Leistung P_{mech} ermitteln. Hierbei werden die Maximalwerte anhand des Peaks der Regressionskurven ermittelt. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 7-9 beispielhaft die Messwerte der mechanischen Leistung P_{mech} und der Regressionskurve in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ für eine Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,0 \text{ m/s}$ und einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ dargestellt. Die Messunsicherheiten werden über die 95 % Konfidenzintervalle abgebildet. Den in Abbildung 7-9 dargestellten zusammenhängenden Messwerten (als Linien zu erkennen) liegt die gleiche über den Schiebewiderstand eingestellte Last zugrunde.

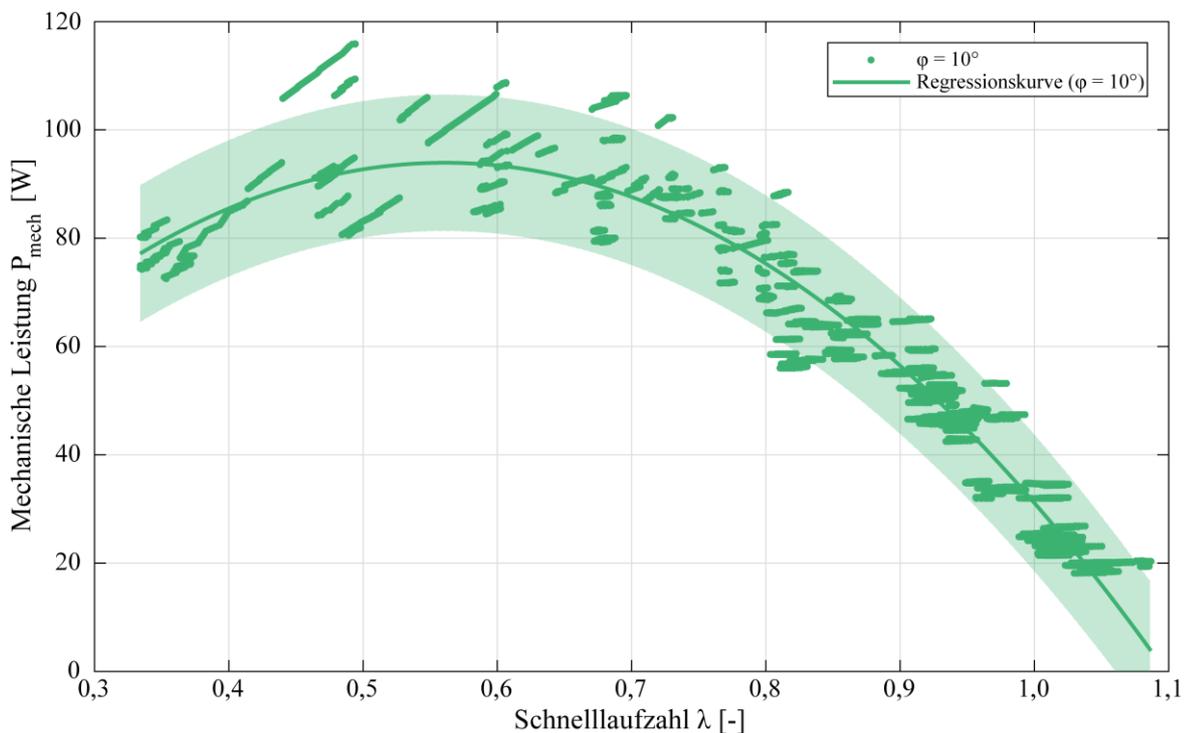


Abbildung 7-9: Messwerte der mechanischen Leistung P_{mech} und der Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ beispielhaft für eine Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,0 \text{ m/s}$ und einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$

Die Betrachtung des Bestimmtheitsmaßes R^2 der Regressionskurven liefert bei nahezu allen Messreihen einen Wert von $R^2 = 0,840 - 0,960$, was auf eine hohe Genauigkeit der Messwerte hindeutet. Lediglich bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 0,50$ m/s liegen die Bestimmtheitsmaße der Regressionskurven in einem niedrigeren Bereich von $R^2 = 0,56 - 0,71$, da bei einer niedrigen Strömungsgeschwindigkeit vergleichsweise größere Schwankungen der Drehzahl auftreten, die sich auf die Effizienz und die Leistung des StECon maßgeblich auswirken. Mit sinkender Drehzahl ist die Streuung der Messwerte größer, da sich die schwankende Belastung der Schaufeln aufgrund der Widerstandswirkung des StECon in der Strömung stärker auf die Messung auswirkt. Bei höheren Drehzahlen ist der Einfluss der schwankenden Belastung geringer, weswegen die Streuung der Messwerte in diesem Bereich kleiner ist. In Abhängigkeit vom Phasenwinkel fällt auf, dass die Messwerte bei $\varphi = 10^\circ$ am wenigsten streuen. Zeitgleich werden bei diesem Phasenwinkel die höchsten Leistungs- und Effizienzwerte erreicht, d. h. die hydraulischen Verluste am StECon sind bei diesem Optimalphasenwinkel am geringsten. Da die hydraulischen Verluste in Abhängigkeit von der Schaufelstellung stehen, ergeben sich geringere Messwertschwankungen als bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$ und 20° .

Die für die Beeinflussung der Raddrehzahl verwendeten Schiebewiderstände ermöglichen keine vollständige Einbremsung des Rades. Insbesondere bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten über $v = 1,5$ m/s werden lediglich Schnelllaufzahlen von mehr als $\lambda = 0,8$ erreicht, wodurch die maximalen Leistungs- bzw. Effizienzwerte nicht gemessen werden können. Da die jeweiligen Regressionskurven bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten über ein hohes Bestimmtheitsmaß im Bereich von $R^2 > 0,9$ gegenüber den Messpunktswolken verfügen, werden für die weitere Betrachtung die Maximalwerte anhand des Scheitelwertes der Regressionskurve festgelegt. Zur Ermittlung der Maximalwerte (mechanische Leistung P_{mech} und Leistungsbeiwert c_p) werden die Gleichungen der Regressionskurve genutzt, um den Scheitelwert bzw. Maximalwert zu bestimmen.

Der Vergleich der ermittelten Maximalwerte findet in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit statt. Diesbezüglich werden die durch den OTT-Messflügel aufgezeichneten Messwerte (Strömungsgeschwindigkeit v) zu Beginn durch den Flow-Meter P-770-M überprüft. Anschließend werden die maximalen Leistungs- und Effizienzwerte den jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten zugeordnet und in Abhängigkeit vom Phasenwinkel ausgewertet.

In Abbildung 7-10 sind die erzielten maximalen mechanischen Leistungen P_{mech} und in Abbildung 7-11 sind die erzielten maximalen Leistungsbeiwerte c_p der einzelnen Messreihen für die Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20° dargestellt. Zur Interpretation der Ergebnisse werden die Werte durch Regressionskurven ergänzt und die Unsicherheiten über die 95 % Konfidenzintervalle schattiert dargestellt. Insgesamt bestätigen sich die Ergebnisse der Abschnitte 5.4.4.3 und 7.3.4, die zeigen, dass der Phasenwinkel $\varphi = 10^\circ$ die höchsten Leistungs- und Effizienzwerte in der freien Strömung liefert.

In Abbildung 7-10 ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Regressionskurven und den ermittelten mechanischen Maximalwerten zu sehen. Während die Regressionskurve bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$ ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,986$ erreicht, liegen die Regressionskurven der Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ und 20° sogar bei einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,998$ bzw. $0,997$. Diese Bestimmtheitsmaße spiegeln eine hohe Genauigkeit der ermittelten Werte in Bezug auf die geschwindigkeitsabhängige Leistung des Rades wider. Die Regressionskurven bestätigen, dass die Messwerte bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ ihr Maximum erreichen. Es wird eine mechanische Maximalleistung von $P_{\text{mech}} = 468 \text{ W}$ bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,75 \text{ m/s}$ festgestellt. Die Ermittlung von Werten bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten ist nicht möglich, da der Generator bereits bei $v = 1,75 \text{ m/s}$ ausgelastet ist und durch die Schiebewiderstände nicht weiter eingebremst werden kann. Im Vergleich zu den Phasenwinkeln $\varphi = 0^\circ$ und 20° sind mit dem Phasenwinkel $\varphi = 10^\circ$ zwischen 41 % - 137 % höhere mechanische Leistungen zu erzielen. Diese Leistungssteigerung ist auf die vergleichsweise geringeren hydraulischen Verluste zurückzuführen, welche im Wesentlichen durch die Ablösungsströmung und durch das Verhältnis aus Widerstands- zu Auftriebswirkung der Schaufeln geprägt sind. Die Regressionskurven der Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ und 20° sind nahezu deckungsgleich. Im Vergleich zum Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ besteht bei beiden Phasenwinkeln eine erhöhte Widerstandswirkung des Rades. Während bei $\varphi = 0^\circ$ die äußerste mit der Strömungsrichtung wandernde Schaufel vollständig senkrecht steht und einen vergleichsweise größeren Widerstandswert zur Folge hat, verfügen bei $\varphi = 20^\circ$ die hinteren Schaufeln über einen negativen Anstellwinkel, der einen erhöhten Widerstand bzw. eine größere Einbremsung des Rades bewirkt. Bei $\varphi = 10^\circ$ liegt der optimale Betriebsphasenwinkel, wodurch die Widerstandswirkung der Schaufeln verringert und die Auftriebswirkung hingegen gesteigert wird. Der Phasenwinkel $\varphi = 20^\circ$ führt während der Raddrehbewegung zu einer hydrodynamisch-ungünstigen Bewe-

gung aufgrund des negativen Anstellwinkels der hinteren Schaufeln, wodurch die Wasseroberfläche stark aufgewirbelt wird. Es entsteht hierbei eine noch größere Aufstauwirkung durch das Rad als bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$ und damit höhere hydraulische Verluste, was sich insbesondere im Effizienzverlauf widerspiegelt.

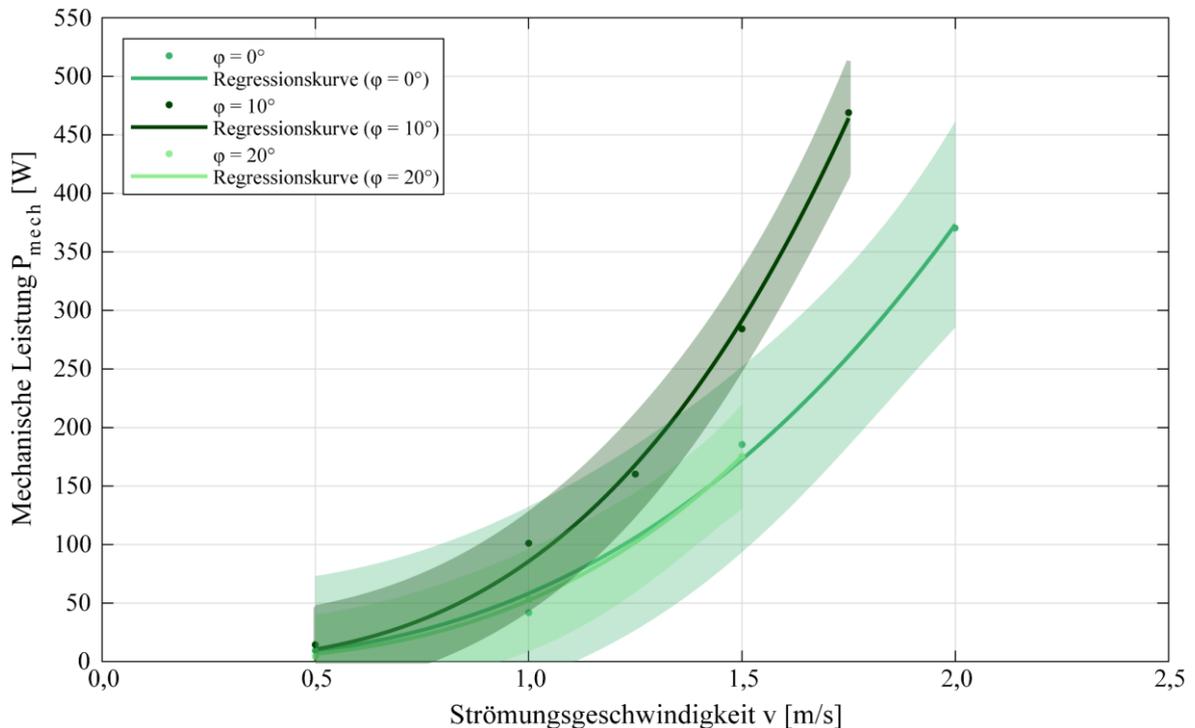


Abbildung 7-10: Maximalwerte der mechanischen Leistung P_{mech} und der jeweiligen Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v für die Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20°

Aus Abbildung 7-11 wird ersichtlich, dass der Phasenwinkel $\varphi = 10^\circ$ die höchsten Leistungsbeiwerte liefert. Mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,950$ werden die Werte durch eine Regressionskurve dargestellt. Die Werte des Phasenwinkels $\varphi = 0^\circ$ werden mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,590$ ebenso durch eine Regressionskurve abgebildet, welche parallel zur Regressionskurve des Phasenwinkels $\varphi = 10^\circ$ erläuft. Die Leistungsbeiwerte streuen dabei vergleichsweise mehr, da das Rad durch die hydrodynamisch ungünstigere Ausrichtung der Schaufeln weniger leichtläufig ist, was zu einer größeren Schwankung der Messwerte führt. Die Regressionskurven der Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ und 10° verlaufen parallel zu einander und mit steigender Strömungsgeschwindigkeit verringert sich der Leistungsbeiwert. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 0,5$ m/s wird bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ der höchste Leistungsbeiwert von $c_p = 0,284$ erreicht. Vergleichsweise wird bei derselben Strömungsgeschwindigkeit mit einem Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$ ein Leistungsbeiwert von $c_p = 0,232$ erreicht, d. h. eine Reduktion des Leistungsbeiwertes um 18 %.

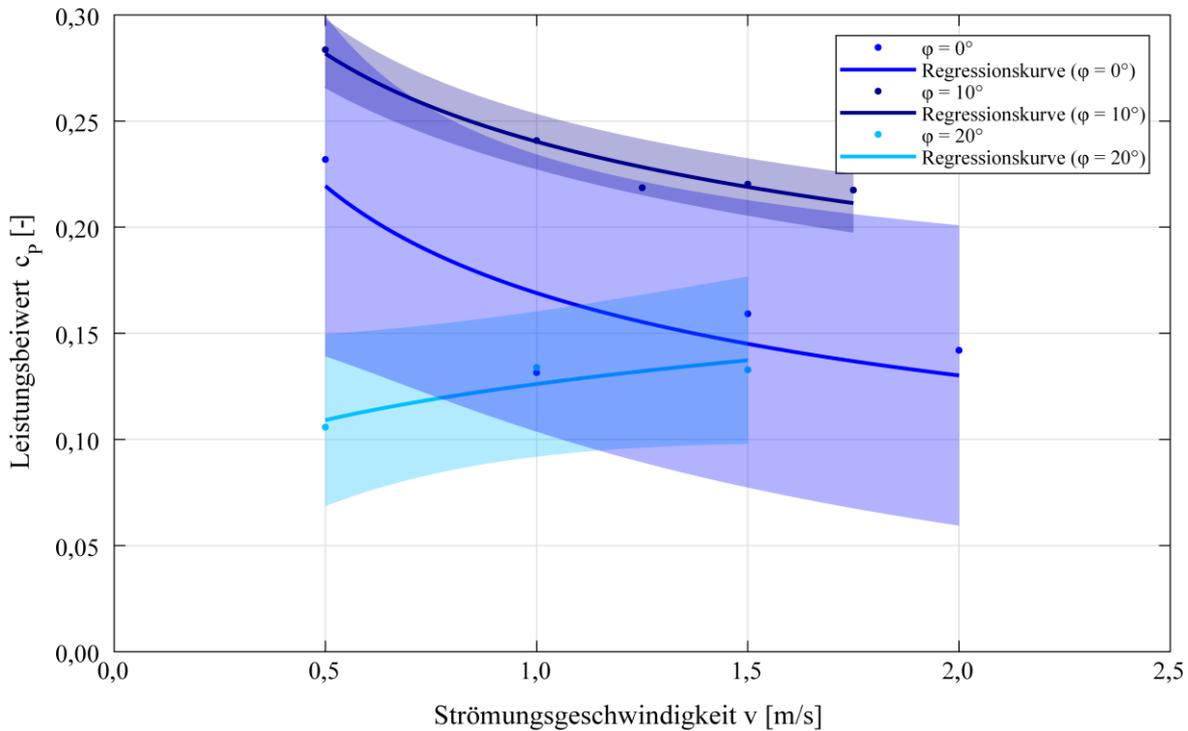


Abbildung 7-11: Maximalwerte des Leistungsbeiwertes c_p und der jeweiligen Regressionskurve mit den dazugehörigen 95 % Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v für die Phasenwinkel von $\varphi = 0^\circ$, 10° und 20°

Die Regressionskurve des Phasenwinkels $\varphi = 20^\circ$ verfügt zwar mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,840$ über eine relativ gute Abbildung der ermittelten Leistungsbeiwerte, allerdings verläuft die Regressionskurve nicht parallel zu den anderen Phasenwinkeln und erreicht ihr Maximum bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,5$ m/s. Dies ist für den Zykloidalpropeller StECon untypisch, da mit steigender Strömungsgeschwindigkeit höhere hydraulische Verluste einhergehen, welche die Effizienz beeinträchtigen. Wegen des negativen Anstellwinkels der hinteren Schaufeln und der damit einhergehenden hydrodynamischen Bewegungsabläufe aller Schaufeln entstehen insbesondere bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten bzw. bei geringeren Umdrehungszahlen größere Verluste. Erwartungsgemäß sollte die Regressionskurve des Phasenwinkels $\varphi = 20^\circ$ mit der Regressionskurve des Phasenwinkels $\varphi = 0^\circ$ nahezu übereinstimmen, da ebenfalls deren Leistungsverläufe nahezu deckungsgleich sind. Der maximale Leistungsbeiwert bei $v = 1,5$ m/s entspricht $c_p = 0,134$, d. h. einem um 42 bzw. 53 % reduzierteren Wert als bei den Phasenwinkeln $\varphi = 0^\circ$ und 10° .

7.5 Zusammenfassung zu den Untersuchungen in der freien Strömung

Zur Ermittlung des Leistungs- und Effizienzverhaltens des StECon in der freien Strömung wurde der Prototyp StECon2 unter naturnahen Bedingungen im Fließgewässer Sieg auf einem Floß sowie im Elbe-Havel-Kanal auf einem Versuchsboot getestet. Letzteres geschah

bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten, welche durch das Versuchsboot künstlich erzeugt wurden, um das geschwindigkeitsabhängige Leistungs- und Effizienzverhalten näher beschreiben zu können. Nachfolgend werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst.

Die Untersuchungen am StECon unter naturnahen Bedingungen in der Sieg standen unter Einfluss des abdriftenden Floßes in Katamaran-Bauweise. Eine Erhöhung des Rad-Phasenwinkels bewirkte ein größeres Abdriften des Floßes, der durch eine Ruderpinne auszugleichen war. Infolgedessen wich der unmittelbar in der Strömung wirkende Phasenwinkel vom zuvor eingestellten Phasenwinkel häufig minimal ab, wodurch ein großer Streubereich der aufgezeichneten Messwerte entstand. Die so entstandenen Messwerte liefern Ergebnisse mit Unsicherheiten, die wegen des Versuchsaufbaus (schwimmende Anlage) nicht weiter minimiert werden konnten. Nichtsdestotrotz konnte unter den unregelmäßigen Rahmenbedingungen durch die Regressionskurven bestätigt werden, dass der optimale Phasenwinkel am StECon $\varphi = 10^\circ$ in der freien Strömung entspricht. Gleiches konnte auch durch die Untersuchungen im Elbe-Havel-Kanal bestätigt werden.

Durch die Untersuchungen in der Sieg bei gleichbleibender Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,05$ m/s konnte bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ ein Maximalleistungsbeiwert von $c_p = 0,23$ ermittelt werden. Bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit lieferten die Untersuchungen im Elbe-Havel-Kanal denselben Leistungsbeiwert. Der Maximalleistungsbeiwert von $c_p = 0,284$ konnte unterdessen bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 0,5$ m/s erreicht werden. Bei den untersuchten Phasenwinkeln $\varphi = 0^\circ$ und 10° fällt der Leistungsbeiwert potenziell mit steigender Strömungsgeschwindigkeit aufgrund größer werdender Widerstandswirkung des Rades und größeren hydraulischen Verlusten. Dementsprechend ist der maximale Leistungsbeiwert bei einer möglichst kleinen Strömungsgeschwindigkeit zu erreichen. Bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 20^\circ$ ist hingegen festzustellen, dass dessen Maximum nicht bei der kleinsten untersuchten Strömungsgeschwindigkeit, sondern bei $v = 1,0$ m/s vorzufinden ist. Wegen des negativen Anstellwinkels der hinteren Schaufeln wirken sich die höheren hydraulischen Verluste in Relation zur hydraulischen Leistung der Strömung insbesondere bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten auf die Effizienz aus.

In Bezug auf die mechanische Leistung konnte innerhalb beider Untersuchungen bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,0$ m/s und einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ ein Maximalwert von $P_{\text{mech}} = 100$ W festgestellt werden. Dementsprechend stimmen die Ergebnisse

überein. Insgesamt weisen alle Regressionskurven der im Elbe-Havel-Kanal erfassten Maximalleistungen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit einen Potenz-Verlauf auf und verfügen über ein hohes Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,986 - 0,998$. Die Regressionskurven der Phasenwinkel $\varphi = 0^\circ$ und 20° sind nahezu deckungsgleich. Im Vergleich zum Phasenwinkel $\varphi = 10^\circ$ besteht bei beiden Phasenwinkeln eine erhöhte Widerstandswirkung des Rades. Darüber hinaus konnte bei $\varphi = 10^\circ$ eine höhere Laufruhe sowie die höchsten erzielbaren Leistungen festgestellt werden. Insgesamt ließen sich im Vergleich zu den Phasenwinkeln $\varphi = 0^\circ$ und 20° zwischen 41 % - 137 % höhere mechanische Leistungen zu erzielen. Durch beide Versuche in der freien Strömung konnten die Erkenntnisse der Strömungssimulationen (vgl. Abschnitt 5.4.4.3) in Bezug auf den optimalen Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ bestätigt werden.

