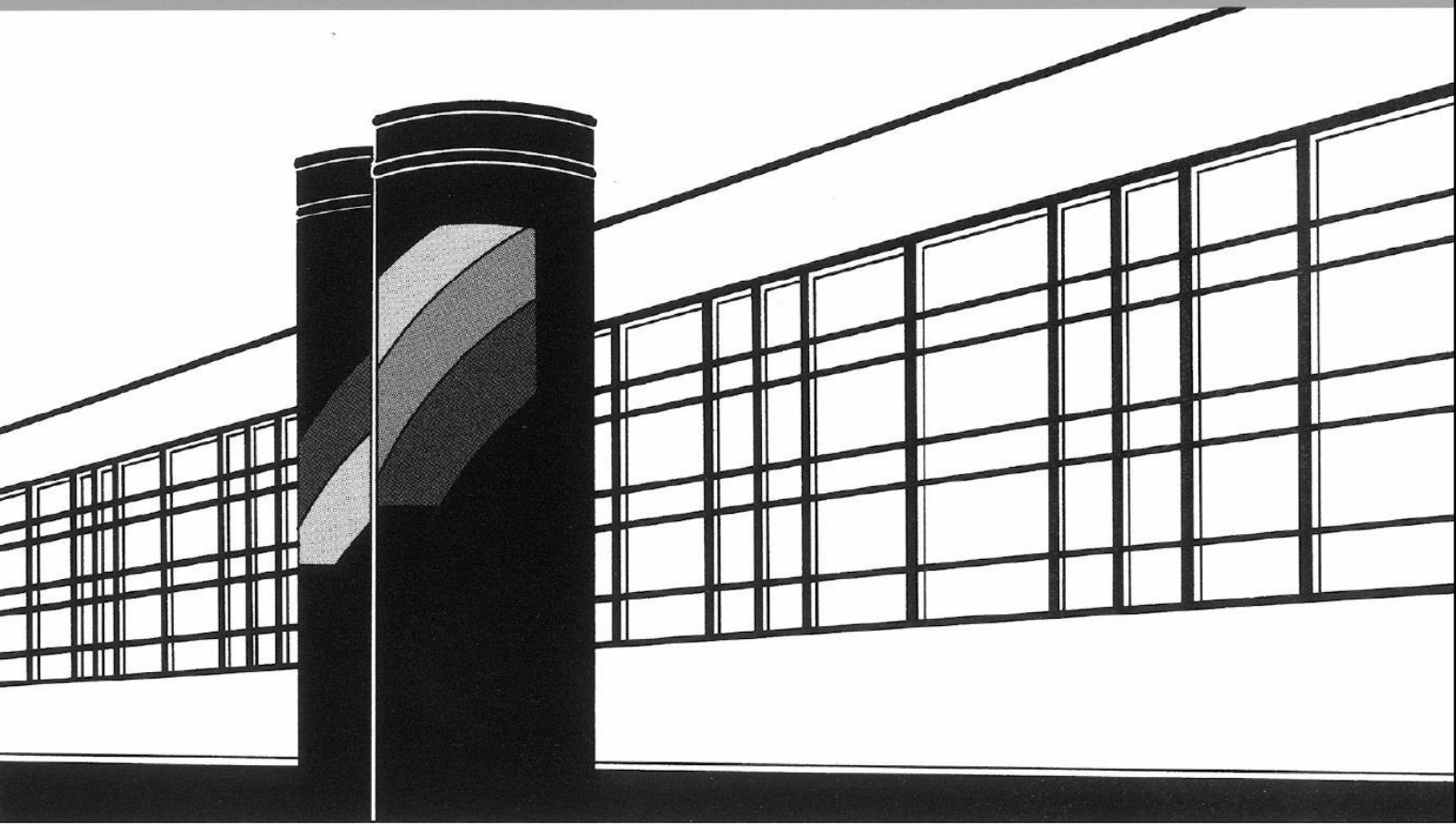


Universität Stuttgart



Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung

Mitteilungen



Heft 263 Matthias von Harten

Analyse des Zuppinger-Wasserrades

Hydraulische Optimierungen unter
Berücksichtigung ökologischer Aspekte

Analyse des Zuppinger-Wasserrades

Hydraulische Optimierungen unter Berücksichtigung ökologischer Aspekte

von der Fakultät Bau- und Umweltingenieurwissenschaften der
Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Matthias von Harten
aus Frankfurt am Main

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Silke Wieprecht

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Nicole Saenger

Tag der mündlichen Prüfung: 26. November 2018

Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung
der Universität Stuttgart
2018

Heft 263 **Analyse des Zuppinger-
Wasserrades
Hydraulische Optimierungen
unter Berücksichtigung
ökologischer Aspekte**

von
Dr.-Ing.
Matthias von Harten

Eigenverlag des Instituts für Wasser- und Umweltsystemmodellierung
der Universität Stuttgart

**D93 Analyse des Zuppinger-Wasserrades
Hydraulische Optimierungen unter Berücksichtigung ökologischer
Aspekte**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://www.d-nb.de> abrufbar

Harten, Matthias von:
Analyse des Zuppinger-Wasserrades – Hydraulische Optimierungen unter
Berücksichtigung ökologischer Aspekte, Universität Stuttgart. - Stuttgart:
Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung, 2018

(Mitteilungen Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung, Universität
Stuttgart: H. 263)

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2018

ISBN 978-3-942036-67-3

NE: Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung <Stuttgart>: Mitteilungen

Gegen Vervielfältigung und Übersetzung bestehen keine Einwände, es wird lediglich um Quellenangabe gebeten.

Herausgegeben 2018 vom Eigenverlag des Instituts für Wasser- und Umweltsystemmodellierung

Druck: DCC Kästl e.K., Ostfildern

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	xi
Kurzfassung	xiii
Abstract	xv
1 Einführung	1
1.1 Zielsetzung	1
1.2 Aufbau der Arbeit	4
2 Stand der wissenschaftlichen Diskussion	7
2.1 Übersicht des technischen Fortschritts der mittel- und unterschlächtigen Wasserräder	9
2.2 Entwicklungsarbeiten des Walter Zuppinger	13
2.3 Zuppinger-Wasserrad als "Stand der Technik"	16
2.4 Bemessung von Zuppinger-Wasserrädern	19
2.4.1 Außendurchmesser D_a	20
2.4.2 Umfangsgeschwindigkeit u_a und Drehzahl n	21
2.4.3 Schaufeltiefe a	22
2.4.4 Füllungsgrad ϵ und Radbreite B	23
2.4.5 Schaufelteilung t und Schaufelanzahl Z	24
2.4.6 Schaufelkurve	24

3	Ableitung von Optimierungspotentialen an Wasserrädern	29
3.1	Energetische Optimierungspotentiale	29
3.1.1	Radboden / abgeschlossene Nabe	29
3.1.2	Halbe Schaufelteilung	30
3.1.3	Variation der Schaufel- und Austrittswinkel	31
3.2	Ökologische Optimierungspotentiale	31
3.2.1	Variation der Drehzahl	33
3.2.2	Erhöhung des Spaltmaßes zwischen Kropf und Wasserrad	34
3.2.3	Erhöhung des Schaufelzwischenraums	34
4	Ermittlung der Leistung und des Wirkungsgrades	37
4.1	Vorhandene Leistung	37
4.2	Potentielle Leistung	37
4.3	Wirkungsgrad	40
4.3.1	Berechnung des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung der Verluste	41
4.3.2	Ermittlung des Wirkungsgrades durch Messung der Einflussfaktoren	41
5	Aufbau des Versuchsstandes	45
5.1	Ermittlung der Konstruktionsmaße des Zuppinger-Wasserrades	45
5.2	Modellgesetze als Vorgabe zur Dimensionierung des Versuchsstandes	47
5.2.1	Bedeutung Modellähnlichkeit	47
5.2.2	Maßgebendes Froude'sches Modellgesetz	50
5.2.3	Überprüfung der Reynoldszahl	51
5.3	Beschreibung des Versuchsstandes	54
5.3.1	Aufbau und Einbau des Wasserrades	54
5.3.2	Anordnung der Messeinrichtungen am Versuchsstand	57

6	Versuchswesen	59
6.1	Versuchsdurchführung	59
6.2	Auswertung der Messwerte des Zuppinger-Wasserrades als Referenzgröße	61
6.2.1	Ermittlung des Wirkungsgrades des Zuppinger-Wasserrades im Ursprungszustand	61
6.2.2	Ermittlung der Leistung des Zuppinger-Wasserrades im Ursprungszustand	62
7	Analyse der energetischen Optimierungspotentiale	65
7.1	Radboden / Abgeschlossene Nabe	65
7.2	Halbe Schaufelteilung	72
7.3	Variation von Schaufel- und Austrittswinkel	77
7.4	Zwischenfazit der energetischen Optimierungspotentialen	84
7.4.1	Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Leistung	84
7.4.2	Auswirkungen auf die Fertigungskosten	85
7.4.3	Auswirkungen auf die Betriebssicherheit	85
7.4.4	Zusammenfassung der energetischen Optimierungspotentiale	86
8	Analyse der ökologischen Optimierungspotentiale	88
8.1	Variation der Drehzahl/Umfangsgeschwindigkeit	88
8.2	Erhöhung des Spaltmaßes zwischen Kropf und Wasserrad	98
8.3	Erhöhung des Schaufelzwischenraums durch Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel	108
8.4	Erhöhung des Schaufelzwischenraums durch reduzierte Schaufelanzahl	113
8.4.1	Reduktion auf 25 Schaufeln	113
8.4.2	Reduktion auf 20 Schaufeln	118

8.5 Zwischenfazit der ökologischen Optimierungspotentialen	120
8.5.1 Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Leistung	120
8.5.2 Auswirkungen auf die Fertigungskosten	123
8.5.3 Auswirkungen auf die Betriebssicherheit	124
8.5.4 Zusammenfassung der ökologischen Optimierungspotentiale	125
9 Fazit	127
9.1 Praxisrelevanz der Ergebnisse	127
9.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf	129
Literaturverzeichnis	131
Notation	139
Anhang	143
Anhang zu Kapitel 7.1	144
Anhang zu Kapitel 7.2	146
Anhang zu Kapitel 7.3	148
Anhang zu Kapitel 8.1	151
Anhang zu Kapitel 8.2	152
Anhang zu Kapitel 8.3	156

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1	Anteil der Erneuerbaren Energien an der deutschen Bruttostromerzeugung 2017 nach Energieträgern (AG Energiebilanzen 2018)	2
Abbildung 2	Einteilung der Wasserräder nach Höhenlage des Wassereintrittspunktes: links oberflächliches Wasserrad, Mitte mittelschlächliches Wasserrad und rechts unterflächliches Wasserrad (eigene Darstellung).....	8
Abbildung 3	Einteilung der Wasserräder nach ihren Einlaufbauwerken: links – Spansschütz, Mitte – Überfalleinlauf, rechts – Kulisseneinlauf (eigene Darstellung).....	8
Abbildung 4	Schöpfrad im Betrieb aus Döring (2013)	10
Abbildung 5	Bedeutende Wasserradkonstruktionen: links – Poncelet-Wasserrad, rechts – Sagebien-Wasserrad (eigene Darstellung)	12
Abbildung 6	Fourneyron-Rad: links – Längsschnitt, rechts – Grundriss nach (Meyers Konversations-Lexikon 1906)	13
Abbildung 7	Zuppinger-Tangentialrad: links – Längsschnitt, rechts – Grundriss (Meyers Konversations-Lexikon 1906)	14
Abbildung 8	Zuppinger'sches-Wasserrad: links – Längsschnitt, rechts – Grundriss, nach (Delabar 1867).....	15
Abbildung 9	Gegenüberstellung der Schaufelkrümmung links – Poncelet-Wasserrad, rechts – Zuppinger-Wasserrades (eigene Darstellung)	17
Abbildung 10	Darstellung der Schaufel- und Austrittswinkel (eigene Darstellung)	18
Abbildung 11	Konstruktionsparameter eines Wasserrades (eigene Darstellung)	20
Abbildung 12	Schaufelform nach Bach (1886a)	25
Abbildung 13	Schaufelform nach Müller (1899).....	26
Abbildung 14	Schaufelform nach Nuernbergk (2013).....	27
Abbildung 15	Gegenüberstellung der drei unterschiedlichen Schaufelkurven nach Bach (1886a), Müller (1899), Nuernbergk (2013)	28
Abbildung 16	Wasserräder mit geschlossener Nabe: links – Wasserdruckmaschine (Schwyzer 2017), rechts – Dethridge Wheel (Paudel 2016)	30
Abbildung 17	Unterschiedliche Wasserstände: links – Anheben des Wassers, rechts – Wechselsprung hinter dem Wasserrad (eigene Darstellung).....	39
Abbildung 18	Unterschiedliche Wirkungsgradberechnungen bei 20 Schaufeln und 6,2 Umdrehungen pro Minute (eigene Darstellung)	43
Abbildung 19	Auswirkung bei unterschiedlichem Maßstab von Trägheits- und Gravitationskraft, nach Hartlieb (2005)	49
Abbildung 20	Nikuradse-Moody-Diagramm: rot - Strömungsverhältnisse der Natur, blau - Strömungsverhältnisse des Modells.....	53
Abbildung 21	Positionierte Betonelemente	55

Abbildung 22 Stahlelemente des Modells: links - Aufbau außerhalb der Rinne, rechts - Installation in der Rinne.....	55
Abbildung 23 Wasserrad des Versuchsstandes: links - Aufbau des Modell-Wasserrades, rechts - Seitenansicht des Modell-Wasserrades im Endzustand.....	56
Abbildung 24 Drehmomenterfassung und Lastabnahme am Versuchsstand	57
Abbildung 25 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 7,6 1/min und variierten UW-Ständen (UW: Unterwasserstände)	62
Abbildung 26 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 7,6 1/min und variierten UW-Ständen.....	63
Abbildung 27 Radboden in rot markiert: links – Oberschlächtiges Wasserrad, rechts – Zuppinger-Wasserrad (eigene Darstellung)	66
Abbildung 28 Aqualienne (Gsell 2016)	67
Abbildung 29 Radboden am Zuppinger-Wasserrad: links – Außenansicht, rechts – Innenansicht ...	68
Abbildung 30 Wirkungsgrad des Wasserrades mit Radboden bei 7,6 1/min, einem Spaltmaß von 5 mm und 50 Schaufeln	69
Abbildung 31 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 7,6 1/min.....	70
Abbildung 32 Wasserspiegel im Zulaufkanal und an der auftauchenden Schaufel beim Originalrad und beim Rad mit Radboden bei 7,6 1/min.....	71
Abbildung 33 Oberschlächtiges Wasserrad mit Zellenteilung (Firma Schuhmann, Bad Kissingen) ..	73
Abbildung 34 Halbe Schaufelteilung: links – Ansicht entgegen der Strömungsrichtung, rechts – Gesamtansicht	74
Abbildung 35 Wirkungsgrad des Wasserrades mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min	74
Abbildung 36 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min	75
Abbildung 37 Wasserspiegel im Zulaufkanal und in Radmitte beim Originalrad und beim Rad mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min	76
Abbildung 38 Schaufelwinkel $\beta = 88^\circ$ und $\varphi = 30^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung unten – Fotografie des Wasserrades	80
Abbildung 39 Darstellung unterschiedlicher Schaufelwinkel: links – 74° , mittig – 88° , rechts – 96° .	80
Abbildung 40 Grafisches Verfahren zur Ermittlung der Abflusskurve	81
Abbildung 41 Wirkungsgrad des Wasserrades mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln bei 7,6 1/min	82
Abbildung 42 Vorhandene Leistung des Wasserrades mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln bei 7,6 1/min.....	83

Abbildung 43 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 6,2 1/min und variierten UW-Ständen	92
Abbildung 44 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 6,2 1/min und variierten UW-Ständen	93
Abbildung 45 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 9,0 1/min und variierten UW-Ständen	94
Abbildung 46 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 9,0 1/min und variierten UW-Ständen	94
Abbildung 47 Maximale Wirkungsgrade des Wasserrades im Ursprungszustand bei unterschiedlichen Drehzahlen	95
Abbildung 48 Muschelkurve der Wirkungsgrade des Wasserrades im Ursprungszustand in Abhängigkeit von Durchfluss und Drehzahl	97
Abbildung 49 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei unterschiedlichen Drehzahlen	97
Abbildung 50 Schaufelteilstück zur Ermittlung der seitlichen Spaltverluste nach Nuernbergk (2013)	100
Abbildung 51 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 5 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt	104
Abbildung 52 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 10 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt	105
Abbildung 53 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 15 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt	105
Abbildung 54 Wirkungsgrad mit 10 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min	106
Abbildung 55 Maximale Wirkungsgrade mit unterschiedlichen Spaltmaßen und normierter Höhenlage der Wasserradachse bei 7,6 1/min	107
Abbildung 56 Vorhandene Leistung mit unterschiedlichen Spaltmaßen und normierter Höhenlage der Wasserradachse bei 7,6 1/min	108
Abbildung 57 Wasserrad nach der Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel	110
Abbildung 58 Wirkungsgrad nach der Demontage jeder zweiten äußeren Latte bei 7,6 1/min	111
Abbildung 59 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 7,6 1/min	112
Abbildung 60 Variation der Schaufelanzahl: links – Wasserrad mit 50 Schaufeln, rechts – Wasserrad mit 25 Schaufeln	114
Abbildung 61 Wirkungsgrad des Wasserrades mit 25 Schaufeln bei 7,6 1/min	114
Abbildung 62 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 7,6 1/min	115
Abbildung 63 Rückschlag: links Einlaufbereich in das Rad, rechts Vergrößerung des Rückschlags	116

Abbildung 64 Wasserspiegel im Zulaufkanal und an der auftauchenden Schaufel bei 50 und 25 Schaufeln bei 7,6 1/min.....	117
Abbildung 65 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln, 25 Schaufeln und 20 Schaufeln bei 7,6 1/min..	118
Abbildung 66 Variation der Schaufelanzahl: links – Wasserrad mit 20 Schaufeln, rechts – Wasserrad mit 10 Schaufeln	119
Abbildung 67 Wirkungsgrad mit unterschiedlichen Schaufelanzahlen bei 7,6 1/min	119
Abbildung 68 Vorhandene Leistung mit unterschiedlichen Schaufelanzahlen bei 7,6 1/min.....	120
Abbildung 69 Wasserrad mit Radboden bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	144
Abbildung 70 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 6,2 1/min....	144
Abbildung 71 Wasserrad mit Radboden bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	144
Abbildung 72 Wasserrad mit Radboden bei 9,0 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	145
Abbildung 73 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 9,0 1/min....	145
Abbildung 74 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	146
Abbildung 75 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 6,2 1/min	146
Abbildung 76 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	146
Abbildung 77 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 9,0 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	147
Abbildung 78 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 9,0 1/min	147
Abbildung 79 Schaufelwinkel $\beta = 74^\circ$ und $\varphi = 17^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung unten – Fotografie des Wasserrades	148
Abbildung 80 Schaufelwinkel $\beta = 82^\circ$ und $\varphi = 24^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung unten – Fotografie des Wasserrades	148
Abbildung 81 Schaufelwinkel $\beta = 93^\circ$ und $\varphi = 35^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung unten – Fotografie des Wasserrades	149

Abbildung 82 Schaufelwinkel $\beta = 96^\circ$ und $\varphi = 39^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung unten – Fotografie des Wasserrades	149
Abbildung 83 Wasserrad im Ursprungszustand bei 6,9 1/min und variierten UW-Ständen: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	151
Abbildung 84 Wasserrad im Ursprungszustand bei 8,3 1/min und variierten UW-Ständen: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	151
Abbildung 85 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	152
Abbildung 86 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	152
Abbildung 87 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 6,2 1/min: links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	153
Abbildung 88 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 6,9 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	153
Abbildung 89 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 6,9 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	153
Abbildung 90 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 6,9 1/min: links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	154
Abbildung 91 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	154
Abbildung 92 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung.....	154
Abbildung 93 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 7,6 1/min: links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung	155
Abbildung 94 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 6,2 1/min.....	156
Abbildung 95 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 9,0 1/min.....	156
Abbildung 96 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 6,2 1/min	157
Abbildung 97 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 9,0 1/min	157

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1	Kennzahlen ausgewählter Wasserräder nach (Müller 2010) ¹ , (Müller 1899) ²	19
Tabelle 2	Auswahl an Modellgesetzen und deren vorherrschende Kräfte nach Martin et al. (2015)	50
Tabelle 3	Hydraulischer Bereich in der Natur.....	52
Tabelle 4	Hydraulischer Bereich in dem Modell	53
Tabelle 5	Kennzahlen des Modell-Wasserrades und des Wasserrades im Naturmaßstab.....	57
Tabelle 6	Messinstrumente und deren maximale Messfehler laut Herstellerangaben	58
Tabelle 7	Matrix der erfassten Messwertkombinationen	59
Tabelle 8	Auswirkungen der energetischen Optimierungspotentiale	86
Tabelle 9	Untersuchte Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen im Original- und Modellmaßstab	90
Tabelle 10	Füllungsgrad ϵ in Abhängigkeit von Drehzahl und Durchfluss	91
Tabelle 11	Maximale Wirkungsgrade und Wirkungsgrad beim Q_{Bem} nach Drehzahlen.....	96
Tabelle 12	Ausflusskoeffizienten ($\mu_{1,2}$ seitlich und μ_3 unterhalb des Rades) zur Berechnung der Spaltverluste	102
Tabelle 13	Verhältnisse von $Q_{V,gem}$, $Q_{V,Bach}$ und $Q_{V,Müller}$	103
Tabelle 14	Drehzahl, Umfangsgeschwindigkeiten und Zeitfenster zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufeln des Wasserrades im Ursprungszustand im Modell- und Originalmaßstab	121
Tabelle 15	Auswirkungen der ökologischen Optimierungspotentiale.....	126
Tabelle 16	Veränderungen des Wirkungsgrades und der Leistung gegenüber Originalrad	128
Tabelle 17	Übersicht über Schaufelanzahl, -teilung und Armzahl nach Müller (1899)	143
Tabelle 18	Stoßwinkel β_s und dessen Differenz zum Schaufelwinkel β	150

Kurzfassung

Das Zuppinger-Wasserrad stammt in seiner Form aus der Mitte des 19. Jahrhunderts und stellt für Standorte mit großem Durchfluss und niedriger Fallhöhe weiterhin den Stand der Technik dar. Seine Bauart ermöglicht zudem einen Einsatz an Standorten mit stark veränderlichen Durchflüssen und Unterwasserständen. Charakteristisch für diesen Typ Wasserrad ist die Schaufelform: die Form der weit ins Radinnere gezogene Wasserradschaufel entspricht einer Evolvente mit anschließender Geraden. In der Literatur werden Wirkungsgrade von Zuppinger-Wasserrädern von ca. 80% erwähnt.

Im Zentrum der vorliegenden Arbeit stehen Optimierungspotentiale, um den Wirkungsgrad erhöhen und damit die Leistungsausbeute steigern sowie Optimierungspotentiale, um die Durchgängigkeit für Fische zu verbessern. Zunächst werden die Entwicklung sowie die Konstruktion und Dimensionierung des Zuppinger-Wasserrades beschrieben. Im Anschluss daran werden Optimierungspotentiale einerseits durch neue Forschungsansätze und andererseits durch einen Technologietransfer aus anderen Energiewandlern abgeleitet. Die Durchführung und Analyse der Optimierungspotentiale erfolgte an einem Versuchsstand an der Hochschule Darmstadt mit einem maßstabsgetreuen Wasserradmodell, welches im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt und aufgebaut wurde.

Die systematischen hydraulischen Versuche zeigen, dass der Wirkungsgrad durch Änderungen im Betrieb des Wasserrades und dessen Bauweise auf über 85% und die Leistung um bis zu 30% zu steigern sind. Besonders hervorzuheben sind die Schaufelteilung sowie ein Radboden, da diese die größten Zuwächse generieren. Eine Veränderung der Drehzahl kann ebenfalls die Leistungsausbeute steigern und möglicherweise die Durchgängigkeit verbessern. Ein Betrieb über einen Drehzahlbereich würde den Wirkungsgrad über ein breiteres Durchflussspektrum auf einem höheren Niveau halten.

Aus den ökologischen Optimierungen werden hinsichtlich der Leistungsausbeute folgende Erkenntnisse gezogen: geringe Auswirkungen auf die Leistungsausbeute durch ein erhöhtes Spaltmaß; Leistungseinbußen durch die Demontage von äußeren Latten und die Reduzierung der Schaufelanzahl.

Abstract

The Zuppinger waterwheel in its shape originates from the mid-19th century and remains state of the art for sites with large water flow and low drop height. Its design also allows its use in locations with highly variable flow and levels under water. Characteristic of this type of waterwheel is the blade shape: The shape of the drawn far into the wheel waterwheel bucket corresponds to an involute with subsequent straight line. When mentioned in literature, efficiencies of Zuppinger waterwheels are about 80%.

The focus of the work before you is on the optimization - on the one hand, to increase the efficiency thus raising the power yield and on the other hand, improve the potential for fish to pass through the waterwheel alive. In the beginning, the development as well as the construction and dimensioning of the Zuppinger waterwheel are described. Subsequently, the potential for optimization is derived from new research approaches and also through a technology transfer from other energy converters. The implementation and analysis of optimization potential was carried out at the test site with a true-to-scale waterwheel model at the University of Darmstadt, which was developed and built in the context of this dissertation.

The systematic hydraulic tests show that changes in operating the waterwheel and its design increase the efficiency to more than 85% and the performance upgrade by up to 30%. Particularly noteworthy are the blade pitch and a closed hub of the waterwheel, as these generate the largest positive effects. Changing the speed can also increase the power output and possibly improve the passage for fish. Operating above a speed range would also keep the efficiency at a higher level over a wider flow spectrum.

From ecological optimization, the following conclusions can be drawn with regard to the power yield: low effects on the power yield due to an increased gap between blades; a loss of performance due to the dismantling of outer battens and reduction in the number of blades.

1 Einführung

1.1 Zielsetzung

Wasserräder erscheinen zunächst als Relikte einer anderen Epoche. Im Mittelalter spielten sie noch die zentrale Rolle zur Erzeugung mechanischer Energie. Durch die Ausnutzung großer Fallhöhen und der Entwicklung eines flächendeckenden Stromnetzes während der Industrialisierung verlor die dezentrale Kleinwasserkraftnutzung jedoch an Bedeutung (Gaius-obaseki 2010).

Die Nutzung der (Klein-) Wasserkraft ist jedoch durch die finanzielle Förderung nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) und spätestens durch die Energiewende erneut in den Fokus der Praxis und der Wissenschaft gerückt. Dies führt zu einer Modernisierung bestehender Anlagen sowie zur Reaktivierung bzw. zum Neu- und Ausbau von Wasserkraftstandorten. Neue Fertigungsverfahren, der Einsatz moderner Werkstoffe sowie die Verwendung präziser Messinstrumente und computerunterstützter Berechnungsverfahren ermöglichen die Verbesserung dieser traditionellen und wirkungsgrad effektiven Wasserkraftwandler.

Die vorliegende Arbeit unterstützt diesen Prozess, indem die Wasserradtechnologie hinsichtlich des Wirkungsgrades und der maximalen Energieausbeute optimiert wird. Gleichmaßen liegt der Fokus dieser Arbeit auf der Optimierung der Technologie bezüglich der Durchgängigkeit für Fische und andere Lebewesen, da die Auswirkungen der Wasserkraftanlagen auf die Umwelt (Durchgängigkeit, Restwassermenge, Auswirkungen auf den Ober- und Unterlauf etc.) wichtige Faktoren im Rahmen der Genehmigungsverfahren sind. Die für alle Länder der Europäischen Union (EU) bindenden Auflagen gemäß EU-Wasserrahmenrichtlinie (EU-WRRL) müssen im Hinblick auf eine Genehmigung erfüllt werden. Die Auflagen zielen u.a. darauf ab, dass eine Verschlechterung des Zustandes aller Wasserkörper zu verhindern ist und entsprechende Wasserkörper in einem schlechten Zustand zu verbessern sind. Daher ist die Durchgängigkeit für Fische und Sedimente im Rahmen eines wasserrechtlichen Genehmigungsverfahrens nachzuweisen. Wasserräder mit nachgewiesener Durchgängigkeit könnten die Wasserkraftnutzung im Einklang mit dem deutschen Wasserhaushaltsgesetz (WHG), in dem die Vorgaben der EU-WRRL in Deutschland umgesetzt wurden, ermöglichen. Energiewandler, zur Nutzung der

kleinen Fallhöhen von bis zu 4,0 m, könnten alleine in Deutschland zur Reaktivierung bzw. Erschließung tausender Kleinwasserkraftstandorte führen.

Ende des 19. Jahrhunderts wurden in Deutschland noch etwa 60.000 Mühlen gezählt, die größtenteils vom Wasser angetrieben wurden (Müller 1899). An den meisten dieser ehemaligen Standorte von Wasserrädern fand jedoch keine Umrüstung auf Turbinen statt und die Wasserkraftnutzung wurde komplett eingestellt (Hamerak 2003). Eine Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Umwelt ergab, dass im Jahr 2010 etwa 6.200 Kleinwasserkraftanlagen in Deutschland in Betrieb waren (BMU 2010). Die Differenz von über 50.000 potentiellen Standorten verdeutlicht das Potential für ein wirkungsgradeffektives und ökologisch verträgliches Wasserrad zur Energieerzeugung in Deutschland. Durch die Erschließung dieses Potentials könnten zusätzliche 12 Mrd. kWh pro Jahr erzeugt werden (Wagner und Rindelhardt 2008).

Im Jahr 2017 wurden 19,7 Mrd. kWh aus Wasserkraft erzeugt (vgl. Abbildung 1). Eine zusätzliche Stromerzeugung von 12 Mrd. kWh würde die Stromerzeugung aus Wasserkraft um 61 % auf 31,3 Mrd. kWh erhöhen.

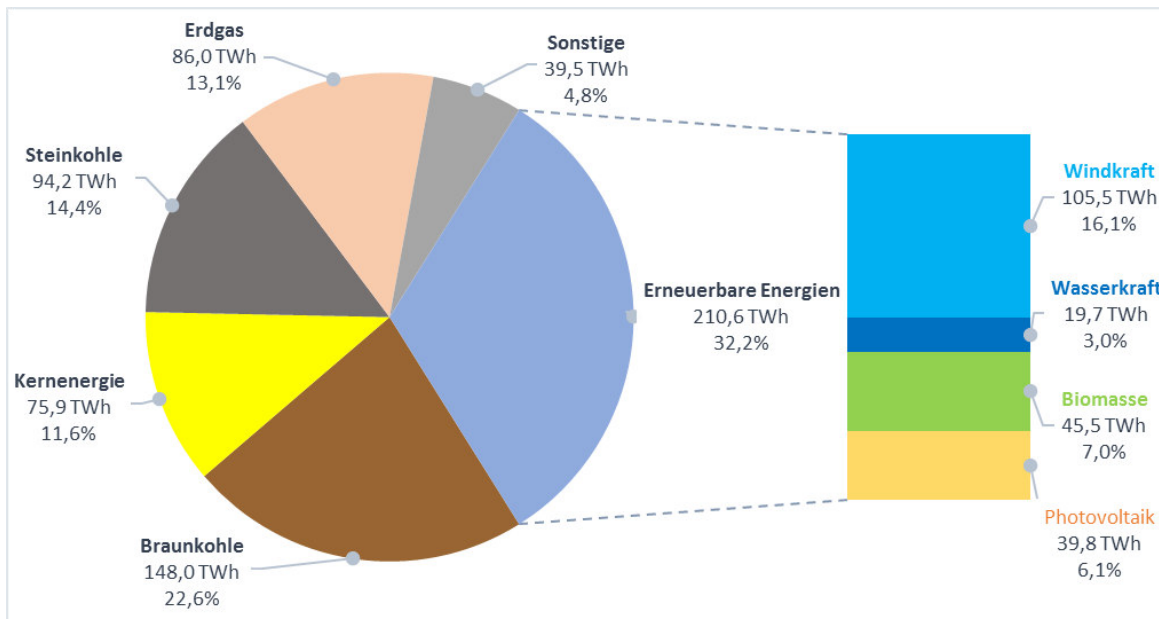


Abbildung 1 Anteil der Erneuerbaren Energien an der deutschen Bruttostromerzeugung 2017 nach Energieträgern (AG Energiebilanzen 2018)

In der Angabe des erzeugten Bruttostroms durch Wasserkraft ist zu beachten, dass ca. 85% durch Wasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung von über 1 MW generiert wird und damit nur ca. 15% auf die Kleinwasserkraft

entfällt (Anderer et al. 2010). Die Anzahl ehemaliger Wassermühlen in europäischen Ländern unterstreicht zusätzlich das Potential für ein zur Energieerzeugung wirtschaftlich nutzbares Wasserrad. Mitte des 19. Jahrhunderts wurden beispielsweise in England bis zu 30.000 und in Frankreich etwa 60.000 Mühlen betrieben (McGuigan 1978). Die Gesamtanzahl an Wassermühlen in West-Europa lag vermutlich zwischen 500.000 und 600.000 Mühlen (Braudel und Summerer 1990).

Es können wahrscheinlich nicht alle ehemaligen Mühlenstandorte reaktiviert werden, denn trotz geringerer Investitions- und Baukosten, im Vergleich zu einer Turbine, verfügen diese Standorte häufig über eine geringe potentielle Leistung. Die potentielle Leistung an den Standorten liegt größtenteils deutlich unterhalb von 50 kW und nicht selten unterhalb von 10 kW. Teilweise könnten leistungsschwache Standorte durch die Installation von Wasserrädern erschlossen und gegebenenfalls als Inselfösung betrieben werden.

Ein leistungsstarkes und wirkungsgradeffektives Wasserrad bringt für Betreiber und Investoren zahlreiche Vorteile mit sich:

‣ Technische Lebensdauer

Die Erfahrung bei Kleinwasserkraftprojekten hat gezeigt, dass die Nutzungsdauer der Wasserkraftanlagen meistens bedeutend länger ist als die für das Projekt gewählte Abschreibungszeit (Giesecke et al. 2014). Abgesehen von einzelnen Verschleißteilen können Wasserkraftanlagen bis zu 80 Jahre und teilweise länger betrieben werden. Gerade das Wasserrad zeichnet sich hierbei durch seine einfache, robuste und langlebige Bauweise aus.

‣ Eignung zur Abdeckung der Grundlast

Die Stromproduktion aus Laufwasserkraftwerken unterliegt im Tagesverlauf nur marginalen Schwankungen. Durch diese Eigenschaft ist sie für die Abdeckung von Grundlast geeignet.

‣ Nähe zu den Verbrauchern

Die Förderung der Windkraft durch Offshore-Windparks brachte das Thema der geographischen Distanz zwischen Stromproduktion (im Norden) und der stromverbrauchenden Industrie (im Süden) in den Mittelpunkt der Diskussion in Deutschland. Mit einem Ausbau der

Kleinwasserkraft werden sich Stromproduzenten und -verbraucher im näheren Umfeld befinden, denn die größten Ausbaupotentiale liegen in den südlichen Bundesländern Baden-Württemberg und Bayern (Anderer et al. 2010). Durch die Verbesserung der dezentralen Stromversorgung und die regionale Nähe besteht die Möglichkeit, den Strom an einen direkten Abnehmer zu vermarkten.

‣ Erhöhte Einspeisevergütung nach EEG

Standorte, die durch eine innovative Wasserradtechnologie ökologisch aufgewertet und durchgängig gestaltet werden, können den produzierten Strom zu erhöhten EEG-Tarifen ins Stromnetz einspeisen. Momentan erhalten Betreiber von Wasserkraftanlagen mit einer Ausbauleistung bis 500 kW die maximale Einspeisevergütung (12,33 ct/kWh bei Inbetriebnahme der Anlage nach dem 01.01.2018 (Erneuerbare-Erneuerbare Energien-Gesetz, EEG 2017)). Die Förderung wird jeweils zum 01. Januar um 0,5% reduziert.

Die große Anzahl an potentiellen Wasserradstandorten und die zahlreichen Vorteile von Wasserrädern gaben Anlass zur vorliegenden Arbeit. Die Grundlage des Forschungsvorhabens stellte das Zuppinger-Wasserrad dar. Aufgrund seiner Robustheit, seines hohen Wirkungsgrades sowie hohen Leistungsausbeute trotz schwankender Durchflüsse und Unterwasserstände sowie der guten Skalierbarkeit, stellt es bereits die Wasserradtechnologie auf dem Stand der Technik dar (Brüderl 2006).

1.2 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit unterteilt sich neben der Einführung in acht Kapitel. Kapitel 2 beschreibt mit dem Stand der wissenschaftlichen Diskussion auch die geschichtliche Entwicklung der Wasserräder im Allgemeinen sowie die Entwicklungsarbeiten von Walter Zuppinger im Speziellen. Abschließend wird in diesem Kapitel die Herangehensweise an die Auslegung eines Zuppinger-Wasserrades zusammengefasst.

Zuppinger-Wasserräder stellen den Stand der Technik für mittel- bis unterschlächtige Wasserräder dar. Dennoch können durch technische und

betriebliche Veränderungen weitere energetische und ökologische Optimierungen entwickelt werden. Das Ziel der energetischen Optimierungen ist die hydraulische Wirkungsgradverbesserung und die Erhöhung der Leistung der Wasserkraftanlage. Die ökologischen Untersuchungen zielen auf die Verbesserung der Durchgängigkeit des Wasserrades für Fische und Sedimente. Diese Herleitung von Optimierungspotentialen an Wasserrädern wird in Kapitel 3 wiedergegeben.

Die Ermittlung der Leistung und des Wirkungsgrades wird in Kapitel 4 ausgeführt und ist die Grundlage der in den nachfolgenden Kapiteln beschriebenen Auswirkungen der Optimierungen.

Diese Auswirkungen der Optimierungen wurden an einem Versuchsstand überprüft. Dazu wurde ein Zuppinger-Wasserrad in der Wasserbauhalle der Hochschule Darmstadt aufgebaut. Kapitel 5 beschreibt den Aufbau des Versuchsstandes (unter Berücksichtigung der Modellähnlichkeit) und Kapitel 6 befasst sich mit der Versuchsdurchführung und Auswertung der Messergebnisse.

Kapitel 7 behandelt die Analyse der energetischen Optimierungspotentiale, deren Zielsetzung in der Steigerung des Wirkungsgrades und der Leistung durch bauliche Veränderung des Zuppinger-Wasserrades liegt.

Eine Analyse der ökologischen Optimierungspotentiale wird in Kapitel 8 durchgeführt. Die Auswirkungen auf die Ökologie sind dabei theoretischer Natur, da keine Tierversuche durchgeführt wurden. An Zuppinger-Wasserrädern in der Natur wurden jedoch Untersuchungen hinsichtlich der ökologischen Durchgängigkeit durchgeführt (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Aus den Ergebnissen dieser Untersuchungen wurden Optimierungspotentiale entwickelt, die in der vorliegenden Arbeit analysiert werden (siehe Kapitel 3.2). Die Effekte dieser Optimierungspotentiale auf den Wirkungsgrad und die Leistung können wie im Kapitel zuvor anhand von Messergebnissen belegt werden.

Kapitel 9 fasst die gewonnenen Erkenntnisse in einem abschließenden Fazit zusammen und gibt einen Ausblick auf weitere Forschungsaufgaben.

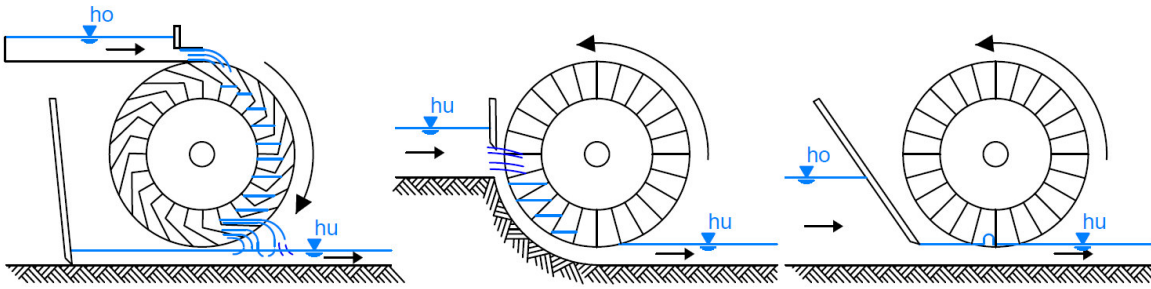
2 Stand der wissenschaftlichen Diskussion

In diesem Kapitel werden die unterschiedlichen Arten und technischen Entwicklungen von Wasserrädern und im Speziellen das Zuppinger-Wasserrad beschrieben.

Wasserräder lassen sich hinsichtlich folgender Kriterien charakterisieren:

Die Ausrichtung der Wasserradachse kann sowohl in der Vertikalen als auch in der Horizontalen angeordnet sein. Wasserräder mit horizontaler Wasserradachse existierten in der Form von Schöpfrädern bereits in Mesopotamien um das Jahr 1200 v. Chr. (Wölfel 1987). Ein Vorteil der Wasserräder mit vertikaler Wasserradachse liegt in der lotrechten Welle des Wasserrades. Durch diese Position der Welle kann der Mühlstein direkt von der Wasserradwelle angetrieben werden, wodurch eine Umlenkung der antreibenden Kräfte entfällt. Wasserräder mit vertikaler Wasserradachse waren die Vorläufer der Wasserturbinen (Wölfel 1987).

Wasserräder mit horizontaler Wasserradachse lassen sich ebenso nach der Höhenlage des Wassereintrittspunktes unterscheiden. Sie werden gewöhnlich in ober-, mittel- und unterschlächtige Wasserräder unterteilt (siehe Abbildung 2). Oberschlächtige Wasserräder werden am oberen Scheitelpunkt des Rades vom Wasser beaufschlagt und unterschlächtige Wasserräder dementsprechend am unteren Scheitelpunkt. Die Beaufschlagung mit Wasser erfolgt bei mittelschlächtigen Wasserrädern etwa auf Höhe der Radachse. Eine Zwischengattung zwischen dem ober- und mittelschlächtigen Rad ist das rückschlächtige Rad. Die Zwischengattung zwischen mittel- und unterschlächtigem Rad wird als halbmittelschlächtig bezeichnet (Bach 1886a).

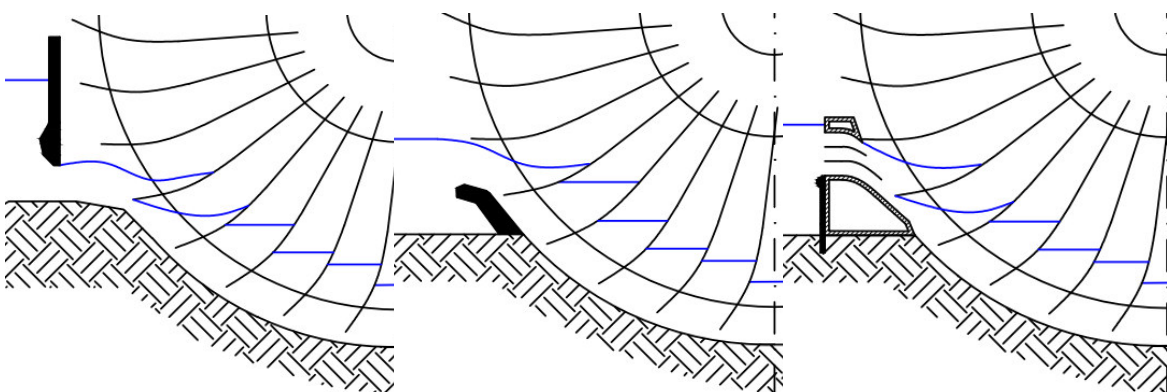


**Abbildung 2 Einteilung der Wasserräder nach Höhenlage des Wassereintrittspunktes:
links ober- und rückschlächtiges Wasserrad, Mitte mittelschlächtiges Wasserrad und rechts
unter- und vorschlächtiges Wasserrad (eigene Darstellung)**

Neben der Lage des Wassereintrittspunktes ist die Einteilung der Wasserräder in Schaufel- und Zellenräder ein wichtiges Charakteristikum für die einzelnen Typen der Wasserräder. Ober- und rückschlächtige Räder werden mit seitlich und nach innen begrenzten Kästen/Bechern hergestellt und werden Zellenräder genannt. Wasserräder ohne innere und seitliche Begrenzung werden als Schaufelräder bezeichnet.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist das Einlaufbauwerk eines Wasserrades (vgl. Abbildung 3). Sie unterscheiden sich an mittel- und unter- und vorschlächtigen Wasserrädern konstruktiv in

- Spansschütz
- Überfallschütz und
- Kulissenbauwerk



**Abbildung 3 Einteilung der Wasserräder nach ihren Einlaufbauwerken:
links – Spansschütz, Mitte – Überfalleinlauf, rechts – Kulisseneinlauf (eigene Darstellung)**

Zusätzlich werden mittel- und unterschlächtige Wasserräder ab dem Eintrittspunkt des Wassers bis zur tiefsten Lage des Schaufelzwischenraumes mit einem konzentrischen Mantel – einem Kropf – ausgestattet, um ein frühzeitiges Ausfließen des Wassers zu verhindern (Müller 1899; Brüdern 2006). Wasserräder ohne einen Kropf laufen in einem sogenannten Schussgerinne.

Zuppinger-Wasserräder besitzen eine horizontale Wasserradwelle und fallen daher in die Kategorie der vertikalen Wasserräder. Das Wasser tritt bei dieser Art von Wasserrädern unterhalb der Radachse in das Rad, daher wird es als mittel- bis unterschlächtiges Rad bezeichnet. Das Rad selbst läuft in einem Kropfgerinne, um einen frühzeitigen Wasseraustritt zu verhindern. Die Wahl des Einlaufbauwerkes fällt bei Fallhöhen unterhalb von 1,2 m hauptsächlich auf den Überfalleinlauf, allerdings findet man bei Zuppinger-Wasserrädern ebenso eine Wasserdosierung über eine Spansschütze und einen Kulisseneinlauf (Brüdern 2006).

Da sich die vorliegende Arbeit mit dem Optimierungspotential eines Zuppinger-Wasserrades befasst, beschränkt sich der folgende Abschnitt auf die Entwicklung der mittel- und unterschlächtigen Wasserräder in einem Kropfgerinne mit einem Überfalleinlauf.

2.1 Übersicht des technischen Fortschritts der mittel- und unterschlächtigen Wasserräder

Die Vorläufer des Wasserrades haben ihren Ursprung vermutlich in den Bewässerungskulturen in Form von Schöpfsystemen, sogenannten Schöpfrädern (Wölfel 1987). Die erstmalige Erwähnung eines Schöpfrades findet sich bereits in babylonischen Gesetztestexten, in denen sie unter den staatlichen Schutz gestellt werden (König und Jehle 2005). An den Schöpfrädern befanden sich Eimer oder Kästen, die sich beim Durchgang durch den Fluss oder Kanal mit Wasser füllten. Die Eimer oder Kästen wurden durch die Drehung des Rades angehoben und entluden das in ihnen befindliche Wasser in der höher gelegenen angeschlossenen Rinne (siehe Abbildung 4). Von dort aus floss das Wasser zu den Feldern. Schöpfräder wurden von Zugtieren oder von Menschen angetrieben.



Abbildung 4 Schöpfrad im Betrieb aus Döring (2013)

Die Weiterentwicklung – zu einem durch kinetische Energie des Wassers angetriebenen Wasserrad – wurde erstmals vom hellenistischen Ingenieur Philon von Byzanz um das Jahr 200 v. Chr. schriftlich erwähnt (Wölfel 1987). Detaillierte Beschreibungen wurden vom römischen Ingenieur und Kunsttheoretiker Vitruv um 24 v. Chr. festgehalten (Vitruvius 2008). Das Wasserrad nutze den Impuls bzw. den Stoß des Wassers zum Antrieb (siehe Abbildung 4).

Die erste Beschreibung einer durch Wasserkraft angetriebenen Mühle ist ebenso auf Vitruv zurückzuführen (Vitruvius 2008). Die damaligen Wassermühlen arbeiteten ebenso unter der Ausnutzung des Wasserstoßes auf die Wasserradschaufeln. Durch die Verlagerung der ortsfesten Mühle vom Ufer auf das Wasser entstand die Schiffsmühle. Da Schiffsmühlen auf dem Wasser schwimmen, besitzen sie im Vergleich zu ortsfesten Mühlen den Vorteil, dass die Schaufeln, unabhängig vom Wasserstand, immer gleich tief in das Wasser eintauchen. Der Betrieb konnte also auch bei Niedrig- und Hochwasser fortgesetzt werden.

Die Ausbreitung der Wasserräder in Mitteleuropa begann im 5. Jahrhundert und erreichte, gefördert durch die Klostergründungen der Benediktiner und der Zisterzienser, die größten Zuwächse zwischen dem 13. und 15. Jahrhundert (Lohrmann 1996). Eine Weiterentwicklung der unterschlächtigen Räder fand zu jener Zeit kaum statt. Es wurde weiterhin nur der Stoß des Wassers zum Antrieb der Wasserräder genutzt (Brüderl 2006). Es fand eine starke Verbreitung der Wasserkraftnutzung statt und führte zu zahlreichen wirtschaftlichen Anwendungen in Getreide-, Öl-, Loh-, und Farbmühlen sowie in der Metallverarbeitung (Stropsack 2007).

Mit der Theorie des Wasserrades befassten sich auch bedeutende Wissenschaftler wie Leonardo da Vinci (Navoni et al. 2012). Noch um 1700 sah der Mathematiker Antoine Parent den Stoß als einzige Möglichkeit der Energienutzung durch ein Wasserrad. Seine theoretischen Ansätze führten ihn zum Ergebnis, dass der maximale Wirkungsgrad eines Wasserrades bei etwa $4/27 \approx 15\%$ liegt. Dieser Wert wird nach seiner Berechnung erreicht, wenn das Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit des Rades zur Fließgeschwindigkeit des Wassers $\frac{1}{3}$ beträgt (Steinle und Rammer 2007). Während der Militäringenieur Bernard Forest de Bélidor diese falschen Ansätze noch für die Verfassung seiner mehrbändigen *Architecture Hydraulique* (Bélidor 1737 – 1753) verwendete, bezeichnete Daniel Bernoulli, in seiner im Jahr 1738 publizierten *Hydrodynamica*, die Ansätze von Parent als falsch. Den korrekten Ansatz zur Berechnung des Wirkungsgrades von Wasserrädern konnte aber auch Bernoulli nicht liefern (Steinle und Rammer 2007) – dies gelang erst Charles Borda. Er ermittelte im Jahr 1767 für den Stoß einen maximalen Wirkungsgrad von 50%. Seine Herleitung des theoretischen Wirkungsgrads der Gewichtswirkung des Wassers von 100% sowie das optimale Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit des Rades zur Fließgeschwindigkeit des Wassers von 1:2 wurden von ihm ebenfalls physikalisch korrekt angegeben (Bach 1886a). Durch die Möglichkeit der mathematischen Berechnungen entstanden zahlreiche Bücher, die Mühlenbetreibern und Mühlenbauern Anweisungen zur Herstellung und zum Betrieb der Wasserkraftanlagen darlegten (Redtenbacher 1846; Bach 1886b, 1886a; Müller 1899, 2010; Henne 1903).

Im 17. und 18. Jahrhundert nahm die Anzahl an Wassermühlen erneut zu. Die Zunahme korrespondierte mit der stetig verbesserten Technologie im Mühlenbau. Der Fokus der Mühlenbetreiber und Mühlenbauer lag in der besseren Ausnutzung des Energiedargebotes, der damit verbundenen höheren Leistung, den geringeren Fertigungskosten und der verlängerten Lebensdauer der Anlage (Paulinyi et al. 1997).

Im 19. Jahrhundert forschten Ingenieure an der Verbesserung der Wasserradkonstruktionen und damit an der Steigerung der Leistung bzw. des Wirkungsgrades. Es wurde besonderen Wert auf die optimierten Ein- und Auslaufbedingungen des Wassers gelegt, da ein entscheidender Nachteil des

Wasserrades gegenüber einer Turbine die Tatsache ist, dass einströmendes Wasser in der Schaufel beim Ausströmen in entgegengesetzter Richtung fließen muss. Diese beiden Strömungen behindern sich gegenseitig und führen zu Energiedissipationen. Jean-Victor Poncelet entwickelte um 1825 ein Wasserrad mit stark vorwärts gekrümmten Schaufeln. Seine Entwicklung sah vor, die gesamte potentielle Energie in kinetische Energie umzuwandeln und diese durch Umlenkung in mechanische Energie umzusetzen (Brüder 2006). Das einströmende Wasser gibt seine kinetische Energie am unteren Scheitelpunkt des Rades ab und baut innerhalb des Schaufelzwischenraumes eine potentielle Energie auf. Die Schaufeln sind so zu konstruieren, dass das einströmende Wasser ohne Stoß, tangential zur Schaufel, in das Rad eintritt. Mit abnehmender Geschwindigkeit gleitet das Wasser die Schaufeln hinauf. Die dadurch gewonnene potentielle Energie wird beim Austreten des Wassers in kinetische Energie umgewandelt. Nach dem Erreichen des Unterwassers drückt der zurückströmende Wasserstrahl abermals energieabgebend gegen die Schaufel (siehe Abbildung 5 links).