8 Einordnung der Zykloidalpropeller

8.1 Vergleich mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern

Zur Einordnung der Zykloidalpropellertechnik soll am Beispiel des StECon ein direkter Vergleich mit anderen kinetischen Wasserkraftwandlern durchgeführt werden. Zu diesem Zweck lässt sich nach ausgiebiger Literaturrecherche feststellen, dass im Bereich der kinetischen Wasserkraft bislang keine öffentlich zugänglichen direkten Gegenüberstellungen unterschiedlicher Systeme hinsichtlich des Leistungs- und Effizienzvermögens existieren. Aufgrund dessen wird in dieser Arbeit ein Vergleich durchgeführt, indem größenunabhängig verschiedene Systeme gegenübergestellt werden. Der Vergleich wird auf Basis der in Abschnitt 4.4 recherchierten kinetischen Wasserkraftwandler durchgeführt. Bei vielen dieser Systeme sind zwar vereinzelt Leistungen bzw. Leistungsbeiwerte veröffentlicht worden, jedoch handelt es sich um einzelne Maximalwerte, denen in den seltensten Fällen Rahmenbedingungen wie Strömungsgeschwindigkeiten zugeordnet sind. Hierbei bleibt das Leistungs- und Effizienzverhalten in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit unberücksichtigt, sondern spiegelt nur einen Maximalwert bei idealen Strömungsbedingungen wider. Für

den Vergleich ist es allerdings von großer Bedeutung, den Einfluss der Fließgeschwindigkeit genauer zu erörtern, da im Fließgewässer oft Fließgeschwindigkeitswechsel stattfinden und nicht konstant optimale Strömungsbedingungen vorliegen.

Nach ausgiebiger Recherche und Rücksprache mit den auf dem Markt bekannten Herstellern können lediglich für einzelne kinetische Wasserkraftwandler geschwindigkeitsabhängige Leistungskurven zusammengetragen werden. Hierbei werden Daten der folgenden kinetischen Wasserkraftwandler für den Vergleich mit dem StECon verwendet:

- Andritz Hammerfest (Andritz, 2016)
- Horizontal²Wasserrad (Krause & Mrech, 2017)
- Strom-Boje 3 (Mondl, 2016)
- Hydrokinetische Turbine PT1 und PT2 (Mrech & Trautsch, 2017)
- River Rider (SIBAU, 2017)
- SmartHydroPower SHP002 (SVA, 2014)

Diese dienen als Grundlage für den Vergleich mit der aus dem Versuch am Elbe-Havel-Kanal aufgenommenen geschwindigkeitsabhängigen Leistungskurve des StECon (Maximalwerte bei $\varphi = 10^\circ$), welche nachfolgend für den Vergleich herangezogen wird. Die für die weitere Betrachtung bzw. den Vergleich genutzten Leistungsangaben aller übrigen kinetischen Wasserkraftwandler basieren auf der vorhandenen Datengrundlage, wodurch keine Gewährleistung über die Richtigkeit der Daten übernommen werden kann.

8.1.1 Aufbereitung und Verwertung der Daten

Die geschwindigkeitsabhängigen Leistungskurven aller oben genannten kinetischen Wasserkraftwandler liegen lediglich als Abbildungen vor. Zur weiteren Verwertung werden die Leistungskurven zunächst mit Hilfe der Digitalisierungssoftware UnGraph 5 bearbeitet und in Datenpunkte überführt, die einem Koordinatensystem zugeordnet werden. Da die Leistungskurven der einzelnen kinetischen Wasserkraftwandler von der Größe der Rotorfläche abhängen, muss diese während des Vergleichs berücksichtigt werden. Dementsprechend werden die mechanischen Leistungswerte jeweils durch die Rotorfläche dividiert, sodass eine Rotorfläche von 1 m^2 als Bezugsgröße, also die sogenannte Flächenleistungsdichte, für den Vergleich dient. Bei kinetischen Wasserkraftwandlern mit Diffusor wird die Leistung durch die Endfläche des Diffusors dividiert, um einen Vergleichswert zu erhalten. Da ein

Diffusor die Durchströmgeschwindigkeit am Wasserkraftwandler auf Grundlage der Kontinuitätsgleichung erhöht, lassen sich dementsprechend höhere Leistungen erzielen. Diese müssen daher für einen repräsentativen Vergleich auf die Fläche des Diffusors bezogen werden, da sonst durch einen Bezug auf die Rotorfläche eine Überschreitung der Betz'schen Grenze stattfinden könnte (Betz, 1920 & 1926; Gasch & Twele, 2010; Hau, 2017). Dies ist aber physikalisch durch einen kinetischen Strömungswandler nicht realisierbar.

Die Vergleichbarkeit wird anhand der mechanischen Leistung durchgeführt, sodass mechanische sowie elektrische Verluste (z. B. aus Getriebeübersetzungen und Generatoren) ausgeschlossen werden, wodurch ein direkter Vergleich mit der maximal möglichen Leistung nach Betz realisiert wird. Das Betz'sche Gesetz beschreibt die wandelbare Maximalleistung in einer freien Strömung, wodurch lediglich hydraulische Verluste zu berücksichtigen sind (vgl. Abschnitt 3.4; Betz, 1920 & 1926; Hau, 2017; Gasch & Twele, 2010). Für die meisten der hier betrachteten kinetischen Strömungswandler liegen nur elektrische Leistungen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit vor. Weitere Angaben zu mechanischen und elektrischen Verlusten liegen für die hier betrachteten kinetischen Wasserkraftwandler nicht vor, sodass nachfolgend mit geschätzten mechanischen bzw. elektrischen Verlustwerten die mechanische Leistung des Strömungswandlers bestimmt wird. Nach Kaltschmitt et al. (2013) setzen sich diese wie folgt zusammen:

- Getriebeverluste/ mechanische Verluste: 2 – 5 %
- Generatorverluste: 1 – 5 %
- Verluste am Transformator/Umrichter: 1 – 2 %
- Eigenenergieverbrauch: 1 – 2 %

Aufgrund der hier genannten Angaben ergeben sich als Mittelwert Gesamtverluste (mechanisch und elektrisch) von ca. 10 %, die innerhalb des Vergleichs zur Berechnung der mechanischen Leistungen der einzelnen kinetischen Wasserkraftwandler angesetzt werden. Dementsprechend wird zur Berechnung der mechanischen Leistung P_{mech} die elektrische Leistung P_{el} durch 0,9 dividiert. Hierbei ist anzumerken, dass die mechanischen und elektrischen Verluste stark von der Schnelllaufzahl des Rades bzw. von der Strömungsgeschwindigkeit abhängen. Der hier genutzte pauschalisierte Verlustwert von 10 % für die weitere Berechnung entspricht einer groben Schätzung, welche von der Realität abweichen kann. Je nach Art des Generators besteht ein verschiedenartiges Effizienzverhalten, welches in Abhängigkeit von der Generator Drehzahl stark variieren kann. Dies wird bei der nachfolgenden Betrachtung nicht berücksichtigt.

Insgesamt werden bei der Vergleichsbetrachtung Maßstabseffekte vernachlässigt, da für die betrachteten kinetischen Wasserkraftwandler keine Daten unterschiedlicher Ausbaugrößen vorliegen bzw. hergeleitet werden können. Dementsprechend werden auch die mechanischen und elektrischen Verluste unterschiedlicher Ausbaugrößen vereinfacht als gleichbleibend angesehen, obwohl diese tendenziell bei größeren Wasserkraftanlagen geringer sind.

8.1.2 Auswertung der Daten

In Abbildung 8-1 sind die von der Strömungsgeschwindigkeit abhängigen Flächenleistungsdichten der oben genannten kinetischen Wasserkraftwandler dargestellt (die Quellen der Daten sind unter Abschnitt 8.1 Abs. 3 angegeben). Diese wurden wie oben beschrieben für die rein mechanische Leistungskomponente der kinetischen Wasserkraftwandler errechnet, d. h. alle elektrischen bzw. mechanischen Verluste wurden nach Kaltschmitt et al. (2013) abgeschätzt und bereinigt. Die Angabe der Flächenleistungsdichte q bezieht sich wie beschrieben pro m^2 Rotorfläche, bei kinetischen Wasserkraftwandlern mit Diffusor wird dessen Fläche als Bezugsgröße verwendet und somit pro m^2 Diffusorfläche angegeben. Die maximalen Leistungsbeiwerte der hier betrachteten kinetischen Wasserkraftwandler sowie die Rangordnung in Bezug auf die durchschnittlich erreichte Flächenleistungsdichte ist in Tabelle 8-1 dargestellt.

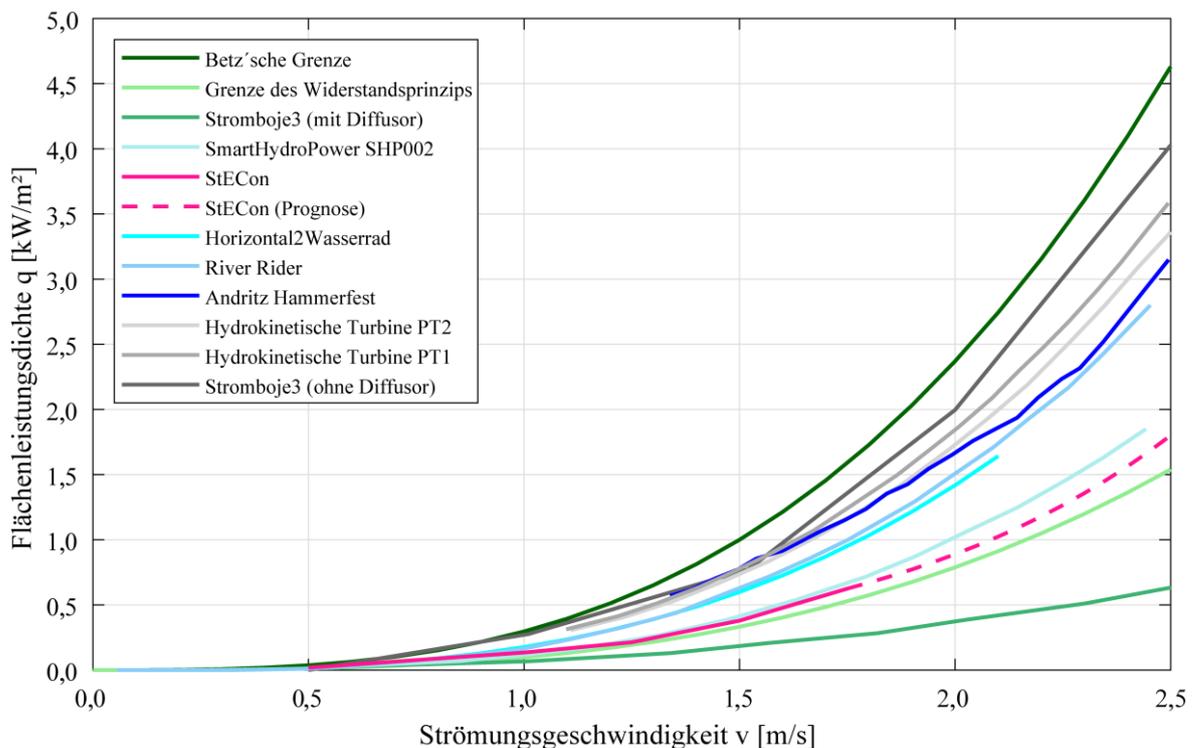


Abbildung 8-1: Flächenleistungsdichten q unterschiedlicher kinetischer Wasserkraftwandler in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit (Datenquellen vgl. Abschnitt 8.1 Abs. 3)

Die in Abbildung 8-1 angegebene Kurve der Betz'schen Grenze (rot) definiert die im freien Fließgewässer maximal theoretisch umzusetzende Energiemenge pro m^2 und ist unabhängig von der Schnelllaufzahl bzw. Gleitzahl. Abhängig von der Gleitzahl sowie von der Schnelllaufzahl verschiebt sich in der Realität die Grenze der umzusetzenden Energiemenge, d. h., dass vor allem auftretende Drall-Verluste (durch die Theorie von Schmitz (vgl. Abschnitt 3.7) berücksichtigt) bei geringeren Schnelllaufzahlen besonders große Auswirkungen auf den Leistungsbeiwert haben. Dementsprechend können vor allem mit Langsamläufern wesentlich geringere Leistungsbeiwerte und damit einhergehend eine geringere mechanische Leistung erreicht werden.

Ohne Verwendung eines Diffusors verfügt die Strom-Boje 3 als axial angeströmter Wasserkraftwandler im Gesamten über die höchsten Flächenleistungsdichten in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit und liegt vergleichsweise nah an der Betz'schen Grenze. Die geringen Verluste gegenüber der Betz'schen Grenze deuten darauf hin, dass die Widerstandskomponente am Rotor möglichst gering ist und hauptsächlich die in der Strömung enthaltene Auftriebskraft genutzt wird. Durch Verwendung eines Diffusors erhöht sich zwar die Gesamtleistung der Strom-Boje 3, jedoch fällt die Flächenleistungsdichte kleiner aus, da am Diffusor hydraulische Verluste entstehen, die den Gesamtleistungsbeiwert (Diffusor als Bezugsfläche) herabsetzen. Diese entstehen unter anderem durch die aufgrund der Sogwirkung auftretenden Turbulenzen am Einlauf des Diffusors sowie durch die Ablösungsströmung am Ende des Diffusors. Hierbei entsteht bei Öffnungswinkeln von $\alpha \geq 8^\circ$ eine Dissipation durch die Ablösungsströmung an der Diffusorinnenwand, woraus starke Verwirbelungen in den Übergangsbereichen zu den Toträumen hinter dem Diffusor resultieren. Genauere Informationen hinsichtlich der Funktionsweise bzw. dem Wirkungsgrad von Diffusoren sind in Bohl & Elmendorf (2014) zu finden. Ohne Diffusor besteht so ein maximaler Leistungsbeiwert von ca. $c_P = 0,500$, währenddessen sich unter Verwendung eines Diffusors maximal $c_P = 0,264$ erzielen lassen.

Sowohl die hydrokinetischen Turbinen PT1 und PT2 als auch die Andritz Hammerfest sind ebenso axial angeströmte Wasserkraftwandler, die hauptsächlich die Auftriebskraft nutzen. Die drei Auftriebsläufer erreichen ebenso stetig hohe Flächenleistungsdichten in der Vergleichsbetrachtung und liegen nur minimal unterhalb der Kurve der Strom-Boje 3 (ohne Diffusor). Währenddessen die Andritz Hammerfest bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,75$ m/s über die höchsten Leistungsbeiwerte verfügt (bis zu $c_P = 0,518$) und damit die

Flächenleistungsdichten der Strom-Boje 3 ohne Diffusor übersteigt, verringert sich fortlaufend der Leistungsbeiwert der Andritz Hammerfest bei steigender Strömungsgeschwindigkeit. Dementsprechend lassen sich mit der Strom-Boje 3 ohne Diffusor in der Gesamtbeurteilung die höchsten Flächenleistungsdichten erzielen.

Sowohl das Horizontal²Wasserrad sowie der River Rider erreichen als kombinierte Widerstands- und Auftriebsläufer ebenfalls stetig hohe Flächenleistungsdichten, die nur knapp unterhalb der Werte der zuvor erläuterten Auftriebsläufer ohne Diffusor liegen (vgl. Abbildung 8-1). Während beim Horizontal²Wasserrad als Cross-Flow-Wasserkraftwandler Leistungsbeiwerte bis zu $c_p = 0,356$ erreicht werden, erzielt der River Rider einen maximalen Leistungsbeiwert von $c_p = 0,380$. In Anbetracht der Tatsache, dass bei beiden Wasserkraftwandlern neben der Auftriebskraft ebenso die Widerstandskraft aufgrund der Eigenschaften als Cross-Flow Turbinen zur Energieerzeugung genutzt wird, fallen die Leistungsbeiwerte relativ hoch aus und sind kritisch zu bewerten.

Die Smart Hydro Power SHP002 ist ein axial angeströmter Auftriebsläufer und verfügt über einen Diffusor. Ähnlich wie bei der Strom-Boje 3 ist zu sehen, dass durch den Diffusor als Bezugsfläche die Flächenleistungsdichten abgemindert werden. Dementsprechend fallen die Flächenleistungsdichten gering aus, der maximale Leistungsbeiwert liegt bei $c_p = 0,275$. Die SHP002 erreicht dennoch in der Gesamtheit höhere Flächenleistungsdichten als die Strom-Boje 3 mit Diffusor. Neben den Eigenschaften bzw. der Effizienz des Rotors ist auch die Größe sowie die geometrische Ausgestaltung des Diffusors bei der Betrachtung der Flächenleistungsdichte von entscheidender Bedeutung. Die SHP002 verfügt über einen im Verhältnis zur Rotorgröße kleineren Diffusor als die Strom-Boje 3, sodass die Bezugsfläche zur Berechnung der Flächenleistungsdichte kleiner ist und die Sogwirkung nur minimal erhöht wird. Ein Diffusor erhöht die Durchströmungsgeschwindigkeit am Strömungswandler und bewirkt einen Zugewinn an Leistung. Allerdings gehen mit der Vergrößerung des Diffusors auch steigende hydraulische Verluste einher, welche den Leistungsbeiwert bzw. die Flächenleistungsdichte des Gesamtsystems senken. Hierbei werden die hydraulischen Verluste in Abhängigkeit von der Diffusorgröße (bzw. -fläche) exponentiell größer, sodass ein Gesamtsystem mit verhältnismäßig größerem Diffusor generell eine geringere Flächenleistungsdichte bzw. einen geringeren Gesamtleistungsbeiwert erreichen wird.

Der StECon als kombinierter Widerstands- bzw. Auftriebsläufer liefert im Vergleich zu allen anderen betrachteten Strömungswandlern ohne Diffusor die geringsten Flächenleistungsdichten. Lediglich im Bereich geringer Strömungsgeschwindigkeiten bis 0,6 m/s fallen die

Flächenleistungsdichten des River Riders geringer aus, da die Reibungskräfte der Radlagerung wegen der Ausbaugröße vermutlich anfangs vergleichsweise groß sind, die sich aber mit steigender Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich zur erzielten Leistung verhältnismäßig reduzieren. Im Vergleich zur Strom-Boje 3 (mit Diffusor) ist die Flächenleistungsdichte des StECon stetig höher, im Vergleich zur SHP002 ist sie bis ca. $v = 1,0$ m/s höher und nimmt danach vergleichsweise ab. Fließgeschwindigkeiten unterhalb $v = 1,0$ m/s bieten allerdings nur ein geringes Leistungspotenzial, welches durch Strömungswandler nutzbar gemacht werden kann. In der Regel sind diese Potenzialbereiche aber ökonomisch uninteressant (vgl. Abschnitt 8.3). Dementsprechend sind Zykloidalpropeller axial angeströmten Strömungsmaschinen in Hinsicht auf die Leistungsausbeute unterlegen und sind voraussichtlich weniger wirtschaftlich. Die Betrachtung der wirtschaftlichen Nutzbarkeit erfolgt in Abschnitt 8.3.

8.2 Vergleich mit Windkraftwandlern

Eine wichtige Vergleichsgröße bei der Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines kinetischen Strömungswandlers ist der Leistungsbeiwert c_p , der zur Erfassung des Geschwindigkeitseinflusses in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ betrachtet wird. Die Schnelllaufzahl ist jedoch eine wichtige Kennzahl für die Einordnung von kinetischen Strömungswandlern. Dadurch kann der optimale Betriebspunkt der Anlage in Bezug auf die Optimaldrehzahl ermittelt und der Einfluss der Auftriebskraftnutzung näher definiert werden. Im durchgeführten Vergleich des Abschnitts 8.1 konnten aufgrund des geringen Datenumfangs lediglich Leistungsangaben in Relation zur Strömungsgeschwindigkeit betrachtet werden, wodurch der optimale Betriebspunkt durch Darstellung der Leistungsbeiwertkurve nicht ermittelt werden kann. Zur weiteren Einordnung der Zykloidalpropeller wird ein zweiter Vergleich mit bekannten Windkraftwandlern durchgeführt. Windkraftwandler nutzen die kinetische Energie der Windströmung und basieren auf nahezu denselben theoretischen Grundlagen wie kinetische Wasserkraftwandler. Im Vergleich zum Medium Luft mit einer Dichte von $1,293$ kg/m³ bei 0 °C und bei mittlerem Druck auf Meereshöhe verfügt das Medium Wasser mit $999,8$ kg/m³ bei 0 °C etwa über die 770-fache Dichte. Abhängig von der Temperatur beider Medien sowie vom Luftdruck beim Medium Wind stehen die Dichten in einem unterschiedlichen Verhältnis, jedoch führt die vielfach höhere Dichte des Medium Wassers zu einer wesentlich größeren Flächenleistungsdichte, die mit einem Strömungswandler unab-

hängig von der Strömungswandler-Art umsetzbar ist. Dementsprechend kann die in Abschnitt 8.1 durchgeführte Herangehensweise für den Vergleich von Zykloldalpropellern mit bekannten Windkraftwandlern nicht angewendet werden. Unabhängig von der Dichte gestaltet sich der Leistungsbeiwert c_p , der in Kombination mit der Schnelllaufzahl λ einen direkten Vergleich zwischen Wind- und Wasserkraftwandlern ermöglicht. Als Grundlage für diesen Vergleich dient die Darstellung verschiedener c_p -Kennlinien von Windkraftanlagen nach Kaltschmitt et al. (2013), die in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl stehen. Hier wurden die Kennlinien der wichtigsten Windkraftwandlertypen dargestellt (vgl. Abbildung 8-2). Zur Einordnung der Zykloldalpropeller wird am Beispiel des StECon die c_p -Kennlinie der Untersuchungen in Genthin (vgl. Abschnitt 7.4) bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ und einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 0,5 \text{ m/s}$ verwendet. Hierbei wurden die höchsten Leistungsbeiwerte von bis zu $c_p = 0,284$ erzielt.