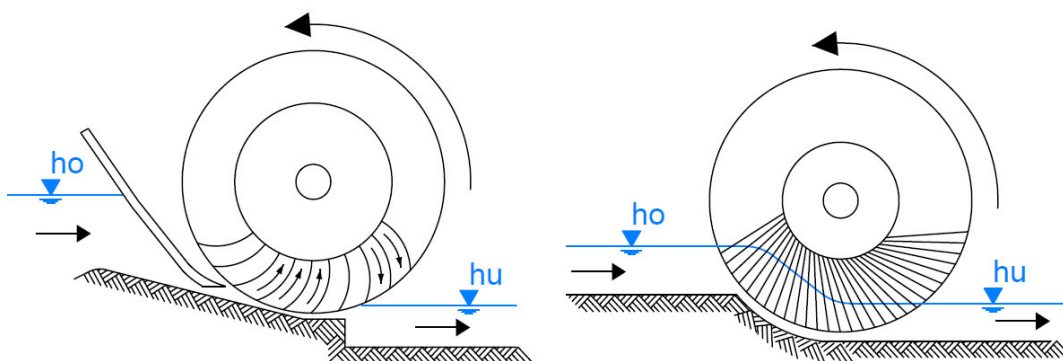
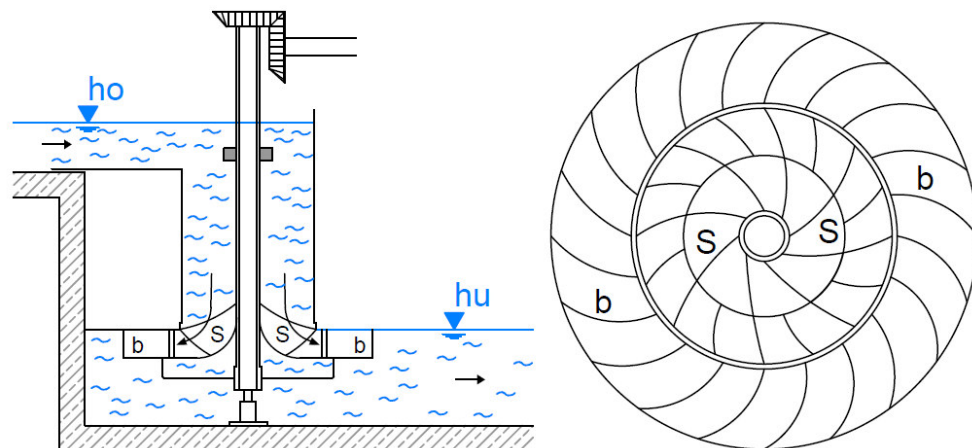


Abbildung 5 Bedeutende Wasserradkonstruktionen: links – Poncelet-Wasserrad, rechts – Sagebien-Wasserrad (eigene Darstellung)

Sagebien legte den Fokus seiner Weiterentwicklungen ebenso auf die Forderung von Borda den Wassereintritt nahezu stoßfrei erfolgen zu lassen. Zudem legte er besonderen Wert auf die Minimierung der Restgeschwindigkeit des Wassers beim Austritt. Das von ihm im Jahr 1850 entwickelte Wasserrad erreichte dieses Ziel, indem er zum einen die Umfangsgeschwindigkeit des Rades sehr gering und zum anderen die Schaufelanzahl möglichst groß wählte (siehe Abbildung 5 rechts) (Henne 1903). Die geringe Umfangsgeschwindigkeit ($< 0,75 \text{ m/s}$) brachte allerdings den Nachteil mit sich, dass eine große Übersetzung notwendig wurde,

was mit größeren Verlusten verbunden war (Kappesser 1866). Das von ihm entwickelte Wasserrad besitzt in Drehrichtung schräg gestellte gerade Schaufeln und erreichte Wirkungsgrade von bis zu 80%. Aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeit werden Geräusche sowohl beim Eintritt als auch beim Austritt vermieden (Kappesser 1866). Die geringe Drehzahl ist für die meisten Anwendungen eher nachteilig und ist der Grund, warum diese Art von Wasserrad heute nicht mehr gebaut wird (Brüderl 2006).

Einen bedeutenden Fortschritt in der Nutzung der Wasserkraft erzielte Benoit Fourneyron. Seine Entwicklung eines Wasserrades, das an mehreren Stellen gleichzeitig angeströmt wird, führte zum Vorläufer der Francis-Turbine. Abbildung 6 stellt dieses Rad und die Fließrichtung des Wassers dar. Das Wasser fließt durch einen kreisrunden Schacht nach unten, wird von Leitschaufeln (s) von der ursprünglichen axialen Fließrichtung in eine radiale Fließrichtung umgelenkt und auf das außerhalb des Schachtes gelegene horizontale Wasserrad (b) gelenkt (Anonymus 1845; Preger 1978).



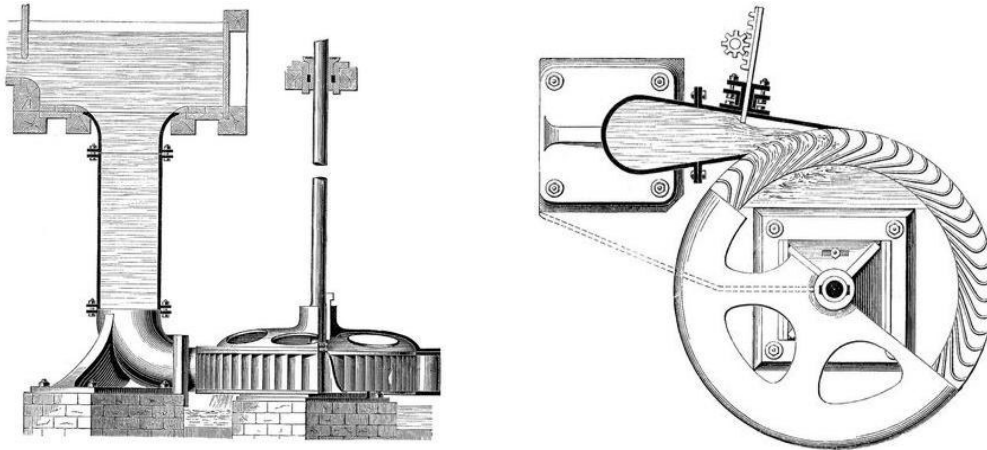
**Abbildung 6 Fourneyron-Rad: links – Längsschnitt,
rechts – Grundriss nach (Meyers Konversations-Lexikon 1906)**

Die Wasserräder von Poncelet und Sagebien sowie das Rad von Fourneyron bildeten die Grundlage für die Entwicklungsarbeit von Zuppinger.

2.2 Entwicklungsarbeiten des Walter Zuppinger

Zuppinger übernahm Merkmale des Fourneyron-Rades, veränderte den Aufbau aber an maßgeblichen Stellen und baute ein Wasserrad nach Bauart von Poncelet ein. Er griff dazu auf die gekrümmten Schaufeln eines Poncelet-Wasserrades zurück, ordnete das Wasserrad aber horizontal an, wie bei einem

Fourneyron-Rad. Im Gegensatz zum Fourneyron-Rad besaß seine Entwicklung kein Leitrad. Das Wasserrad wurde an einer einzigen Stelle von außen mit einem sich verjüngenden Zulaufrohr annähernd tangential angeströmt (siehe Abbildung 7). Die Verjüngung des Zuströmquerschnittes führte zu einer Erhöhung der Fließgeschwindigkeit und damit des Impulses auf das Wasserrad. Diesen Energiewandler nannte Zuppinger „Tangentialrad“. Für seine Erfindung erhielt er ein Patent auf fünf Jahre (Preger 1978).



**Abbildung 7 Zuppinger-Tangentialrad: links – Längsschnitt,
rechts – Grundriss (Meyers Konversations-Lexikon 1906)**

Das Wasser tritt bei einem Zuppinger-Tangentialrad als freier Wasserstrahl auf die Wasserradschaufeln und entspricht daher vom Wirkungsprinzip einer Freistrahlturbine. Das Zuppinger-Tangentialrad gilt als einer der wichtigsten Vorläufer der Peltonturbine (Preger 1978).

Zuppinger entwickelte ein kompaktes Wasserrad mit abgeschlossenen Zellen (seitliche und innere Begrenzungen der Schaufeln), wie sie bisher nur für überschlächlige Wasserräder angefertigt wurden. Es wird im Folgenden als Zuppinger'sches-Wasserrad bezeichnet. Abbildung 8 zeigt die typischen langgezogenen Blehschaufeln seiner Konstruktion. Sie wurden zum Radinneren durch einen gusseisernen Mantel und nach außen durch einen Blechmantel abgeschlossen, um ein frontales Einströmen des Wassers zu verhindern.

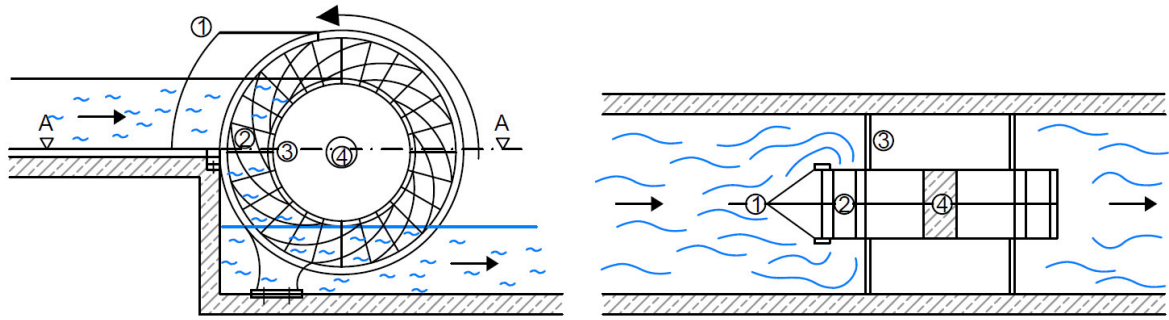


Abbildung 8 Zuppinger'sches Wasserrad: links – Längsschnitt, rechts – Grundriss, nach (Delabar 1867)

Das zuströmende Wasser teilt sich vor dem Wasserrad und tritt an beiden Seiten des Wasserrades in die Zellen ein. Dadurch wirkt ausschließlich die Gewichtskraft des Wassers. Der Durchmesser des zur Radachse hin abschließenden Mantels entspricht der Fallhöhe. Um ein verfrühtes Austreten des Wassers zu verhindern, war ein Kropf vorzusehen. Bei Fallhöhen bis 1,6 m und niedrigen Drehzahlen von 3 bis 4 Umdrehungen pro Minute wurden Wirkungsgrade von bis zu 80% erreicht (Delabar 1867; Landesgewerbeamt Württemberg 1855). Für diese Konstruktion erhielt Zuppinger im Jahr 1849 ein weiteres Patent. Zwischenzeitlich hatte Zuppinger den Einströmbereich in das Wasser dahingehend vereinfacht, dass der Einlauf nicht mehr von der Seite, sondern von vorne erfolgte.

Das Wirkungsprinzip des Zuppinger'schen Wasserrades findet auch in der Entwicklung neuartiger Wasserkraftwandlern Anwendung. Exemplarisch sind die Forschungsarbeiten an einer Wasserdruckmaschine (Senior 2009; Schneider 2016; Schwyzer 2017) und an einem Dethridge Wheel (Harten 2010; Paudel 2016) zu nennen. Bei allen Energiewandlern bilden die Schaufeln mit der Nabe eine geschlossene Einheit. Dadurch ist es möglich den Oberwasserspiegel auf das entsprechende Niveau aufzustauen, ohne dass ein zusätzliches Wehr benötigt wird.

Der Erfolg des Zuppinger'schen Wasserrades blieb aus (Preger 1978). Dies hielt ihn aber nicht davon ab die Weiterentwicklung von Wasserädern fortzusetzen. Zwischenzeitlich erhielt er im Jahr 1861 ein Patent auf eine doppelgeregelter „Mittelgefälleturbine“, die als Vorläufer der Kaplan-turbine anzusehen ist (Preger 1978).

Das Zuppinger'sche Wasserrad war eine Konstruktion mit hohem Wirkungsgrad für Standorte mit kleinen Fallhöhen und geringem Durchfluss. Die Fortsetzung

seiner Entwicklungsarbeit an Wasserrädern sollte jedoch auch Standorte mit kleinen Fallhöhen und hohem Durchfluss nutzbar machen. Seine Arbeit führte zum im Jahr 1864 patentierten *Niedergefälle-Wasserrad*, das außer der potentiellen auch die kinetische Energie des Wassers nutzt. Das Niedergefälle-Wasserrad mit einem Überfalleinlauf wird heutzutage allgemein als Zuppinger-Wasserrad bezeichnet.

2.3 Zuppinger-Wasserrad als "Stand der Technik"

Die Vision von Zuppinger war ein Wasserrad, das an Standorten mit geringer Fallhöhe und einem hohen Durchfluss hohe Wirkungsgrade erzielt. Besonders wichtig waren ihm ein hoher Wirkungsgrad trotz Rückstau aus dem Unterwasser und schwankender Fallhöhen, um an Standorten mit wechselhaften Bedingungen einsatzfähig zu sein (Preger 1978).

Die Umsetzung ist ihm gut gelungen. Gegenwärtig werden für Neubauten an Wasserradstandorten, im Einsatzbereich der mittel- und unterschlächtigen Wasserräder, überwiegend Zuppinger-Wasserräder installiert (Nuernbergk 2013).

Zuppinger nutzte, wie er es bereits für sein Tangentialrad tat, bestehende Wasserkrafttechnologie, verschnitt deren vorteilhafte Eigenschaften und entwickelte eine optimierte Konstruktion. Die Schaufelstellung seines Niedergefälle-Wasserrades leitete er aus den Schaufelformen des Sagebien- und des Poncelet-Wasserrades ab. Die Schaufelkrümmung stammte vom Poncelet-Wasserrad. Abbildung 9 zeigt, dass er die Schaufelkrümmung geringer ausbildete als beim Poncelet-Wasserrad. Die Schaufeltiefe vergrößerte er, wie bei einem Sagebien-Wasserrad und lies das Wasserrad in einem Kropf laufen, um die Wasserverluste zu minimieren (Brüderl 2006).

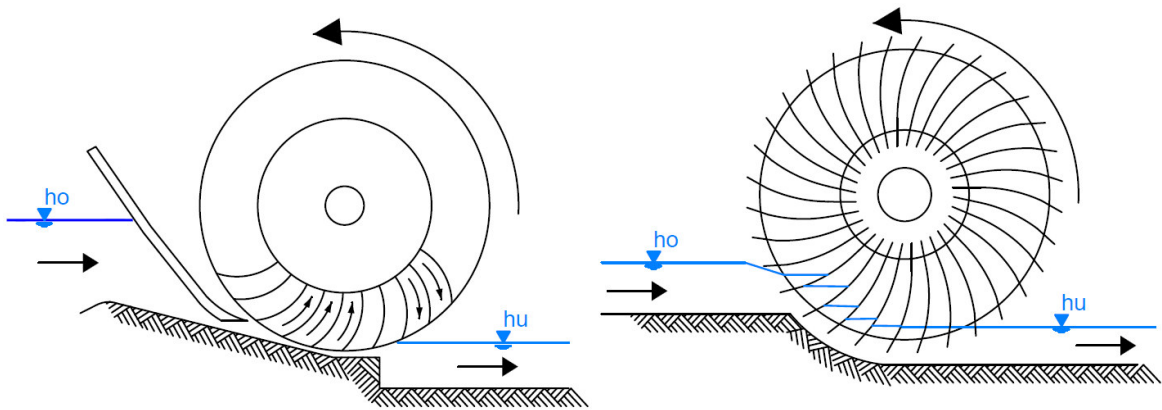


Abbildung 9 Gegenüberstellung der Schaufelkrümmung
links – Poncelet-Wasserrad, rechts – Zuppinger-Wasserrades (eigene Darstellung)

Durch die vergrößerte Schaufeltiefe verarbeitet das Rad bei kleinem Gefälle große Wassermengen, ohne dass die Zellen überspült werden (Rüdinger und Oppermann 2010). Durch die Eigenschaft große Wassermengen pro Meter Radbreite verarbeiten zu können (große Schluckfähigkeit) zählt das Zuppinger-Wasserrad, laut Brüdern (2006) auch heute noch zu den gelungensten Wasserradkonstruktionen.

Die Schaufelform ist das kennzeichnende Merkmal eines Zuppinger-Wasserrades. Die Form entspricht einer Evolvente mit einer zum Radinneren hin verlaufenden Geraden. Der Verlauf der Evolvente wird vom Austritt des Wassers aus dem Wasserrad bestimmt. Der Einlauf ist wiederum an die Schaufelform anzupassen (Nuernbergk 2013). Je nach Unterwasserstand bedingen ein Schaufelwinkel β von ca. 63° - 90° und ein Austrittswinkel δ von 70° - 75° (Brüdern 2006) ein nahezu senkrechttes Auftauchen der Schaufeln aus dem Unterwasser und minimieren dadurch die Verluste durch einen Rückstau aus dem Unterwasser (vgl. Abbildung 10).

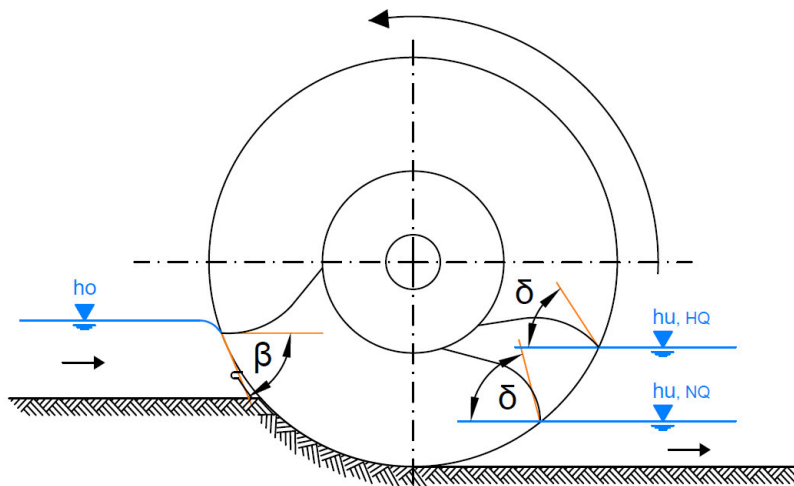


Abbildung 10 Darstellung der Schaufel- und Austrittswinkel (eigene Darstellung)

Die Schaufelform ermöglicht eine Umlenkung der kinetischen Energie des eintretenden Wasserstrahls, damit die Umwandlung in potentielle Energie und somit die größtmögliche Umsetzung in mechanische Energie (Brüderl 2006).

Gegenüber anderen mittel- und unterschlächtigen Rädern hat das Zuppinger-Wasserrad den Vorteil, dass es für Standorte mit stark schwankendem Unterwasserspiegel und deutlich vom Bemessungsdurchfluss variierender Wasserdotation geeignet ist (Müller 1899). Eine Darstellung der Einsatzbereiche und Wirkungsgrade üblicher Wasserräder zeigt Tabelle 1. Das oberschlächtige Wasserrad und das Sagebien-Wasserrad weisen einen höheren Wirkungsgrad auf, als das Zuppinger-Wasserrad. Während das oberschlächtige Wasserrad für größere Fallhöhen geeignet ist, liegt der Nachteil des Sagebien-Wasserrades in der sehr niedrigen Drehzahl von zwei Umdrehungen pro Minute (Bach 1886a). Die niedrige Drehzahl führt zu großen Radabmessungen und somit zu hohen Fertigungskosten des Wasserrades, ebenso wird eine hohe Übersetzung notwendig (Stahb ca. 1900).

Tabelle 1 Kennzahlen ausgewählter Wasserräder nach (Müller 2010)¹, (Müller 1899)²

Wasserradtyp	Fallhöhe [in m]	Durchflussmenge [in m ³ /s]	Maximaler Wirkungsgrad
Oberschlächtiges Wasserrad ¹	3,0 – 12,0	0,07 – 0,7	0,85
Poncelet-Wasserrad ¹	0,5 – 2,0	0,5 – 4,0	0,75
Sagebien-Wasserrad ²	< 3,0	k.A.	0,88
Unterschlächtiges Kropfrad mit Spannschütz ¹	0,3 – 2,0	0,4 – 2,5	0,60
Zuppinger-Wasserrad ²	0,6 – 4,0	0,3 – 5,0	0,78

Der hohe Wirkungsgrad und das weite Einsatzspektrum von Zuppinger-Wasserrädern bewirkt, dass für Neubauten fast ausschließlich dieser Typ von Wasserrad eingesetzt wird. Dennoch besteht ein ökologisches und ökonomisches Optimierungspotential, das Kapitel 3 näher beschrieben wird.

2.4 Bemessung von Zuppinger-Wasserrädern

Die folgenden Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Konstruktionsparameter beziehen sich auf Zuppinger-Wasserräder mit Überfalleinlauf, da ein Zuppinger-Wasserrad mit dieser Einlaufvariante die Basis der Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit liefert.

Die maßgebenden Konstruktionsparameter zur Dimensionierung eines Wasserrades sind

- Außendurchmesser
- Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl
- Schaufeltiefe
- Füllungsgrad
- Radbreite
- Schaufelteilung, -anzahl und -form

und werden in Abbildung 11 dargestellt.

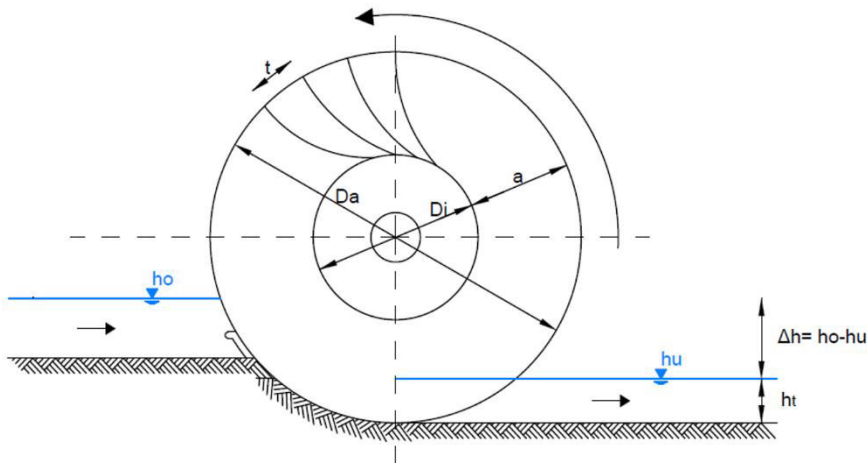


Abbildung 11 Konstruktionsparameter eines Wasserrades (eigene Darstellung)

2.4.1 Außendurchmesser D_a

Unter der Annahme einer gleichbleibenden Kraft, vergrößert sich das angreifende Drehmoment am Wasserrad linear mit dem größer werdenden Durchmesser eines Wasserrades. Weitere Vorteile eines großen Raddurchmessers liegen in den geringeren Verlusten beim Eintritt und beim Austritt des Wassers in das Wasserrad (Stahb ca. 1900). Der Raddurchmesser liegt in der Regel zwischen 5,0 und 7,0 m (Nuernbergk 2013). Die untere Grenze liegt bei 4,50 m und das Maximum bei 9,0 m (Müller 1899). In der Literatur werden verschiedene Richtwerte und Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Durchmessers D_a angegeben.

Für Wasserräder mit einem Überfalleinlauf existiert ein Richtwert für den Durchmesser zwischen dem drei- und vierfachen der Fallhöhe (Bach 1886a; Müller 2010).

Unter Berücksichtigung weiterer Einflussfaktoren zur Berechnung des Durchmessers gibt Müller (1899) folgende Formel an:

$$D_a = 2 \cdot (\Delta h + h_t + h_o) \quad \text{Gl. 2.1}$$

Die Eintauchtiefe der Schaufeln im Unterwasser h_t liegt üblicherweise im Bereich von 0,30 bis 0,50 m (Müller 1899). Der Mittelwert des vertikalen Abstandes zwischen der Wasserradwelle und dem Wasserstand im Zulaufkanal h_o beträgt 0,80 m und kann bei stark veränderlichen Wasserständen bis zu 1,20 m betragen (Müller 1899).

Nuernbergk (2013) übernahm in seinem Buch die Vorgehensweise zur Bestimmung des Durchmessers von Müller (2010) und nennt folgende Gleichung:

$$D_a = 2 \cdot (\Delta h + h_t) + (h_{t,max} - h_t) + \frac{1}{\Delta h} \quad \text{Gl. 2.2}$$

In Gl. 2.2 beinhaltet der erste Term $2 \cdot (\Delta h + h_t)$ die Fallhöhe und die Eintauchtiefe der Schaufel im Unterwasser und stellt gewissermaßen den Minstdurchmesser des Wasserrades dar. Der zweite Term $(h_{t,max} - h_t)$ ist für Standorte relevant, an denen sich hohe Unterwasserstände beim höchsten nutzbaren Durchfluss einstellen. Die daraus resultierende maximale Tauchung ($h_{t,max}$) wird um die Eintauchtiefe reduziert und trägt somit ihren Anteil zur Größe des Durchmessers bei. Der letzte Term $\frac{1}{\Delta h}$ stellt einen Zuschlag dar, der mit steigender Fallhöhe immer kleiner wird und folglich, bei gleichem erforderlichem Schluckvermögen (Volumen pro Zeit), zu einer größeren Radbreite führt. Eine größere Radbreite statt eines sehr großen Raddurchmessers führt zu geringeren Fertigungskosten bei vergleichbaren Wirkungsgraden (Müller 1899; Brüdern 2006).

2.4.2 Umfangsgeschwindigkeit u_a und Drehzahl n

Die Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Radumfang u_a ist von besonderer Bedeutung, da sie Einfluss auf die Fertigungskosten und den Wirkungsgrad einer Wasserradanlage hat. Hohe Geschwindigkeiten senken den Wirkungsgrad und reduzieren die Fertigungskosten, da die Größe der Anlagenteile (Breite, Lager, Getriebe) geringer gewählt werden können (Nuernbergk 2013). Als Richtwert für die Umfangsgeschwindigkeit für Zuppinger-Wasserräder werden in der Literatur verschiedene Bandbreiten genannt:

Bach (1886a)	$u_a = 1,40$ bis $1,70$ m/s
Müller (1899)	$u_a = 1,40$ bis $1,80$ m/s
Brüdern (2006)	$u_a = 1,30$ bis $1,60$ m/s
Nuernbergk (2013)	$u_a = 1,10$ bis $1,40$ m/s

Die Drehzahl eines Wasserrades errechnet sich aus dem Durchmesser und der Umfangsgeschwindigkeit von ebendiesem:

$$n = \frac{u_a}{\pi \cdot D_a} \quad \text{Gl. 2.3}$$

2.4.3 Schaufeltiefe a

Die radiale Schaufeltiefe a wird in Abhängigkeit des Durchmessers und des Durchflusses berechnet. Nachstehend werden die resultierenden Formeln für die Schaufeltiefe der genannten vier Autoren aufgezeigt.

Für die Schaufeltiefe gibt Bach (1886a) einen Bereich, in Abhängigkeit des Durchflusses und des Raddurchmessers, an:

$$a = 0,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_a}{\Delta h}} \text{ bis } 0,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_a}{\Delta h}} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Müller (1899) unterteilt den Durchfluss in drei Bereiche, anhand derer die Schaufeltiefe festzulegen ist:

$Q \leq 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,5 \text{ m}^3/\text{s} < Q \leq 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q > 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$
$a = \frac{D_a}{6} \text{ bis } \frac{D_a}{5}$	$a = \frac{D_a}{5} \text{ bis } \frac{D_a}{4}$	$a = \frac{D_a}{4}$

Gl. 2.5

Ohne auf eine Unterteilung des Durchflusses einzugehen, gibt Brüdern (2006) für die Schaufeltiefe von Zuppinger-Wasserrädern einen Bereich von 1,0 bis 2,0 m an und formuliert folgende Gleichung:

$$a = \left(\frac{1}{3} \text{ bis } \frac{2}{3} \right) \cdot \frac{D_a}{2} \quad \text{Gl. 2.6}$$

Eine exakte Berechnung der Schaufeltiefe erfolgt nach Nuernbergk (2013) gemäß:

$$a = \frac{D_a}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{D_a}{2} \right)^2 - \frac{Q}{\varepsilon \cdot n \cdot \pi} \cdot 60} \quad \text{Gl. 2.7}$$

Der Füllungsgrad ε in Gl. 2.7 wird im folgenden Abschnitt definiert.

2.4.4 Füllungsgrad ε und Radbreite B

Der Füllungsgrad ε stellt das Verhältnis zwischen Durchfluss und dem vorhandenen Schaufelvolumen dar. Für den Füllungsgrad sind in der Literatur folgende Werte zu finden:

Bach (1886a) $\varepsilon = \frac{1}{2}$

Müller (1899) $\varepsilon = \frac{2}{5}$ bis $\frac{1}{2}$

Brüderl (2006) $\varepsilon = \frac{1}{2}$

Nuernbergk (2013) $\varepsilon = \frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$

Nuernbergk (2013) gibt eine Gleichung zur exakten Berechnung des Füllfaktors an:

$$\varepsilon = -\frac{1}{12 m} \cdot (\Delta h - 1 m) + \frac{2}{3} \quad \text{Gl. 2.8}$$

Die Radbreite B ist abhängig vom Bemessungsdurchfluss Q_{bem} , der mittleren Geschwindigkeit im Schwerpunkt u_s , der Schaufeltiefe a und dem Füllungsgrad ε (Müller 2010):

$$B = \frac{Q_{bem}}{u_s \cdot a \cdot \varepsilon} \quad \text{Gl. 2.9}$$

mit $u_s = u_a \cdot \frac{D_a - h_t}{D_a}$ Gl. 2.10

Eine empirisch ermittelte Formel für die Radbreite liefert Müller (1899):

$$B = \frac{Q_{bem}}{0,3 + \frac{Q}{5}} \quad \text{Gl. 2.11}$$

Nuernbergk (2013) berechnet die Radbreite durch das Verhältnis vom Bemessungsdurchfluss zur spezifischen Schluckfähigkeit:

$$B = \frac{Q_{bem}}{Q_s} \quad \text{Gl. 2.12}$$

2.4.5 Schaufelteilung t und Schaufelanzahl Z

Der Abstand der Schaufeln am Radumfang wird als Schaufelteilung bezeichnet. In der Literatur sind Richtwerte zur Schaufelteilung an Zuppinger-Wasserrädern zu finden:

Müller (1899)	$t \approx 0,45 \text{ m}$
Henne (1903)	$t = 0,35 \text{ bis } 0,50 \text{ m}$
Brüderl (2006)	$t = 0,40 \text{ bis } 0,52 \text{ m}$
Nuernbergk (2013)	$t \approx 0,45 \text{ m}$

Die Schaufelanzahl wird über die vorläufig festgelegte Schaufelteilung berechnet (Müller 1899):

$$Z = \frac{D_a \cdot \pi}{t} \quad \text{Gl. 2.13}$$

Die nach Gl. 2.13 berechnete Schaufelanzahl ist auf ganze Zahlen zu runden und anschließend auf eine durch die Anzahl der Radarme teilbare Zahl abzurunden (Müller 1899).

Für die Anzahl der Radarme empfiehlt Müller (1899) in Abhängigkeit vom Raddurchmesser folgende Werte:

$D_a < 6,5 \text{ m}$	$6,5 \text{ m} \leq D_a \leq 8,5 \text{ m}$	$D_a > 8,5 \text{ m}$
6 bis 7 Radarme	7 bis 9 Radarme	10 Radarme

Eine Übersicht über die Schaufelanzahl, die Schaufelteilung und die Anzahl der Radarme ist im Anhang auf Seite 143 zu finden.

2.4.6 Schaufelkurve

Folgende grundlegende Eigenschaften soll die Form einer Wasserradschaufel aufweisen (Müller 1899):

- Die Schaufelform ist so zu wählen, dass ein Stoß vermieden wird.
- Die Schaufeln dürfen nicht zu stark gekrümmt sein, um den einströmenden Wasserstrom nicht zu stark umzulenken, was zu inneren Verlusten führen würde.

- Der Schaufelzwischenraum soll sich zur Radmitte hin nicht zu sehr verjüngen, damit der einströmende Wasserstrom nicht zu sehr beschleunigt wird und ins Radinnere übertritt. Daher ist der hintere Teil der Schaufel nur leicht zu krümmen oder komplett gerade auszubilden.

Schaufelform nach Bach (1886a und 1886b):

Die Schaufelkurve ist bei Wasserrädern mit Überfalleinlauf und bei Wasserrädern mit Spansschütz so zu entwerfen wie bei Wasserrädern mit Kulisseneinlauf (Bach 1886a).

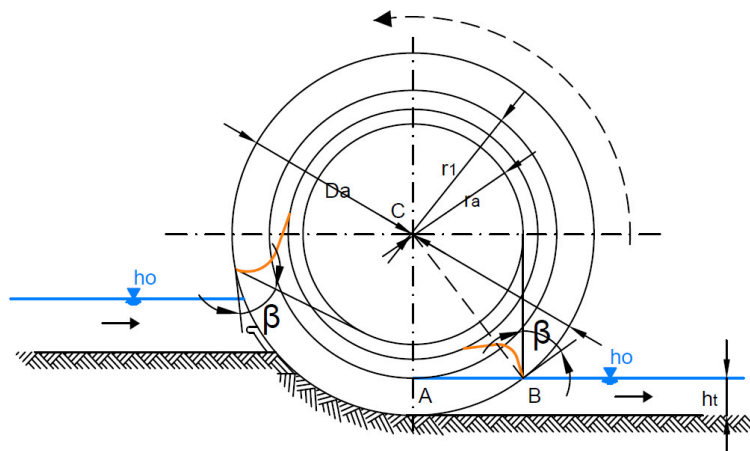


Abbildung 12 Schaufelform nach Bach (1886a)

Die Schaufelkurve ist eine Evolvente eines Hilfskreises dessen Mittelpunkt in Radmitte C liegt und dessen Umfang genau den Unterwasserspiegel im Punkt A berührt (siehe Abbildung 12):

$$r_1 = \frac{D_a}{2} - h_t \tag{Gl. 2.14}$$

In der Praxis wird die Evolvente durch einen oder zwei Kreisbögen ersetzt.

Der Punkt, an dem das äußere Schaufelende das Wasser verlässt, wird mit B bezeichnet. Die Vertikale an Punkt B stellt die Tangente des Hilfskreises dar, mit dem Mittelpunkt in Radmitte C und einem Radius r_a , der der horizontalen Entfernung zwischen A und B entspricht:

$$r_a = \overline{AB} = \sqrt{\left(\frac{D_a}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_a}{2} - h_t\right)^2} \tag{Gl. 2.15}$$

Die Längenbeziehungen in Gl. 2.15 sind im Dreieck ABC zu finden.

Die Schaufeln schließen unter dem Schaufelwinkel β am Umfang des Rades an. β ist über die Winkelbeziehungen im Dreieck ABC zu ermitteln:

$$\sin \beta = \frac{D_a - 2 \cdot h_t}{D_a} \quad \text{Gl. 2.16}$$

$$\cos \beta = \frac{2 \cdot r_a}{D_a} \quad \text{Gl. 2.17}$$

Schaufelform nach Müller (1899):

Die Schaufel wird in drei Teile unterteilt (siehe Abbildung 13):

- Vorschaukel: Schaufelteil I-II
- Mittelschaukel: Schaufelteil II-III
- Hinterschaukel: Schaufelteil III-IV

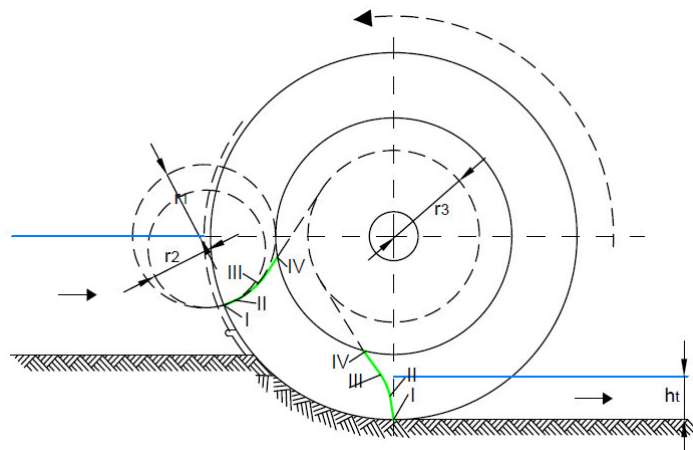


Abbildung 13 Schaufelform nach Müller (1899)

Die radiale Länge der Vorschaukel beträgt zwischen 0,19 und 0,29 m bzw. $\frac{a}{6}$ bis $\frac{a}{5}$.

Die Vorschaukel kann entweder gerade oder mit dem Radius r_1 ausgebildet werden. Der Radius r_1 soll 1,00 m nicht unterschreiten und 1,80 m nicht überschreiten. Der Mittelpunkt des Kreises mit dem Radius r_1 liegt in der Nähe des Radumfangs.

Die Mittelschaukel besitzt einen Radius r_2 zwischen 0,80 und 1,10 m. Bei großer Schaufeltiefe a kann r_2 bis zu 1,50 m betragen.

Der Verlauf der geraden Hinterschaukel wird durch die Verbindung zweier Tangenten beschrieben. Die erste ist die Tangente an den Kreis mit dem Radius r_2 . Die zweite Tangente liegt am Kreis mit dem Radius r_3 .

$$r_3 = \frac{\Delta h + h_t}{2} \quad \text{Gl. 2.18}$$

Der Mittelpunkt dieses Kreises liegt im Mittelpunkt des Rades und r_3 ist die Hälfte der Summe aus Fallhöhe und Tauchung der Schaufeln im Unterwasser.

Schaufelform nach Nuernbergk (2013):

Das Auftauchen der Schaufel aus dem Unterwasser ist maßgebend für den optimalen Schaufelwinkel. Der Schaufelwinkel kann anhand folgender Formel berechnet werden, die nur von der Tauchung der Schaufeln im Unterwasser und dem Außendurchmesser des Rades abhängig ist:

$$\beta = \cos^{-1} \left(\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h_t}{D_a}\right)^2} \right) \quad \text{Gl. 2.19}$$

Die Schaufel wird in einen gekrümmten vorderen Teil und einen geraden hinteren Teil zerlegt (siehe Abbildung 14).

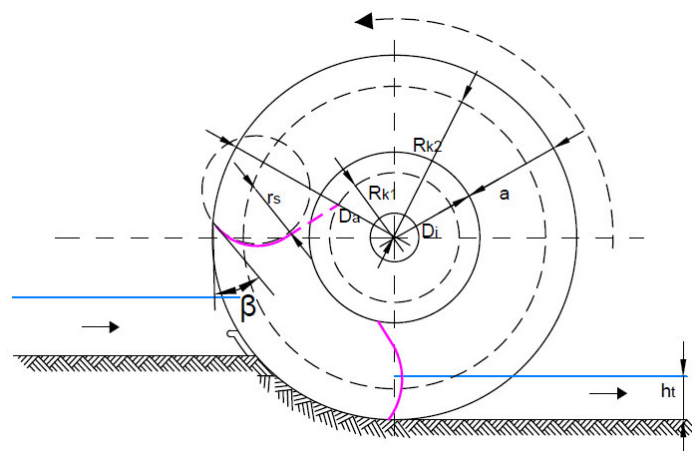


Abbildung 14 Schaufelform nach Nuernbergk (2013)

Die Krümmung des vorderen Schaufelteils wird von einem Konstruktionkreis beschrieben. Der Radius des Konstruktionkreises berechnet sich nach:

$$r_s = \frac{\left(\frac{D_a}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}{D_a \cdot \cos \beta + D_i} \quad \text{Gl. 2.20}$$

mit

$$D_i = D_a - 2a \quad \text{Gl. 2.21}$$

Der Mittelpunkt des Konstruktionskreises liegt auf einem Kreis, dessen Mittelpunkt in der Radmitte liegt und einen Radius besitzt, der sich wie folgt berechnet:

$$R_{k2} = \frac{D_i}{2} + r_s \quad \text{Gl. 2.22}$$

Die Konstruktion des hinteren, geraden Schaufelteils erfolgt vergleichbar wie zuvor bei Müller (1899). Der gerade Teil wird durch die Tangente an den Konstruktionskreis und die Tangente eines Kreises mit dem Mittelpunkt in der Radmitte und dem Radius R_{k1} gebildet. Für R_{k1} gilt folgende Beziehung:

$$R_{k1} = \begin{cases} \frac{\Delta h + h_t}{2} & \text{wenn } \frac{\Delta h + h_t}{2} \geq \frac{D_a}{6} \\ \frac{D_a}{6} & \text{wenn } \frac{\Delta h + h_t}{2} < \frac{D_a}{6} \end{cases} \quad \text{Gl. 2.23}$$

Gegenüberstellung der drei unterschiedlichen Schaufelkurven

Die drei Verfahren zur Konstruktion einer Schaufelkurve für ein Zuppinger-Wasserrad führen zu ähnlichen, aber doch voneinander abweichenden Schaufeln (siehe Abbildung 15).

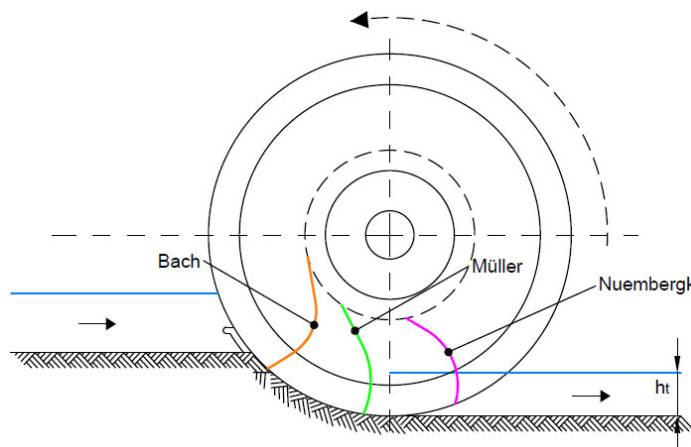


Abbildung 15 Gegenüberstellung der drei unterschiedlichen Schaufelkurven nach Bach (1886a), Müller (1899), Nuernbergk (2013)

Eine Schaufel für einen Kulisseneinlauf nach Bach besitzt die markanteste Schaufelkrümmung und auch die größte Länge. Die Schaufelform nach Nuernbergk ist ebenso deutlich gekrümmt und der gekrümmte Schaufelteil ist länger als der gerade hintere Schaufelteil. Eine Schaufelkurve nach Müller besitzt im Vergleich der drei Verfahren die geringste Krümmung. Außerdem macht die gerade Hinterschaukel den Großteil der Schaufellänge aus.

3 Ableitung von Optimierungspotentialen an Wasserrädern

Im folgenden Kapitel werden die Ziele dieser Arbeit, die energetische und ökologische Optimierung des Zuppinger-Wasserrades im Detail vorgestellt.

3.1 Energetische Optimierungspotentiale

Während der Literaturrecherche zu Wasserrädern im Allgemeinen und zur Entwicklung des Zuppinger-Wasserrades wurden verschiedene Ansätze entwickelt, um das bereits effektive Zuppinger-Wasserrad weiter zu optimieren. Hierbei handelt es sich um:

- einen Radboden bzw. eine abgeschlossene Nabe
- eine halbe Schaufelteilung
- Variation der Schaufel-, Eintritts- und Austrittswinkel.

3.1.1 Radboden / abgeschlossene Nabe

Ein Vorläufer des Zuppinger-Wasserrades ist das in Kapitel 2.2 erwähnte und dargestellte Zuppinger'sche Wasserrad. Eine besondere Eigenschaft des Rades ist der Radboden, wie er normalerweise zu der damaligen Zeit nur in oberflächigen Wasserrädern verbaut wurde. Ein Radboden verhindert, dass Wasser über die Schaufeln hinweg in das Radinnere fließen kann. Bei mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern kann auf einen Radboden zu verzichtet werden, da dieser das Befüllen und Entleeren der Schaufeln mit Wasser bzw. ent- und belüften erschwert (Bach 1886a; Meissner und Nowak 1895; Stahb ca. 1900). Energiewandler der neueren Zeit arbeiten allerdings genau mit diesem Radboden. Bei Wasserdruckmaschinen stellen die Schaufeln und die Nabe eine Einheit dar (Senior 2009; Müller et al. 2012; Schneider 2016; Schwyzer 2017) (siehe Abbildung 16 links).

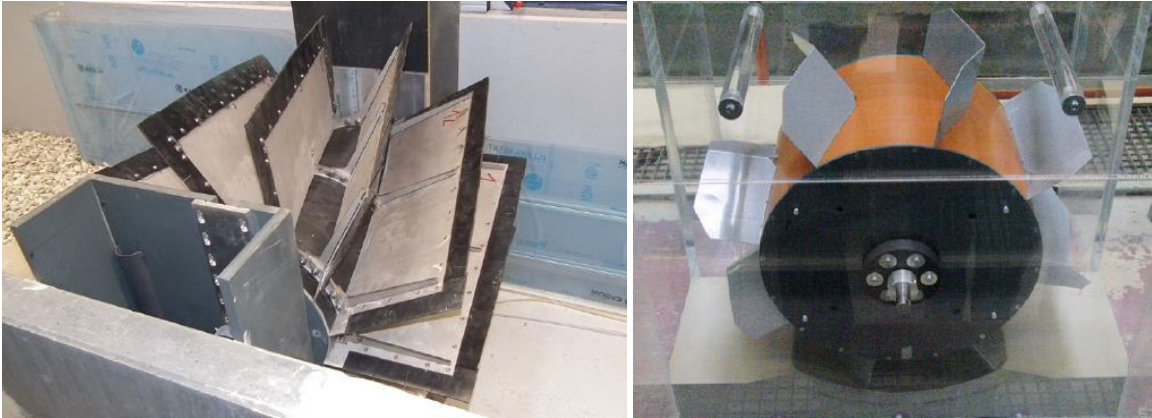


Abbildung 16 Wasserräder mit geschlossener Nabe:

links – Wasserdruckmaschine (Schwyzer 2017), rechts – Dethridge Wheel (Paudel 2016)

Ein weiteres Wasserrad mit Radboden ist das Dethridge Wheel (siehe Abbildung 16 rechts), das u.a. in Australien zur Durchflussmessung eingesetzt wurde (Kraatz und Mahajan 1975). Das Dethridge Wheel kann als potentieller robuster Energiewandler zur dezentralen Energieversorgung in Entwicklungs- und Schwellenländern angesehen werden. Voruntersuchungen zur Eignung als Energiewandler wurden bereits durchgeführt und Wirkungsgrade von bis zu 60% wurden erzielt (Harten 2010; Paudel 2016).

In der vorliegenden Arbeit wird die Auswirkung eines partiell (nicht über die gesamte Radbreite) eingebauten Radbodens auf die Leistung, den Wirkungsgrad und ganz besonders auf den Oberwasserstand untersucht. Von einem Radboden über die gesamte Radbreite wird abgesehen, da dies das Entlüften beim Befüllen mit Wasser und Belüften beim Entleeren der Schaufeln erschweren würde. Ziel ist es zu zeigen, dass ein Radboden den Oberwasserstand bei hohen Durchflüssen erhöht, da „überschüssiges“ Wasser nicht mehr ungehindert ins Radinnere übertreten kann. Der positive Effekt dieses Verhaltens wäre eine höhere Fallhöhe und damit eine höhere potentielle Energie. Der Vergleich der Theorie mit den ermittelten Messergebnissen wird in Kapitel 7.1 diskutiert.

3.1.2 Halbe Schaufelteilung

Bei Zuppinger-Wasserrädern erstrecken sich Schaufeln über die komplette Breite des Wasserrades. Bei breiten ober-schlächtigen Wasserrädern werden die Zellen oft versetzt angeordnet. Die halbe Zellenteilung bewirkt eine stoßfreie Drehung des Wasserrades (Brüder 2006) und eine gleichförmigere Beaufschlagung der Zellenräume mit Wasser (Müller 1899). Dem Autor sind keine Beispiele zur

Schaufelteilung an Zuppinger-Wasserrädern aus der Praxis oder Literatur bekannt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde überprüft, ob die Stoßreduzierung durch eine halbe Zellen- bzw. Schaufelteilung auf das Zuppinger-Wasserrad übertragen werden kann. Neben den Einflüssen der Schaufelteilung auf die Leistungsausbeute und den Wirkungsgrad wurde ebenso der Verlauf der Drehzahl während einer Umdrehung ausgewertet und in Kapitel 7.2 beschrieben.

3.1.3 Variation der Schaufel- und Austrittswinkel

Die Herleitung der Schaufelform an Wasserrädern ist insbesondere bei Bach (1886b), Stahb (ca. 1900), Müller (2010) und Nuernbergk (2013) dargestellt. An diesen Werken orientieren sich zahlreiche Ingenieurbüros und Hersteller von Wasserrädern. Der Fokus in der Auslegung der Schaufelgeometrie liegt darin, die Verluste beim Eintritt und dem Austritt des Wassers zu minimieren. In der vorliegenden Arbeit wurden die Auswirkungen der Schaufelwinkel auf den Wirkungsgrad und die Leistung untersucht. Die Ergebnisse dieser Analyse sind in Kapitel 7.3 festgehalten.

3.2 Ökologische Optimierungspotentiale

Historisch gelten Wasserräder als fischdurchgängig (Gerhardt 1904). Die Aussage von Gerhardt bezieht sich auf Wasserräder einfacher Bauweise mit damals üblichen Spaltmaßen bis zu über 30 cm. In den letzten Jahren wurden einige wenige Untersuchungen zum Fischdurchgang durchgeführt (Tombek und Holzner 2008). Die Aussage von Gerhardt wird darin nicht bestätigt. Beim Durchgang durch moderne energieeffiziente Wasserräder (geringes Spaltmaß zwischen Wasserrad und Bodensegment/Seiten und enger Schaufelabstand) werden Fische verletzt und getötet (Tombek und Holzner 2008). Untersuchungen zur Durchgängigkeit von Sedimenten und Makrozoobenthos an Wasserrädern wurden bislang nicht durchgeführt. Die beiden widersprüchlichen Aussagen zur Fischdurchgängigkeit verdeutlichen, dass kein eindeutiges Ergebnis zur ökologischen Auswirkung durch die Nutzung von Wasserrädern existiert.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden keine Verletzungs- oder Mortalitätsraten durch genehmigungspflichtige Tierversuche zur Analyse von Maßnahmen an einem Wasserrad durchgeführt, da diese die Verletzung/Tötung

der Tiere in Kauf genommen hätten. In einem Gemeinschaftsprojekt des Leibniz-Instituts für Gewässerökologie und Binnenfischerei (IGB) und der Hochschule Darmstadt wurden neun unter- und mittelschlächlige Wasserräder hinsichtlich der stromab gerichteten Fischdurchgängigkeit untersucht. Die Auswertung dieser Untersuchungen ergab geringe bis sehr geringe Schädigungs- und Mortalitätsraten an den untersuchten Wasserrädern (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Eine allgemeingültige Schlussfolgerung ist jedoch nicht aus diesen Studien zu ziehen, da die Untersuchungen außerhalb der Hauptwanderperiode stattfanden. Eine Auswertung der Standorte mit einer untersuchten Individuenanzahl von über 500 Fischen lässt jedoch Tendenzen erkennen. Die Schädigungsrate steigt mit

- Größerer Umfangsgeschwindigkeit
- Geringerem Spaltmaß
- Geringerem Abstand der äußeren Schaufelenden

Durch verhältnismäßig einfache betriebsbedingte Anpassungen, wie z.B. die Reduzierung der Drehzahl und konstruktive Veränderungen, wie etwa die Erhöhung des Spaltmaßes und Vergrößerung des Schaufelabstandes, wie sie bereits an Turbinen untersucht wurden (Ploskey 2004; Deng et al. 2007), könnte entsprechend die Durchgängigkeit erhöht werden.

Zuppinger-Wasserräder mit nachgewiesener Durchgängigkeit stünden, je nach Standortbedingungen, anderen als fischschonend geltenden Energiewandlern als konkurrenzfähig gegenüber:

- Turbinen – wie die Pentair-Turbine und die VLH-Turbine – gelten nach eigenen Angaben als fischfreundlich bzw. fischschonend, allerdings arbeiten diese mit Durchflüssen oberhalb der notwendigen Durchflussmenge eines Zuppinger-Wasserrades. Die kleinste Pentair-Turbine benötigt einen Durchfluss von mindestens 1,5 m³/s (Meijnen und Grünig 2013) und die kleinste Baureihe der VLH-Turbine mehr als 8,0 m³/s.¹
- Wasserkraftschnecken können nicht bedenkenlos als unschädlich für Fische angesehen werden. Ingenieurbiologische Untersuchungen weisen

¹ Schriftliche Auskunft Herr Juhrig (Stellba Hydro) vom 19.07.2014

Schädigungsraten von bis zu 32,7% aus (Ebel 2013), während andere Studien geringere Werte von ca. 20% nennen (Tombek und Holzner 2008; Schmalz 2010). Als Hauptursache für Verletzungen werden die Kanten durch Abnutzungen und Korrosionen sowie große Spaltmaße angeführt (Tombek und Holzner 2008; Schmalz 2010). Wasserkraftschnecken haben den Nachteil der Geräuschentwicklung. Dies verhindert einen Einsatz von Wasserkraftschnecken in bebauten Gebieten. Die komplette Einhausung der Wasserkraftanlage lässt sich nur schwierig in historische Strukturen integrieren.

- Wasserdruckmaschinen haben bislang nicht den Status der Serienreife erreicht. An einer Wasserdruckmaschine wurde eine Untersuchung zur Durchgängigkeit von Fischen durchgeführt, allerdings wurde nur eine geringe Anzahl untersucht (Uzunova und Kisliakov 2014). Bislang wurden keine abschließenden ökologisch fundierten Feldversuche zur Fischdurchgängigkeit an diesen Energiewandlern durchgeführt.

Die vorliegende Arbeit beinhaltet die Analyse der zuvor genannten betrieblichen und konstruktiven Veränderungen auf den Wirkungsgrad und die Leistungsausbeute sowie Annahmen zur Veränderung der Durchgängigkeit durch diese Veränderungen. Diese Ansätze sind in zusätzlichen Naturversuchen zu verifizieren.

3.2.1 Variation der Drehzahl

Zuppinger Wasserräder haben bei normalen Bedingungen eine mittlere Drehzahl von ca. 5 1/min (Brüderl 2006; Nuernbergk 2013). Im Naturmaßstab besteht bei herkömmlichen Durchmessern von Wasserrädern und deren Umfangsgeschwindigkeiten zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufeln ein Zeitfenster von weniger als 0,5 s (Nuernbergk 2013). Trotz relativ hoher Fließgeschwindigkeiten vor den Wasserrädern bis zu 0,92 m/s steht Fischen somit keine lange Zeitspanne zur Reaktion zur Verfügung (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Um diese Zeitspanne zu verlängern, kann die Drehzahl reduziert bzw. die Umfangsgeschwindigkeit vermindert werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Auswirkungen von reduzierten und erhöhten Drehzahlen auf die Leistung, den maximalen Wirkungsgrad und den Verlauf des Wirkungsgrades über ein breites Durchflussspektrum analysiert. Die Ergebnisse

dieser Untersuchungen sind in Kapitel 8.1 dokumentiert. Eine reduzierte Drehzahl wird sich jedoch negativ auf die Anschaffungskosten auswirken, da eine niedrigere Drehzahl eine höhere Übersetzung erfordert und dies wiederum die Getriebekosten erhöht.