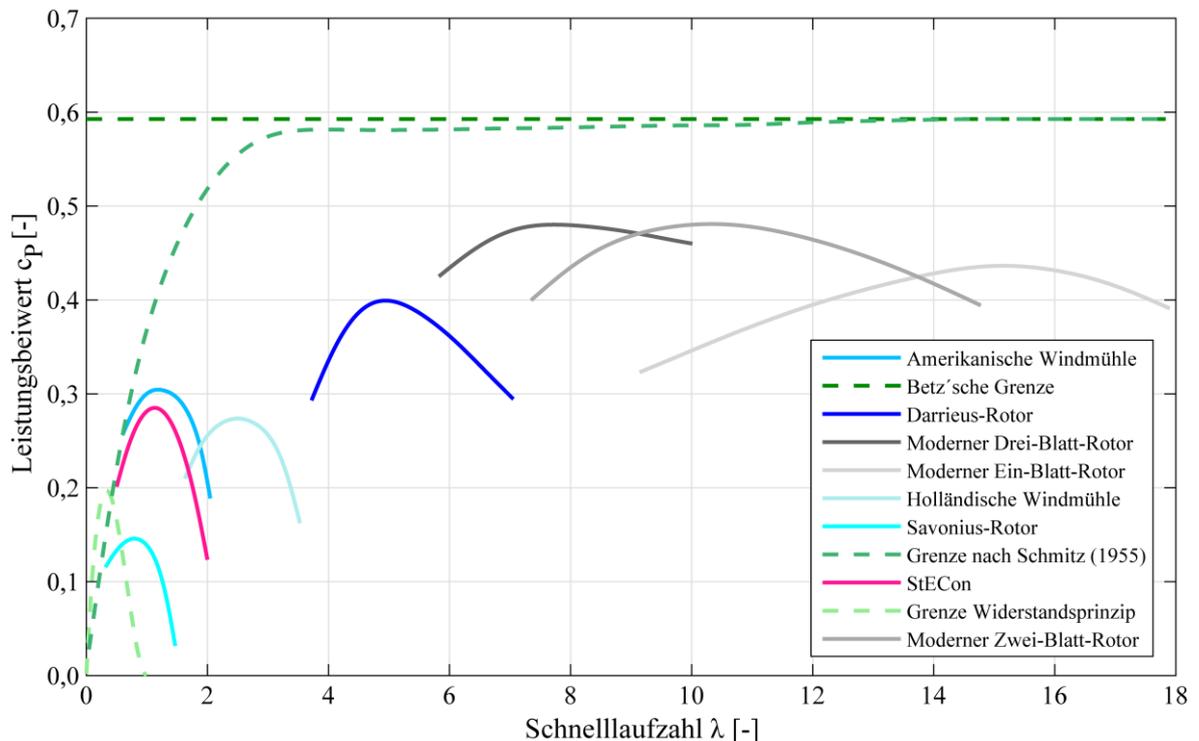


Abbildung 8-2: Darstellung der c_p -Kennlinien verschiedener Windkraftwandler im Vergleich zum StECon in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl λ (ergänzt nach Kaltschmitt et al., 2013)

Das in Abschnitt 3.4 beschriebene Betz'sche Gesetz definiert den maximalen Leistungsbeiwert, der im freien Fließgewässer erreicht werden kann. Das Widerstandsprinzip ist eine Auslegung des Betz'schen Gesetzes auf reine Widerstandsläufer, d. h. es wird der maximale Leistungsbeiwert für einen reinen Widerstandsläufer ohne Einwirkung von Auftriebskräften berechnet (vgl. Abschnitt 3.5). Die in Abschnitt 3.7 erläuterte Theorie nach Schmitz ist eine Erweiterung des Betz'schen Gesetzes, jedoch werden Drallverluste berücksichtigt. Alle drei

genannten Theorien bzw. Prinzipien gehen von einem inkompressiblen Medium aus und vernachlässigen daher Dichteänderungen. In der Windkraft werden insbesondere das Betz'sche Gesetz sowie die Theorie nach Schmitz dennoch als Grenzen der in der Windströmung umsetzbaren Leistung angesehen, obwohl das Medium Luft kompressibel ist (Betz, 1920 & 1926; Hau, 2017). In Abbildung 8-2 sind diese als Grenzen für die hier betrachteten Strömungswandler dargestellt. Die theoretische Grenze des Widerstandsprinzips übersteigt die Kurve der Theorie nach Schmitz, da Schmitz (1955) die am Strömungswandler auftretenden Drallverluste berücksichtigt, welche jedoch beim Widerstandsprinzip vernachlässigt werden.

Die höchsten Leistungsbeiwerte werden von modernen Drei- bzw. Zwei-Blatt-Rotoren (beide $c_p \approx 0,480$) dicht gefolgt von Ein-Blatt-Rotoren ($c_p = 0,437$) erreicht. Diese Rotoren verfügen über aerodynamisch optimierte Profile, die Drall-, Profil- sowie Tipverluste möglichst minimieren. Mit steigender Rotorblattanzahl werden die maximalen Leistungsbeiwerte bei geringeren Schnelllaufzahlen erreicht. Dies bedeutet, dass der Ein-Blatt-Rotor bei deutlich höheren Drehzahlen im Vergleich zu Zwei- und Drei-Blatt-Rotoren betrieben wird. Der Darrieus-Rotor ist der effizienteste Vertikalachsenrotor dieses Vergleichs und gilt als Referenzobjekt bei der Betrachtung von Vertikalachsenrotoren. Darrieus-Rotoren nutzen nahezu ausschließlich Auftriebskräfte und müssen anfangs manuell angestoßen werden (Darrieus, 1925 & 1931). Insgesamt können mit dem Darrieus-Rotor je nach Ausführung (D-, H- oder Helix-Typ) Leistungsbeiwerte von bis $c_p = 0,398$ erreicht werden. Insgesamt zählt der Darrieus-Rotor neben modernen Windrotoren zur Gruppe der Schnellläufer (Gasch & Tvele, 2010).

Die amerikanische Windmühle verfügt über eine Vielzahl von Rotorblättern, die im Vergleich zu Rotorblättern moderner Windkraftwandler weniger aerodynamisch optimiert sind. Wegen der hohen Rotorblattanzahl handelt es sich um einen Langsamläufer. Der maximale Leistungsbeiwert ($c_p = 0,303$) wird bei geringeren Schnelllaufzahlen erreicht. Die c_p -Kennlinie des StECon befindet im gleichen Bereich der Schnelllaufzahlen wie die amerikanische Windmühle, jedoch sind alle Werte nach unten verschoben; die Kennlinie verfügt über einen spitzeren Scheitelwert. Der maximale Leistungsbeiwert liegt bei $c_p = 0,284$. Da die Kennlinien beider Strömungswandler denselben Bereich der Schnelllaufzahlen haben ist davon auszugehen, dass der Flächenfüllgrad (Verhältnis der Rotorblattfläche zur Gesamtfläche des Rotors) bzw. die Durchlässigkeit des Rotors in etwa gleich ist. Im Vergleich zum StECon nutzt die amerikanische Windmühle einen höheren Anteil an Auftriebskräften, wodurch die

c_p -Kennlinie höher ausfällt. Die Holländische Windmühle verfügt über einen geringfügig kleineren maximalen Leistungsbeiwert im Vergleich zum StECon ($c_p = 0,274$), die Effizienzkurve ist allerdings wegen des geringeren Flächenfüllgrades höheren Schnelllaufzahlen im Bereich von $\lambda = 1,5 - 3,5$ zugeordnet.

Der Savonius-Rotor ist ein Strömungswandler, welcher hauptsächlich Widerstandskräfte nutzt. Sein Rotor verfügt über einen maximalen Flächenfüllgrad, wodurch die c_p -Kennlinie Schnelllaufzahlen bis maximal $\lambda = 1,75$ zugeordnet wird. Im anfänglichen Bereich der Schnelllaufzahlen befindet sich die Kennlinie unterhalb der theoretischen Grenze des Widerstandsprinzips. Das Maximum wird jedoch bei einer höheren Schnelllaufzahl ($\lambda \approx 1,0$) außerhalb der Grenzen erreicht. Dies verdeutlicht, dass selbst mit dem Savonius-Rotor Auftriebskräfte genutzt werden. Auch die Überschreitung der Schnelllaufzahl von 1,0 deutet daraufhin, dass Auftriebskräfte genutzt werden. Durch die Nutzung reiner Widerstandskräfte können maximal Schnelllaufzahlen von 1,0 erreicht werden, da die Widerstandskräfte keine im Vergleich zur Strömungsgeschwindigkeit stehenden größeren Radumfangsgeschwindigkeiten zulassen. Durch den Savonius-Rotor kann ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_p = 0,145$ erreicht werden.

Im Vergleich mit den hier betrachteten Windkraftwandlern zeigt sich, dass Zykloldalpropeller aufgrund der überwiegenden Nutzung von Widerstandskräften und des hohen Flächenfüllgrades des Rotors im Betriebsbereich geringer Schnelllaufzahlen von $\lambda < 2,0$ liegen. Daraus ergibt sich, dass der Leistungs- bzw. Effizienzpeak besonders ausgeprägt ist und der Leistungsbeiwert im Vergleich zu Auftriebsläufern sensibler auf Änderungen der Schnelllaufzahl reagiert. Für die dauerhafte Nutzung eines Zykloldalpropellers als kinetischer Strömungswandler ist daher eine präzise Regulierung der Betriebsdrehzahl in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit umso wichtiger. Gegenüber modernen Windkraftwandlern (Auftriebsläufer; c_p bis zu 0,48) erreichen Zykloldalpropeller ($c_{p,max} = 0,284$) aber deutlich geringere Leistungsbeiwerte, da die Nutzung der Widerstandskräfte überwiegt. Aus diesem Grund sind axial angeströmte Strömungswandler wirtschaftlicher.

8.3 Betrachtung der Wirtschaftlichkeit

8.3.1 Vorbemerkungen

Die Technik der Zykloldalpropeller (u. a. der StECon) ist eine auf dem Markt noch nicht verfügbare Strömungswandlerart mit einer besonderen verwendeten Kinematik. Dementsprechend sind sowohl die Herstellungskosten (in großer Stückzahl) schwierig abzuschätzen

sowie der Wartungsbedarf und damit einhergehend die Wartungskosten dieser Technik zur Nutzung kinetischer Strömungsenergie weitestgehend unbekannt. Gleiches gilt für andere kinetische Wasserkraftwandler, die noch nicht in Serie gefertigt werden und für die bislang keine praxisnahen Betriebserfahrungen über einen längeren Zeitraum gesammelt werden konnten. In der Regel sind lediglich die Kosten des Prototyps sowie durch Untersuchungen ermittelte c_p - bzw. Leistungskennlinien in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bekannt, aus denen weder Herstellungskosten noch Wartungskosten abgeleitet werden können. Die Abschätzung der Herstellungskosten, also an einem in Serienproduktion befindlichen kinetischen Wasserkraftwandler, ist insbesondere von Angeboten fertiger Unternehmen und damit verbunden von der genutzten Fertigungstechnik sowie verwendeter Materialien und Komponenten abhängig. Die beiden zuletzt genannten Faktoren lassen sich durch Optimierung der Konstruktion kostengünstiger gestalten, die Angebote von Fertigungsunternehmen sowie die genutzte Fertigungstechnik lassen sich allerdings im Voraus schwer quantifizieren. Hinweise zur Kostenoptimierung bei der Entwicklung bzw. Konstruktion des Prototyps für die serienfertige Produktentwicklung kann Ehrlenspiel et al. (2003) entnommen werden. Die Wartungskosten können durch dauerhafte Untersuchungen an einem Prototyp abgeschätzt werden bzw. über Herstellerangaben der einzelnen Komponenten in Bezug auf die Lebensdauer überschlägig berechnet werden.

Die Wirtschaftlichkeit eines kinetischen Wasserkraftwandlers bzw. eines Zykloidalpropellers hängt im Wesentlichen zunächst von der Art des Einsatzes ab. Im Falle der beabsichtigten Einspeisung des erzeugten Stroms in das öffentliche Stromnetz bezieht sich die Wirtschaftlichkeit auf die finanzielle Rentabilität, also dem Verhältnis aus dem erwirtschafteten finanziellen Ertrag zu den über einen vordefinierten Abschreibungszeitraum investierten Kosten zum Bau und Betrieb der Anlage. Während die investierten Kosten von der Wasserkraftwandler- bzw. Anlagenart sowie von den am Einsatzort vorliegenden Rahmenbedingungen (vgl. Abschnitt 2.1) abhängen, wird die Ertragsseite neben der Wasserkraftwandler-effizienz und –ausbaugröße sowie Voll- bzw. Teillaststunden vor allem vom Vergütungssatz nach dem EEG beeinflusst. Diesbezüglich wird in Abschnitt 8.3.2 die Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler zur Stromeinspeisung betrachtet. Bei der direkten Nutzung des produzierten Stroms im Inselbetrieb, also ohne direkte Anbindung an das öffentliche Stromversorgungsnetz, müssen zunächst anhand der vorliegenden Rahmenbedingungen mögliche Energieerzeugungstechniken identifiziert und gegenübergestellt werden. Die Wirtschaftlichkeit eines kinetischen Wasserkraftwandlers ergibt sich dabei aus den möglichen

Alternativen, die im Inselbetrieb eingesetzt werden können und wird in einer vergleichenden Kosten-Nutzen-Rechnung für den Einsatz geeigneter Stromerzeugungsmethoden definiert (vgl. Abschnitt 8.3.3).

8.3.2 Wirtschaftlichkeit im Netzbetrieb

Zur Abschätzung der Wirtschaftlichkeit wird der Ertrag in Relation zu den Herstellungs- bzw. Wartungskosten und gegebenenfalls dem Schrottwert bzw. den Entsorgungskosten einer Wasserkraftanlage über einen zuvor festgelegten Bezugszeitraum betrachtet. Dieser sogenannte Abschreibungszeitraum bezieht sich auf einen Zeitraum, über den die Gesamtkosten der Wasserkraftanlage mittels Abschreibungen verteilt werden und richtet sich nach den steuerlichen AfA-Tabellen (Abschreibung für Abnutzung). Hierbei wird in der Kostenrechnung in der Regel die betriebsgewöhnliche Nutzungsdauer der Anlage als Grundlage angesetzt (Winter, 2014). Dementsprechend wird am Ende des Abschreibungszeitraums erwartet, dass die investierten Kosten durch den (Strom)-Ertrag der Anlage mindestens gedeckt werden, d. h. die Vergütungssumme der über den Zeitraum eingespeisten Strommenge, sofern kein Eigenverbrauch vorgesehen ist, gleicht die investierten Kosten über den Bezugszeitraum aus. Darauffolgend arbeitet die Anlage im wirtschaftlichen Bereich sofern der zeitraumbezogene Ertrag in Relation zur Investition mindestens erzielt wurde. Die tatsächliche technische Lebens- bzw. Nutzungsdauer übersteigt dabei die Abschreibungsdauer wesentlich und hängt insbesondere von der Konstruktionsweise bzw. Beständigkeit des Wasserkraftwandlers ab. Die Abschreibungsdauer richtet sich nach einer Vielzahl von Bedingungen, u. a. der zeitabhängigen Wertminderung, Effizienz, Anlagengröße sowie der jeweiligen Kostenrechnung inklusive Zinsen (vgl. Giesecke et al., 2014) und wird im Vorfeld bei der Planung vor Errichtung der Anlage berücksichtigt. In der Praxis wird eine große Bandbreite von Abschreibungsdauern angewendet. Während bei kleineren Anlagen in der Regel Abschreibungszeiträume von beispielsweise 20 Jahren angesetzt werden, kann bei größeren Anlagen eine deutlich längere Abschreibungsdauer zum Tragen kommen. Darüber hinaus werden bei größeren Anlagen oftmals einzelne Komponenten getrennt voneinander betrachtet, dementsprechend werden unterschiedliche Abschreibungszeiträume angesetzt (BStBl, 1995; Keunecke, 2015).

Der (Energie-)Ertrag ist von einer Vielzahl von Faktoren abhängig. Neben der eigentlichen Anlagenbeschaffenheit im Hinblick auf die Effizienz des Wasserkraftwandlers und der Ausbaugröße sind insbesondere die äußeren Einflüsse im Hinblick auf die Strömung von großer

Bedeutung. In Bezug auf kinetische Strömungswandler ist insbesondere die Strömungsgeschwindigkeit ein entscheidender Parameter, der die zur Verfügung stehende hydraulische Leistung beeinflusst. Da sich die Strömungsgeschwindigkeit in dritter Potenz auf die Strömungsenergie auswirkt (vgl. Abschnitt 2.2), führt selbst eine kleine Erhöhung der Geschwindigkeit zu einer weitaus größeren Leistung. Die zeitabhängige Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit hat darüber hinaus einen direkten Einfluss auf die Volllast- bzw. Teillaststunden, mit denen der Wasserkraftwandler beaufschlagt wird. Je nach Auslegungsgeschwindigkeit des Strömungswandlers können abhängig vom Einsatzort in Kombination mit dem dort befindlichen Strömungsaufkommen die nutzbaren Volllast- bzw. Teillaststunden maximiert werden. Während bei einer Überschreitung der Auslegungsgeschwindigkeit bzw. des Auslegungsdurchflusses die Energiewandlung meist durch elektrische Komponenten gedrosselt werden muss, werden sich bei Unterschreitung die Volllaststunden in Bezug auf einen bestimmten Betriebszeitraum verringern. Auch die Wartungsintensität des Wasserkraftwandlers hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Volllaststunden. Je verschleißanfälliger ein Energiewandler inklusive aller Komponenten (mechanisch sowie elektrisch) ist, desto häufiger muss die Anlage außer Betrieb gesetzt werden, um anfallende Wartungsarbeiten durchführen zu können. Dies hat einen direkten Einfluss auf die Anzahl der Volllaststunden innerhalb eines Bezugszeitraums und damit Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit. Die Anzahl der Volllaststunden pro Jahr stellt den Nutzungsgrad der Jahresenergie dar.

Zur überschlägigen Bewertung der Wirtschaftlichkeit unter Vernachlässigung der Maßstabeffekte (Einfluss der Anlagengröße) können sowohl die investierten als auch der Energieertrag auf eine Rotorfläche von einem m^2 bezogen werden. Hierbei sei angemerkt, dass insbesondere bei kleineren Strömungswandlern in Bezug auf die Rotorfläche die im System anfallende Reibung (hauptsächlich durch den Generator geprägt) einen weitaus maßgeblicheren Anteil im Vergleich zu größeren Anlagen auf die Umwandlung der zur Verfügung stehenden Strömungsenergie hat, da die Drehzahl des Rotors wesentlich kleiner ist. Durch geeignete Generatoren lässt sich dieser Einfluss aber weitestgehend minimieren. Eine wichtige Einflussgröße bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit ist darüber hinaus die Vergütung der eingespeisten Strommenge pro kWh, welche vom jeweiligen Einsatzort und dort geltenden gesetzlichen Regelungen (in der Regel von Einflüssen der Energiepolitik geprägt) abhängt. In Deutschland hängt die Höhe der Vergütung derzeit von der Bemessungsleistung/installierten Leistung der Wasserkraftanlage, der jeweils geltenden Fassung des Erneuer-

erbare-Energien-Gesetzes (EEG) sowie vom Jahr der Inbetriebnahme ab. Da es sich bei kinetischen Wasserkraftwandlern in der Regel um Kleinstwasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung von ≤ 100 kW handelt, werden die Höchstsätze pro Kilowattstunde vergütet (EEG, 2017). Da neben den Investitionskosten auch der Energieertrag vom jeweils betrachteten Abschreibungszeitraum abhängt, muss eine Gesamtbetrachtung in Bezug auf den Abschreibungszeitraum erfolgen. Je nach Finanzierung der Kosten zum Bau und Betrieb einer Wasserkraftanlage werden in Abhängigkeit vom Verhältnis aus Fremd- zu Eigenkapital Zinssätze (zwischen 3 und 12 %) zugrunde gelegt, die auf der Investitionsseite mitberücksichtigt werden müssen und die Gesamtkosten weiterhin erhöhen. In der nachfolgenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung werden diese allerdings vernachlässigt, um eine optimistische Betrachtung der Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler zu ermöglichen. Durch Berücksichtigung der Zinssätze wird die Wirtschaftlichkeit zusätzlich negativ beeinträchtigt. Nähere Informationen zu den Zinssätzen ist Keunecke (2015) zu entnehmen.

Für kinetische Wasserkraftwandler ergibt sich unter Berücksichtigung der Investitionskosten (Herstellungs- und Wartungskosten) I_0 , der Volllaststunden VLh , des über den Betrachtungszeitraum durchschnittlichen Wirkungsgrades bzw. Leistungsbeiwertes c_p des kinetischen Wasserkraftwandlers, der Vergütung V , der Strömungsgeschwindigkeit v sowie dem Abschreibungszeitraum A_t die Wirtschaftlichkeitsbeziehung zu:

$$I_0(A_t) \geq c_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot VLh \cdot A_t \cdot V \quad (8-1)$$

Sowohl die Investitionsseite als auch die Ertragsseite werden durch die Rotorfläche dividiert, sodass die Wirtschaftlichkeitbetrachtung in Bezug auf eine Rotorfläche von einem m^2 erfolgt. Abhängig von der Art der Wasserkraftanlage, auch im Hinblick auf den Einsatzort und die anstehenden Wartungsarbeiten, lassen sich 4.000 – 5.000 Volllaststunden pro Jahr erreichen (BMU, 2004). Nach EEG (2017) beträgt die Einspeisevergütung für Anlagen mit einer installierten Leistung $P \leq 500$ kW in Deutschland 12,40 ct/kWh.

Ausgehend von einer angenommenen Abschreibungsdauer von $A_t = 20$ Jahren, mittleren Volllaststunden von $VLh = 4.500$ h/Jahr und einer Vergütung von $V = 12,40$ ct/kWh lassen sich in Abhängigkeit vom über den Abschreibungszeitraum durchschnittlichen Leistungsbeiwert c_p des kinetischen Wasserkraftwandlers in Bezug auf die Volllaststunden und der Strömungsgeschwindigkeit die Gesamtvergütungen über die gesamte Abschreibungsdauer grafisch auftragen (vgl. Abbildung 8-3). Hierbei wird die Gesamtvergütung des eingespeis-

ten Stroms für die gesamte Abschreibungsdauer von 20 Jahren in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v für einen durchschnittlichen Leistungsbeiwert des kinetischen Wasserkraftwandlers in 0,05-Schritten sowie für den maximalen Leistungsbeiwert des StECon ($c_p = 0,284$) angegeben. Die Skalierung der x-Achse reicht bis $v = 3$ m/s und orientiert sich daher an der maximalen Strömungsgeschwindigkeit des Rheins (Köln, 2017). Durch Abschätzung der voraussichtlichen Gesamtkosten über den Abschreibungszeitraum (Herstellungs-, Wartungs- und Entsorgungskosten bzw. Restwert) lässt sich die Wirtschaftlichkeit über den Vergleich mit der Vergütung in Abhängigkeit vom Leistungsbeiwert c_p und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v definieren. Wenn die Investitionskosten pro m^2 Rotorfläche unterhalb der betrachteten Kurve aus Abbildung 8-3 für die jeweilige Strömungsgeschwindigkeit und den Leistungsbeiwert des Strömungswandlers oder auf ihr liegen, ist die Wirtschaftlichkeit der Anlage über den Abschreibungszeitraum voraussichtlich gegeben. Da die Berücksichtigung der Volllaststunden, der Strömungsgeschwindigkeit und des Leistungsbeiwertes durch durchschnittliche Werte erfolgt, werden saisonale Schwankungen der Strömungsenergie sowie der Generatorverluste vernachlässigt. Darüber hinaus bleiben Maßstabeffekte bei der Betrachtung unberücksichtigt.