3.2.2 Erhöhung des Spaltmaßes zwischen Kropf und Wasserrad

Moderne Wasserräder besitzen Spaltmaße zwischen Kropf und dem Wasserrad von 1 bis 5 cm (Nuernbergk 2013). In der Praxis wird das Spaltmaß auf 1 bis 2 cm reduziert, um die maximale Wassermenge zur Energieumwandlung zu nutzen (Senior 2009). Ein geringes Spaltmaß zwischen der Wasserradschaufel und dem Kropf erhöht allerdings die Gefahr, dass Störkörper das Rad blockieren oder beschädigen können, wodurch Stillstandzeiten und Instandsetzungskosten steigen können. Ebenso steigert ein geringeres Spaltmaß das Risiko einer Verletzung der Fische, die das Rad durchschwimmen (Vowles 2012). Daher liegt ein weiterer Ansatz zur ökologischen Optimierung in der Vergrößerung der Spaltmaße. Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wurde das Spaltmaß auf 10 mm (5 cm im Naturmaßstab) verdoppelt und anschließend auf 15 mm (7,5 cm im Naturmaßstab) verdreifacht. Die Auswirkungen auf die generierte Leistung und die Leistungskurven wurden ebenso untersucht und ausgewertet, wie die Effekte auf den Wirkungsgrad und dessen Verlauf. Die Ergebnisse sind im Kapitel 8.2 nachzulesen.

3.2.3 Erhöhung des Schaufelzwischenraums

Zuppinger-Wasserräder besitzen in der Regel 40 bis 50 Schaufeln (Müller 2010). Daraus ergeben sich auch bei großen Durchmessern relative geringe Schaufelabstände. Müller (2010) und Nuernbergk (2013) geben für den Schaufelabstand am äußeren Radumfang Richtwerte zwischen 0,30 m und 0,50 m an. Durch diese enge Schaufelteilung und einer Umfangsgeschwindigkeit von bis zu 1,9 m/s entsteht das bereits genannte Zeitfenster von weniger als 0,5 s zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln (Schomaker und Wolter 2016). Die vorliegende Arbeit beschreibt die Auswirkungen auf die Leistung und den Wirkungsgrad, die durch eine Vergrößerung dieses Zeitfensters durch eine Erhöhung des Schaufelabstandes entstehen. Dieser Ansatz beruht auf der Annahme, dass sich mit einem erhöhten Schaufelabstand auch die

Wahrscheinlichkeit erhöht, dass Fische, Sedimente und Störkörper das Rad ungehindert passieren (Ploskey 2004; Deng et al. 2007).

Die äußere Schaufelteilung wurde auf zwei unterschiedliche Vorgehensweisen, mit unterschiedlichen theoretischen Ansätzen, erhöht:

‣ Demontage der äußeren Holzlatte jeder zweiten Schaufel

Durch diesen Umbau bleibt dem Wasserrad die Anzahl an Schaufeln erhalten und nur an jeder zweiten Schaufel wird die äußerste Schaufel demontiert. Es bleibt die gleiche Anzahl an Schaufeln im Eingriff des Wassers, sodass die Rundlaufgenauigkeit des Rades bestehen bleibt. Theoretisch werden Fische, Makrozoobenthos und Sedimente durch das Wasserrad geleitet. Die Ergebnisse dieses Ansatzes beinhaltet Kapitel 8.3.

‣ Demontage kompletter Schaufeln

Sollte die geringere Schaufelanzahl zu keinen oder nur geringen Verlusten in der Leistungsausbeute bzw. im Wirkungsgrad führen, so entstünden gleich mehrere positive Folgen. Die Kontaktwahrscheinlichkeit der Schaufeln mit Fischen oder Störkörpern könnte verringert und dadurch das Schadenspotential sowie die Ausfallzeiten der Anlage sinken. Ebenso könnten die Herstellungszeiten und -kosten der Anlage durch eine geringere Schaufelanzahl reduziert werden. Die Effekte einer reduzierten Schaufelanzahl von 50 auf 25 und auf 20 Schaufeln werden in Kapitel 8.4 diskutiert.

4 Ermittlung der Leistung und des Wirkungsgrades

Im folgenden Kapitel werden die Möglichkeiten zur Berechnung der vorhandenen Leistung sowie der potentiellen Leistung beschrieben. Der Wirkungsgrad stellt dabei das Verhältnis dieser beiden dar.

4.1 Vorhandene Leistung

Die Leistung eines realen Wasserkraftwandlers wird in der Natur üblicherweise über die Messung der generierten Leistung am Generator erfasst. Die generierte Leistung ist neben den hydraulischen Verlusten am Wasserrad auch mit mechanischen und elektrischen Verlusten behaftet. Die letztgenannten Verluste entstehen u.a. durch die Lagerreibung, das Getriebe und den Generator. Da sich diese Arbeit mit der Optimierung des Zuppinger-Wasserrades und nicht mit den daran angeschlossenen Bauteilen befasst, werden die mechanischen und elektrischen Verluste nicht betrachtet.

Zur Ermittlung der vorhandenen Leistung (P_{vorh}) wird, neben dem wirkenden Drehmoment auch die Drehzahl benötigt. Diese beiden Parameter werden in der vorliegenden Arbeit verwendet, um die vorhandene Leistung zu berechnen:

$$P_{\text{vorh}} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \frac{n}{60} \quad \text{Gl. 4.1}$$

P_{vorh} vorhandene Leistung [in W]
 M Drehmoment [in Nm]
 n Drehzahl [in 1/min]

4.2 Potentielle Leistung

Die potentielle Leistung (P_{pot}) wird in der Vorplanung einer Wasserkraftanlage und zur Ermittlung des Wirkungsgrades benötigt. In der Vorplanung einer Wasserkraftanlage wird die potentielle Leistung zur Dimensionierung einzelner Anlagenteile und zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftanlage herangezogen. In der Praxis werden die geodätische Fallhöhe und der Durchfluss eines Standortes bestimmt (Nuernbergk et al. 2009). Anhand dieser beiden Parameter wird die potentielle Leistung (Gl. 4.2) einer Wasserkraftanlage bestimmt.

$$P_{\text{pot}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h \cdot Q$$

Gl. 4.2

P_{pot}	potentielle Leistung [in W]
Q	Durchfluss [in m ³ /s]
ρ	Dichte des Wassers [in kg/m ³]
Δh	geodätische Fallhöhe [in m]
g	Gravitationskonstante [in m/s ²]

Anhand dieser Kennzahlen kann zum Beispiel die Wirtschaftlichkeit einer Wasserkraftanlage ermittelt werden. Moderne Messtechnik ermöglicht die exakte Bestimmung des Durchflusses. Ein genormtes Verfahren zur Ermittlung der Fallhöhe bzw. vielmehr die Position der Fallhöhenermittlung an einem Wasserrad existiert jedoch bislang nicht. Das Wasser im Zulaufkanal zu einem Wasserrad ist fast immer frei von Wellenbewegungen. Daher kann der Oberwasserstand beispielsweise an einem geeichten Lattenpegel abgelesen werden (Nuernbergk et al. 2009). Die Messung findet meistens deutlich vor dem Wasserrad statt, sodass die Absenkung des Wasserspiegels unmittelbar vor dem Wasserrad nicht berücksichtigt wird (Brüderl 2006). Eine definierte Position zur Erfassung des Oberwasserstandes wird in keinem Standardwerk zu Wasserrädern genannt.

Die Ermittlung des Unterwasserstandes ist ebenfalls nicht trivial. Auf den Abbildungen in der Literatur verläuft der Wasserstand bei normalem Betriebszustand von der Achsmittle bis deutlich unterhalb des Rades auf einem Niveau (siehe Abbildung 9, Kapitel 2.3). Dieser idealisierte Zustand konnte bei den Versuchen im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur bei wenigen Zuständen festgestellt werden. An dieser Stelle sind zum Beispiel das Anheben von Wasser durch die Schaufeln (siehe Abbildung 17 links) oder bei hohen Drehzahlen das Ausbilden eines Wechselsprungs hinter dem Wasserrad zu nennen (siehe Abbildung 17 rechts).

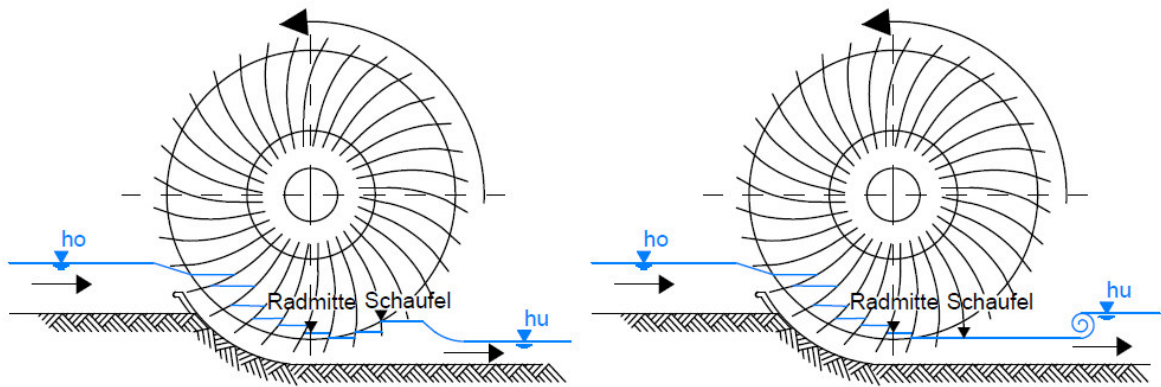


Abbildung 17 Unterschiedliche Wasserstände: links – Anheben des Wassers, rechts – Wechselsprung hinter dem Wasserrad (eigene Darstellung)

Abbildung 17 verdeutlicht, dass die Position zur Ermittlung des Unterwasserstandes zu deutlichen Unterschieden in der geodätischen Fallhöhe führen kann. Generell bieten sich drei Positionen zur Ermittlung des Unterwasserstandes an (siehe Abbildung 17):

- Geringe Entfernung zum Wasserrad, um sicherzustellen, dass sich die Strömung beruhigt hat und ein Wechselsprung wieder zu einem strömenden Fließzustand geführt hat: Position „h_u“
- Position des letzten Kontaktes zwischen Schaufel und Wasser: Position „Schaufel“
- Unterhalb der Radachse, da ab diesem Punkt die gesamte geodätische Fallhöhe an das Wasserrad abgegeben wurde: Position „Radmitte“

Die erstgenannte Position wird in der Praxis zur Ermittlung des Unterwasserstandes verwendet. Der letzte Kontakt zwischen Schaufel und Wasser ist an realen Anlagen schwierig zu ermitteln, da sich die Position mit dem Unterwasserstand und dem Durchfluss ständig entlang der Fließrichtung verschiebt. Unterhalb der Radachse kann auch in der Realität der Wasserstand über eine Drucksonde ermittelt werden.

Gl. 4.2 macht deutlich, dass für die Berechnung der theoretischen Leistung nur die geodätische Fallhöhe berücksichtigt wird. Dabei ist die Nutzung der potentiellen und kinetischen Energie des Wassers eine Eigenschaft des Zuppinger-Wasserrades (siehe Kapitel 2.3).

Allgemein besitzt das anströmende Wasser drei Energieformen, die in der Bernoulli-Gleichung wiederzufinden sind:

$$h_E = h + \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \quad \text{Gl. 4.3}$$

h_E Energiehöhe [in m]
 v Fließgeschwindigkeit des Wassers [in m/s]
 p Druck [in kg/m·s²]

In Gl. 4.3 entspricht h der geodätischen Höhe, $\frac{v^2}{2 \cdot g}$ der kinetischen Höhe und $\frac{p}{\rho \cdot g}$ der Druckhöhe. Da Wasserräder unter atmosphärischem Druck arbeiten, reduziert sich die zur Verfügung stehende Energiehöhe auf die Anteile der geodätischen und kinetischen Energiehöhen. Die Energiehöhen, die zwischen zwei Punkten gewandelt wird, entspricht demnach:

$$\Delta h_E = (h_o - h_u) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} \quad \text{Gl. 4.4}$$

Gl. 4.4 berücksichtigt neben der geodätischen Fallhöhe ($h_o - h_u$) auch die Zu- und Ablaufgeschwindigkeiten v_1 und v_2 des Wassers. Während die Fließgeschwindigkeit im Zulaufkanal zu einer Gefällevermehrung führt, entspricht die Fließgeschwindigkeit im Ablaufkanal einer Gefälleminderung (Stahb ca. 1900). Das Einsetzen von Δh_E anstelle von Δh in Gl. 4.2 ergibt die Gleichung für die potentielle Leistung, die alle zu berücksichtigenden Energieanteile beinhaltet:

$$P_{\text{pot}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_E \cdot Q \quad \text{Gl. 4.5}$$

4.3 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad (η) eines Wasserrades entspricht dem Verhältnis der vorhandenen Leistung zur potentiellen Leistung:

$$\eta = \frac{P_{\text{vorh}}}{P_{\text{pot}}} \quad \text{Gl. 4.6}$$

Der Wirkungsgrad kann entweder rechnerisch, über die Ermittlung aller Verlusthöhen oder durch Erfassung der Einflussgrößen an einem physikalischen Modell bzw. einer bestehenden Wasserkraftanlage und der anschließenden Berechnung bestimmt werden.

4.3.1 Berechnung des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung der Verluste

Die Leistung eines Wasserrades wird durch mechanische, elektrische und hydraulische Verluste reduziert. Die hydraulischen Verluste entstehen durch Verluste am Eintritt, am Austritt und durch innere Verluste (Nuernbergk 2013). Die Einzelverluste werden in einer Verlusthöhe zusammengefasst. Ansätze zur Berechnung der Effektverluste ist in zahlreichen Werken der Standardliteratur nachzulesen. Die einzelnen hydraulischen Verluste entstehen u.a. durch (Redtenbacher 1846):

- $h_{V,E}$ den Eintritt des Wassers in das Wasserrad
- $h_{V,A}$ den Austritt des Wassers aus dem Wasserrad
- $h_{V,S}$ ein frühzeitiges Austreten des Wassers aus dem Wasserrad (Spaltverluste)
- $h_{V,R}$ die Reibung des Wassers am Gerinne und an den Schaufeln sowie Turbulenzen in den Schaufelzwischenräumen

Die Eintrittsverluste sind zudem in Verluste durch Stoß und Rückschlag ($h_{V,E,S}$) sowie weitere Verluste durch den Eintritt des Wassers in das Rad ($h_{V,E,W}$) zu unterscheiden (Schneider 2016).

Die Summe der einzelnen hydraulischen Verluste bildet die hydraulische Verlusthöhe:

$$h_{V,hy} = h_{V,E,S} + h_{V,E,W} + h_{V,A} + h_{V,S} + h_{V,R} \quad \text{Gl. 4.7}$$

Nach der Ermittlung der hydraulischen Verlusthöhe ist der hydraulische Wirkungsgrad, unter Vernachlässigung der elektrischen und mechanischen Verluste, zu berechnen:

$$\eta_{hy} = \frac{\rho \cdot g \cdot (\Delta h_E - h_{V,hydr}) \cdot Q}{\rho \cdot g \cdot \Delta h_E \cdot Q} \quad \text{Gl. 4.8}$$

Der hydraulische Wirkungsgrad wird damit umso größer, je geringer die hydraulische Verlusthöhe ist.

4.3.2 Ermittlung des Wirkungsgrades durch Messung der Einflussfaktoren

In der Praxis existiert keine Norm, in der die Bezugspunkte zur Ermittlung der Fallhöhe an einem Wasserrad festgelegt sind. Da die überwiegende Anzahl an

realen Wasserrädern weder über Drucksonden oder ähnlichem Messequipment im unmittelbaren Zu- und Auslaufbereich des Wasserrades verfügt, wird der Wasserstand ober- und unterhalb des Wasserrades mit ausreichendem Abstand zu diesem durch Lattenpegel ermittelt (Brüderl 2006).

In der Versuchsrinne der Hochschule Darmstadt kann der hydraulische Wirkungsgrad des Wasserrades aus gemessenen Parametern berechnet werden, da die Messtechnik an geeigneter Position angeordnet wird (siehe Kapitel 5.3.2).

Aus dem Einsetzen von Gl. 4.1 und Gl. 4.5 in Gl. 4.6 resultiert eine Formel zur Bestimmung des Wirkungsgrades, die alle gemessenen Einflussgrößen beinhaltet:

$$\eta = \frac{P_{vorh}}{P_{pot}} = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta h_E} \quad \text{Gl. 4.9}$$

Das Drehmoment (M), die Drehzahl (n) und der Durchfluss (Q) sind über entsprechendes Messequipment zu bestimmende Messwerte. Ein Interpretationsspielraum ist jedoch in der in Kapitel 4.2 beschriebenen Fragestellung zur Festlegung der Position der maßgebenden Wasserstände, respektive der Fließgeschwindigkeiten gegeben und wird im Folgenden diskutiert.

Der Wasserstand im Zulaufkanal (h_o) ist in geringer Entfernung zum Wasserrad oder unmittelbar vor dem Wasserrad zu ermitteln. An beiden Positionen ist die Summe aus geodätischer und kinetischer Energie gleich; die Reibungsverluste sind auf der kurzen Strecke zu vernachlässigen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Wasserstand im Zulaufkanal im Abstand von 6,00 m und im Abstand von 0,20 m zum Wasserrad ermittelt (siehe Kapitel 5.3.2).

Zur Erfassung des Wasserstandes im Auslaufkanal (h_u), respektive der dortigen Fließgeschwindigkeit (v_2), bieten sich die in Kapitel 4.2 beschriebenen Positionen an. In Abbildung 18 sind die Ergebnisse zur Berechnung des Wirkungsgrades (η) graphisch dargestellt, die aus den verschiedenen Bezugspunkten für die Bestimmung von h_u entstehen – weitere Ausführungen hierzu folgen in den nächsten Kapiteln. Dabei bedeuten die Indizes „geod“ bzw. „ges“, dass nur die geodätische Fallhöhe bzw. die gesamte Fallhöhe aus geodätischem und kinetischem Anteil berücksichtigt wird. Der Index „UW“ bedeutet eine (Unter-) Wasserspiegelerfassung in geringer Entfernung zum Wasserrad. Die Indizes

„Schaufel“ und „Radmitte“ stehen für die Erfassung des Wasserstandes an der Position des letzten Kontaktes zwischen Schaufel und Wasser bzw. unterhalb der Radachse.

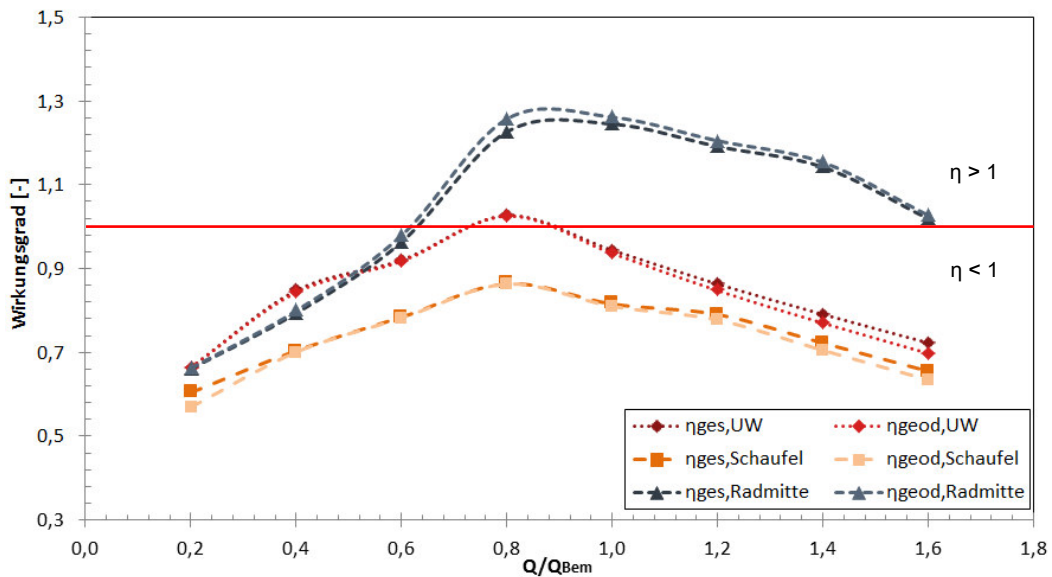


Abbildung 18 Unterschiedliche Wirkungsgradberechnungen bei 20 Schaufeln und 6,2 Umdrehungen pro Minute (eigene Darstellung)

Zunächst ist in Abbildung 18 zu erkennen, dass die Berücksichtigung der Geschwindigkeitshöhen im Zu- und Auslaufkanal zwar nur einen geringen, aber nicht vernachlässigbaren Einfluss von bis zu 2 Prozentpunkten haben kann.

Die Berechnung des Wirkungsgrades anhand der unterschiedlichen Positionen des maßgebenden Wasserstandes führt zu deutlich unterschiedlichen Verläufen der Wirkungsgrade. Die Differenzen sind auf die unterschiedlichen Fallhöhen zurückzuführen. Im Bereich zwischen $0,6 Q_{Bem}$ und $1,6 Q_{Bem}$ liegt der Wasserspiegel an der letzten Schaufel stets über dem Wasserspiegel in geringer Entfernung hinter dem Wasserrad (vgl. Abbildung 17, links). Der Wasserspiegel in der Radmitte liegt wiederum unterhalb der beiden zuvor genannten Wasserspiegel.

Durch die geringste Fallhöhe unter der Radmitte und der gleichen vorhandenen Leistung entstehen rechnerisch Wirkungsgrade von über 100%. Aus diesem Grund wird dieser Weg der rechnerischen Wirkungsgradermittlung nicht weiterverfolgt. Die Verwendung der Fallhöhe nach dem Unterwasserstand in geringer Entfernung zum Wasserrad liefert sehr hohe Wirkungsgrade von deutlich

über 90%; vereinzelt werden auch bei diesem Berechnungsverfahren Wirkungsgrade von über 100% ermittelt.

Selbst ohne das Überschreiten der Wirkungsgrade von 100% wird die Position des Wasserspiegels beim Auftauchen der letzten Schaufel als maßgebend angesehen. Hinter dieser Position gibt das Wasser weder potentielle noch kinetische Energie an das Rad ab. Nutzbare potentielle Energie hinter dem Wasserrad ist ein eindeutiges Indiz für eine inkorrekt ausgelegte Wasserkraftanlage. Sollte bspw. der Graben im Unterwasser und dadurch der Wasserstand hinter dem Rad abfallen, ist entweder die Wasserradachse niedriger anzuordnen oder ein größerer Radius des Wasserrades zu wählen. Ein hoher ungenutzter kinetischer Anteil im abströmenden Wasser deutet auf einen suboptimalen Betriebszustand hin. Während der Versuche, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt wurden, entstanden vereinzelt Wechselsprünge hinter dem Wasserrad. Ein solcher Wechselsprung tritt auf, wenn schießender Abfluss herrscht, das abströmende Wasser folglich hohe Geschwindigkeiten besitzt. Diese kinetische Energie geht ungenutzt verloren, da sie nicht zur Energieumwandlung beiträgt.

5 Aufbau des Versuchsstandes

Die energetischen und ökologischen Optimierungspotentiale an einem Zuppinger-Wasserrad wurden in Kapitel 3 entwickelt. Die Untersuchung dieser Potentiale erfordert zahlreiche Umbau- und Anpassungsmöglichkeiten des Wasserrades. Zusammen mit der Walter Schuhmann, Mühlen- und Maschinenbau GmbH aus Bad Kissingen (Schuhmann) wurde ein entsprechendes Wasserrad entwickelt.

5.1 Ermittlung der Konstruktionsmaße des Zuppinger-Wasserrades

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit werden in die Herstellung eines Wasserrades an der Fränkischen Saale einfließen. Daher diene dieser Standort zur Auslegung des Wasserrades für die Versuchsrinne an der Hochschule Darmstadt. Die Dimensionierung des Großrades erfolgte anhand der Fallhöhe und dem zu verarbeitenden Durchfluss und wird im Folgenden beschrieben.

Zur Ermittlung des Bemessungsdurchflusses wurde der nächstgelegene Pegel „Bad Kissingen Golfplatz / Fränkische Saale“ herangezogen. Für diesen Pegel stehen Daten für den Durchfluss und den Wasserstand seit dem 01.01.1930 des Wasserwirtschaftsamtes Bad Kissingen zur Verfügung. Die Auswertung der Pegeldaten und die Berücksichtigung der Restwassermenge von 1,0 m³/s (Vorgabe im Bewilligungsbescheid) resultieren in einem Bemessungsdurchfluss von $Q = 7,0 \text{ m}^3/\text{s}$. Der Standort hat eine nutzbare Fallhöhe von $\Delta h = 1,9 \text{ m}$.

Der Bemessungsdurchfluss überschreitet deutlich den in Tabelle 1 (Kapitel 2.3) genannten maximalen Durchfluss von 5,0 m³/s für Zuppinger-Wasserräder. Das dort genannte Abflussspektrum beschreibt Anlagengrößen für durchschnittliche Anwendungsfälle. Redtenbacher (1846) erwähnt bereits in seinem Werk aus dem Jahr 1846 Anlagen für Bemessungsdurchflüsse von bis zu 6,5 m³/s.

Die Firma Schuhmann greift zur Dimensionierung von Zuppinger-Wasserrädern auf die Werke von Wilhelm Müller (1899, 2010) zurück. Daher werden die Konstruktionsmaße aus den in diesen Werken genannten Formeln berechnet:

$$D_a = 2 \cdot (\Delta h + h_t + h_0) = 2 \cdot (1,90 \text{ m} + 0,50 \text{ m} + 1,20 \text{ m}) = 7,20 \text{ m} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Wilhelm Müller gibt für die Umfangsgeschwindigkeit einen Bereich zwischen 1,40 und 1,80 m/s vor (siehe Kapitel 2.4.2). In der weiteren Dimensionierung des

Wasserrades wird mit dem Mittelwert von 1,60 m/s gerechnet. Auf gleiche Weise wird der Füllungsgrad zu 0,45 gewählt, da für diesen ein Richtwert zwischen 0,40 und 0,5 angegeben wird (siehe Kapitel 2.4.4).

Aufgrund von örtlichen Gegebenheiten ist der Wasserstand im Zulaufkanal h_o auf 2,00 m anzuheben, woraus sich ein Durchmesser von 8,80 m bzw. gerundet von 9,00 m ergibt.

$$n = \frac{u_a \cdot 60}{\pi \cdot D_a} = 3,4 \text{ 1/min} \quad \text{Gl. 2.3}$$

$$a = \frac{D_a}{4} = 2,25 \text{ m} \quad \text{Gl. 2.5}$$

$$u_s = u_a \cdot \frac{D_a - h_t}{D_a} = 1,60 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{9,0 \text{ m} - 0,5 \text{ m}}{9,0 \text{ m}} = 1,51 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 2.10}$$

$$B = \frac{Q}{u_s \cdot a \cdot \varepsilon} = \frac{7,0 \text{ m}^3/\text{s}}{1,51 \text{ m/s} \cdot 2,25 \text{ m} \cdot 0,45} = 4,58 \text{ m} \quad \text{Gl. 2.9}$$

Die Radbreite wird konstruktionsbedingt auf 4,50 m abgerundet. Dennoch ist beim Bemessungsdurchfluss kein Übertreten des Wassers in das Radinnere zu erwarten.

Gemäß Kapitel 2.4.5 ergibt sich die Schaufelteilung von 0,45 m woraus folgende Schaufelanzahl resultiert:

$$Z = \frac{D_a \cdot \pi}{t} = \frac{9,0 \text{ m} \cdot \pi}{0,45 \text{ m}} = 62,8 \quad \text{Gl. 2.13:}$$

Die Anzahl der Schaufeln ist auf eine durch die Anzahl der Radarme (10) teilbare Zahl abzurunden: $Z = 60$.

Die Anpassung des Wasserrades des Versuchsstandes an die verschiedenen Versuchsreihen bedingen einen erheblichen Montageaufwand. Die beengten Verhältnisse am inneren Schaufelende führen zu einer reduzierten Schaufelanzahl von 50 Schaufeln.

Das Vorgehen zur Auslegung der Schaufelform entspricht annähernd dem in Kapitel 2.4.6 beschriebenen Schema. Abweichend vom genannten Schema besitzt die Schaufel keine Unterteilung in eine Vor- und Mittelschaufel, sondern einen durchgehenden Radius von $r_1 = r_2 = 1,20 \text{ m}$. Die Wahl eines etwas größeren

Radius r_3 , als er nach Gl. 2.18 berechnet wurde, führt zu einer steiler gestellten Hinterschaufel; r_3 hat die Firma Schuhmann auf 2,00 m festgelegt.

Die geodätische Fallhöhe und der Bemessungsdurchfluss am Standort an der Fränkischen Saale führen zu Dimensionen eines Wasserrades, das an den Versuchsrinnen der Hochschule Darmstadt nicht untersucht werden kann. Die Rinnenbreite von 1,0 m stellte den limitierenden Faktor dar. Aus diesem Grund galt es ein verkleinertes maßstabsgetreues Wasserradmodell zu dimensionieren. Alle in diesem Kapitel ermittelten Parameter wurden mit der Froude'schen Modellähnlichkeit auf den Versuchsstand skaliert (siehe Kapitel 5.2).

5.2 Modellgesetze als Vorgabe zur Dimensionierung des Versuchsstandes

Für das Modell wurde eine Breite von 0,9 m, mit entsprechendem Durchmesser von 1,8 m, und damit ein Längenmaßstab von $M_L = 1:5$ festgelegt. Weitere Parameter wie z.B. der Durchfluss und die Drehzahl wurden von der Ähnlichkeitstheorie bestimmt. Während der Durchführung der Versuchsreihen wurden wiederum die Hauptparameter Durchfluss, Fallhöhe, Drehzahl und Drehmoment gemessen. Die Umrechnung dieser Parameter auf das reale Wasserrad erfolgte ebenfalls über die Modellgesetze der Ähnlichkeitstheorie (Surek und Stempin 2014).

5.2.1 Bedeutung Modellähnlichkeit

Die Nutzung physikalischer, hydraulischer Modelle erfordert geometrische, kinematische und dynamische Ähnlichkeit zur Natur. Nur unter diesen Voraussetzungen finden in beiden Fällen zueinander ähnliche messbare physikalische Abläufe statt. Daher sind ähnliche physikalische Abläufe Grundvoraussetzung, um die aus Modellversuchen gewonnenen Ergebnisse auf die Natur übertragen zu können (Martin et al. 2015).

-
- *Geometrische Ähnlichkeit:* Die geometrische Ähnlichkeit setzt voraus, dass alle geometrischen Größen (Länge, Breite, Höhe) mit der gleichen Maßstabszahl M_L von Modell (Index M) auf Natur (Index N) übertragbar sind:

Längenmaßstab:
$$M_L = \frac{L_N}{L_M} \quad \text{Gl. 5.1}$$

- *Kinematische Ähnlichkeit:* Instationäre Prozesse fordern eine kinematische Ähnlichkeit. Eine konstante Maßstabszahl M_T stellt diesen Zusammenhang zwischen Modell und Natur her.

Zeitmaßstab:
$$M_T = \frac{t_N}{t_M} \quad \text{Gl. 5.2}$$

- *Dynamische Ähnlichkeit:* Die dynamische Ähnlichkeit fordert ein gleiches Verhältnis M_F aller in der Strömung wirkenden Kräfte im Modell wie in der Natur.

Kräftemaßstab:
$$M_F = \frac{F_N}{F_M} \quad \text{Gl. 5.3}$$

Die geometrische Ähnlichkeit ist z.B. aus der Mathematik in der Anwendung der Strahlensätze bekannt. Die kinematische Ähnlichkeit ist anzuwenden, wenn Zeitintervalle im Modell und in der Natur in einem konstanten Verhältnis zueinander stehen müssen (Kobus 1984). Anders formuliert bedeutet dies, eine Ähnlichkeit der Geschwindigkeiten zueinander bzw. ein gleiches Verhältnis aller Geschwindigkeiten (Braun 2014). Die dynamische Ähnlichkeit stellt eine ingenieurtechnische Herausforderung dar, denn in diesem Ähnlichkeitsgesetz ist zwischen bedeutenden und vernachlässigbaren Kräften zu unterscheiden. Die nachstehende Abbildung 19 veranschaulicht die dynamische Ähnlichkeit.

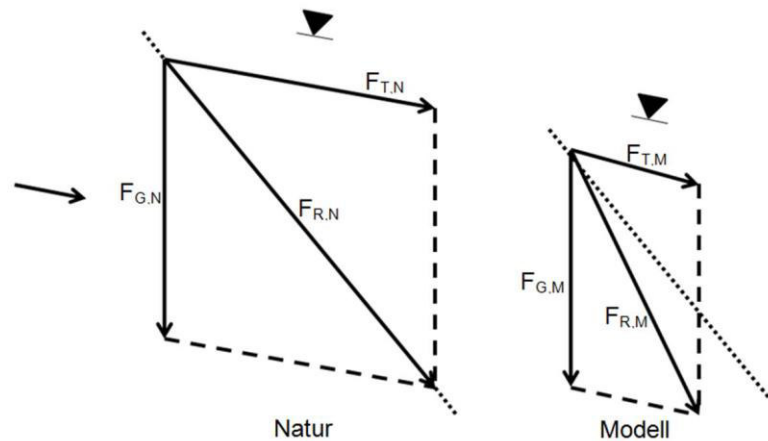


Abbildung 19 Auswirkung bei unterschiedlichem Maßstab von Trägheits- und Gravitationskraft, nach Hartlieb (2005)

Auf das Wasserteilchen wirkt in Strömungsrichtung die Trägheitskraft F_T und lotrecht die Gravitationskraft F_G . Bei der Übertragung von Natur (Index N) auf Modell (Index M) wurden für die beiden Kräfte unterschiedliche Maßstabszahlen gewählt. Die Folge ist eine Richtungsänderung der resultierenden Kraft F_R . Die Geschwindigkeiten in der Natur und im Modell stehen in unterschiedlichen Verhältnissen zueinander ($F_{G,N}/F_{G,M}$, $F_{T,N}/F_{T,M}$, $F_{R,N}/F_{R,M}$). Die strömungstechnische Ähnlichkeit wird verletzt und damit besitzt die Strömung im Modell einen andersgearteten Charakter als in der Natur (Surek und Stempin 2014).

Allgemein sind in der Strömungsmechanik folgende Kraftgrößen maßgebend: Trägheits-, Gravitations-, Reibungs-, Kapillaritäts- und Elastizitätskraft (Martin et al. 2015). Nur wenn alle Kräfte den gleichen Maßstab besitzen, verhalten sich Modell und Natur exakt gleich. Diese Forderung wird nur im Maßstab 1:1 erfüllt. Die Ähnlichkeitskennzahlen für eindimensionale, inkompressible, stationäre reibungsbehaftete Strömungen mit ihren vorherrschenden Kräften sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2 Auswahl an Modellgesetzen und deren vorherrschende Kräfte nach Martin et al. (2015)

Modellgesetz	Formel	Vorherrschende Kräfte	Gleichung	Anwendung
Froude	$Fr^2 = \frac{v^2}{g \cdot l}$	Trägheit und Gravitation	Gl. 5.4	Strömungen mit Schwerkrafteinfluss
Reynolds	$Re = \frac{v \cdot l}{\vartheta}$	Trägheit und Reibung	Gl. 5.5	Laminare, turbulente Strömung, Druckverlust infolge Viskosität und Reibung
Hagen	$Ha = -\frac{d_p \cdot r_{h0}}{\bar{c} \cdot \eta}$	Druckkraft und Reibung	Gl. 5.6	Strömung und Druckgradient
Binghamzahl	$Bi = \frac{c}{\sqrt{g \cdot r_{hy}}}$	Ruhschubspannung und Trägheit	Gl. 5.7	Zähfließende Stoffe

In hydraulischen Modellen sind vor allem die Froude- und Reynoldszahl von Bedeutung. Die Froudezahl ist maßgebend bei Strömungen mit freier Wasserspiegeloberfläche, da die Gravitationskraft auf diese wirkt. Anwendungsgebiete sind z.B. Fluss-, Gerinne- und Kanalströmungen oder auch Wellenströmungen. Die Froudezahl wird durch das Verhältnis der Trägheitskraft zur Gravitationskraft gebildet.

Ist eine von Zähigkeits- bzw. Reibungskräften dominierte Modellähnlichkeit herzuleiten – dies ist z.B. bei Rohrströmungen der Fall – so kommt die Modellähnlichkeit nach Reynolds zum Einsatz. Das Verhältnis der Trägheits- und Reibungskräfte im Modell muss dem Verhältnis in der Natur entsprechen.

5.2.2 Maßgebendes Froude'sches Modellgesetz

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Modellierung eines Wasserrades, also einem Modell mit freier Wasserspiegeloberfläche und der Untersuchung von Strömungen in einem Gerinne. Die Gravitationskraft ist daher der maßgebende Einflussfaktor, um eine dynamisch ähnliche Nachbildung zu erhalten. Aus diesem Grund ist die Modellähnlichkeit nach Froude einzuhalten. Eine Grundvoraussetzung ist, dass in der Modellierung der Einfluss der zähen Reibung vernachlässigt werden kann (Martin et al. 2015). Die Froudezahlen von Modell

und Natur müssen in diesen Fällen identisch sein, denn nur so ist sichergestellt, dass in Modell und Natur der gleiche Fließzustand herrscht ($Fr > 1$ Schießen und $Fr < 1$ Strömen):

$$\frac{\text{Trägheitskraft}_N}{\text{Gravitationskraft}_N} = \frac{\text{Trägheitskraft}_M}{\text{Gravitationskraft}_M} \quad \text{Gl. 5.8}$$

Ausgedrückt in den darin enthaltenen Dimensionen:

$$\frac{\rho_N \cdot v_N^2 \cdot L_N^2}{\rho_N \cdot g_N \cdot L_N^3} = \frac{\rho_M \cdot v_M^2 \cdot L_M^2}{\rho_M \cdot g_M \cdot L_M^3} \quad \text{Gl. 5.9}$$

- ρ Dichte des Fluides [in kg/m^3]
- v Strömungsgeschwindigkeit [in m/s]
- L Länge [in m]
- g Gravitationskonstante [in m/s^2]

Wenn im Modell und in der Natur das gleiche Fluid Anwendung findet und sich Modell und Natur auf der Erde befinden, vereinfacht sich die Gleichung:

$$\frac{v_N^2}{L_N} = \frac{v_M^2}{L_M} \quad \text{Gl. 5.10}$$

Das Einsetzen von Gl. 5.1 in Gl. 5.10 führt zum Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten zueinander:

$$\frac{v_N}{v_M} = \sqrt{M_L} \quad \text{Gl. 5.11}$$

Die Strömungsgeschwindigkeiten in einem Modell mit Froudeähnlichkeit sind demnach um den Faktor $\frac{1}{\sqrt{M_L}}$ kleiner als in der Natur. Dies hat eine kleinere Reynoldszahl im Modell als in der Natur zur Folge. Befindet sich die Strömung sowohl im Modell als auch in der Natur im hydraulisch rauen Bereich bleibt dies ohne Konsequenzen (siehe Kapitel 5.2.3). Ist dies nicht der Fall, so wird der maßstäbliche Einfluss der Reibung nicht korrekt dargestellt und die Reibung ist durch eine veränderte relative Modellrauheit auszugleichen (Hartlieb 2005).

5.2.3 Überprüfung der Reynoldszahl

Zur Überprüfung des hydraulischen Bereichs anhand des Nikuradse-Moody-Widerstandsdiagramms müssen die Reynoldszahl Re und der Reibungsbeiwert λ bekannt sein (siehe Abbildung 20). Die hydraulischen Zustände werden an drei Punkten im Rad kontrolliert und zwar im Einlaufbereich, in der Mitte des Rades und im Auslaufbereich. Zur Überprüfung des hydraulischen Bereichs werden die

Zustände verglichen, die sich im Ausbaudurchfluss mit den dort vorhandenen Wasserständen und Strömungsgeschwindigkeiten einstellen.

Die Reynoldszahl Re in einem offenen Gerinne berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot 4 \cdot A/U}{\nu} = \frac{v \cdot 4 \cdot r_{hy}}{\nu} \quad \text{Gl. 5.12}$$

- v mittlere Strömungsgeschwindigkeit [in m/s]
- d charakteristische Länge des Körpers [in m]
- ν temperaturabhängige kinematische Zähigkeit [in m²/s]
- A Strömungsquerschnitt [in m²]
- U Umfang des Strömungsquerschnitts [in m]
- r_{hy} hydraulischer Radius [in m]

Der hydraulische Radius entspricht dem Verhältnis von durchflossenem Querschnitt zum benetzten Umfang (A/U).

Zur Berechnung des Reibungsbeiwertes λ schlägt Zanke seine Näherungslösung vor (Zanke 2002):

$$\lambda = \left(-2 \cdot \log \left(2,7 \frac{(\log Re)^{1,2}}{Re} + \frac{k_s}{3,71 \cdot 4 \cdot r_{hy}} \right) \right)^{-2} \quad \text{Gl. 5.13}$$

Zunächst werden die Reynoldszahl und der Reibungsbeiwert am Naturmaßstab ermittelt. An allen drei Punkten im Rad herrscht, unter der Annahme einer mittleren Temperatur des Wassers von 12°C, eine kinematische Zähigkeit von 1,242E-06 m²/s (Martin et al. 2015). Kropf und Wände besitzen eine absolute hydraulische Rauheit k_s von 3,0 mm (Beton mit Holzschalung ohne Verputz) (Martin et al. 2015). Der Ausbaudurchfluss liegt im Naturmaßstab bei 7 m³/s.

Tabelle 3 Hydraulischer Bereich in der Natur

		Einlaufbereich	Radmitte	Auslaufbereich
Wasserstand	h [in m]	1,90	0,80	1,00
Reynoldszahl	Re [-]	2,72E+06	3,70E+06	3,47E+06
Reibungsbeiwert	λ [-]	0,0184	0,0209	0,0201

Alle drei Kombinationen aus Reynoldszahl und Reibungsbeiwert liegen im hydraulisch voll rauen Bereich (siehe rote Pfeile in Abbildung 20).

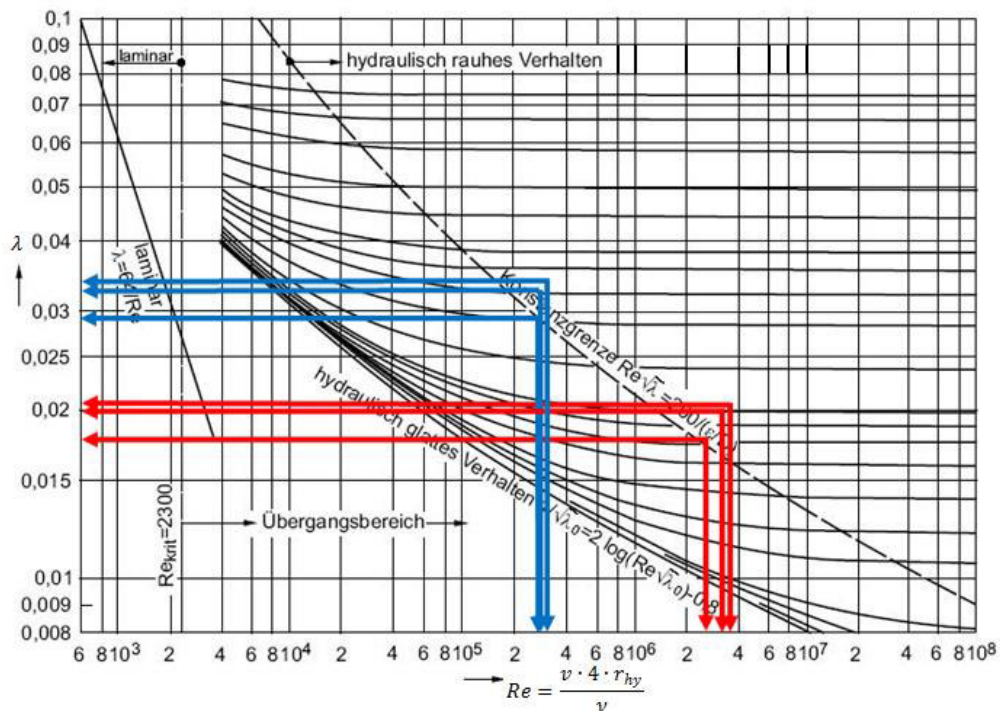


Abbildung 20 Nikuradse-Moody-Diagramm: rot - Strömungsverhältnisse der Natur, blau - Strömungsverhältnisse des Modells

Wie in Abschnitt 5.2.2 erwähnt sinkt die Reynoldszahl im Modell im Vergleich zur Natur. Da sich die Strömung unter den natürlichen Verhältnissen im hydraulisch voll rauen Bereich befindet, kann die Verletzung der Reynoldsähnlichkeit vernachlässigt werden, wenn die Strömung im Modell ebenso im voll rauen Bereich liegt. Die Berechnung der Reynoldszahl im Modell erfolgt auf die gleiche Weise wie in der Natur. Für die dynamische Zähigkeit gilt ebenso eine Temperatur von 12°C und der maßstabsgetreue Durchfluss liegt bei 0,125 m³/s.

Tabelle 4 Hydraulischer Bereich in dem Modell

		Einlaufbereich	Radmitte	Auslaufbereich
Wasserstand	$h[m]$	0,38	0,16	0,2
Reynoldszahl	$Re[-]$	2,43E+05	3,30E+05	3,10E+05
Reibungsbeiwert	$\lambda[-]$	0,0282	0,0330	0,0315

Die Kombinationen aus dem Reibungsbeiwert und der Reynoldszahl für das Modell liegen alle im hydraulisch voll rauen Bereich und sind in Abbildung 20 mit blauen Pfeilen markiert.

Damit befinden sich die Strömungen in der Natur und im Modell im hydraulisch voll rauen Bereich und die zähen Reibungskräfte können vernachlässigt werden.

5.3 Beschreibung des Versuchsstandes

5.3.1 Aufbau und Einbau des Wasserrades

Die Versuchsrinne in der Wasserbauhalle besitzt eine Breite und eine Höhe von jeweils 1,0 m und eine Länge von 20,0 m. Aufgrund der Breite des Wasserrades von 0,90 m, ist die Rinne durch den Einbau von Glasscheiben auf der gesamten Länge der Fließstrecke auf eine Breite von 0,91 m (0,90 m Radbreite + $2 \cdot 0,005$ m seitliches Spaltmaß) eingeengt. Die Rinnensohle ist mit dem Einbau von Betonelementen an die realen Gegebenheiten angepasst. Vor dem Wasserrad liegt die Sohle 0,76 m unterhalb der Wellenachse und hinter dem Wasserrad beträgt die Höhendifferenz zur Wellenachse 0,98 m. Der Überfall und der Kropf sind ebenfalls aus einem Betonelement angefertigt. In jedes Betonelement sind Gewindestäbe eingelassen, um sie auf die exakte Höhe ausrichten zu können.

Die Betonplatten sind sorgfältig mit feiner Körnung abgeschliffen und mit spezieller Betonfarbe (Südwest: Methacryl-Fußbodenfarbe 7032) versiegelt (siehe Abbildung 21). Zur Erfassung der Wasserstände sind in zwei Betonelementen, jeweils vor und hinter dem Rad, Aussparungen für die spätere Installation von Drucktransmittern vorgesehen.



Abbildung 21 Positionierte Betonelemente

Die Welle des Wasserrades besteht aus rostfreiem Stahl mit einem Durchmesser von 60 mm. Auf dieser Welle sind die Stahl-Rosetten montiert, auf denen wiederum jeweils zehn Radarme befestigt sind. Die Radarme übertragen die Kräfte von den Radkränzen (Ringe) auf die Welle. An die inneren und äußeren Radkränze sind die Winkeleisen für insgesamt 50 Schaufeln geschraubt. Jeder Radkranz (Stahlring) besitzt 100 Bohrungen. Die doppelte Anzahl der Bohrungen ist notwendig, um die Untersuchungen zur Variation der Schaufelanzahl (siehe Kapitel 8.4), der versetzten Schaufeln (siehe Kapitel 7.2) und der Variation der Schaufelwinkel (siehe Kapitel 7.2) zu ermöglichen. Die einzelnen Stahlelemente sind in Abbildung 22 zu erkennen.



Abbildung 22 Stahlelemente des Modells: links - Aufbau außerhalb der Rinne, rechts - Installation in der Rinne

Das Wasserrad kann nicht direkt auf der Rinne gelagert werden, da diese für die Auflast und die Schwingungen durch das Wasserrad nicht ausgelegt ist. Daher ist das Wasserrad auf seitlich angebrachte Stützen montiert. Auf diesen Stützen sind die Stehlager befestigt, in denen wiederum die Wasserradwelle gelagert ist (siehe Abbildung 23 rechts). Zwischen der Stütze und dem Kugellager befindet sich ein höhen- und seitenverstellbares Auflager (siehe Abbildung 24). Die Aufgabe des Auflagers besteht in der exakten Ausrichtung des Wasserrades zum Kropf. Es ist ebenso zur Erhöhung des Spaltmaßes einzusetzen (siehe Kapitel 8.2). Die Schaufeln bestehen aus vier 40 mm breiten und zwei 80 mm breiten sowie 8 mm starken, aus Lärchenholz gefertigten Latten. Die insgesamt 50 Schaufeln sind über die halbe Wasserradbreite geteilt, um in weiteren Versuchsreihen die halbe Schaufelteilung analysieren zu können. Die vorderste Latte ist an der Kante abgeschrägt, um den einlaufenden Wasserstrom in möglichst geringer Stärke zu durchbrechen (Müller 1899).



Abbildung 23 Wasserrad des Versuchsstandes: links - Aufbau des Modell-Wasserrades, rechts - Seitenansicht des Modell-Wasserrades im Endzustand

Die Rinne besitzt auf beiden Seiten einen Spritzschutz aus Plexiglasscheiben, um das sensible Messequipment und die Mechanik vor Spritzwasser zu schützen (siehe Abbildung 23 rechts).

Zusammenfassend besitzen das Modell-Wasserrad und das Wasserrad im Naturmaßstab folgende Kennzahlen:

Tabelle 5 Kennzahlen des Modell-Wasserrades und des Wasserrades im Naturmaßstab

Kennzahl	Modell-Wasserrad	Wasserrad im Naturmaßstab
Bemessungsdurchfluss	0,125 m ³ /s	7,0 m ³ /s
Radradius	0,9 m	4,5 m
Radbreite	0,9 m	4,5 m
Fallhöhe	0,38 m	1,9 m
Umfangsgeschwindigkeit	0,72 m/s	1,6 m/s
Drehzahl	7,6 1/min	3,4 1/min
Schaufelanzahl	50	50
Schaufelabstand	0,113 m	0,565 m
Spaltmaß	5 mm	25 mm
Schaufeltauchung	0,10 m	0,50 m
Max. pot. Leistung	467 W	130.473 W

5.3.2 Anordnung der Messeinrichtungen am Versuchsstand

Zur Erfassung der vorhandenen Leistung, der potentiellen Leistung und des daraus zu berechnenden Wirkungsgrades, ist der Versuchsstand mit Messinstrumenten ausgestattet (siehe Abbildung 24 und Tabelle 6).

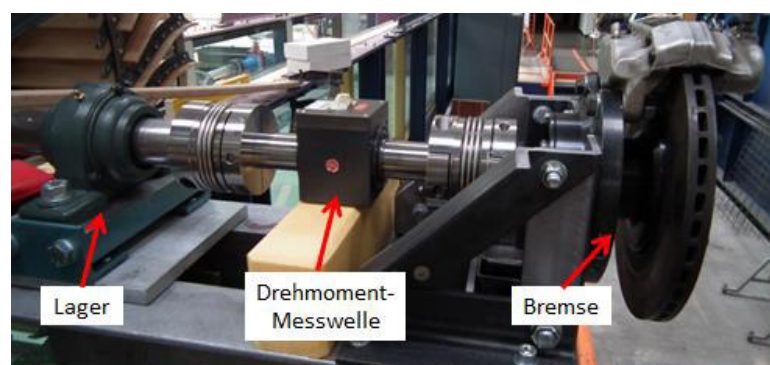


Abbildung 24 Drehmomenterfassung und Lastabnahme am Versuchsstand

Die vorhandene Leistung ist über das Drehmoment und die Drehzahl des Wasserrades zu ermitteln. Das Drehmoment wird über eine

Drehmomentmesswelle (ETH-Messtechnik: DRFL-VI-1000-A) erfasst, die am Abtriebsstrang, zwischen dem Kugellager und der Scheibenbremse des Wasserrades montiert ist (siehe Abbildung 24). Auf der anderen Seite der Wasserradwelle ist ein hochauflösender Drehgeber (ifm electronic: RB1015) installiert.

Die potentielle Leistung berechnet sich über den vorhandenen Durchfluss und die Fallhöhe. Die Versuchsrinnen der Wasserbauhalle sind an einem geschlossenen Wasserkreislauf angeschlossen. Die Wassermenge der Rinne ist über einen Schieber im Zulauf zu steuern und über einen magnetisch-induktiven Durchflussmesser (MID) (Krohne: AQUAFLUX F/6) zu messen. Die Regulierung des Unterwasserstands erfolgt über eine Wehrklappe am Ende der Rinne. Über die Drucktransmitter (Keller: PR-41X) werden die Wasserstände im Ober- und Unterwasser (jeweils im Abstand von 6,0 m zum Wasserrad) erfasst. Des Weiteren werden die Wasserstände dort, wo das Wasser das Wasserrad verlässt und unter der Radachse mittels Einsatz eines Stahllineals, bestimmt.

Tabelle 6 Messinstrumente und deren maximale Messfehler laut Herstellerangaben

Messinstrument	Gerätebezeichnung	Messgenauigkeit
Drehmomentmesswelle	ETH-Messtechnik: DRFL-VI-1000-A	$\pm 1 \text{ Nm}$
Drehgeber	ifm electronic: RB1015	$\pm 0,036^\circ$
MID	Krohne: AQUAFLUX F/6	$\pm 0,5\%$
Drucktransmitter	Keller: PR-41X	$\pm 0,06 \text{ mbar}$

Die Parameter werden über eine Messkarte (National Instruments: USB-6210) abgetastet und über eine LabVIEW basierte Software aufgezeichnet. Die Messwerte werden in Comma-separated-values-Dateien (CSV-Dateien) gespeichert, die anschließend in Excel importiert und verarbeitet werden.