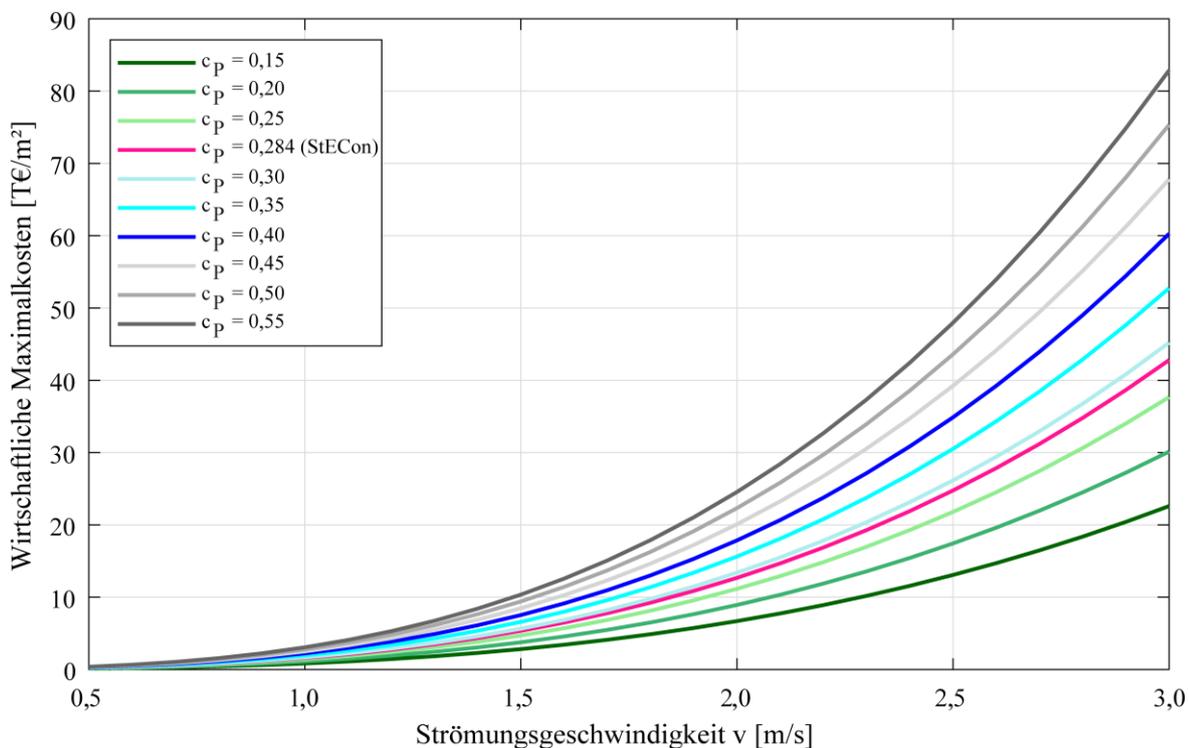


Abbildung 8-3: Vergleich der wirtschaftlichen Maximalkosten unter Berücksichtigung eines Abschreibungszeitraums von 20 Jahren im Vergleich zur Ertragsseite in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit v und dem Leistungsbeiwert c_p

Je nach Art des kinetischen Wasserkraftwandlers und der installierten Leistung fallen die Investitionskosten unterschiedlich hoch aus. Kinetische Wasserkraftwandler, und insbesondere Zykloldalpropeller, nehmen bislang eine eher untergeordnete Bedeutung im Bereich der kleinen Wasserkraft ein, weshalb kaum repräsentative Angaben zu den Herstellungs- bzw. insbesondere Wartungskosten veröffentlicht wurden. Für die Strom-Boje3 hat der Hersteller AquaLibre einen Preis von 250.000 – 300.000 € genannt (AquaLibre, 2019), Angaben zum Wartungsaufwand bzw. den daraus folgenden Wartungskosten sowie zu den Installationskosten sind allerdings unbekannt. Diese können die Anschaffungskosten jedoch deutlich übersteigen, weswegen die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit für die Strom-Boje 3 schwierig ist. Repräsentative Vergleichswerte liegen für Kleinstwasserkraftwerke zur Nutzung der potenziellen Energie durch Fallhöhen vor. Laut BMU (2004) fallen für Kleinstwasserkraftanlagen im Bereich der installierten Leistung von ≤ 100 kW durchschnittliche Gesamtkosten von 12.500 €/kW an. Am Beispiel eines kinetischen Wasserkraftwandlers mit einer installierten Leistung von 6,4 kW und einer Rotorfläche von 4 m² würden sich dementsprechend durchschnittliche Gesamtkosten von 20.000 €/m² bezogen auf den Abschreibungszeitraum von 20 Jahren ergeben. Aus Abbildung 8-3 zeigt sich für das betrachtete Beispiel, dass selbst unter Ansatz eines Leistungsbeiwertes von $c_p = 0,55$ die Wirtschaftlichkeit unterhalb einer mittleren betrachteten Strömungsgeschwindigkeit von $v = 1,8$ m/s nicht gegeben ist. Unter Berücksichtigung eines mittleren üblichen Leistungsbeiwertes von $c_p = 0,40$ wäre ein kinetischer Wasserkraftwandler ab einer über den Abschreibungszeitraum gemittelten Strömungsgeschwindigkeit von $v = 2,0$ m/s unter Umständen wirtschaftlich; dies hängt aber im Wesentlichen von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit am Einsatzort und vom Wartungsbedarf des Wasserkraftwandlers ab.

Im Vergleich zu Wasserkraftanlagen, welche die potenzielle Energie des Wassers nutzen, steht kinetischen Wasserkraftwandlern in Bezug zur wirksamen Rotorfläche deutlich weniger Energie zur Verfügung. Am Beispiel des Flusses Rhein mit einer Fließgeschwindigkeit von $v = 2,0$ m/s ergibt sich für klassische Fließwasserkraftanlagen eine theoretisch nutzbare äquivalente Fallhöhe von $h_{f,\text{äq,theo}} = 0,203$ m, während bei kinetischen Strömungswandlern $h_{f,\text{eff,max}} = 0,12$ m erreicht wird (Giesecke et al., 2014). Abhängig von der Wandlergröße, Sicherheitsabständen zu den Ufern bzw. der Wasseroberfläche sowie der verfügbaren Wassertiefe ergibt sich eine überwiegende Unwirtschaftlichkeit der kinetischen Strömungsmaschinen aufgrund von niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und geringen Wassertiefen in Deutschland. In Strömungen mit größeren Fließgeschwindigkeiten von $v > 2,0$ m/s könnten

kinetische Wasserkraftwandler wirtschaftlich sein, dies hängt aber insbesondere von den Herstellungskosten und Wartungskosten des Wasserkraftwandlers sowie von der Vergütung des eingespeisten Stroms ab.

Im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern erreicht der StECon als Cross-Flow-Turbine mit einem maximalen mechanischen Leistungsbeiwert von $c_p = 0,284$ eine geringe Effizienz. Darüber hinaus ist die Kinematik zur Ansteuerung der Schaufelblätter gegenüber anderen Wandlern relativ aufwendig aufgebaut und verursacht sowohl hohe Herstellungskosten sowie aufgrund der hohen Anzahl beweglicher Teile voraussichtlich verhältnismäßig hohe Wartungskosten. Laut Aussage des Herstellers des Prototyps StECon2 (Weber Mechanische Bearbeitung, Wenden) betragen die Herstellungskosten für baugleiche StECons in der Massenproduktion mit einer Auflage von 100 Stück pro Wasserkraftwandler etwa 15.000 €. Daraus ergibt sich für einen Einsatzort mit direkter Netzanbindung unter Berücksichtigung der Rotorfläche und des maximalen Leistungsbeiwertes für den StECon nach Abbildung 8-3, dass ein wirtschaftlicher Betrieb selbst unter Vernachlässigung der Wartungskosten bei einer durchschnittlichen Strömungsgeschwindigkeit von unter $v = 2,25$ m/s nicht möglich ist. Aufgrund seines Strömungswiderstands, der sich aus dem kompakten Aufbau ergibt, ist der StECon bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten nicht einsetzbar. Vorteilhaft ist allerdings die Tatsache, dass bei vertikaler Nutzung des StECon als schwimmende Wasserkraftanlage der Generator über der Wasseroberfläche liegt und lediglich gegen Spritzwasser geschützt werden muss. Generatoren hingegen, die vollständig wasserdicht ausgeführt werden, haben reibungsbedingt vergleichsweise höhere Verluste und sind in der Herstellung teurer. Dennoch ist der StECon als kombinierter Widerstands- und Auftriebsläufer im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern weniger effizient und nur für spezielle Anwendungsbereiche sinnvoll, die von anderen Wasserkraftwandlern nicht abgedeckt werden können. Neben der Verwendung als kinetischer Wasserkraftwandler bei veränderlicher Anströmrichtung (wegen der Möglichkeit zur Verstellung des Phasenwinkels) und dem Einsatz bei sehr geringen Fließtiefen (axial angeströmte Wasserkraftwandler sollten voll in der Strömung eingetaucht werden, weswegen abhängig von ihrer Ausbaugröße eine Mindestfließtiefe vorausgesetzt wird) ist vor allem die hybride Nutzung des StECon bzw. der Gruppe der Zykloidalpropeller interessant. Hierbei könnte der Strömungswandler zum Beispiel als Bootsantrieb genutzt werden und die Energierückgewinnung während des Bremsvorgangs bzw. des Stillstandes des Bootes ermöglichen. Die Nutzung von Zykloidal-

propellern als Bootsantrieb ermöglicht außerdem eine hohe Manövrierbarkeit. Dies zeigt bereits der Einsatz von Voith-Schneider-Propellern bei Hafenschleppern (Taniguchi, 1944; Isay, 1957 & 1958; Jürgens & Fork, 2002).

8.3.3 Wirtschaftlichkeit im Inselbetrieb

Bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in Abschnitt 8.3.2 wird davon ausgegangen, dass die direkte Anbindung an das Stromversorgungsnetz zur Einspeisung des elektrischen Stroms ohne größere Anschlusskosten möglich ist. Falls weitere Anschlusskosten anfallen, müssen diese bei den Herstellungskosten mitberücksichtigt werden. Fernab des öffentlichen Stromversorgungsnetzes kann die Verfügbarkeit von elektrischem Strom wegen der hohen Anschlusskosten (falls überhaupt realisierbar) nicht gewährleistet werden. Diesbezüglich ist der Inselbetrieb, also die Selbstversorgung mit elektrischem Strom durch geeignete Energieumwandlungstechniken, für entlegene Orte bzw. Siedlungen oft die einzige Alternative. Im Vergleich zur Wirtschaftlichkeitsbetrachtung anhand der Stromvergütung durch Einspeisung in öffentliche Stromversorgungsnetze bezieht sich die Wirtschaftlichkeit von Stromerzeugungstechniken an entlegenen Orten daher auf die kostenbezogene Gegenüberstellung einsetzbarer Stromerzeugungstechniken. Je nach Standort müssen im Vorfeld die Rahmenbedingungen und der Strombedarf zur Auswahl einer qualifizierten Stromerzeugungstechnik geprüft werden. Da beispielsweise die Unterhaltung von Dieselaggregaten mit hohen Kosten für die Beschaffung des Dieselkraftstoffs verbunden sein könnte, ist deren Wirtschaftlichkeit, auch im Hinblick auf den Kraftstoffpreis, im Vergleich zu erneuerbaren Energietechniken voraussichtlich geringer. Daraus ergibt sich eine gesteigerte Attraktivität für die Nutzung erneuerbarer Energien. Je nach Lage des mit Strom zu versorgenden Standortes kann daher die Nutzung kinetischer Wasserkraftstechniken von wirtschaftlicher Bedeutung sein. Dies trifft auf entlegene Orte an Fließgewässern mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten wie beispielsweise am Fluss Tanana in Alaska (v bis 3,0 m/s; Duvoy & Toniolo, 2012) oder am Fluss Lena in Sibirien (v bis 2,5 m/s; Käab et al., 2013) zu, welche nicht an das öffentliche Stromversorgungsnetz angebunden werden können. Auch Inseln könnten wirtschaftlich interessante Einsatzorte für kinetische Wasserkraftwandler sein, wenn ausreichende Strömungsgeschwindigkeiten der dort wirkenden Meeres- oder Gezeitenströmungen zur Erzeugung des dort benötigten Stroms vorliegen. Als besonderes Beispiel zum wirtschaftlich möglichen Betrieb von kinetischen Wasserkraftwandlern sind Atolle zu nennen, an denen die dort in die Lagune hinein- und hinausströmende Tide energetisch genutzt werden könnte.

Hierbei ist unter anderem das Aldabra Atoll (Seychellen) zu nennen, wo Tidenströmungen zwischen dem offenen Meer und der Lagune mit Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu $v = 3,5$ m/s wirken (Defense Mapping Agency, 1983). Durch geeignete kinetische Wasserkraftwandler könnte das daraus resultierende Wasserkraftpotenzial wirtschaftlich genutzt werden. Die Wirtschaftlichkeit richtet sich dabei nach der Gegenüberstellung mit anderen Stromversorgungstechniken über eine vergleichende Kosten-Nutzen-Rechnung.

8.4 Abschließende Bemerkungen

Der in Abschnitt 8.1 durchgeführte Vergleich kinetischer Wasserkraftwandler macht deutlich, dass sich mit axial angeströmten Rotoren die höchsten Flächenleistungsdichten bzw. Leistungsbeiwerte c_p erzielen lassen. Die axial angeströmten Wasserkraftwandler sind hauptsächlich Auftriebsläufer. Im Gegensatz zu Widerstandsläufern entstehen geringere hydraulische Verluste, welche die Flächenleistungsdichten bzw. Leistungsbeiwerte negativ beeinflussen.

Die Verwendung eines Diffusors führt zur Steigerung der Gesamtleistung eines kinetischen Strömungswandlers durch Erhöhung der Durchströmgeschwindigkeit (aufgrund der Kontinuitätsgleichung). Da als Bezugsfläche zur Berechnung der Flächenleistungsdichte bzw. des Leistungsbeiwertes die Diffusorfläche dient und die Leistung nicht proportional mit der Vergrößerung des Diffusors wegen größer werdender hydraulischer Verluste steigt, verringert sich zwangsläufig der Leistungsbeiwert bzw. die Flächenleistungsdichte im Vergleich zum kinetischen Wasserkraftwandler ohne Diffusor. Dies ist zwar für den Vergleich von Bedeutung, in der Praxis lässt sich aber so vergleichsweise kostengünstiger die Leistung steigern, anstatt den eigentlichen Rotor und dazugehörige Komponenten zu vergrößern.

Die höchsten Flächenleistungsdichten unter Berücksichtigung der Strömungsgeschwindigkeit können für die Strom-Boje 3 (ohne Diffusor) und für die axial angeströmten hydrokinetischen Turbinen PT1 und PT2 festgestellt werden. In Tabelle 8-1 sind die im Vergleich unter Abschnitt 8.1 betrachteten kinetischen Strömungswandler hinsichtlich ihrer durchschnittlichen Flächenleistungsdichte q absteigend in einer Randordnung sowie die innerhalb der zur Verfügung gestellten Daten erreichten Maximalleistungsbeiwerte dargestellt.

Tabelle 8-1: Absteigende Rangordnung bezogen auf die durchschnittliche Flächenleistungsdichte q im Bereich der Strömungsgeschwindigkeiten $v = 0 - 2,5$ m/s der untersuchten kinetischen Energiewandler mit Angabe der Wasserkraftwandlerart und dem maximal erreichten Leistungsbeiwert innerhalb der zur Verfügung stehenden Daten (Quellen der Daten vgl. Abschnitt 8.1 Abs. 3)

Rangordnung	Flächenleistungsdichte	Wasserkraftwandler	Wasserkraftwandlerart	Max. c_p [-]
1		Strom-Boje 3 (ohne Diffusor)	Auftriebsläufer (axial angeströmt)	0,500
2		Hydrokin. Turbine PT1	Auftriebsläufer (axial angeströmt)	0,472
3		Hydrokin. Turbine PT2	Auftriebsläufer (axial angeströmt)	0,449
4		Andritz Hammerfest	Auftriebsläufer (axial angeströmt)	0,518
5		River Rider	Kombinierter Widerstands- bzw. Auftriebsläufer (tangential angeströmt)	0,380
6		Horizontal ² Wasserrad	Kombinierter Widerstands- bzw. Auftriebsläufer (Cross-Flow)	0,356
7		SmartHydroPower SHP002	Auftriebsläufer (axial angeströmt, mit Diffusor)	0,275
8		StECon	Kombinierter Widerstands- bzw. Auftriebsläufer (Cross-Flow)	0,284
9		Strom-Boje 3 (mit Diffusor)	Auftriebsläufer (axial angeströmt, mit Diffusor)	0,264

Eine Unsicherheit könnte aus der Einbeziehung der abgeschätzten Verluste (vgl. Abschnitt 8.1.1) zur Berechnung der mechanischen Leistung resultieren, falls die kinetischen Wasserkraftwandler über geringere mechanische und elektrische Verluste verfügen. In diesen Fällen wäre die mechanische Leistung des kinetischen Wasserkraftwandlers zu hoch bewertet, wodurch sich ebenso ein zu hoher Leistungsbeiwert ergibt.

Der Vergleich mit Windkraftwandlern zeigt, dass durch Erhöhung des Flächenfüllgrades des Rotors (bzw. Reduzierung der Durchströmung) und damit einhergehend im Verhältnis eine geringere Nutzung von Auftriebskräften kleinere Schnelllaufzahlen erreicht werden. Dementsprechend sind Langsamläufer Strömungswandler, welche hauptsächlich Widerstandskräfte nutzen. Im Vergleich nutzen Schnellläufer überwiegend Auftriebskräfte, deren überwiegend axial angeströmter Rotor einen geringen Flächenfüllgrad aufweist und dementsprechend über verhältnismäßig wenige Rotorblätter verfügt.

Zykloidalpropeller sind in der Regel Langsamläufer, die neben Auftriebskräften insbesondere Widerstandskräfte innerhalb der Strömung nutzen. Am Beispiel des StECon zeigt sich, dass durch den hohen Flächenfüllgrad des Cross-Flow-Rotors wegen der kompakten Bauweise ein hohes Maß an Widerstandskräften wirksam werden, wodurch nur geringe Schnelllaufzahlen bis maximal $\lambda = 2,0$ erreicht werden können. Im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern sowie zu gängigen Windkraftwandlern zeigt sich, dass Zykloidalpropeller vergleichsweise geringe Leistungsbeiwerte bzw. Flächenleistungsdichten erreichen, wodurch geringere Energiemengen gewandelt werden können. Darüber hinaus ist der Bereich der nutzbaren Strömungsgeschwindigkeiten sehr gering (bis max. $v = 2,0$ m/s), da bei einem Widerstandsläufer sehr große Haltekräfte an der Befestigung entstehen, die bei der Konstruktion mitberücksichtigt werden müssen. Dies schränkt die mögliche Ausbaugröße eines Zykloidalpropellers ein, wodurch die maximale Ausbauleistung der Technik nur begrenzt ist.

Abschnitt 8.3.2 verdeutlicht, dass unter Berücksichtigung der derzeitigen Stromvergütung der Wasserkraft kinetische Wasserkraftwandler bei durchschnittlichen Strömungsgeschwindigkeiten von $v < 2,0$ m/s weitestgehend nicht wirtschaftlich realisierbar sind. Neben dem Leistungsbeiwert und der zur Verfügung stehenden Strömungsgeschwindigkeit hängt die Wirtschaftlichkeit eines kinetischen Wasserkraftwandlers vor allem von den Herstellungskosten sowie von den Wartungskosten ab. Diese sind für jede Energiewandlerart sowie Ausbaugröße spezifisch und lassen sich im Vorfeld nur bedingt abschätzen. Bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten ist der Einfluss der Herstellungs- und Wartungskosten vergleichsweise höher. Mit einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit steigt die Bedeutung des Leistungsbeiwertes auf die Wirtschaftlichkeit. Da Zykloidalpropeller aufgrund ihrer Konstruktion und der hauptsächlichlichen Nutzung von Widerstandskräften nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten ($v < 2,0$ m/s) nutzen können, ist der wirtschaftliche Betrieb als abschließliche Wasserkraftmaschine nicht möglich. Die Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler im Inselbetrieb resultiert aus der Gegenüberstellung mit anderen am Einsatzort einsetzbaren Stromerzeugungsquellen im Rahmen einer vergleichenden Kosten-Nutzen-Betrachtung und lässt sich nicht pauschal bewerten.

9 Beantwortung der Forschungsfragen

In diesem Abschnitt werden die in Abschnitt 1.2 formulierten Forschungsfragen beantwortet.

1. Welche äußeren und anlagenspezifischen Parameter beeinflussen die kinetische Energieumwandlung am Beispiel eines Zykloidalpropellers und wie groß ist deren Einfluss auf die Effizienz?

Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit erhöht sich zwar die zur Verfügung stehende Leistung für die kinetische Energieumwandlung, wegen steigender hydraulischer Verluste verringert sich jedoch die Effizienz potenziell. Am Beispiel des StECon konnte für Zykloidalpropeller sowohl für die begrenzte als auch für die freie Strömung gezeigt werden, dass die Spaltmaße neben der Form der Schaufeln den größten Einfluss auf die Effizienz haben. Die daraus resultierenden Spaltverluste vergrößern sich durch die Erhöhung des Durchflusses bzw. der Strömungsgeschwindigkeit, wodurch die Leistung bzw. Effizienz sinkt. Durch Minimierung der Spaltmaße zwischen den Schaufeln eines Zykloidalpropellers lässt sich die Schaufelfläche maximieren, wodurch eine Leistungssteigerung erreicht wird. Durch Vergrößerung der Schaufelbreite um 10 % konnte innerhalb der Untersuchungen am StECon eine Leistungssteigerung von 90 % festgestellt werden. Neben den Spaltmaßen führt die Schaufelform zur größten Beeinflussung der Effizienz von Zykloidalpropellern. Am Beispiel des Zykloidalpropellers StECon ergibt sich durch die Verwendung von punktsymmetrischen S-förmigen Schaufeln die maximale Effizienz von $c_P = 0,284$ in der freien Strömung. Im Optimierungsprozess durch die von PE durchgeführten numerischen Simulationen nach Küppers et al. (2019) hatten insbesondere die Rundungsbereiche auf der strömungsabgewandten Seite wegen der Ablösungsströmung Auswirkungen auf die Effizienz. Gegenüber linsenförmigen Schaufeln konnte die Leistung wegen des größeren Auftriebs an den S-förmigen Schaufeln um 36,5 % gesteigert werden. Die Effizienz eines Zykloidalpropellers reagiert außerdem sensibel auf den Phasenwinkel des Rades. Hierbei wird die Gleitzahl, also das Verhältnis aus Auftriebsbeiwert zu Widerstandsbeiwert, signifikant beeinflusst. Durch die optimierte Stellung des Phasenwinkels (beim StECon $\varphi = 10^\circ$) erfolgt eine verbesserte Nutzung der Auftriebskräfte. Die Anzahl der Schaufeln beeinflusst die Effizienz ab

vier Schaufeln kaum, bei drei bzw. zwei Schaufeln kommt es zu einer Reduzierung der Gleichlaufeigenschaften, wodurch die Effizienz minimiert wird.

2. Wie können die Leistung und die Effizienz eines Zykloldalpropellers im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern bewertet werden?

Zykloldalpropeller sind kombinierte Widerstands- und Auftriebsläufer, die aufgrund der überwiegenden Nutzung von Widerstandskräften zu den Langsamläufern zählen. Während axial angeströmte Auftriebsläufer Leistungsbeiwerte von bis zu $c_P = 0,52$ erreichen, erzielen Zykloldalpropeller vergleichsweise geringe Leistungsbeiwerte von maximal $c_P < 0,30$. Aufgrund ihrer kompakten Bauweise können Zykloldalpropeller nur bei Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu $v = 2,0$ m/s zur Energieumwandlung eingesetzt werden, wodurch die Leistungsfähigkeit gegenüber klassischen axial angeströmten Rotoren begrenzt ist. Die Effizienz von Zykloldalpropellern nimmt durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit potenziell ab, dementsprechend werden nur bei sehr geringen Strömungsgeschwindigkeiten die für den Wasserkraftwandler erzielbaren maximalen Leistungsbeiwerte (beim StECon $c_P = 0,284$) erreicht. Darüber hinaus wird die Ausbaugröße durch die auf den Wasserkraftwandler wirkenden Widerstandskräfte eingeschränkt. Aus diesen Gründen sind Zykloldalpropeller klassischen Auftriebsläufern hinsichtlich der erzielbaren Leistung und Effizienz unterlegen.

3. Wie lässt sich die Energieumwandlung durch Zykloldalpropeller im Vergleich zu gängigen Windkraftwandlern einordnen?

Die kinetische Wasserkraft und die Windkraft basieren auf den nahezu selben theoretischen Grundlagen, da in beiden Fällen von einem inkompressiblen Medium ausgegangen wird. Dadurch ist eine direkte Gegenüberstellung von kinetischen Wasserkraftwandlern, demnach auch Zykloldalpropeller, und Windkraftwandlern möglich. Die höchsten Effizienz- bzw. Leistungsbeiwerte lassen sich mit axial angeströmten Windkraftwandlern mit einer Anzahl von drei oder weniger Rotorblättern erreichen ($c_{P,max} \approx 0,48$). Hierbei liegt eine überwiegende Nutzung der Auftriebskräfte vor. Die Betriebsschnellaufzahlen eines kinetischen Strömungswandlers werden durch den Flächenfüllgrad bzw. die Durchlässigkeit des Rotors beeinflusst. Durch Erhöhung

des Flächenfüllgrades werden die wirksamen Widerstandskräfte am Rotor gesteigert, wodurch es tendenziell zu einer Abbremsung des Rotors kommt. Je geringer das Verhältnis der Fläche der Rotorblätter zur Gesamttrotorfläche also ist, desto höhere Schnelllaufzahlen werden erreicht. Zyklodialpropeller sind wegen des hohen Flächenfüllgrades am Rotor dementsprechend Langsamläufer, die Schnelllaufzahlen von $\lambda \leq 2,0$ erreichen, da die Widerstandswirkung verhältnismäßig groß ist. Lediglich der Savoniusrotor arbeitet bei geringeren Schnelllaufzahlen und erreicht niedrigere Leistungsbeiwerte ($c_{p,max} \approx 0,145$), da er über eine geringere Rotordurchlässigkeit verfügt und daher einen höheren Strömungswiderstand hat.

4. Wie lässt sich die Wirtschaftlichkeit der Energieumwandlung durch die kinetische Wasserkraft bewerten?

Die Wirtschaftlichkeit von kinetischen Wasserkraftwandlern im Netzbetrieb hängt im Wesentlichen vom wirksamen Leistungsbeiwert sowie von der zur Verfügung stehenden Strömungsenergie und der Vergütung auf der Ertragsseite und den Herstellungs- und Wartungskosten auf der Kostenseite ab und wird über einen Abschreibungszeitraum (in der Regel 20 Jahre) betrachtet. Vor allem die Kostenseite ist von der Wasserkraftwandlerart sowie Ausbaugröße abhängig und lässt sich im Vorfeld ohne vorhandene Erfahrungswerte nur bedingt abschätzen. Darüber hinaus ist der Einfluss der Kosten bei geringerer zur Verfügung stehender Energie im Vergleich zum Ertrag höher. Mit einer Zunahme der vorhandenen nutzbaren Energie steigt der Einfluss des Leistungsbeiwertes auf die Wirtschaftlichkeit. Unter Berücksichtigung einer maximalen Stromvergütung von 12,40 Cent/kWh für die Stromerzeugung aus Wasserkraft sind kinetische Wasserkraftwandler bei Strömungsgeschwindigkeiten von $v < 2,0$ m/s voraussichtlich nicht wirtschaftlich darstellbar, da die Vergütung der erzielbaren Gesamtstrommenge nicht zum Ausgleich der Herstellungs- und Wartungskosten über den Abschreibungszeitraum führt. Aus diesem Grund sind ebenfalls Zyklodialpropeller zur ausschließlichen Energieerzeugung und Einspeisung voraussichtlich nicht wirtschaftlich. Die Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler im Inselbetrieb ergibt sich aus der Gegenüberstellung mit anderen am Einsatzort einsetzbaren Stromerzeugungsquellen im Rahmen einer vergleichenden Kosten-Nutzen-Betrachtung und lässt sich aufgrund der uneinheitlichen Rahmenbedingungen nicht pauschalisiert bewerten.

10 Zusammenfassung

Zykloidalpropeller sind Wind- bzw. kinetische Wasserkraftwandler oder Antriebssysteme aus der Gruppe der Cross-Flow-Rotoren, welche unter Verwendung einer Drehachse senkrecht oder parallel zur Strömungsrichtung Energie umwandeln. Der Rotor verfügt über mehrere Schaufeln, deren Achsen parallel zur Hauptdrehachse verlaufen. Während einer vollständigen Propellerumdrehung bewegen sich die Schaufeln in der Regel auf Kreisbahnen zyklisch 180° um die eigene Achse. Der Phasenwinkel der Schaufeln kann dabei je nach System fest eingestellt oder justierbar sein, wodurch die optimierte Ausrichtung des Rades auf die Anströmrichtung ermöglicht wird. Bislang wurden Zykloidalpropeller hauptsächlich in der Antriebstechnik genutzt, eine kommerzielle Nutzung im Bereich der kinetischen Energiewandlung ist bislang noch nicht erfolgt.

Ein Vertreter aus der Gruppe der Zykloidalpropeller ist der sogenannte Stiller Energy Converter (StECon), der an der Universität Siegen untersucht und weiterentwickelt wurde. Die Kinematik bezüglich des zyklidalen Bewegungsablaufs seiner Schaufeln wird über ein Planetengetriebe realisiert, wodurch der Energiewandler horizontal wie vertikal als kinetischer Strömungswandler, als Antrieb oder als kombinierte Variante eingesetzt werden kann. Der StECon ist in Bezug auf die Funktionsweise dem Kirsten-Boeing-Propeller sehr ähnlich, verfügt aber über einen kompakteren Aufbau. In der Mitte des Planetengetriebes befindet sich ein Sonnenzahnrad, womit der Phasenwinkel der Schaufeln beeinflusst werden kann. Durch Veränderung des Phasenwinkels lässt sich der Zykloidalpropeller zur optimierten Nutzung als kinetischer Strömungswandler auf die Anströmrichtung ausrichten. Bei der Verwendung als Antrieb lässt sich über den Phasenwinkel die Fahrtrichtung verändern.

In der vorliegenden Arbeit wurde am Beispiel des StECon die Technik der Zykloidalpropeller zur kinetischen Energiegewinnung durch geeignete physikalische Versuche in der begrenzten Strömung untersucht, durch numerische Modelle des PE nach Küppers et al. (2019) ergänzt und die daraus gewonnenen Erkenntnisse zur Optimierung der Technik genutzt. Anschließend wurde ein optimierter Prototyp hergestellt und in der freien Strömung getestet. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse dienen zur Einordnung der Zykloidalpropellertechnik und ermöglichen einen Vergleich mit gängigen kinetischen Strömungswandlern. Die weitere Einordnung der Zykloidalpropeller wurde anhand einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für die kinetische Wasserkraftwandlung in Relation zur Strömungsgeschwindigkeit vorgenommen.

Zu Beginn wurden zunächst umfassend Definitionen sowie theoretische Grundlagen zu kinetischen Strömungswandlern recherchiert, welche sowohl für die physikalischen Untersuchungen, den späteren Strömungswandler-Vergleich sowie zur Festlegung geltender Leistungsgrenzen von Bedeutung sind. Der Stand der Entwicklungen gewährt einen tiefen Einblick in die geschichtlichen Entwicklungen in den Bereichen der kinetischen Wasserkraftwandler sowie der Zykloidalpropeller und dient fortlaufend als Überblick über die gegenwärtig bekannten Technologien. Die beschriebenen kinetischen Wasserkraftwandler dienen, sofern ausreichend Leistungsdaten bekannt waren, als Basis für den Vergleich mit der Technik der Zykloidalpropeller am Beispiel des StECon.

Zur Optimierung der Zykloidalpropellertechnik wurden Testmodelle sowie ein Prototyp des StECon in der Versuchsrinne der Wasserbauhalle des Forschungsinstituts Wasser und Umwelt (fwu) der Universität Siegen mit Hilfe geeigneter Versuchsstandeinrichtungen unter verschiedenen Randbedingungen getestet. Im Rahmen der physikalischen Tests wurden die unmittelbar leistungsbeeinflussenden Parameter Spaltmaße, Phasenwinkel sowie Schaufelformen untersucht. Darüber hinaus wurden die Ergebnisse durch die numerischen Strömungssimulationen mit ANSYS des PE nach Küppers et al. (2019) verifiziert sowie weiter detailliert. Zudem wurde durch die Simulationen der Einfluss der Schaufelanzahl auf die Leistung untersucht. In Bezug auf die Spaltmaßuntersuchungen in der begrenzten Strömung stellte sich heraus, dass sowohl die Spaltmaße zwischen den Schaufeln, als auch zwischen Rad und Rinnenwandungen für eine maximale Leistungsausbeute möglichst geringgehalten werden sollten. Dies konnte ebenfalls für den Betrieb in der freien Strömung durch die numerischen Simulationen und durch spätere Untersuchungen im Fließgewässer bestätigt werden, wodurch zur Maximierung der Effizienz eine möglichst kompakte Bauweise eines Zykloidalpropellers anzustreben ist. Insgesamt ließ sich durch die Untersuchungen eine punktsymmetrische S-Form als optimale Schaufelform ermitteln, welche die höchsten Leistungs- bzw. Effizienzwerte aufgrund der maximierten Auftriebskraftnutzung liefert. Gegenüber beispielsweise linsenförmigen Schaufeln konnte so eine Leistungssteigerung von ca. 36,5 % laut den numerischen Simulationen des PE nach Küppers et al. (2019) erreicht werden. Der optimale Phasenwinkel in der begrenzten Strömung ist stark abhängig vom verwendeten Schaufelprofil, da das Ablösungsverhalten der Strömung an den Schaufelkanten variabel ist und die Aufstauhöhe vor dem Rad durch die Schaufelform beeinflusst wird. Für den StECon mit S-förmigen Schaufeln konnte in der begrenzten Strömung ein optimaler Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ ermittelt werden. Dieser optimale Phasenwinkel konnte für den Einsatz in der

freien Strömung durch numerische Simulationen des PE und durch spätere Untersuchungen an den Prototypen unabhängig von der Schaufelform bestätigt werden. Durch numerische Simulationen konnte weiterhin ermittelt werden, dass vier Schaufeln zum höchsten Leistungsbeiwert in der freien Strömung führen. Der höchste Wirkungsgrad in der begrenzten Strömung konnte am ersten Prototyp zu $\eta = 40 \%$ bestimmt werden.

Zur Ermittlung des Leistungs- bzw. Effizienzverhaltens eines Zykloidalpropellers in der freien Strömung wurde zunächst ein größerer und optimierter Prototyp des StECon durch das PE in Kooperation mit dem fwu konstruiert und von der Fa. Weber Mechanische Bearbeitung in Wenden hergestellt. Dieser wurde unter naturnahen Bedingungen im Fließgewässer Sieg mit Hilfe eines Floßes sowie bei variabler Strömungsgeschwindigkeit an einem Versuchsboot im Elbe-Havel-Kanal getestet. Übereinstimmend mit den numerischen Simulationen führten beide Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass sich der maximale Leistungsbeiwert bei einem Phasenwinkel von $\varphi = 10^\circ$ einstellt. Wie bei den physikalischen Untersuchungen in der begrenzten Strömung lassen sich die höchsten Leistungsbeiwerte bei möglichst kleiner Strömungsgeschwindigkeit erreichen. Da der StECon ein kombinierter Widerstands- bzw. Auftriebsläufer ist, ermöglichte der relativ hohe Radwiderstand in der Strömung lediglich Untersuchungen bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von $v = 2,0$ m/s. Je nach Größe des Zykloidalpropellers ist die energetische Nutzung höherer Strömungsgeschwindigkeiten deshalb nur sehr unwirtschaftlich möglich. Hierbei steigen insbesondere die Konstruktionskosten des Rades wegen den sehr hohen Haltekräften, die durch die höheren Strömungsgeschwindigkeiten entstehen. Insgesamt konnte ein maximaler Leistungsbeiwert von $c_p = 0,284$ für den optimierten Prototyp in der freien Strömung festgestellt werden.

Im Vergleich zu anderen kinetischen Wasserkraftwandlern zeigte sich, dass die Gruppe der Zykloidalpropeller gegenüber axial angeströmten Strömungsmaschinen wesentlich geringere Flächenleistungsdichten erzielt. Da Zykloidalpropeller zum größten Teil Widerstandskräfte nutzen, lassen sich gegenüber axial angeströmten Turbinen als überwiegende Auftriebsläufer deutlich geringere Leistungsbeiwerte erreichen. Im Vergleich mit Windkraftwandlern zeigte sich ebenfalls, dass die Technik der Zykloidalpropeller durch die in der Regel kompakte Bauweise und damit einhergehend der überwiegenden Nutzung der Widerstandskräfte verhältnismäßig geringere Schnelllaufzahlen erreicht. Je geringer die Nutzung der Widerstandskräfte bzw. je höher die Nutzung der Auftriebskräfte ausfällt, desto höhere Leistungsbeiwerte können mit einem kinetischen Strömungswandler erreicht werden. Dementsprechend ergibt sich, dass mit steigendem Flächenfüllgrad des Rotors in der Regel eine

größere Widerstandskraftnutzung sowie eine Reduzierung der Schnelllaufzahl einhergehen, wodurch der Leistungsbeiwert abgemindert wird.

Die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkraftwandler im Netzbetrieb am zeigt, dass unter Berücksichtigung der derzeitigen Stromvergütung von 12,40 ct/kWh für kleine Wasserkraftanlagen die energetische Nutzung von Strömungsgeschwindigkeiten von $v < 2,0$ m/s weitestgehend nicht wirtschaftlich darstellbar ist. Neben dem wirksamen Leistungsbeiwert hängt die Wirtschaftlichkeit eines kinetischen Wasserkraftwandlers aber vor allem von den Herstellungs- sowie von den Wartungskosten ab. Diese sind für jede Wasserkraftwandlerart sowie Ausbaugröße spezifisch und lassen sich im Vorfeld nur bedingt abschätzen. Bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten ist der Einfluss der Herstellungs- und Wartungskosten vergleichsweise höher. Mit einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit steigt der Einfluss des Leistungsbeiwertes auf die Wirtschaftlichkeit. Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit von Zykloidalpropellern ist festzuhalten, dass aufgrund der Komplexität des Radaufbaus gegenüber anderen kinetischen Strömungsmaschinen eine Vielzahl beweglicher Teile vorliegt. Aus diesem Grund werden die Wartungskosten voraussichtlich wesentlich höher als bei axial angeströmten kinetischen Wasserkraftwandlern ausfallen. Wegen des Aufbaus bzw. der Konstruktion von Zykloidalpropellern sowie der überwiegenden Nutzung von Widerstandskräften können nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten von $v < 2,0$ m/s effizient genutzt werden, weswegen der wirtschaftliche Betrieb nach derzeitigem Stand voraussichtlich nicht gegeben ist. Die wirtschaftliche Energiegewinnung durch kinetische Wasserkraftwandler erscheint ab Strömungsgeschwindigkeiten von $v > 2,0$ m/s möglich zu sein, hängt aber insbesondere von den Herstellungs- und Wartungskosten innerhalb des Abschreibungszeitraums ab. Im Inselbetrieb lässt sich die Wirtschaftlichkeit durch die Gegenüberstellung am Einsatzort alternativ nutzbarer Energieversorgungstechniken durch eine vergleichende Kosten-Nutzen-Rechnung ermitteln und lässt sich im Vorfeld durch individuelle Rahmenbedingungen nicht pauschalisieren.

Diese Arbeit liefert folglich entscheidende Erkenntnisse zur Wirkweise sowie zur Beurteilung und Einordnung der Technologie der Zykloidalpropeller. Zudem ermöglichen die innerhalb der Vergleichsbetrachtungen ermittelten Ergebnisse die Bewertung der Wirtschaftlichkeit kinetischer Wasserkrafttechnologien in Abhängigkeit von der derzeitigen Vergütungssituation. Ferner zeigt die Arbeit, dass mit einfachen und kostengünstigen Komponenten physikalische Untersuchungen zur Erzielung wichtiger Ergebnisse durchgeführt werden können.

11 Ausblick

Die energetische Nutzung kinetischer Wasserströmungen bietet ein großes Potenzial zur Erhöhung des Anteils der grundlastfähigen Wasserkraft an der erneuerbaren Energieversorgung. Allein die Fließgewässer Deutschlands verfügen über ein theoretisches Linienpotenzial von 92,6 TWh/a, welches etwa einem Fünftel des bundesweiten Nettoenergieverbrauchs entspricht (Anderer et al., 2010). In Abhängigkeit von den überwiegend geringen Fließgeschwindigkeiten, Herstellungs- und Wartungskosten, der Effizienz sowie der momentanen Vergütung sind diese Potenziale derzeit nur beschränkt wirtschaftlich nutzbar. Dementsprechend sollte weiterhin an innovativen und kostengünstigen Lösungen geforscht werden, um selbst das kinetische Potenzial von Strömungsgeschwindigkeiten unter $v = 2,0$ m/s wirtschaftlich nutzbar zu machen. Damit wird der zukunftsorientierte Ausbau der grundlastfähigen Wasserkraft ermöglicht, welche einen wertvollen Beitrag zur Energiewende liefern kann.

Die größten Potenziale für die kinetische Wasserkraftnutzung liegen im Bereich der Meeres- und Gezeitenströmungen und sind oftmals weit von öffentlichen Stromversorgungsnetzen entfernt, wodurch eine direkte Netzanbindung aufgrund der meist großen Entfernung nicht wirtschaftlich umzusetzen ist. Dennoch könnte eine Vielzahl dieser Potenziale durch geeignete kinetische Wasserkraftwandler für die Stromversorgung von Inseln energetisch nutzbar gemacht werden, bei denen aufgrund der Entfernung zum Festland eine direkte Netzanbindung nicht wirtschaftlich ist. Dies konnte bereits am Beispiel der französischen Insel Ushant gezeigt werden, wo eine anteilige Stromversorgung durch den Einsatz einer Sabella D10 stattfindet (Offshorewind, 2015; Marineenergy, 2018). Auch Atolle können für den Einsatz kinetischer Wasserkraftwandler interessant sein, da aufgrund der Gezeitenströmung der Austausch zwischen Lagune und offenem Meer zu großen Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den Inseln führen kann. Weitere interessante und wohlmöglich wirtschaftliche Anwendungsgebiete kinetischer Wasserkraftwandler sind schnellfließende Strömungskanäle und Zulaufkanäle von Wasserkraftanlagen, die je nach Rahmenbedingungen über große Potenziale aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten verfügen.

Die Verwendung von Zykloidalpropellern, u. a. dem StECon, als kinetische Wasserkraftwandler geht mit großen Drehzahlschwankungen und damit verbunden mit großen Leistungsschwankungen einher, welche sich negativ auf den Umwandlungsprozess in nutzbare

elektrische Energie auswirken. Zudem handelt es sich bei Zykloidalpropellern um Langsamläufer, die bei der Energiewandlung nur geringe Drehzahlen erreichen. Dementsprechend sollte zunächst bei einer Weiterentwicklung der Energiewandlertechnik für geeignete Einsatzbereiche in Zusammenarbeit mit Unternehmen im Bereich der Elektro- sowie Regelungstechnik an einer wirtschaftlichen Lösung zur effizienten Umwandlung der mechanischen in elektrische Energie bei geringen Drehzahlen geforscht bzw. gearbeitet werden. Im Fokus dieser Arbeiten sollte die Ermittlung und Abstimmung einer geeigneten Generatortechnik sowie weiterer damit verbundener elektrischer Komponenten stehen. Darüber hinaus sollte auch eine Optimierung der Kraftübertragung zwischen Rad und Generator erfolgen, um die daraus resultierenden mechanischen Verluste möglichst gering zu halten.

In der vorliegenden Arbeit wurde das Leistungs- und Effizienzverhalten eines Zykloidalpropellers im Kanal ohne Umströmungsmöglichkeit sowie in der freien Strömung ohne signifikanten Aufstau des Oberwasserspiegels untersucht. Hieraus konnten bislang keine Rückschlüsse auf den Übergangsbereich gezogen werden. Da die Effizienz im Übergangsbereich von der Schaufelform, dem Verhältnis aus Durchmesser des Rotors zur Breite des Gerinnes sowie von den Parametern Phasenwinkel, Durchfluss bzw. Strömungsgeschwindigkeit und der Fließtiefe abhängig ist, ist eine direkte Berechnung anhand der bislang durchgeführten Untersuchungen nicht möglich. Am ersten Prototyp StECon1 mit linsenförmigen Schaufeln wurde sowohl in der begrenzten, als auch in der freien Strömung die Maximaleffizienz bestimmt, wodurch vorab mögliche Verläufe der Effizienz im Übergangsbereich abgeschätzt werden können. Drei mögliche Effizienzverläufe (polynomisch fallend/steigend und linear verlaufend), ausgehend von Maximalwirkungsgrad in der begrenzten Strömung ($B_{\text{Kanal}}/D = 1$) von $\eta = 40\%$ bis zum Maximalwirkungsgrad in der freien Strömung ($B_{\text{Kanal}}/D = \infty$) von $\eta = 23\%$, sind in Abbildung 11-1 dargestellt. Denkbar wäre einer dieser Verläufe am Beispiel eines Zykloidalpropellers mit linsenförmigen Schaufeln, jedoch könnte die Effizienz aufgrund der Auswirkungen des Aufstaus auf den Optimalphasenwinkel im Übergangsbereich einen anderen Verlauf, z. B. S-förmig, einnehmen. Dieser bewegt sich jedoch innerhalb der in Abbildung 11-1 dargestellten polynomischen Verläufe (grün und blau dargestellt). Zur Spezifizierung des Effizienzverlaufs im Übergangsbereich sind daher weitere physikalische bzw. numerische Untersuchungen zur Bestimmung des Effizienzverhaltens notwendig.