6 Versuchswesen

6.1 Versuchsdurchführung

Jede Messung ist durch eine Kombination aus Durchfluss, Drehzahl und Unterwasserstand charakterisiert. Das Durchflussspektrum von 25 l/s bis 200 l/s ist in 25 l/s-Schritte unterteilt. Es werden über alle Messreihen drei verschiedene Drehzahlen (6,2 1/min; 7,6 1/min; 9,0 1/min) und fünf Unterwasserstände (freier Ausfluss; 20 cm; 25 cm; 30 cm; 35 cm) untersucht. Die Festlegung dieser drei Parameter ergibt den Oberwasserstand und das Drehmoment. Es werden allerdings nicht alle Kombinationen miteinander erfasst, sondern nur realistische Zustände eingestellt: bei den niedrigsten Durchflüssen werden nur die niedrigen Unterwasserstände eingestellt und bei den höchsten Durchflüssen nur die hohen Unterwasserstände untersucht. Die Matrix in Tabelle 7 stellt die untersuchten Kombinationen aus Unterwasserstand und Durchfluss dar.

Tabelle 7 Matrix der erfassten Messwertkombinationen

Unterwasserstand [in cm]	Durchfluss [in l/s]							
	25	50	75	100	125	150	175	200
frei	X	X	X					
20	X	X	X	X				
25		X	X	X	X	X		
30			X	X	X	X	X	X
35				X	X	X	X	X

Der Durchfluss schwankt während einer Messung minimal, was auf das Zuschalten, Abschalten und den Betrieb anderer Versuchseinrichtungen in der Wasserbauhalle zurückzuführen ist. Da Schwankungen des Durchflusses zu Schwankungen im Unterwasserstand führen, werden dort ebenso minimale Schwankungen erfasst (+/- 1 mm). Die deutlichste Auswirkung auf die Veränderungen der Drehzahl wird durch den Einsatz der Scheibenbremse hervorgerufen. Diese erwärmt sich im Betrieb und dadurch vergrößert sich deren Bremsleistung. Aus diesem Grund muss der Bremsdruck während jeder Messung kontinuierlich reduziert werden, um die Drehzahl auf einem konstanten Wert zu

halten. Das Wasserrad besitzt eine Unwucht, die durch das Anbringen zusätzlicher Gewichte an den Radarmen weitestgehend ausgeglichen wurde. Das ungleichförmige Schwinden und Quellen der Holzlatten führt jedoch zu ständigen Verschiebungen des Schwerpunktes und daher zu einer Verschiebung der Unwucht des Wasserrades; diese führt zu Schwankungen in der Drehzahl, die unmittelbar Schwankungen im Drehmoment zur Folge haben. Auf die Wasserstände im Ober- und Unterwasser haben diese Schwankungen jedoch keinen messbaren Einfluss.

Um eine hohe Qualität der Messergebnisse zu erzielen und den Einfluss der Schwankungen auszugleichen, ist jede Messwert-Kombination (Durchfluss, Drehzahl und Unterwasserstand) über eine Dauer von mindestens fünf Minuten aufzuzeichnen. Anschließend wird jeweils das arithmetische Mittel der gemessenen Parameter gebildet. Um den Einfluss von Ausreißern zu reduzieren, werden die Messungen dreimal wiederholt.

Das exakte Einstellen einer Messwert-Kombination stellt eine besondere Herausforderung dar. Der Durchfluss ist am Schieber auf den gewünschten Wert einzustellen, was mühelos umzusetzen ist. Die Herausforderung liegt im exakten Justieren der Drehzahl und des Unterwasserstandes, da diese sich gegenseitig beeinflussen.

Eine Veränderung der Drehzahl führt zu folgenden Auswirkungen:

- Erhöhung der Schluckfähigkeit des Rades
 - Reduzierung des Oberwasserstandes
 - Reduzierung des angreifenden Drehmomentes
 - Minderung der Drehzahl
- Erhöhung des Unterwasserstandes
 - Erhöhter Rückstau ins Wasserrad
 - Reduzierung des angreifenden Drehmomentes
 - Minderung der Drehzahl

Im Anschluss an das Anpassen der Drehzahl ist der exakte Unterwasserstand einzustellen und die oben genannten Auswirkungen sind erneut zu durchlaufen. Dies erfordert ein abermaliges Justieren der Drehzahl. Das exakte Einstellen

einer Messwert-Kombination erfordert einen Zeitaufwand zwischen 20 und 60 min. Erst im Anschluss daran kann die Aufzeichnung der Parameter beginnen.

6.2 Auswertung der Messwerte des Zuppinger-Wasserrades als Referenzgröße

Im Folgenden wird das Wasserrad im ursprünglich ausgelegten Zustand (im Folgenden: Ursprungszustand) beschrieben. Zur Untersuchung des Wasserrades wurden weder konstruktive Veränderungen noch Veränderungen im Betrieb des Rades vorgenommen.

Die aufgenommenen Messwerte zur Ermittlung der Leistung und des Wirkungsgrades entsprechen den Messwertkombinationen aus Tabelle 7 in Kapitel 6 bei der Bemessungsdrehzahl von 7,6 1/min. Die Einflussgrößen Drehmoment sowie alle weiteren Wasserstände (h_o und h_t) bzw. Fallhöhen resultieren aus den festgelegten Parametern Drehzahl n , Durchfluss Q und Unterwasserstand h_u .

6.2.1 Ermittlung des Wirkungsgrades des Zuppinger-Wasserrades im Ursprungszustand

In Abbildung 25 sind die verschiedenen Einstellungen des Unterwasserstandes anhand einzeln dargestellter Kurven bei konstanter Drehzahl (7,6 1/min) und unterschiedlichen Durchflüssen zu erkennen. Zur besseren Übersicht sind nicht alle gemessenen Werte dargestellt, sondern nur die drei bis vier höchsten Wirkungsgrade eines jeden Unterwasserstandes. Die Kurve des maximalen Wirkungsgrades ($\eta_{,max}$) entspricht den höchsten Wirkungsgraden der Einzelkurven, die den eigentlichen Wirkungsgradverlauf darstellt. Entlang der Abszisse sind die eingestellten Durchflüsse im Verhältnis zum Bemessungsdurchfluss aufgetragen.

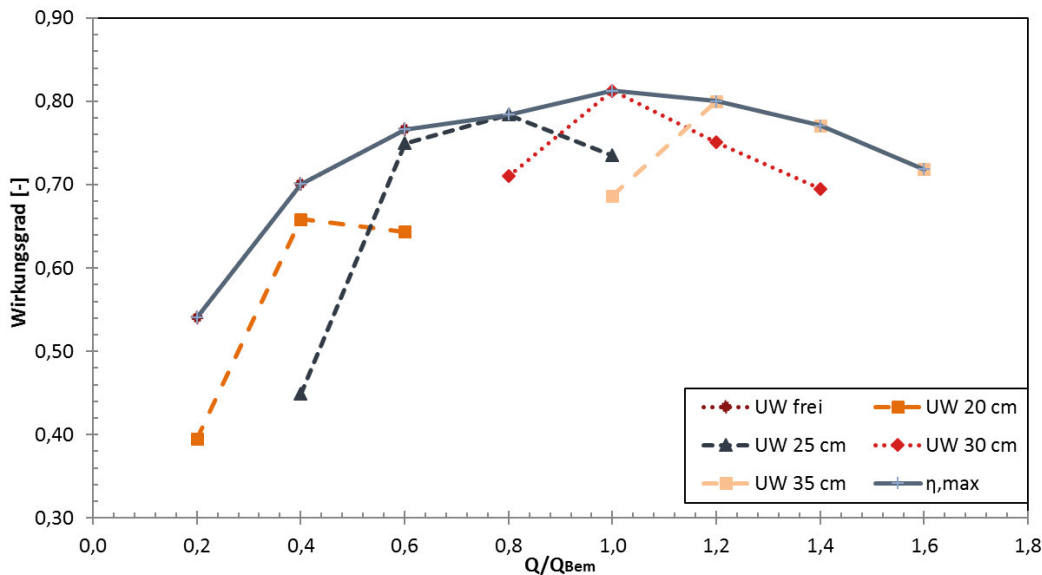


Abbildung 25 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 7,6 1/min und variierten UW-Ständen (UW: Unterwasserstände)

Der maximale Wirkungsgrad des Wasserrades liegt exakt beim Bemessungsdurchfluss ($1,0 Q_{Bem}$) bei 81,3%. Der flache Verlauf des Wirkungsgrades spiegelt die Vorteile wider, die in der Literatur über Zuppinger-Wasserräder genannt werden, nämlich hohe Wirkungsgrade bei unterschiedlichen Durchflüssen und wechselnden Unterwasserständen. Selbst bei 60% des Bemessungsdurchflusses liegt der Wirkungsgrad bei 76,6% und bei einer deutlichen Überschreitung des Bemessungsdurchflusses um 40% liegt dieser immer noch bei 77,1%. Diese Werte entsprechen den in der Literatur genannten Wirkungsgraden von 75 bis 80% (Redtenbacher 1846; Bach 1886a; Henne 1903; Müller 1899; Nuernbergk 2013).

Der Verlauf des Wirkungsgrades zeigt, dass die Anlage für die vorherrschenden Standortbedingungen sehr gut ausgelegt ist, da das Wirkungsgradmaximum beim Bemessungsdurchfluss liegt.

6.2.2 Ermittlung der Leistung des Zuppinger-Wasserrades im Ursprungszustand

Für einen Betreiber eines Wasserkraftstandortes ist die tatsächlich abrufbare Leistung der Anlage von Bedeutung. Die vorhandene Leistung [in W] der zuvor genannten Messwertkombinationen ist in Abbildung 26 dargestellt. Ein steigender Durchfluss führt zu einem stetigen Anstieg der vorhandenen Leistung. Die vorhandene Leistung beim maximalen Wirkungsgrad (P_{vorh} bei η_{max}) entspricht

der Leistung, die im Normalbetrieb generiert wird und beträgt beim Bemessungsdurchfluss 186 W. Zwischen 0,2 und 1,2 Q_{bem} steigt diese Kurve annähernd linear an. Die Steigung nimmt erst ab 1,2 Q_{bem} zu. Die Ursache liegt darin, dass nur Unterwasserstände bis 35 cm untersucht wurden. Höhere Unterwasserstände entstehen bei Durchflüssen, die zu sehr vom Bemessungsdurchfluss abweichen und einem Hochwasser gleichkommen. In einem solchen Fall wird die Wasserradanlage aus Sicherheitsgründen abgeschaltet.

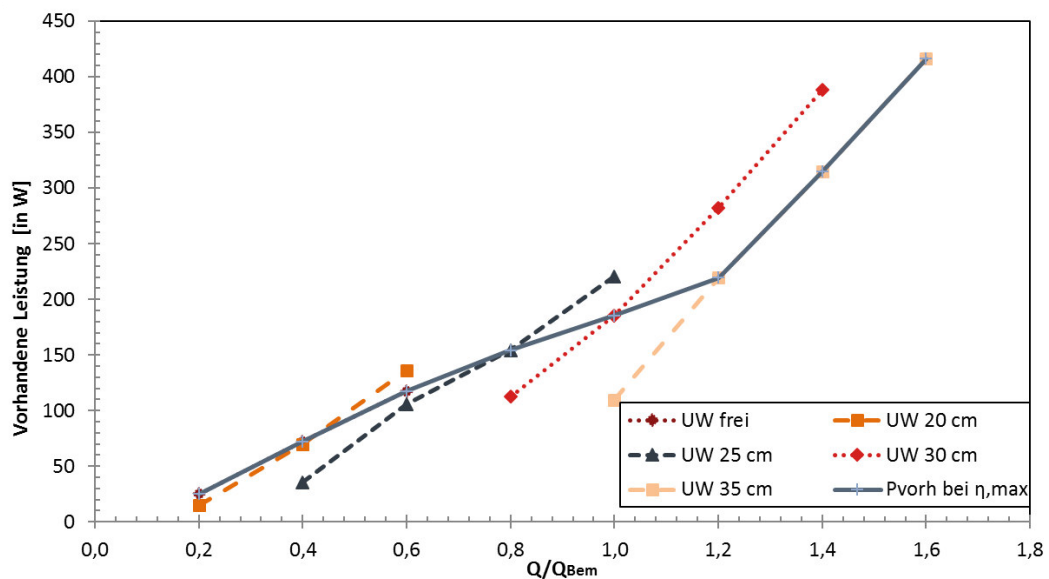


Abbildung 26 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 7,6 1/min und variierten UW-Ständen

Die Anwendung der Modellähnlichkeitsgesetze ermöglicht eine Umrechnung der Leistungen im Modellmaßstab auf die Natur.

Im Zustand des Bemessungsdurchflusses von $Q_N = 7,0 \text{ m}^3/\text{s}$ beträgt die generierte Leistung im Naturmaßstab 52 kW.

7 Analyse der energetischen Optimierungspotentiale

Die Untersuchungen zur energetischen Optimierung beziehen sich auf die Erhöhung des Wirkungsgrades und der Leistungsausbeute. Der Wirkungsgrad soll über ein breites Durchflussspektrum hohe Wirkungsgrade mit einem möglichst flachen Wirkungsgradverlauf besitzen.

7.1 Radboden / Abgeschlossene Nabe

Forschungsansatz / -idee

Eine abgeschlossene Nabe wird in der vorliegenden Arbeit untersucht, damit ein Überströmen des Wassers in das Radinnere verhindert wird. Dies hat zur Auswirkung, dass der Füllungsgrad und der Oberwasserstand steigen, was einen positiven Effekt auf die Leistung haben könnte. Untersuchungen an Wasserrädern mit abgeschlossener Nabe führten jedoch zu der Erkenntnis, dass eine abgeschlossene Nabe das Befüllen und das Entleeren erschweren (Harten 2010, Nishi et al. 2014). Aufgrund dieser Erkenntnisse wurde am Versuchsstand kein Radboden über die gesamte Radbreite installiert, sondern an beiden Seiten sowie in Radmitte jeweils ein Spalt zum Be- und Entlüften berücksichtigt.

Stand der Technik

Die Schaufeln der Zuppinger-Wasserräder besitzen keine inneren oder seitlichen Begrenzungen, da der Einbau solcher Begrenzungen mit erheblichem Material- und Installationsaufwand und damit mit Kosten verbunden ist (Müller 2010). Wasserräder mit seitlichen und inneren Begrenzungen der Schaufeln werden als Zellenräder bezeichnet und finden bei oberflächigen Wasserrädern ihre Anwendung (Brüderl 2006). Zellenräder werden an Standorten mit großem Gefälle und stark veränderlichem Durchfluss installiert. Die seitlichen Begrenzungen verhindern das seitliche Ausfließen aus den Zellen. Die innere Begrenzung wird als Radboden bezeichnet und verhindert das Übertreten des Wassers in das Radinnere. In Abbildung 27 ist auf der linken Seite der Radboden an einem oberflächigen Wasserrad in rot markiert hervorgehoben. Die Installation eines möglichen Radbodens an einem Zuppinger-Wasserrad ist auf der rechten Seite dargestellt.

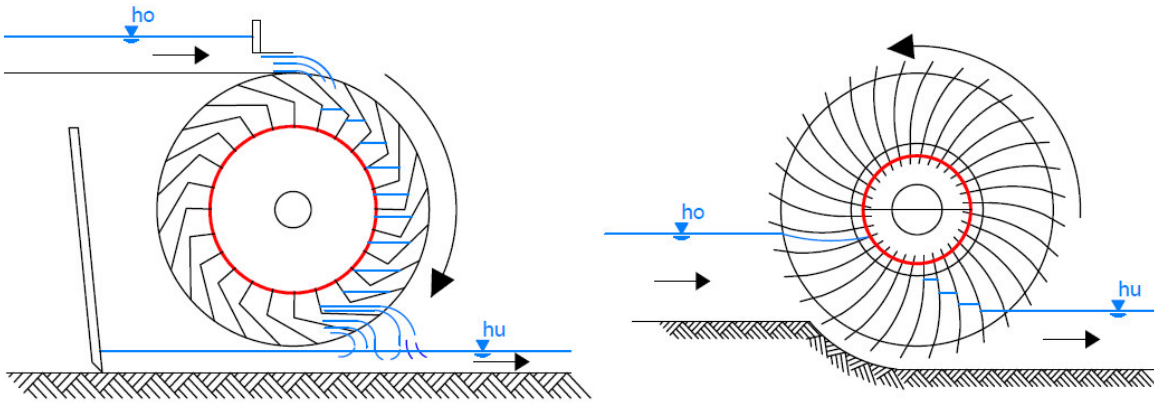


Abbildung 27 Radboden in rot markiert: links – Oberschlächtiges Wasserrad, rechts – Zuppinger-Wasserrad (eigene Darstellung)

Bei Wasserrädern wird von einem Einbau eines Radbodens an mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern abgeraten (Redtenbacher 1846; Bach 1886a; Meissner und Nowak 1895; Stahb ca. 1900). Beim Einströmen des Wassers in das Rad erschwert der Radboden das Entweichen der Luft, weshalb der Schaufelzwischenraum nur teilweise mit Wasser gefüllt werden kann. Beim Entleeren verhindert der Radboden das Eintreten von Luft, was zu einem Unterdruck im Schaufelzwischenraum führt und damit das Entleeren erschwert.

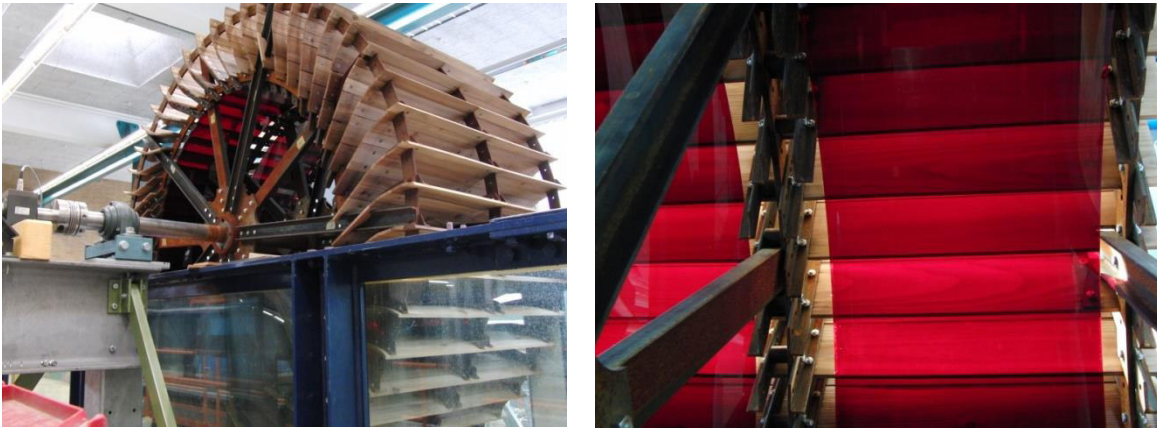
Zuppinger hatte um ca. 1849 bereits das rück- bis mittelschlächte Zuppinger'sche Wasserrad mit einem Radboden konstruiert (siehe Kapitel 2.2), bei dem der Wasserstand im Zulaufkanal über den Radboden einzustauen war. Auf diese Eigenschaft greifen auch Wasserkraftwandler aus der jüngeren Entwicklungsgeschichte der Wasserkraft zurück, wie die Wasserdruckmaschine (siehe Kapitel 2.2). Fonfrede hat im Jahr 2004 das mittelschlächte Wasserrad *Aqualienne* zum Patent angemeldet. Die *Aqualienne* besitzt gebogene Schaufeln, wie sie in Abbildung 28 dargestellt sind. Der Übertritt des Wassers in das Radinnere wird durch eine Barriere verhindert, um die sich das Wasserrad dreht. Die Schaufeln und die Barriere bilden keine Einheit, wodurch die Luft beim Befüllen entweichen kann.



Abbildung 28 Aqualienne (Gsell 2016)

Herangehensweise und Versuchsaufbau

Im vorliegenden Kapitel werden die Auswirkungen der Installation eines Radbodens an einem Zuppinger-Wasserrad analysiert (vgl. rechte Seite in Abbildung 27). Dieser Radboden ist nicht über die komplette Radbreite eingebaut, um ein Belüften des Schaufelzwischenraumes zu gewährleisten (siehe Abbildung 29). An beiden Seiten ist ein Abstand zur Rinnenwand eingehalten. Zwischen den beiden jeweils 32,7 cm breiten Kunststoffscheiben ist in der Radmitte eine weitere Aussparung vorhanden. Somit kann Luft durch diese drei Aussparungen beim Befüllen mit Wasser aus den Schaufelräumen entweichen und durch diese beim Entleeren wieder einströmen.



**Abbildung 29 Radboden am Zuppinger-Wasserrad: links – Außenansicht,
rechts – Innenansicht**

Zuppinger-Wasserräder werden auf einen Füllungsgrad von etwa 0,5 ausgelegt (siehe Kapitel 2.4.4). Bei einer Überschreitung tritt Wasser über die Schaufelenden in das Radinnere. Es wird angenommen, dass der Füllungsgrad durch den Radboden deutlich gesteigert werden kann und sich dies positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt.

Versuchsauswertung

In Abbildung 30 sind die resultierenden Wirkungsgrade nach dem Einbau des Radbodens mit einer Drehzahl von 7,6 1/min dargestellt. Die Kurve der höchsten Wirkungsgrade (η_{\max}) verläuft sehr steil und erreicht den Maximalwert beim Bemessungsdurchfluss. Dieser übertrifft mit 84,8% den Wirkungsgrad des Wasserrades ohne Radboden um 3,5 Prozentpunkte.

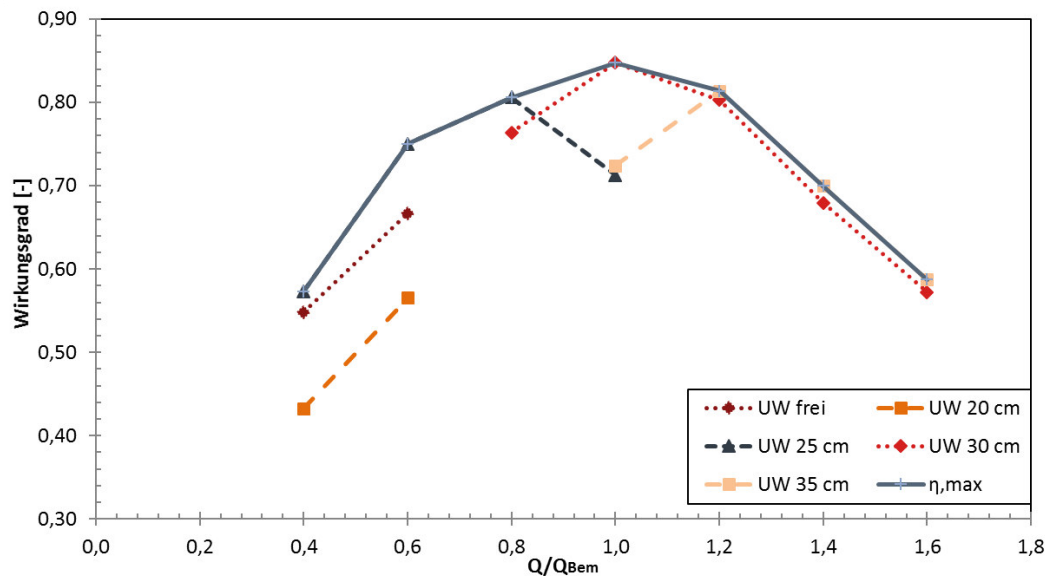


Abbildung 30 Wirkungsgrad des Wasserrades mit Radboden bei 7,6 1/min, einem Spaltmaß von 5 mm und 50 Schaufeln

Die detaillierte Darstellung der korrespondierenden vorhandenen Leistungen bei unterschiedlichen Unterwasserständen ist Abbildung 69 im Anhang zu entnehmen. Wirkungsgrad und Leistung des Wasserrades mit Radboden werden in Abbildung 31 dem Wasserrad im Originalzustand (Spaltmaß von 5 mm und 50 Schaufeln) gegenübergestellt.

Der Wirkungsgrad ist auf der Primär-, die Leistung auf der Sekundärachse aufgetragen. Dort ist in dunkelrot der Wirkungsgradverlauf des Originalrades und in blau das Rad mit Radboden dargestellt. Der installierte Radboden führt – in dem am wahrscheinlichsten eintreffenden Durchflussbereich (0,8 und 1,2 Q_{Bem}) – zu höheren Leistungen als beim Wasserrad ohne diesen Radboden. Oberhalb und unterhalb dieses Durchflussbereichs liegt der Wirkungsgrad allerdings unterhalb des Wirkungsgrades des Originalrades.

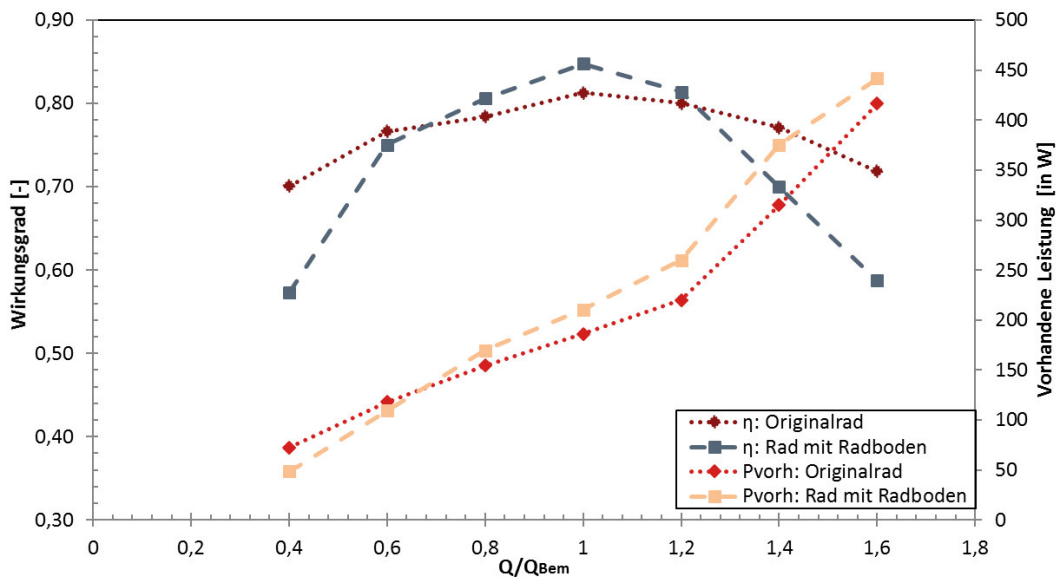


Abbildung 31 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 7,6 1/min

Der entscheidende Vorteil des Radbodens wird anhand der Auswertung der Leistung in der Abbildung 31 ersichtlich: Die Leistungen des Rades mit Radboden übertreffen die Leistungen des Originalrades in den mittleren und hohen Durchflüssen signifikant: der Leistungsanstieg beträgt beim Bemessungsdurchfluss 9,9 Prozentpunkte bzw. ca. 15 W (ca. 4 kW im Naturmaßstab). Mit größer werdendem Durchfluss steigt die durch den Radboden zusätzlich erzeugbare Leistung an.