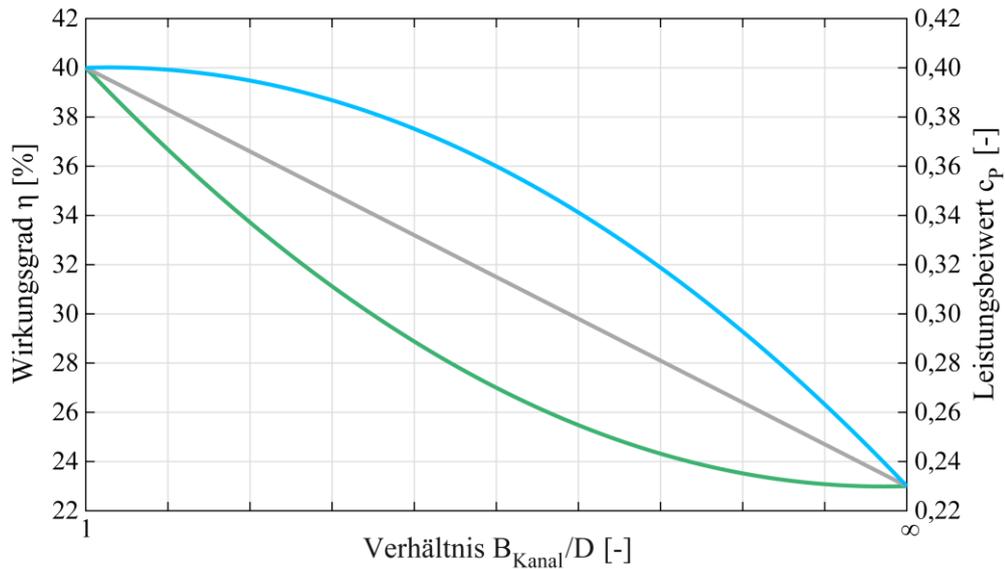


Abbildung 11-1: Mögliche Verläufe der Maximal-effizienz des StECon1 mit linsenförmigen Schaufeln zwischen der begrenzten und der freien Strömung. Hierbei stellt $B_{\text{Kanal}}/D = 1$ die begrenzte Strömung ohne Umströmungsmöglichkeit und $B_{\text{Kanal}}/D = \infty$ die freie Strömung ohne Aufstauwirkung

Zur Steigerung der Leistung von Zyklodialpropellern ist die Verwendung eines Diffusors interessant. Gegenüber axial angeströmten Strömungswandlern besteht der Vorteil, dass der Diffusor in Form eines Kanals mit unterstromiger Aufweitung konstruiert werden kann und im Betrieb an der Wasseroberfläche keine vollständige Ummantelung des Strömungswandlers voraussetzt. Dies ist ebenfalls für den Einsatz in Fließgewässern mit geringer Fließtiefe möglich, da der StECon bei vertikaler Ausrichtung keine Mindestfließtiefe benötigt. Durch die Verwendung eines Diffusors wird die Durchströmgeschwindigkeit am Strömungswandler gesteigert, wodurch die zur Verfügung stehende hydraulische Leistung erhöht wird. Neben der Leistungssteigerung könnte die Verwendung eines Diffusors in Abhängigkeit von der Diffusorausprägung ebenfalls zur Verbesserung des Wirkungsgrades führen.

Die Gruppe der Zyklodialpropeller ist wegen seiner Vielzahl an beweglichen Teilen vergleichsweise wartungsintensiv und erreicht gegenüber gängigen Auftriebsläufern einen geringeren Leistungsbeiwert. Die Verwendung als ausschließlicher kinetischer Wasserkraftwandler ist daher unwirtschaftlich. Dennoch sind Zyklodialpropeller für spezielle Anwendungsgebiete interessant. Eines der für Zyklodialpropeller interessanten Anwendungsgebiete ist die Verwendung als hybrides System, also als ein energierückgewinnender Antrieb. Bisher sind Zyklodialpropeller, wie etwa der Voith-Schneider-Propeller, als konventioneller Antrieb von z. B. Hafenschleppern zur Gewährleistung einer hohen Manövrierbarkeit bereits in Verwendung. Eine Energierückgewinnung im Abbremsvorgang ist aber wegen des aufwendigen Pleuelstangengetriebes nicht umsetzbar. Die Kinematik des StECon gewährleistet

hingegen den Betrieb in beide Drehrichtungen, weswegen die weitere Untersuchung des in dieser Arbeit erläuterten Wirkprinzips als Grundlage für die hybride Nutzung eines Zykloidalpropellers erforscht werden sollte.

12 Quellenverzeichnis

12.1 Veröffentlichungen

- Anderer, P., Dumont, U., Heimerl, S., Ruprecht, A., & Wolf-Schumann, U. (2010): Das Wasserkraftpotenzial in Deutschland. *WasserWirtschaft*, 100(2010), 12-16.
- Andritz (2016): Development of ANDRITZ HYDRO Hammerfest's Tidal Technology. Powerpoint-Präsentation.
- Bagg, A. M. (2001): Wasserhebevorrichtungen im alten Mesopotamien. *Wasser & Boden* 53 (6)
- Baker, N. J.; Mueller, M.A.; Watchorn, M.; Slee, D.; Haydock, L.; Brown, N. (2002) Direct drive power take off for the stingray tidal current generator. Proceedings of the International Conference on Marine Renewable Energy (MAREC) 2002, pp. 1-10, London
- Barthel, C. (2018): Horizontal²Wasserrad. Vortrag im Rahmen des Fachforums Fluss-Strom^{Plus} am 26.09.2018, EXFA Magdeburg
- Bendemann, F. (1910): Luftschraubenuntersuchenden. *Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt*, Nummer 7, pp. 177-198
- Benelghali, S.; Benbouzid, M. E. H.; Charpentier, J. F. (2007): Marine tidal current electric power generation technology: State of the art and current status. Proceedings of the 2007 IEEE IEMDC, Antalya (Turkey), pp. 1407-1412
- Betz, A. (1920): Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, Heft 26
- Betz, A. (1926): *Wind-Energie und ihre Ausnutzung durch Windmühlen*. Vandenhoeck & Ruprecht, Göttingen. Ökobuch Verlag, Staufen 1994 (unveränderter Nachdruck). ISBN 3922964117
- Betz, A. (1959): *Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen*. Verlag G. Braun, Karlsruhe
- Beyer, J. M. (1735): *Theatrum Machinarum Molarium, oder Schau-Platz der Mühlen-Bau-Kunst*, Leipzig, Wolfgang Deer. ETH-Bibliothek Zürich
- BMU (2004): *Erneuerbare Energien – Innovationen für die Zukunft*. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. Online verfügbar unter:

https://www.dlr.de/tt/PortalData/41/Resources/dokumente/institut/system/publications/broschuere_ee_innov_zukunft.pdf, zuletzt geprüft am 27.02.2020

- Bohl, W. & Elmendorf, W. (2014): Technische Strömungslehre. Vogel Verlag, Würzburg, ISBN: 978-3-8343-3329-2
- Bonino, M. (1981): Rafts and dugouts in central Italy - the primitive phase of local inland boatbuilding, *The Mariner's Mirror*, 67(2), 125-148
- Bothezat, G. (1917): Research of work phenomenon for propeller with blades, Petrograd. English translation in: the General Theory of Blade Screw, Chapter 3. NACA Report, 29. pp. 198-225
- Bourne, J. (1855): A treatise on the screw propeller: With Various Suggestions of Improvement. Longman, Brown, Green, and Longmans. London
- Broes, K. (2003): Over Schipmolens en andere onderslagmolens met in hoogte verstelbare wateras. *Molenecho's, Vlaams tijdschrift voor Molinologie*
- BSTBl (1995): AFA-Tabelle für den Wirtschaftszweig „Energie- und Wasserversorgung“. Bundesministerium der Finanzen, Aktenzeichen IV A 8-S 1551-9/95, 45-S 1551-20
- Buchanan, R. (1816): A practical treatise on propelling vessels by steam. Glasgow, R. Ackerman
- Calvo, E. (2008): A Shared Legacy: Islamic Science East and West: homage to Professor J. M. Millàs Vallicrosa. Edicions Universitat Barcelona
- Chettar, N.; Narayan, S.; Goundar, J. N.; Deo, A. (2015): Design of a Gorlov Turbine for Marine Current Energy Extraction. *Applied Mechanics and Materials Vol 772*, pp 556-560, Trans Tech Publications, Switzerland. Doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.772.556
- Clark, B. (2007): Steamboat Evolution – A Short History. Lulu.com, ISBN: 978-1-847-53201-5
- Coiro, D. P.; De Marco, A.; Nicolosi, F.; Melone, S.; Montella, F. (2005): Dynamic Behaviour of the Patented Kobold Tidal Current Turbine: Numerical and Experimental Aspects. *Acta Polytechnica Vol. 45 No. 3*, Czech Technical University of Prague
- Croft, T. & Tangermann, E. J. (1939): Steam-Engine Principles and Practice (Power Plant Series). Ausgabe 2, McGraw-Hill Verlag, University of Michigan

- De Decker, K. (2010): Boat mills: water powered, floating factories. Low-Tech Magazine. Online verfügbar unter: <http://www.lowtechmagazine.com/2010/11/boat-mills-bridge-mills-and-hanging-mills.html>, letzter Aufruf 10.10.2018
- Defense Mapping Agency (1983): Sailing Directions (enroute) for East Africa and the South Indian Ocean. Vol. 171, United States Defense Agency, Hydrographic/Topographic Center, UC Southern Regional Library Facility
- Diderot, D. (1751): Ship mill, Encyclopédie ou Dictionnaire raisonné des sciences, des arts et des métiers
- Dingler, J. G. (1830): Polytechnisches Journal. Band 36, voll. XXXVI, J. G. Cotta, Stuttgart
- Drzewiecki, S. (1920): Théorie générale de l'hélice: hélices aériennes et hélices marines. Paris, Gauthier-Villars et cie.
- Dumont, U.; Anderer, P.; Schwevers, U. (2015): Handbuch Querbauwerke. Ministerium für Umwelt und Naturschutz, Landwirtschaft und Verbraucherschutz des Landes Nordrhein-Westfalen. Klenkes-Druck & Verlag GmbH Aachen. ISBN: 978-3-9810063-2-1
- Duvoy, P. & Toniolo, H. (2012) HYDROKAL: a module for in-stream hydrokinetic resource assessment. Computers & Geosciences, 39, 171-181
- DWA (2014): DWA- M 509: Fischaufstiegsanlagen und fischpassierbare Bauwerke – Gestaltung, Bemessung, Qualitätssicherung. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V. ISBN: 978-3-942964-91-3
- EEG (2017): Erneuerbare-Energien-Gesetz. Fassung 2016/2017. Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz
- Ehrlenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U. (2003): Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren – Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung. 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-662-08195-2
- Elbatran, A. H.; Yaakob, O. B.; Ahmed, Y. M.; Shabara, H. M. (2015): Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 43, 40-50, Elsevier, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.045>
- Evers, H. (1875): Steam and the Steam Engine: Land and Marin. Glasgow, William Collins and Sons

- Ficken, N. L.; Dickerson, M. C. (1969): Experimental Performance and Steering Characteristics of Cycloidal Propellers. Department of the Navy, Naval Ship Research and Development Center, Washington D. C.
- Froude, R. E. (1889): On the part played in propulsion by differences of fluid pressure. 13th Session of the Institution of Naval Architects, number 30, pp. 390-405
- Gasch, R.; Twele, J. (2010): Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb. 6. Auflage, Springer-Verlag. ISBN: 9783834806932
- Giesecke, J.; Heimerl, S., Mosonyi, E. (2014): Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb. 6. Auflage, Springer-Verlag. ISBN: 9783642538704
- Glauert, H. & Holl, H. (1929): Die Grundlagen der Tragflügel- und Luftschraubentheorie. Springer Verlag Berlin-Heidelberg. ISBN 978-3-642-47494-1
- Gorban, A. N.; Gorlov, A. M.; Silantyev, V. M. (2001): Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow. Journal of Energy Resources Technology, Volume 123, Issue 4, pp. 311-317
- Gorlov, A. M. (1998): Helical turbines for the Gulf Stream. Marine Technology, 35, No. 3, pp. 175-182
- Goude, A.; Lundin, S.; Leijon, M. (2009): A parameter study of the influence of struts on the performance of a vertical-axis marine current turbine. Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden
- Gräf, D. (2006): Boat Mills in Europe from Early Medieval to Modern Times. Landesamt für Archäologie mit Landesmuseum für Vorgeschichte, Dresden, ISBN: 39-10-00873-9
- Gregorovius, F. (1978): Geschichte der Stadt Rom im Mittelalter: vom V. bis zum XVI. Jahrhundert (Vol. 1). CH Beck.
- Gürbüz, A. (2006). The role of hydropower in sustainable development, *History*, 20, 25-000.
- Haberman, W. L.; Caster, E. B. (1962): Performance of Vertical Axis (Cycloidal) Propellers According to Isay's Theory. International Shipbuilding Progress, Vol. 9, No. 90, p. 81-90
- Haberman, W. L.; Harley, E. E. (1961): Performance of Vertical Axis (Cycloidal) Propellers Calculated by Taniguchi's Method. David Taylor Model Basin Report 1564

- Han, S. H.; Lee, K. S.; Yum, K. D.; Park, W. S.; Park, J. S. (2009): Evaluation of helical turbine efficiency for tidal current power plant based on in-situ experiment. Proceedings of the 5th International Conference on Asian and Pacific Coasts, Vol. 4, pp. 315-321, Singapore
- Hansen, R. D. (2007): Water wheels. WaterHistory.org. online verfügbar unter: <http://citeserx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.693.3354&rep=rep1&type=pdf>, letzter Aufruf: 09.10.2018
- Harcourt, F. (1992): Charles Wye Williams and Irish Steam Shipping, 1820-50. The Journal of Transport History, Vol 13, Issue 2. University of London, doi.org/10.1177/002252669201300205
- Hau, E. (2017): Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit. 6. Auflage, Springer-Verlag. ISBN: 9783662109526
- Helm, V. K. (1967): Study of a high-speed paddle wheel to propel shallow-draught inland vessels. Schiff und Hafen, 10: 688-703
- Holmes, U. T. (1952): Daily Living in the Twelfth Century, Based on the Observations of Alexander Neckam in London and Paris, The University of Wisconsin Press, London, pp. 103-104
- Hooke, R. (1683): Philosophical collections. Royal Society of London. v. 13
- Hwang, S.; Lee, Y. H.; Kim, S. J. (2009): Optimization of cycloidal water turbine and the performance improvement by individual blade control, Applied Energy 86, 1532-1540
- IEC (1999): Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests. Version 2. Geneva: International Electrotechnical Commission
- Isay, W. H. (1956): Zur Berechnung der Strömung durch Voith-Schneider-Propeller. Ingenieur-Archiv, 24(3), 148-170.
- Isay, W. H. (1957): Der Voith-Schneider-Propeller im Nachstrom eines Schiffsrumpfes. Ingenieur-Archiv, Volume 26, Issue 3, p. 220-232
- Isay, W. H. (1958): Ergänzungen zur Theorie des Voith-Schneider-Propellers. Ingenieur-Archiv, Volume 25, Issue 5, p. 303-318
- Jensen, J.; Metzger, J.; Küppers, J.-P.; Reinicke, T.; Lohr, W. (2019): Nutzung kleiner Wasserkraftpotenziale (potenzielle und vorrangig kinetische Energie) an bestehenden Infrastrukturen mit dem neuartigen Energiewandler StECon (StECon-Infra). Unveröffentlichter Projektbericht

- Jensen, J.; Stiller, H.-L.; Wieland, J.; Schmidt, J.; Lohe, R.; Lohr, W.; Jung, T. (2015): Das StEwaKorad - eine neue Wasserkraftmaschine für die Gewinnung von Energie aus Fließgewässern, *Korrespondenz Wasserwirtschaft*, 8 (5): 272 – 274, 2015
- Jensen, J.; Wieland, J.; Schmidt, J.; Metzger, J.; Stiller, H.-L.; Lohe, R.; Lohr, W.; Jung, T.; Cramer, J. (2016): Wissenschaftliche Erschließung der Leistungsmerkmale und Kennzahlen zum StEwaKorad (Stiller Energiewandler Kompaktwasserrad) für die Gewinnung regenerativer Energie aus Fließgewässern im Fallhöhenbereich der tief- bzw. unterschlächtigen Wasserräder einschl. Meeresströmungen. Abschlussbericht BMWi-Projekt StEwaKorad. Online verfügbar unter: <https://www.tib.eu/de/suchen/id/TIB-KAT%3A88032774X/Wissenschaftliche-Erschließung-der-Leistungsmerkmale/>; zuletzt geprüft am 20.02.2019
- Jensen, J.; Bender, J.; Metzger, J.; Wieland, J.; Reinicke, T.; Lohr, W.; Küppers, J. P. (2020): Nutzung kleiner Wasserkraftpotenziale (potenzielle und vorrangig kinetische Energie) an bestehenden Infrastrukturen mit dem neuartigen Energiewandler StECon. Unveröffentlichter Abschlussbericht EFRE-Projekt StECon-Infra.
- Jing, F.; Sheng, Q.; Zhang, L. (2014): Experimental research on tidal current vertical axis turbine with variable-pitch blades, *Ocean Engineering* 88, 288-241
- Joukowski, J. N. (1912): Vortex theory of the screw Propeller I. Trudy Avia Raschetno-Ispy-tatel'nogo Byuro (in Russian). Also published in Gauthier-Villars et Cie. (eds). *Théorie Tour-billonnair de l'Hélice propulsive*, Quatrième Mémoire. 1929; 1: 147., 16(1): 1-31
- Joukowski, J. N. (1914): Vortex theory of the screw Propeller II. Trudy Avia Raschetno-Ispy-tatel'nogo Byuro (in Russian). Also published in Gauthier-Villars et Cie. (eds). *Théorie Tour-billonnair de l'Hélice propulsive*, Quatrième Mémoire. 1929; 2: 4893., 17(1): 1-33
- Joukowski, J. N. (1915): Vortex theory of the screw Propeller III. Trudy Avia Raschetno-Ispy-tatel'nogo Byuro (in Russian). Also published in Gauthier-Villars et Cie. (eds). *Théorie Tour-billonnair de l'Hélice propulsive*, Quatrième Mémoire. 1929; 3: 4893., 17(2): 1-23
- Joukowski, J. N. (1915): Vortex theory of the screw Propeller IV. Trudy Avia Raschetno-Ispy-tatel'nogo Byuro (in Russian). Also published in Gauthier-Villars et Cie. (eds).

- Théorie Tour-billonnair de l'Hélice propulsive, Quatrième Mémoire. 1929; 4: 123198., 3: 1-97
- Junge, G. (2010): Einführung in die Technische Strömungslehre. Carl Hanser Verlag München, ISBN: 978-3-446-44430-0
- Jürgens, B., Fork, W. (2002): Faszination Voith-Schneider-Propeller. Geschichte und Technik. Koehlers Verlag Hamburg, ISBN: 3-7822-0854-4
- Jürgens, D.; Palm, M.; Singer, S.; Urban, K. (2007): Numerical optimization of the Voith-Schneider Propeller. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, No. 10, p. 698-710. DOI: 10.1002/zamm.200510345
- Kaltschmitt, M.; Wiese, A.; Streicher, W. (2013): Erneuerbare Energien – Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-642-03248-6
- Keunecke, R. (2015): Marktanalyse zur Vorbereitung von Ausschreibungen – Vorbereitung und Begleitung der Erstellung des Erfahrungsberichts 2014 gemäß §65 EEG. Im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie. Online verfügbar unter: www.erneuerbare-energien.de/EE/Redaktion/DE/Downloads/bmwi_de/marktanalysen-studie-wasserkraft.pdf?__blob=publicationFile&v=4; zuletzt geprüft am 24.02.2020
- Kääh, A.; Lamare, M.; Abrams, M. (2013): River ice flux and water velocities along a 600 km-long reach of Lena River, Siberia, from satellite stereo. Hydrology and Earth System Sciences, 17, 4671-4683, doi:10.5194/hess-17-4671-2013
- Kirsten, F. K. (1928): Cycloidal Propulsion Applied to Aircraft. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 50 (12), p. 25-47
- Krause, H.; Mrech, H. (2017): Neue innovative Wasserkraftmaschinen- Universelles Staudruckwasserrad, Horizontal²Wasserrad und Hydrokinetische Turbinen. Präsentation, 2. Fachforum Fluss-Strom^{Plus} Magdeburg, 27.09.2017
- Küppers, J.-P.; Metzger, J.; Jensen, J.; Reinicke, T. (2019): Performance Optimization of a Kirsten-Boeing Turbine by A Metamodel Based on Neural Networks Coupled with CFD. Energies 2019, wave and tidal energy, 12, 1777, doi:10.3390/en12091777
- Laws, D. & Epps, B. (2016): Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 57, Pages 1245-1259, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.189>

- Lee, S. (1895): Oldham, John (1779-1840). Dictionary of National Biography. 42. London. Smith, Elder & Co.
- Lundin, S.; Forslund, J.; Goude, A.; Grabbe, M.; Yuen, K.; Leijon, M. (2016): Eperimental demonstration of performance of a vertical axis marine current turbine in a river. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 8, 064501, doi: 10.1063/1.4971817
- Lüthje, S. (2012): Schiffmühlen – 1400 Jahre schwimmende Mühlen mit Wasserkraftantrieb, nun Wiedergeburt in Ginsheim am Rhein im Jahre 2011. DWhG – Zehn Jahre wasserhistorische Forschungen und Berichte, Schriften der DWhG, Band 20.2, S. 587-592
- MacGregor, J. (1858): Journal of the Society of Arts, Vol. 6, no. 282. The Journal of the Society of Arts. 6(282), 333-346
- Marine Current Turbines (2016): SeaGen-S 2MW – Broschüre. Online verfügbar unter: <https://www.atlantisresourcesltd.com/wp/wp-content/uploads/2016/08/SeaGen-Broschure.pdf>, zuletzt geprüft am 10.02.2019
- Metzger, J.; Schmidt, J.; Wieland, J.; Stiller, H.-L.; Jensen, J. (2016): Optimierung der Schaufelruderform der neuartigen Wasserkraftmaschine StECon zur Nutzung der Strömungsenergie. Beiträge zum 18. Gemeinschafts-Symposium der Wasserbau-Institute TU München, TU Graz und ETH Zürich, 29. Juni bis 1. Juli 2016 in Wallgau (Oberbayern), Berichte des Lehrstuhls und der Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft Nr. 134 / 2016, ISBN: 978-3-940476-10-3
- Miller, R. (1972): Energietechnik und Kraftmaschinen. Techniklexikon, Band 6 – Triebwerkschmierung – zylindrische Kesselteile. Rowohlt Taschenbuch-Verlag, Reinbek bei Hamburg. ISBN: 3-499-19043-5
- Moble, B. (2010): Fundamental understanding of the cycloidal-rotor concept for micro air vehicle applications. Dissertation. Faculty of the Graduate School, University of Maryland
- Mondl, F. (2016): Leistungsdiagramm der Strom-Boje 3. Online verfügbar unter www.aqua-libre.at, zuletzt geprüft am 03.04.2019
- Moritz, L. A. (1956): Vitruvius' water-mill. The Classical Review, 6(3/4), 193-196. Cambridge University Press
- Mosonyi, E. (1963): Water Power Development. Low-Head Power Plants. 2 Bde. Budapest, Akadémiai Kiadó

- Mrech, H.; Trautsch, S. (2017): Innovative Wasserkraftmaschinen – Hydrokinetische Turbinen. Präsentation, 2. Fachforum Fluss-Strom^{Plus} Magdeburg, 27.09.2017
- Nakonechny, B. V. (1961): Experimental Performance of a Six-Bladed Vertical Axis Propeller. David Taylor Model Basin Report 1446
- Nakonechny, B. V. (1974): Design of a 9-Inch Cycloidal Propeller-Model Unit and Some Experimental Results. NSRDC Report 3150
- Needham, J. (1971): Wheels ex-aqueous and ad-aqueous; ship-mill and paddle-boat in east and west. In: Science and Civilisation in China, Vol. 4: Physics and Physical Technology, Part 3: Civil Engineering and Nautics
- Niederhausen, H. & Burkert, A. (2014): Elektrischer Strom – Gesteherung, Übertragung, Verteilung, Speicherung und Nutzung elektrischer Energie im Kontext der Energiewende. Springer Vieweg, ISBN: 978-3-8348-2492-9
- Paish, O. (2002): Small hydro power: technology and current status. Renew Sustain Energy Rev, 6, 537-556
- Perrault, C (1692): An Abridgment of the Architecture of Vitruvius, London, Abel Swall and T. Child
- Pietschmann, P. (2003): Numerische Optimierung der hydromechanischen Parameter des Voith Schneider-Propellers. Diplomarbeit, Universität Ulm
- Prandtl, L. (1904): Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. Verhandlungen des III. Internationalen Mathematiker-Kongresses, Heidelberg, S. 484-491. Leipzig: Teubner 1905
- Quaschnig, V. (2019): Regenerative Energiesysteme. Technologie – Berechnung – Klimaschutz. Carl Hanser Verlag München, 10. Auflage, ISBN: 978-3-446-46113-0
- Rankine, W. J. M. (1885): On the mechanical principles of the action of propellers. In 6th session of the Institution of Naval Architects, number 9, pp. 13-19
- Rapp, H. (2013): Energieversorgung im Wandel. Hoffnungen und Fakten zur Energiewende. Pro Business Verlag, ISBN: 978-3-864-60060-9
- Rashed, R. (2002): Encyclopedia of the History of Arabic Science. Routledge, London and New York, ISBN: 0-415-12410-7

- Reynolds, T. S. (2002): *Stronger Than a Hundred Men: A History of the Vertical Water Wheel* (Johns Hopkins Studies in the History of Technology). The Johns Hopkins University Press, Baltimore and London. ISBN: 978-0-8018-7248-8
- Rubin, E. & De Coninck, H. (2005): *IPCC special report on carbon dioxide capture and storage. Cambridge University Press. Cost Curves for CO2 Storage, Part 2*
- Rudder, D. (2010): *Model of Buchanan's feathering paddle wheel. Made by Schroder, I. in Darmstadt, Germany, 1884.*
- Sachse, H. (1926): *Kristen-Boeing propeller, Technical memorandums, National advisory committee for aeronautics, No. 351, Washington*
- Saunders, H. E. (1957): *Hydrodynamics in ship design, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Voll. I-II*
- Schatter, W. (1987): *Windkonverter. Bauarten, Wirkungsgrade, Auslegung. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH. Braunschweig. ISBN: 978-3-528-0335-2*
- Schmidt, J.; Stiller, H.-L.; Jensen, J.; Wieland, J.; Metzger, J.; Lohr, W.; Lohe, R.; Jung, T.; Cramer, J. (2015b): *Das StEwaKorad – Wissenschaftliche Erschließung der Leistungsdaten einer neuen Wasserkraftmaschine für die Gewinnung von Energie aus Fließgewässern, Tagungsbandbeitrag OTTI in Liechtenstein (2015)*
- Schmitz, G. (1955): *Theorie und Entwurf von Windrädern optimaler Leistung. Wissenschaftliche Zeitschrift der Universität Rostock 5(5): 379-391*
- Schneider, E.; Ehrhart, J.; Kreitner, J. (1931): *Blade wheel with movable blade. Patent No. US1823168*
- Schneider, H. (2013): *Mill. The Encyclopedia of Ancient History. Wiley Online Library*
- Schottel (2014): *Schottel Hydro – Cost-effective power from currents. Produktbroschüre von Schottel Hydro. Online verfügbar unter: https://www.schottel.de/fileadmin/data/pdf/SCHOTTEL_HYDRO/SCHOTTEL_HYDRO_Instream_Energy.pdf, zuletzt geprüft am 11.02.2019*
- Seaton, A. E. (1909): *The Screw Propeller: And Other Competing Instrument for Marine Propulsion. ISBN: 978-1332068258*
- SIBAU (2017): *Vom River Rider zum Fluss-Strom Flottillenkraftwerk. Präsentation der SIBAU Genthin GmbH & Co. KG. 2. Fachforum Fluss-Strom^{Plus} Magdeburg, 27.09.2017*

- Sicard, G. (2015): *The Origins of Corporatins: The Mills of Toulouse in the Middle Ages*, Yale University Press, New Haven, London. ISBN: 978-0-300-15648-5
- Siegel, S.G.; Seidel, J.; Cohen, K.; McLaughlin, T.E. (2007): *A Cycloidal Propeller Using Dynamic Lift*, 37th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit
- Siegel, S.G., Jeans, T.; McLaughlin, T.E. (2011): *Deep ocean wave energy conversion using a cycloidal turbine*, *Applied Ocean Research* 33, 110-119
- Siegel, S.G. (2019): *Numerical Benchmarking Study of a Cycloidal Wave Energy Converter*, *Renewable Energy* 134, 390-405
- Siemens, W. (1867a): *On the conversion of dynamical into electrical force without the aid of permanent magnetism*. *Proceedings of the Royal Society of London*. 15, p. 367-369. doi: 10.1098/rspl.1866.0082 2053-9126
- Siemens, W. (1867b): *Über die Umwandlung von Arbeitskraft in elektrischen Strom ohne Anwendung permanenter Magnete*. In: *Annalen der Physik*. Band 206, Nr. 2, p. 332-335, doi: 10.1002/andp.18672060113
- Sigloch, H. (2013): *Strömungsmaschinen. Grundlagen und Anwendungen*. 5. Auflage, Carl Hanser Verlag München, ISBN: 978-3-446-43242-0
- Simmonds, P. L., Odling, W. & Matthews, J. (1860): *Journal of the Society of Arts*, Vol. 8, no. 375. *The Journal of the Society of Arts*, 8(375), 153-170
- Sparenberg, J. A. (1960): *On the Efficiency of a Vertical-Axis Propeller*. *Trans. Third Symposium on Naval Hydrodynamics*, p. 45-60
- Spratt, H. P. (1953): *Handbook of the Collections illustrating Marine Engineering. Part II, Descriptive catalogue Her Majesty's Stationery Office*
- Stein, E. (2013): *The History of Theoretical, Material and Computational Mechanics – Mathematics Meets Mechanics and Engineering*. Springer Science & Business Media, ISBN: 978-3-642-39904-6
- Stewart, R. H. (2000): *Introduction To Physical Oceanography*. Department of Oceanography Texas A & M University
- Strobl, T. & Zunic, F. (2006): *Wasserbau. Aktuelle Grundlagen – Neue Entwicklungen*. Springer Berlin Heidelberg New York, ISBN: 978-3-540-22300-9
- Strobl, T., Zunic, F. (2006): *Wasserkraft. Wasserbau: Aktuelle Grundlagen – Neue Entwicklungen*, S. 299-354, Springer-Verlag, Berlin

- SVA (2014): Performance of the turbine SHP002 from Smart Hydro Power. Report 4261.1, Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam. Herausgabe per E-Mail durch Dr. Kolmsee (18.12.2016)
- Taniguchi, K. (1944): An Approximate Solution of the Voith-Schneider Propeller. Journal Zosen Kokai (Society of Naval Architects in Japan), Vol. 74, p. 153-161
- Taniguchi, K. (1950): Hydrodynamic Investigations of the Blade Wheel Propeller. Journal Zosen Kokai, Vol. 88, p. 63-74
- Taniguchi, K. (1960): Studies on a Trochoidal Propeller. Doctor of Engineering Thesis, Tokyo University
- Taylor, R. (2002): Tiber River Bridges and the Development of the Ancient City of Rome. The Waters of Rome, 2, 1-20
- The Engineering Business Ltd. (2005): Stingray tidal steam energy device – phase 3. Report, Doc Ref: T/06/00230/00/REP URN 05/864.
- Tredgold, T. (1838): The Steam Engine: Its Invention and Progressive Improvement, an Investigation of its Principles, and its Application to Navigation, Manufactures, and Railways, Vol. 1., London. John Weale
- Van Bavel, B., Buringh, E. & Dijkman, J. (2018): Mills, cranes and the great divergence: the use of immovable capital goods in western Europe and the Middle East, ninth to sixteenth centuries. The Economic History Review, 71(1), 31-54
- Van Kuik, G. A. M. (2017): Joukowski actuator disc momentum theory. Wind Energy Science, 2, 307-316, <https://doi.org/10.5194/wes-2-307-2017>
- Van Manen, J. D. (1966): Results of Systematic Tests with Vertical Axis Propellers. International Shipbuilding Progress, Vol. 13, p. 382-398
- Vetchinkin, V. P. (1913): Calculation of screw propeller, part I. Bulenteni Politekhnikheskogo obshestva (in Russian), number 5
- Vetchinkin, V. P. (1918): Calculation of screw propeller, part II. Trudy Avia Raschetno-Ispytatelnogo Byuro, number 4, pp. 1-129
- Volpich, H., Bridge, I. C. (1955): Paddle wheels: Part I (Preliminary model), Part II (Further model experiments), Part III (Ship/Model correlation). Transactions of the Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland

- Von König, F. (1982): Das praktische Windenergie-Lexikon: 1700 Stichwörter. Müller, Karlsruhe. ISBN: 3-7880-7191-5, S. 4.
- Watter, H. (2015): Regenerative Energiesysteme. Grundlagen, Systemtechnik und Analysen ausgeführter Beispiele nachhaltiger Energiesysteme. Springer Verlag, 4. Auflage, ISBN: 978-3-658-09638
- Weißbach, D.; Ruprecht, G.; Huke, A.; Czerski, K.; Gottlieb, S.; Hussein, A. (2013): Energy intensities, EROIs (energy returned on invested), and energy payback times of electricity generating power plants. Energy Volume 51, pp. 210-221, Elsevier.
- Weisbach, J. (1888): Die Statik der Bauwerke und die Mechanik der Umtriebsmaschinen. Fünfte umgearbeitete und vervollständigte Auflage. Durck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn, Braunschweig
- Wheatley, J. B. (1933): Simplified aerodynamic analysis of the cyclogiro rotating-wing system. Technical notes, National advisory committee for aeronautics, No. 467, Washington
- Wheatley, J. B.; Windler, R. (1935): Wind-tunnel tests of a cyclogiro rotor. National advisory committee for aeronautics, No. 528, Washington
- Wikander, Ö. (2000) The Water-Mill, Handbook of Ancient Water Technology, Technology and Change in History, 2, Leiden: Brill, pp. 371-400, ISBN 90-04-11123-9
- Winter, E. (2014): Gabler Wirtschaftslexikon. 18. Auflage, Springer Gabler, ISBN: 978-3834934642
- Wray, G.; Starret, J. (1970): A model study of the hydrodynamic characteristics of a series of paddle-wheel propulsive devices for high-speed craft. Stevens Institute of Technology, Hoboken, New Jersey, Davidson Laboratory
- WRRL (2000): Wasserrahmenrichtlinie – Richtlinie 2000/60/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 23. Oktober 2000 zur Schaffung eines Ordnungsrahmens für Maßnahmen der Gemeinschaft im Bereich der Wasserpolitik, 23.10.2000
- Zhang, J; Moreau, L.; Machmoum, M.; Guillerm, P. E. (2014): State of the art in tidal current energy extracting. Proceedings of the 2014 IEEE ICGE, Sfax (Tunisia), pp. 1-7
- Zhou, Z.; Scuiller, F.; Charpentier, J. F.; Benbouzid, M.; Tang, T. (2014): An Up-to-Date Review of Large marine Tidal Current Turbine Technologies. Power Electronics and Application Conference, Shanghai (China)

12.2 Internetquellen

- Andritz (2011): Homepage von Andritz Hydro Hammerfest. Online verfügbar unter: www.andritzhydrohammerfest.co.uk, zuletzt geprüft am 10.02.2019
- Aqua Libre (2019): Internetauftritt von Aqua Libre. Online verfügbar unter: <http://www.aqualibre.at>, zuletzt geprüft am 17.02.2019
- Atlantis Resources Cooperation Ltd. (2011): Internetauftritt der Atlantis Resources Cooperation Ltd. Online verfügbar unter: <http://www.atlantisresourcescorporation.com>, zuletzt geprüft am: 12.02.2019
- Babcock, B. E. (2000): The Design, Construction, and Use of a SMALL PRONY BRAKE. Online verfügbar unter: <https://www.gasenginemagazine.com/farm-shows/the-design-construction-and-use-of-a-small-prony-brake>, zuletzt geprüft am 16.06.2020
- BAW (2020): Ethohydraulische Versuche an der BAW. Internetauftritt der Bundesanstalt für Wasserbau (BAW). Online verfügbar unter: <https://www.baw.de/DE/wasserbau/themen/umwelt/ethohydraulik/ethohydraulik.html>, zuletzt geprüft am 21.04.2020
- BMWi (2018): Erneuerbare Energien. Internetauftritt des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie. Online verfügbar unter: <https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Dossier/erneuerbare-energien.html>, zuletzt geprüft am: 28.05.2020
- BMWi (2020): Wasserkraft. Informationsportal Erneuerbare Energien – Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Online verfügbar unter: <https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Navigation/DE/Technologien/Wasserkraft/wasserkraft.html>, zuletzt geprüft am: 28.05.2020
- EMEC (2019): Homepage of the European Marine Energy Centre Ltd. Online verfügbar unter: <http://www.emec.org.uk/>, zuletzt geprüft am 10.02.2019
- Farinia (2014): The Installation of Sabella D10 has begun. Online-Artikel der Farinia Group. Online verfügbar unter: <https://www.farinia.com/news/2014/installation-sabella-d10-has-begun>, zuletzt geprüft am 11.02.2019
- Fluss-Strom (2019): Internetauftritt vom Wachstumskern Fluss-Strom. Online verfügbar unter: <http://www.flussstrom.eu/index.html>, zuletzt geprüft am 16.02.2019
- Göllner (2017): Schneiderpropeller (Geschwindigkeit) – Abbildung. Online verfügbar unter: <https://www.wikiwand.com/de/Voith-Schneider-Antrieb>, zuletzt geprüft am: 02.06.2020

- HydroQuest (2019): Internetauftritt von HydroQuest. Online verfügbar unter: <http://www.hydroquest.net/?lang=en>, zuletzt geprüft am 17.02.2019
- Köln (2017): Internetauftritt der Stadt Köln.de, zuletzt geprüft am 02.09.2020
- Lunar Energy Ltd. (2011): Internetauftritt der Lunar Energy Ltd. Online verfügbar unter: <http://www.lunarenergy.co.uk>, zuletzt geprüft am 12.02.2019
- Marineenergy (2018): Sabella sends off D10 tidal turbine to installation site. Online-Artikel von marineenergy.biz. Online verfügbar unter: <https://www.offshorewind.biz/2015/11/11/sabella-d10-feeding-power-to-french-grid/>, zuletzt geprüft am 11.02.2019
- MyGen (2014): Homepage von MyGen Tidal stream project. Online verfügbar unter: www.meygen.com/the-project, zuletzt geprüft am 10.02.2019
- New Energy Corporation (2019): Internetauftritt von New Energy Corporation. Online verfügbar unter: <http://www.newenergycorp.ca>, zuletzt geprüft am 14.02.2019
- Offshorewind (2015): Sabella D10 Feeding Power to French Grid. Onlineartikel von offshorewind.biz. Online verfügbar unter: <https://www.offshorewind.biz/2015/11/11/sabella-d10-feeding-power-to-french-grid/>, zuletzt geprüft am 11.02.2019
- RWE (2010): Voith Hydro and RWE Innogy install marine tidal current turbine off the Scottish coast. Internetartikel von RWE Innogy GmbH. Online verfügbar unter: <https://www.rwe.com/web/cms/en/113648/rwe/press-news/press-release/?pmid=4004991>, zuletzt geprüft am 11.02.2019
- Sabella (2014): Internetauftritt zur Sabella D10-Turbine. Online verfügbar unter: <http://www.sabella-d10.bzh/actu.php?id=16>, zuletzt geprüft am 11.02.2019
- Smart Hydropower (2019): Internetauftritt von Smart Hydropower. Online verfügbar unter: <https://www.smart-hydro.de>, zuletzt geprüft am 16.02.2019
- Sundermann (2019): Internetauftritt von Sundermann Water Power. Online verfügbar unter: <https://www.sundermannwaterpower.com>, zuletzt geprüft am: 16.02.2019
- Verdant Power (2019): Internetauftritt von Verdant Power. Online verfügbar unter: <https://www.verdantpower.com>, zuletzt geprüft am 13.02.2019
- Worldoceanreview (2010): Mit den Meeren leben – ein Bericht über den Zustand der Weltmeere. Antrieb des Klimas – die großen Meeresströmungen. Internetauftritt von worldoceanreview.com. Online verfügbar unter: <https://worldoceanreview.com/de/wor-1/klimasystem/grose-meeresstroemungen/>, zuletzt geprüft am 02.06.2020

12.3 Patente

- Baer, W. (1966): Rotary blade propeller with protection against overload. United States Patent Office. Patent Nr. US3241618A
- Blasier, D. J. (1881): Feathering paddle wheel. United States Patent Office. Patent Nr. US236666A
- Blasier, D. J. (1888): Feathering Paddle Wheel. United States Patent Office. Patent Nr. US385232A
- Coiro, D.; Maticena, E.; Moroso, A.; Nicolosi, F. (2005): Vertical axis water current turbine. World Intellectual Property Organization International Bureau. Patent Nr. WO 2005/024226 A1
- Darrieus, G. J. M (1931): Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current. United States Patent Office. Patent Nr. US1835018A
- Darrieus, G. J. M. (1925): Turbine à axe de rotation transversal à la direction du courant. Ministère du commerce et de l'industrie. République Française. Patent Nr. FR000000604390A
- Davis, M. A. (1897): Feathering Paddle-Wheel. United States Patent Office. Patent Nr. US574398A
- Gorlov, A. M. (1994): Unidirectional helical reaction turbine operable under reversible fluid flow for power systems. United States Patent Office. Patent Nr. US5451137A
- Keene, G. A. (1911): Feathering paddle-wheel, United States Patent Office. Patent Nr. US1010434A
- Kirsten, K. F. J. (1924): Engine-driven marine vessel. United States Patent Office. Patent nr. US1740820A
- Lee, C. C. (1899): Feathering paddle wheel, United States Patent Office. Patent Nr. US627065A
- Merkel, J. (1902): Feathering paddle wheel, United States Patent Office. Patent Nr. US701595A
- Schneider, E. (1927): Schaufelrad. Reichspatentamt, Patentschrift Nr. 453823
- Sohst, H. F. W. (1889): Feathering Paddle-Wheel. United States Patent Office. Patent Nr. US403392A

- Spencer, E. (1874): Improvement in Feathering Paddle-Wheels. United States Patent Office.
Patent Nr. US150903A
- Stiller, H. L. (2011a): HLS Kompakt Wasserrad. Deutsches Patentamt. Patent Nr.
DE102011014086B4
- Stiller, H. L. (2011b): HLS Ruderkette. Deutsches Patentamt. Patent Nr.
DE102011014085A1
- Stiller, H. L. (2014): Getriebegehäuse zur Lagerung des HLS Kompakt Wasserrades.
Deutsches Patentamt. Patent Nr. DE102014000711A1
- Strandgren, C. B. (1985): Feathering Paddle-Wheel. United States Patent Office. Patent Nr.
US4507049A
- William, H. (1877): Feathering Paddle Wheel. United States Patent Office. Patent Nr.
US189164A

Anhang

A.1 Untersuchte StECon-Varianten

Bezeichnung	Darstellung	Erklärung
StEwaKorad 1.0		Prinzipmodell Darstellung der Funktionsweise und der Anwendungsmöglichkeiten; konstruiert und hergestellt von Hans-Ludwig Stiller
StEwaKorad 2.0		Erstes Testmodell Gewinnung erster Erkenntnisse mittels Versuchen am Forschungsinstitut für Wasser und Umwelt; konstruiert und hergestellt von Hans-Ludwig Stiller
StEwaKorad 3.0		Funktionsmodell Erste senkrecht stehende Variante des StEwaKorades mit einseitiger Lagerung; konstruiert und hergestellt von Hans-Ludwig Stiller
StEwaKorad 4.0		Zweites Testmodell ($D = 0,25 \text{ m}$) Optimierte Variante mit kugelgelagertem Getriebe, rechteckige Form der Schaufeln; Schlankheitsverhältnis Schaufeln 1:6,5 Abmessung Schaufeln: 450 mm (Länge) x 98 mm (Breite) x 15 mm (Tiefe); konstruiert und hergestellt vom fwu
StEwaKorad 4.1		Zweites Testmodell Kanten der Schaufeln wurden im 30° -Winkel beidseitig angespitzt; konstruiert und hergestellt vom fwu
StEwaKorad 4.2a		Zweites Testmodell Veränderte Spaltmaße zwischen den Schaufeln (schmalere Schaufelblätter) am zweiten Testmodell; Schaufelbreite von 98 mm auf 90 mm

		reduziert; Schlankheitsverhältnis Schaufeln 1:6,2; konstruiert und hergestellt vom fwu
StEwaKorad 4.2b		Zweites Testmodell Wie StEwaKorad 4.2a, aber Spaltmaß zur Rin- nenwand verkleinert; konstruiert und herge- stellt vom fwu
StEwaKorad 4.3		Zweites Testmodell Edelstahlblechschaufeln mit verminderter Di- cke; Schlankheitsverhältnis Schaufeln ca.1:10 Abmessung Schaufeln: 450 mm (Länge) x 98 mm (Breite) x 10 mm (Tiefe); konstruiert und hergestellt vom fwu
StEwaKorad 4.4		Zweites Testmodell S-förmige 3D-gedruckte Schaufeln; Schlank- heitsverhältnis Schaufeln ca.1:6,5 Abmessung Schaufeln: 450 mm (Länge) x 98 mm (Breite) x 15 mm (Tiefe); konstruiert und hergestellt vom fwu in Kooperation mit dem PE
StECon1.0		Prototyp (D = 0,49 m) Optimiertes Getriebe, Gehäuse aus Alumi- nium, Zahnräder aus Stahl, Edelstahlblech- schaufeln (Linsenform) Abmessung Schaufeln: 585 mm (Länge) x 170 mm (Breite) x 23 mm (Tiefe); konstruiert vom kcm in Kooperation mit dem fwu und her- gestellt von Fa. Weber
StECon1.1		Prototyp Optimiertes Getriebe, Gehäuse aus Alumi- nium, Zahnräder aus Stahl, Edelstahlblech- schaufeln (Brettform) Abmessung Schaufeln: 585 mm (Länge) x 170 mm (Breite) x 6 mm (Tiefe); konstruiert vom kcm in Kooperation mit dem fwu und her- gestellt von Fa. Weber

StECon1.2		<p>Prototyp</p> <p>Optimiertes Getriebe, Gehäuse aus Aluminium, Zahnräder aus Stahl, Edelstahlblech-schaufeln (S-Form)</p> <p>Abmessung Schaufeln: 585 mm (Länge) x 170 mm (Breite) x 6 mm (Tiefe); konstruiert vom kcm in Kooperation mit dem fwu und hergestellt von Fa. Weber</p>
StECon2		<p>Zweiter Prototyp (D = 0,75 m)</p> <p>Weiterhin optimiertes Getriebe, Getriebe und Führungsscheibe aus POM, Rahmen und Schaufeln (S-Form) aus Edelstahl. Abmessung Schaufeln: 1000 mm (Länge) x 300 mm (Breite); konstruiert vom PE in Kooperation mit dem fwu und hergestellt von Fa. Weber</p>

A.2 Abbildungen zu den Untersuchungen

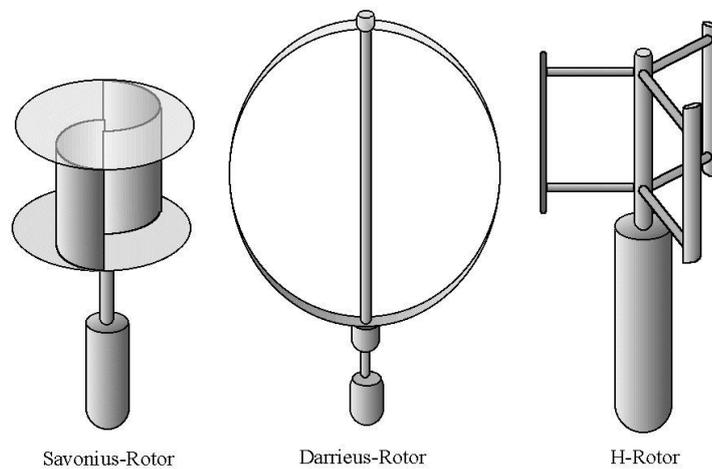


Abbildung A-1: Savonius-Rotor (links), Darrieus-Rotor (Mitte), Darrieus-H-Rotor (rechts) (Quaschnig, 2019)



Abbildung A-2: Klappenstellung zur Regulierung des Wasserstands in der Versuchsrinne; Verstellmotor der Klappenstellung (links), Klappenmechanismus (rechts)

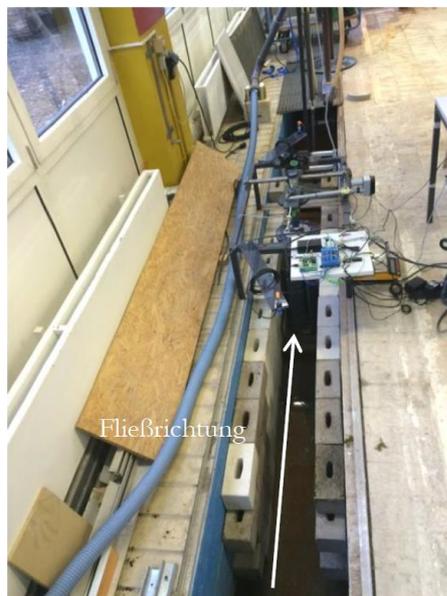


Abbildung A-3: Versuchsaufbau zu den Testmodellen mit Kalksandsteinen zur Reduzierung der Rinnenbreite

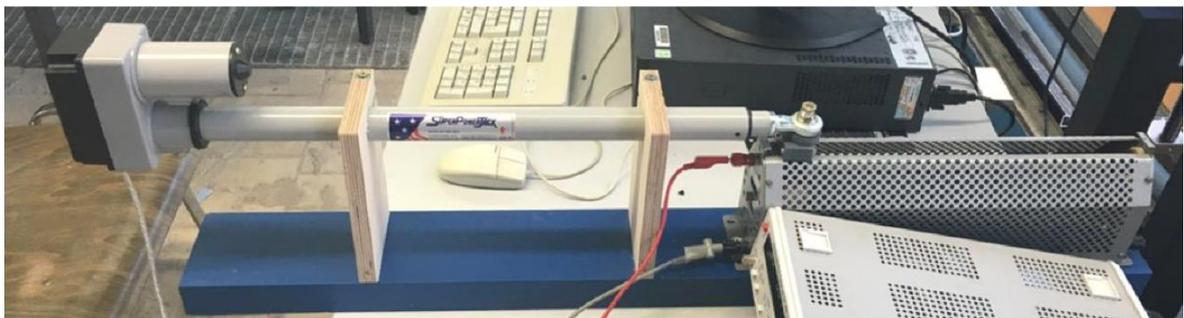


Abbildung A-4: Automatisierter Schiebewiderstand zur Regulierung der Drehzahl am Prototyp

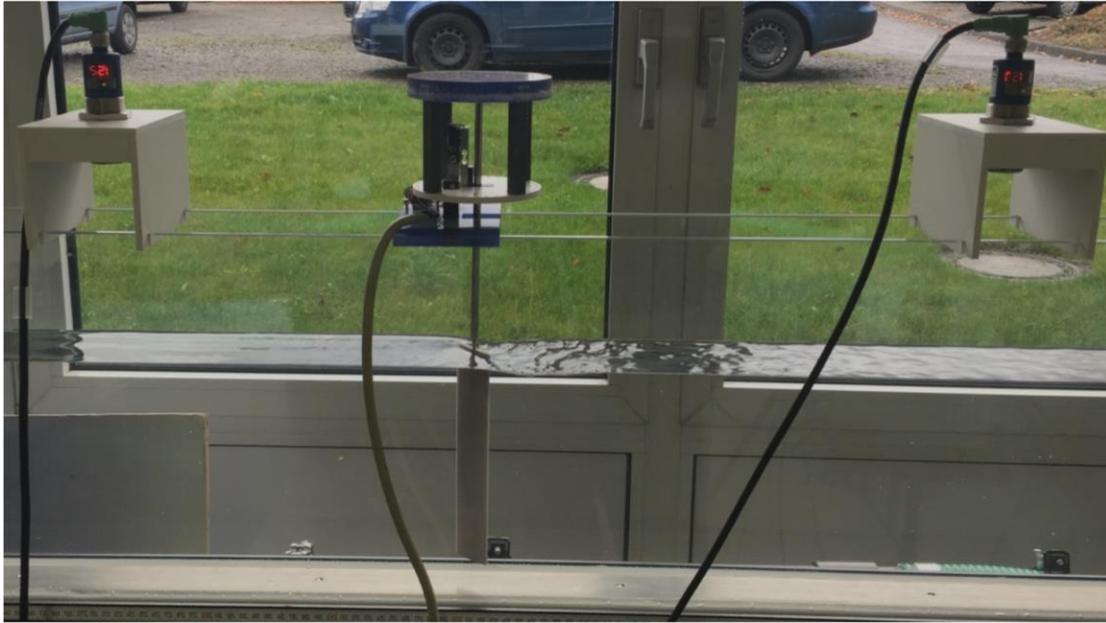


Abbildung A-5: Versuchsaufbau zur Untersuchung von Schaufelformen im Maßstab 1:2,5

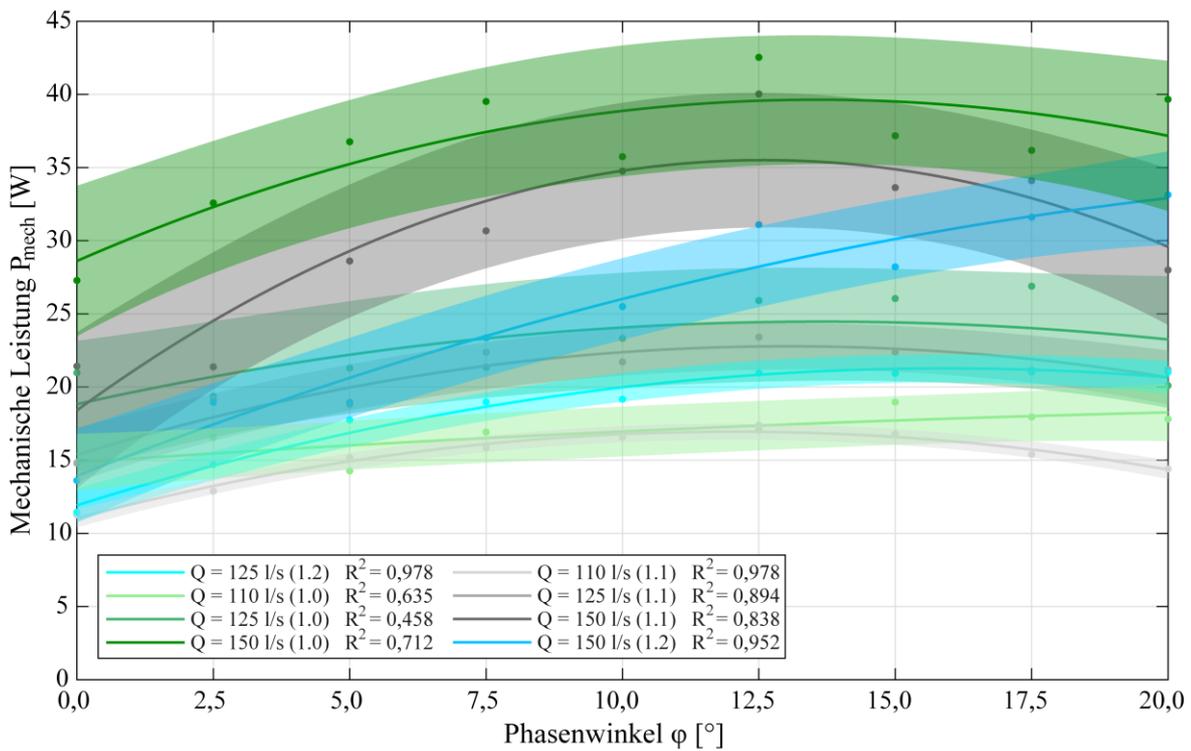


Abbildung A-6: Mechanische Leistungswerte P_{mech} in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Prototypvarianten StECon1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven

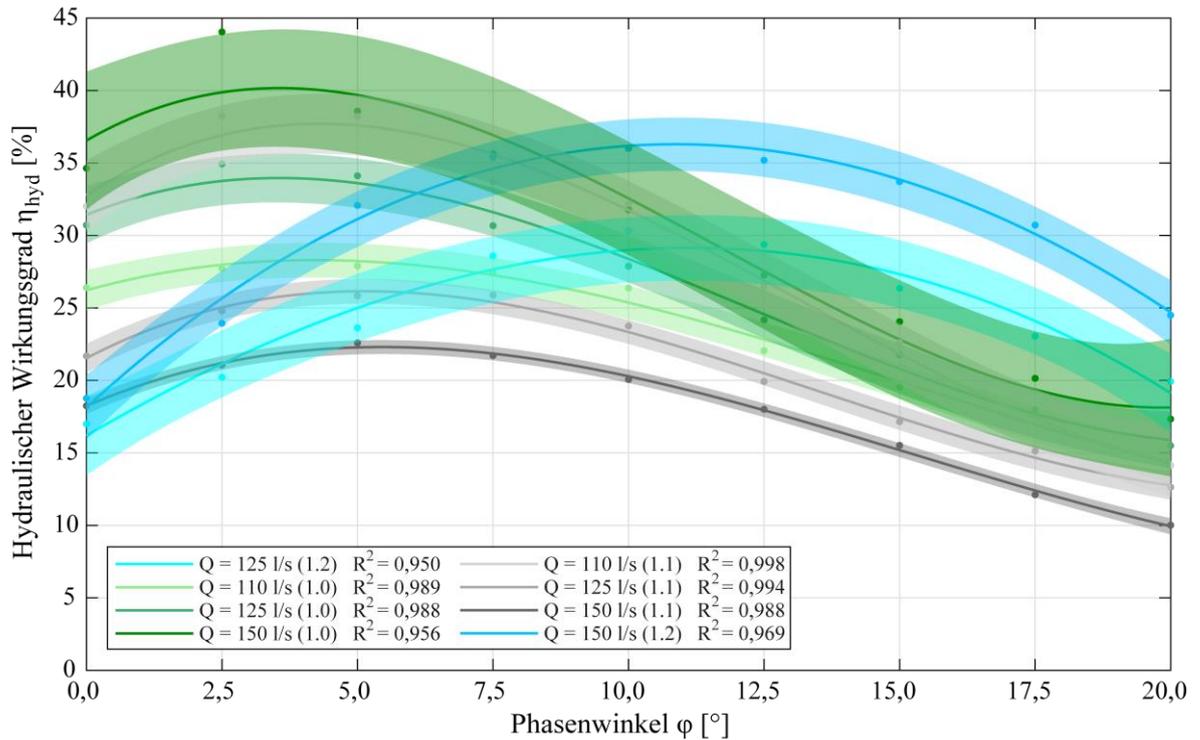


Abbildung A-7: Hydraulische Wirkungsgrade η_{hyd} in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ mit Darstellung der jeweiligen Regressionskurve und der dazugehörigen 80 % Konfidenzintervalle der Prototypvarianten StECon1.0, 1.1 und 1.2 für unterschiedliche Durchflüsse und Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2 für die Regressionskurven

Tabelle A-1: Leistungsvergleich von verschiedenen Schaufelformen (Küppers et al., 2019)

No.	Profile	max. Power [W]	Relative to Reference (4)
1		74.8	1.17
2		74.4	1.16
3		69.3	1.08
4		64.1	1.00
5		44.6	0.70
6		43.3	0.68
7		26.0	0.41

No.	Profile	max Power [W]	Relative to Reference
1		8.13	1.00
2		12.01	1.48
3		12.25	1.51

Abbildung A-8: Schaufelform aus der 2D-Simulation im Vergleich: Original (1); beste Probenahme (2) und finale Optimalschaukel (3; Küppers et al., 2019)



Abbildung A-9: Floß in Katamaranbauweise zur Untersuchung der Prototyp in der Sieg

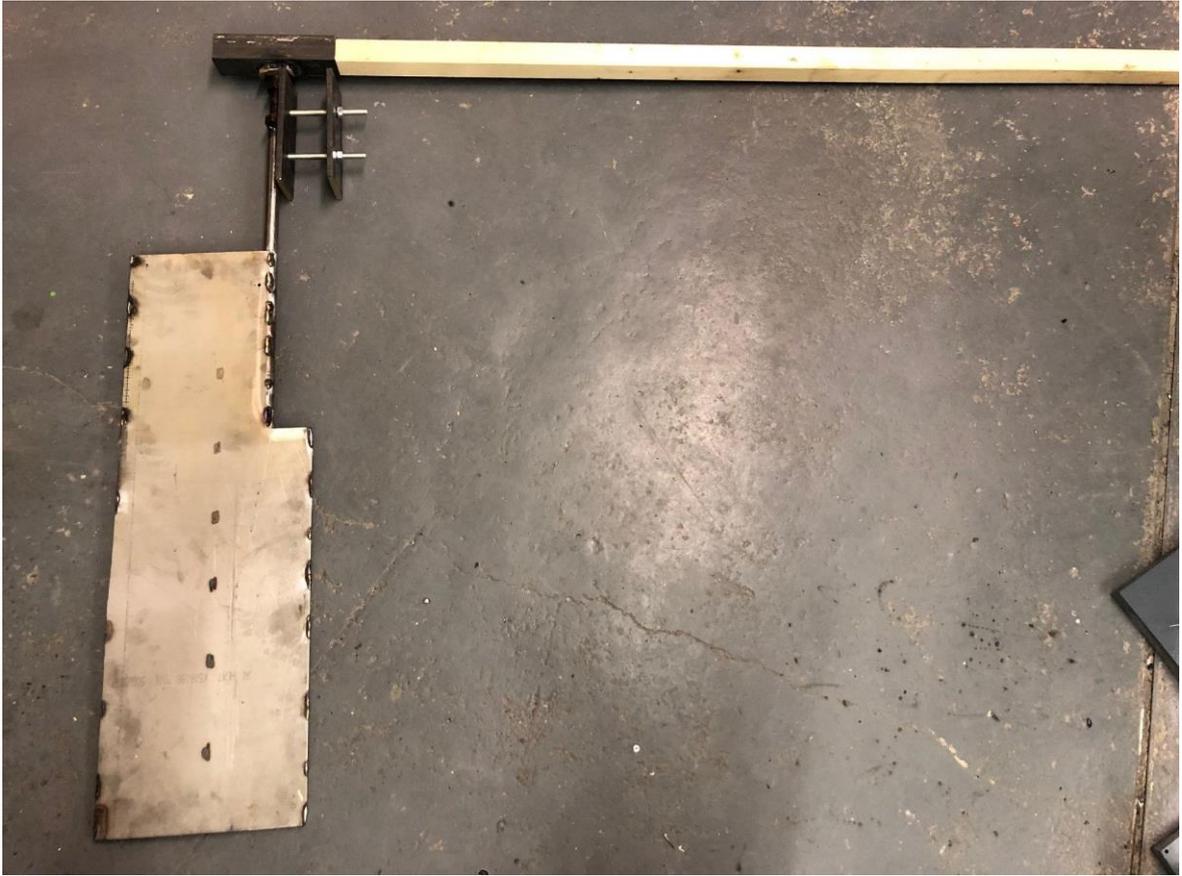


Abbildung A-10: Ruderpinne zur Steuerung der schwimmenden Versuchseinrichtung

A.3 Berechnung des Auftriebs der Versuchsanlage in Katamaran-Bauweise

Für die vorliegende Konstruktion der Versuchsanlage (Anlage 2) wurde für die insgesamt 18 eingesetzten Schläuche der Tiefgang in Abhängigkeit vor der Wasserverdrängung errechnet. Daraus konnte der maximale Auftrieb der schwimmenden Konstruktion ermittelt werden, woraus das mögliche Zuladungsgewicht abgeleitet werden konnte.

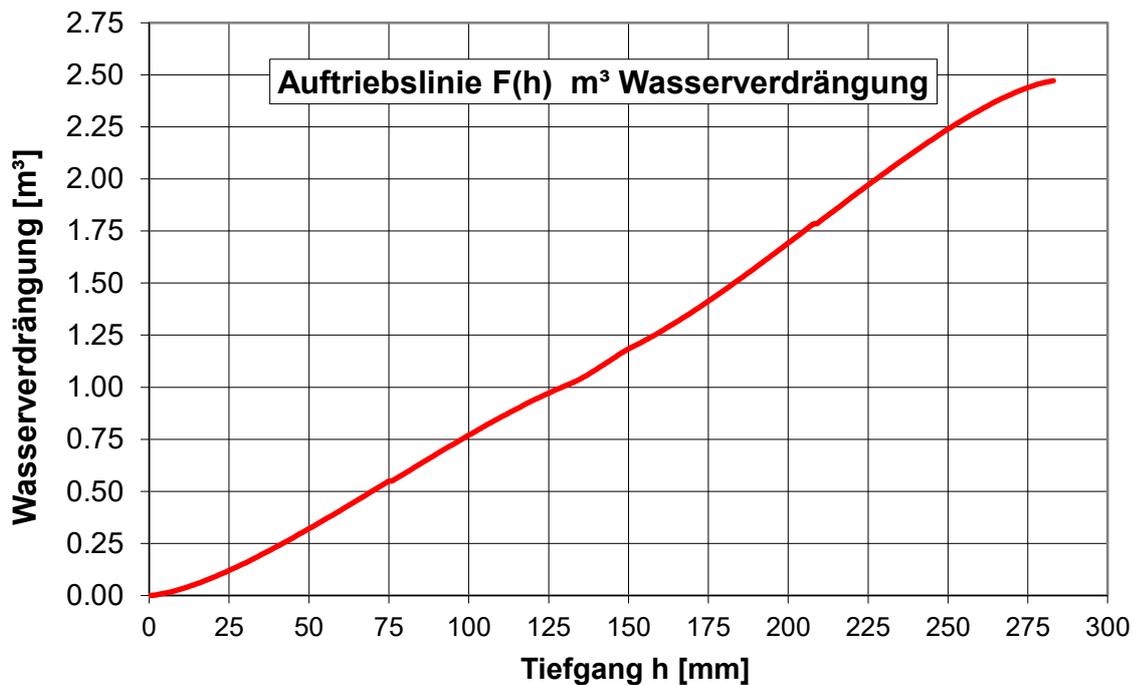


Abbildung 1: Abhängigkeit zwischen Tiefgang und Wasserverdrängung für alle 18 Schläuche

In nachfolgender Tabelle sind die maximal für den Betrieb veranschlagten Massen aller einzelnen Bestandteile der Versuchsanlage einzusehen.

Tabelle 1: Berechnung der maximal möglichen zusätzlichen Zuladung

	Einheitsgewicht	Gesamtgewicht	
	[kg/m] / [kg/m²]	[kg]	
Schlauch	4,65	579,2	
Stahlrohr	3,01	164,6	
OSB-Platten	15	207,5	
Verbindungsmittel		20,0	Pauschal
PVC-Träger		30,0	Pauschal
	Summe	1001,2	Eigengewicht nur Boot
		1301,2	Eigengewicht Boot + StECon
		1501,2	Eigengewicht mit 2 Personen
		2470,9	maximaler Auftrieb
		969,7	zusätzlich mögliche Zuladung

Herausgeber:
Forschungsinstitut Wasser und
Umwelt (fwu) der Universität Siegen
Paul-Bonatz-Straße 9-11
57076 Siegen