Bei allen Drehzahlen resultieren durch den Einbau des Radbodens höhere Leistungen. Die Wirkungsgrade und die Leistungen bei den Drehzahlen von 6,2 1/min und 9,0 1/min sind im Anhang ab Abbildung 69 dargestellt. Dies ist mit einem größeren nutzbaren Durchfluss und einem Rückstau des Wassers im Zulaufkanal zu begründen. In Abbildung 32 sind die Wasserstände im Zulaufkanal und an der letzten auftauchenden Schaufel bei der Bemessungsdrehzahl vom Originalrad und dem Rad mit Radboden dargestellt. Die negativen Werte auf der Ordinate resultieren aus der Lage des Nullniveaus im Mittelpunkt der Wasserradachse.

Der Radboden erzeugt bei Durchflüssen oberhalb des Bemessungsdurchflusses einen Anstieg des Wasserstandes im Zulaufkanal. Bei Durchflüssen oberhalb des Bemessungsdurchflusses ist beim Originalrad ein Übertreten des Wassers in das Radinnere zu beobachten (siehe Kapitel 8.1). Dieses Übertreten wird durch den

Radboden verhindert, was einen Rückstau in den Zulaufkanal verursacht. Die Auswirkungen eines Rückstaus in den Zulaufkanal und die damit verbundenen Effekte auf die Leistung werden in Kapitel 8.2 beschrieben. Der höhere Füllungsgrad führt dazu, dass sich eine größere Wassermenge im Schaufelzwischenraum befindet. Dies bewirkt ein über einen längeren Zeitraum erstrecktes Entleeren der Schaufeln. Während des Entleerungsvorgangs dreht sich das Rad weiter und bedingt einen höheren Austrittspunkt des Wassers an der letzten Schaufel. Dieser Effekt ist in den beiden unteren Kurven bei 1,4 und 1,6 Q/Q_{Bem} zu erkennen: der Wasserspiegel des Schaufelaustrittspunktes liegt mit Radboden höher als ohne diesen beim Originalrad.

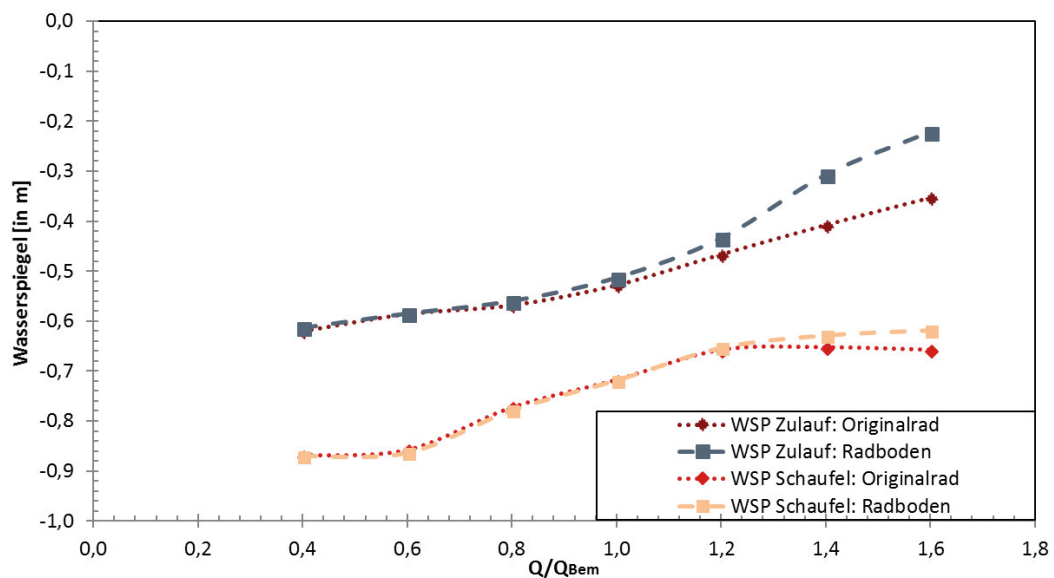


Abbildung 32 Wasserspiegel im Zulaufkanal und an der auftauchenden Schaufel beim Originalrad und beim Rad mit Radboden bei 7,6 1/min

Diskussion der Ergebnisse

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Aussagen von Bach (1886a); Meissner und Nowak (1895); Stahb (ca. 1900) zum Verzicht auf einen Radboden nicht verallgemeinert werden dürfen. Die Werke beziehen sich jedoch auf einen Radboden über die gesamte Radbreite und nicht auf einen Teilabschluss der Nabe.

Hinsichtlich der Leistung ist ein Radboden, wie er in der vorliegenden Arbeit untersucht wurde, zu befürworten, da die Leistung um fast 10 Prozentpunkte gesteigert werden kann. Als Nachteil des Radbodens sind der erhöhte Montageaufwand und die damit verbundenen Herstellungskosten zu nennen.

Weiterhin kann sich der erhöhte Wasserstand im Zulauf negativ auswirken, wenn der maximale Wasserstand im Zulaufkanal bereits bei geringeren Durchflüssen erreicht wird. Der „überschüssige“ Durchfluss müsste dann über das Wehr abgeschlagen werden, da er nicht benötigt wird. Eine Erhöhung des Wasserstandes im Zulaufkanal ist nicht generell als nachteilig zu bewerten, da das Wasserrad bei geringerer nutzbarer Durchflussmenge eine höhere Leistung erzeugt und dies besonders in Zeiten eines geringeren Durchflusses ein erwünschter Effekt sein würde.

7.2 Halbe Schaufelteilung

Forschungsansatz / -idee

Der Ansatz für die Untersuchung einer halben Schaufelteilung an einem Zuppinger-Wasserrad entstammt einer Anordnung, wie sie zum Teil an oberflächigen Wasserrädern durchgeführt wird. Die Zellen an oberflächigen Wasserrädern werden versetzt in Kränzen angeordnet, um die Stoßverluste zu reduzieren, was sich positiv auf die Leistungsausbeute auswirkt (Redtenbacher 1846).

Die Übertragung der Zellenteilung auf eine Schaufelteilung an mittel- oder unterschlächtigen Wasserrädern ist weder in der Literatur noch in der Praxis bekannt.

Stand der Technik

Die Zellenteilung erfolgt durch den Einbau zusätzlicher Radkränze. Abbildung 33 zeigt einen solchen zusätzlichen Radkranz in Radmitte. Die Zellen sind um eine halbe Teilung zueinander versetzt angeordnet. Der wesentliche Vorteil dieser Anordnung liegt im gleichförmigeren Befüll- und Entleerungsvorgang der Zellenräume (Müller 1906). Daraus entsteht eine gleichmäßigere Energieumwandlung, die anhand geringerer Ausschläge der Stromstärke am Generator gemessen werden kann (Brüder 2006).



Abbildung 33 Oberschlächtiges Wasserrad mit Zellenteilung (Firma Schuhmann, Bad Kissingen)

Herangehensweise und Versuchsaufbau

Die Übertragung dieser Schaufelanordnung auf ein Zuppinger-Wasserrad wird durch den Umbau des Originalrades, durch das Versetzen der Schaufeln einer Radhälfte, untersucht.

In Abbildung 34 ist das Rad nach dem Umbau dargestellt. Im Unterschied zur Zellenteilung an oberhalbigen Wasserrädern besitzt das Rad zwar einen Mittelkranz zur Befestigung der Schaufeln, dieser dient aber nicht zur Trennung der Schaufelräume. Bei oberhalbigen Wasserrädern hält ein Mittelkranz mit einer solchen Funktion das Wasser in den Zellen. Gleichzeitig verhindert er ein Querströmen des Wassers zwischen den Zellen und die damit verbundenen Energieverluste. Der Einbau eines solchen Mittelkranzes ist aus konstruktiven Gründen am Wasserrad der Versuchsanlage nicht möglich. Der Einbau dieses Elementes ist bei neuen Anlagen aber prinzipiell denkbar.



Abbildung 34 Halbe Schaufelteilung: links – Ansicht entgegen der Strömungsrichtung, rechts – Gesamtansicht

Versuchsauswertung

Die Schaufelteilung liefert den in Abbildung 35 dargestellten Wirkungsgradverlauf. Der Verlauf ist ähnlich flach wie beim Originalrad mit durchgehenden Schaufeln. Der maximale Wirkungsgrad liegt beim Bemessungsdurchfluss und beträgt 83,6%. Damit liegt er 2,3 Prozentpunkte über dem Wirkungsgrad des Originalrades.

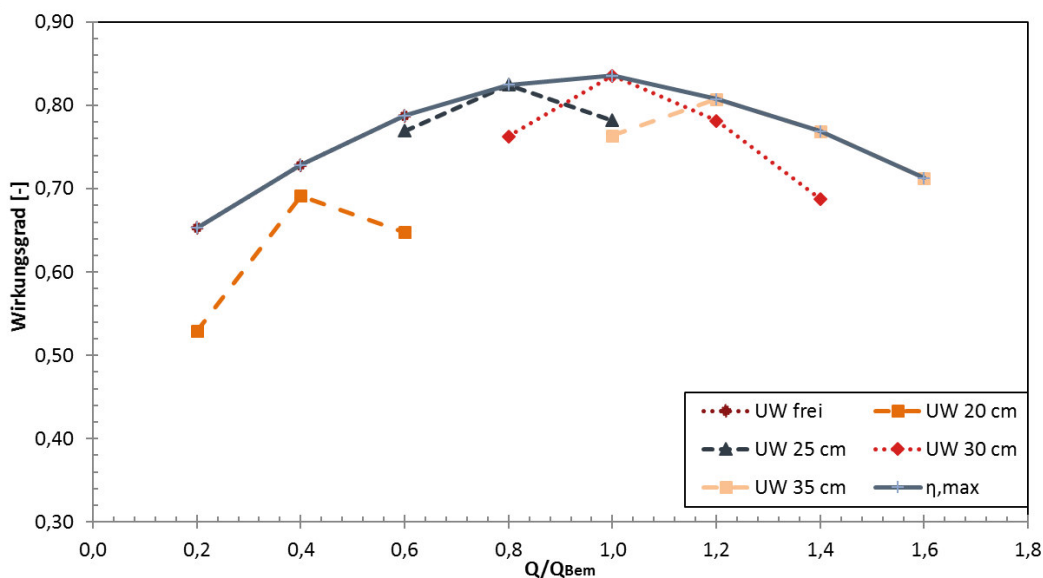


Abbildung 35 Wirkungsgrad des Wasserrades mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min

Ein direkter Vergleich der beiden Wirkungsgrade und die entsprechenden Leistungen sind Abbildung 36 zu entnehmen. Die Wirkungsgrade beziehen sich auf die Primärachse und die Leistungen auf die Sekundärachse. Die Schaufelteilung bewirkt sowohl hinsichtlich des Wirkungsgrades als auch hinsichtlich der abrufbaren Leistung eine Steigerung. Der Wirkungsgrad der

geteilten Schaufel (blau) liegt fast über den gesamten Durchflussbereich oberhalb des Wirkungsgrades des Originalrades (dunkelrot).

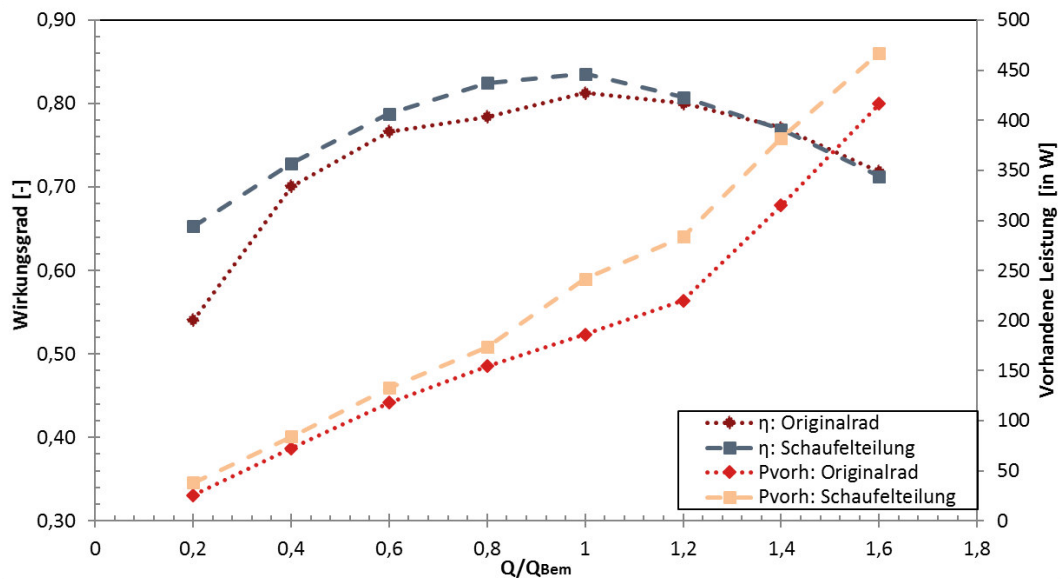


Abbildung 36 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min

Die beiden Kurven der Leistungen verlaufen sowohl im unteren als auch im oberen Durchflussbereich annähernd parallel. Im Bereich von 0,2 bis 0,8 Q_{Bem} beträgt die Differenz etwa 14 W und im Bereich von 1,0 bis 1,6 Q_{Bem} etwa 60 W, was einer Steigerung um 30,0% entspricht. Im Naturmaßstab entspricht diese Leistungssteigerung beim Bemessungsdurchfluss annähernd 17 kW.

Diskussion der Ergebnisse

Die Untersuchungen bestätigen die Hypothese von Redtenbacher (1846), dass eine Schaufelteilung die Verluste reduziert und dies zu einer Leistungssteigerung führt. Eine Leistungssteigerung durch die Schaufelteilung zeigt sich ebenso bei der niedrigeren und bei der höheren Drehzahl (siehe Anlage zu Kapitel 7.2).

Zunächst wurde vermutet, dass sich der fehlende Mittelkranz nachteilig auswirkt, da größere Verwirbelungen entstehen und das Wasser in tieferliegende Schaufeln strömen kann und damit nicht mehr das Potential abgeben kann. Am Versuchsstand ist jedoch festzustellen, dass sich die Schaufeln nicht nur entleeren, sondern auch von den darüberliegenden Schaufeln während einer Drehung befüllt werden. Dies führt zu einem höheren Füllungsgrad der Schaufeln über einen längeren Zeitraum und damit zu einer größeren Gewichtskraft, die zur Energiegewinnung genutzt werden kann. Dieser Effekt tritt besonders stark ein,

sobald im Originalrad das Wasser in das Radinnere übertritt, was bei einer Drehzahl von 7,6 1/min bei 1,0 Q/Q_{bem} der Fall ist. Das Wasser tritt folglich nicht mehr in der ursprünglichen Menge in das Radinnere über, sondern füllt die darunterliegenden Schaufeln. Dies ist auch bei den niedrigeren und höheren Drehzahlen festzustellen bei einem Füllungsgrad, in Abhängigkeit der Drehzahl, von $\varepsilon \approx 0,6$ (siehe Tabelle 10). Die entsprechenden Darstellungen der Wirkungsgrade und der Leistungen sind im Anhang ab Abbildung 74 enthalten.

Die genannten Effekte lassen sich anhand von Messergebnissen der durchgeführten Messreihen belegen: Der Wasserstand im Zulaufkanal liegt bei der Schaufelteilung auf einem Niveau mit dem des Originalrades (siehe Abbildung 37), allerdings liegt der Wasserstand durch die Schaufelteilung in der Radmitte, also senkrecht unter der Radachse, im Mittel 2 cm höher. Das Befüllen der unteren Schaufeln hat zudem beim Entleeren einen positiven Effekt, denn die Entleerung erfolgt schneller, was zu einem niedrigeren Wasserstand an der letzten Schaufel führt.

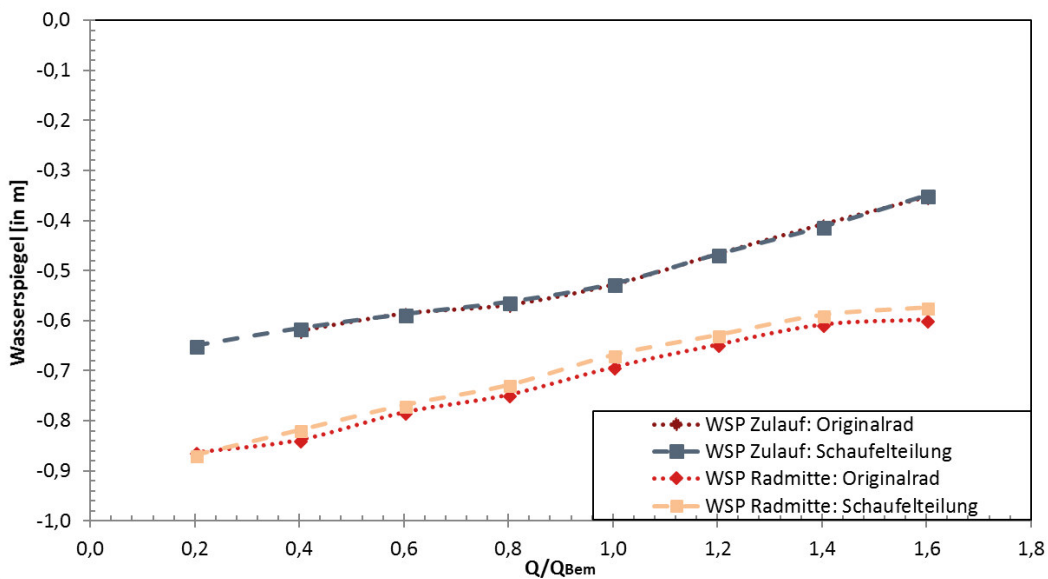


Abbildung 37 Wasserspiegel im Zulaufkanal und in Radmitte beim Originalrad und beim Rad mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min

Die positiven Effekte einer Zellenteilung an überschlächtigen Wasserrädern sind auf eine Schaufelteilung an Zuppinger-Wasserräder übertragbar. Eine weitere Steigerung könnte durch eine häufigere Teilung in Drittel oder Viertel eintreten, wie sie vereinzelt an überschlächtigen Wasserrädern vorgenommen wird.

7.3 Variation von Schaufel- und Austrittswinkel

Forschungsansatz / -idee

In Kapitel 2.1 wurde auf einen entscheidenden Nachteil des Wasserrades gegenüber einer Turbine hingewiesen, nämlich, dass einströmendes Wasser in entgegengesetzter Richtung wieder aus der selben Schaufel herausfließen muss. Der Austritt der Schaufel aus dem Unterwasser stellt daher den Ausgangspunkt in der Auslegung der Schaufelform eines Zuppinger-Wasserrades dar (Nuernbergk 2013). Bei der Festlegung des Austrittswinkels δ (siehe Abbildung 10 in Kapitel 2.3) ist besonders auf die wechselnden Verhältnisse von nutzbarem Durchfluss und Wasserständen zu achten, da Zuppinger-Wasserräder insbesondere an Standorten mit stark variierenden Unterwasserständen ihre Anwendung finden (Brüderl 2006). Der Schaufelwinkel β resultiert aus dem Austrittswinkel. Die Vorgehensweise zur Konstruktion der Schaufelform ist Kapitel 2.4.6 zu entnehmen. Die Festlegung der Winkel stellt einen Kompromiss aus einem verlustreduzierten Ein- und Austritt des Wassers dar. Dies führt dazu, dass eine für den Austritt optimierte Schaufel am Eintritt einen Rückstoß verursachen kann (Müller 1899). Der Großteil der Effektverluste an einem Wasserrad tritt im Zusammenhang mit dem Einlauf des Wassers in das Wasserrad auf (Schneider 2010).

Die unterschiedlichen Ansätze aus idealem Austritt des Wasserrades aus dem Wasser sowie dem möglichst stoßfreien Eintritt des Wassers in das Wasserrad führt dazu, dass eine Variation von Schaufel- und Austrittswinkeln in der vorliegenden Arbeit untersucht wird.

Stand der Technik

In der Praxis wird meist vom Idealzustand, auf den die Schaufeln ausgelegt werden, abgewichen. Ursache dafür sind zum einen schwankende Unterwasserstände und zum anderen steht der Bemessungsdurchfluss nicht immer zur Verfügung bzw. wird dieser auch überschritten. Ebenso verändert sich der Eintrittswinkel des Wassers in das Wasserrad, sobald das Rad im Betrieb dreht, was zu einer abweichenden Position der Schaufel von der idealisierten Stellung führt (Müller 1899).

Die theoretischen Ansätze zur Berechnung der Verluste beim Ein- und Austritt des Wassers in das bzw. aus dem Wasserrad wurden besonders ausführlich von Redtenbacher (1846) und Bach (1886a) hergeleitet. Die dort genannten Herleitungen wurden von zahlreichen Autoren übernommen und modifiziert (Müller 1899; Henne 1903; Nuernbergk 2013). Zusammenfassend ist zu den Schaufel- und Austrittswinkeln folgendes zu nennen:

Der optimale Schaufelwinkel ermöglicht einen rückschlag- und stoßfreien Eintritt des Wassers in das Wasserrad. Die Auswirkungen eines Rückschlags auf die Leistung sind Kapitel 8.4.1 zu entnehmen. Ein Stoß entsteht, wenn die Wasserteilchen des einströmenden Wasserstrahls beim Auftreffen auf die Wasserradschaufel abrupt abgebremst werden. Dieser Vorgang entspricht physikalisch einem unelastischen Stoß. Bei diesem unelastischen Stoß entstehen Reibungsverluste, die dazu führen, dass ein Teil der Bewegungsenergie des Wassers in Wärmeenergie umgewandelt wird (Chwolson und Schmidt 1918). Dieser Verlust steht somit nicht mehr für die Energieumwandlung durch das Wasserrad zur Verfügung. Um diesen Energieverlust zu minimieren, wird der einströmende Wasserstrahl entlang der Schaufel umgelenkt (siehe Kapitel 2.4.6). Die Festlegung des Schaufelwinkels erfolgt über die Berechnung des stoßfreien Eintritts der mittleren Stromlinie des Wasserstrahls in das Wasserrad, also auf Höhe von $h_0/2$ (Redtenbacher 1846). Diese Annahme verdeutlicht, wie idealisiert die Bestimmung des optimalen Schaufelwinkels ist, denn ein wechselnder Durchfluss verändert die Strahlbreite und damit die Lage der mittleren Stromlinie. Die Stromlinien oberhalb und unterhalb der mittleren Stromlinie treten bereits in einem Winkel in das Rad ein, der mit Eintrittsverlusten behaftet ist. Ein stoßfreier Eintritt existiert folglich nur für die mittlere Stromlinie des eintretenden Wasserstrahls.

Der stoßfreie Eintritt des Wassers in das Rad ist laut Nuernbergk (2013) gewährleistet, wenn der Schaufelwinkel mit dem Stoßwinkel β_s übereinstimmt, der nach folgender Gleichung zu berechnen ist:

$$\beta_s = \tan^{-1} \left(\frac{c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_a}{\sqrt{c_2^2 + u_a^2 - 2 \cdot u_a \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}} \right) \quad \text{Gl. 7.1}$$

c_2 relative Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad [in m/s]

α_2 Eintrittswinkel [in °]

u_a Umfangsgeschwindigkeit des Rades am äußeren Radumfang [in m/s]

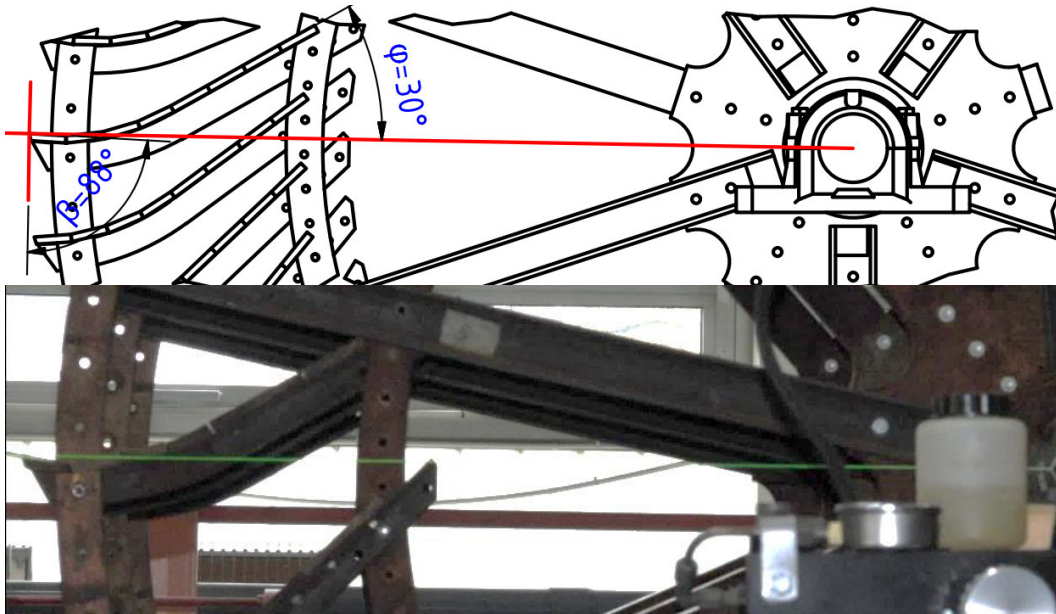
Die Eintrittsverhältnisse sind von Bedeutung, solange vor dem Rad ein vollkommener Überfall herrscht und der Wasserstrahl in das Rad die Schaufelteilung nicht überschreitet. Sobald jedoch eine der beiden Kriterien nicht mehr erfüllt wird, ist der Fokus auf einen günstigeren Austrittswinkel zu legen (Brüderl 2006).

Der Austrittswinkel ist so zu wählen, dass ein Anheben des Wassers über den Wasserspiegel im Unterwasser möglichst vermieden wird. Die Einhaltung dieser Bedingung wird dadurch erschwert, dass Zuppinger-Wasserräder bevorzugt an Standorten mit wechselnden Durchflüssen und Wasserständen installiert werden. Nuernbergk (2013) nennt Gleichung Gl. 7.2 für den idealen Schaufelwinkel, der nur von der Tauchung der Schaufeln im Unterwasser h_t und dem Außendurchmesser des Wasserrades abhängt:

$$\beta = \cos^{-1} \left(\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h_t}{D_a}\right)^2} \right) \quad \text{Gl. 7.2}$$

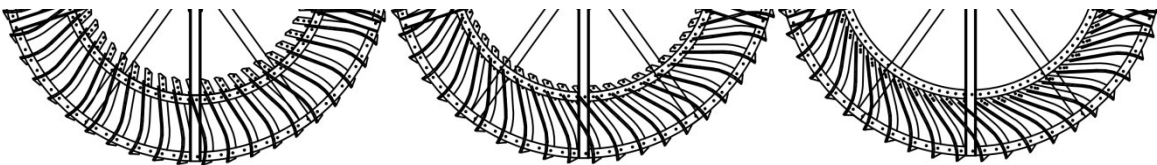
Herangehensweise und Versuchsaufbau

Das Wasserrad des Versuchsstandes und damit auch die Schaufelform wurde nach den Vorgaben von Müller (1899) ausgelegt und besitzt im Ursprungszustand einen Schaufelwinkel von $\beta = 88^\circ$. Die Verbindungslinie zwischen Radmitte und der Schaufelspitze bildet mit der Hinterschaukel (vgl. Abbildung 13 in Kapitel 2.4.6) einen Winkel φ . Dieser Winkel ist in Abbildung 38 dargestellt und sein Wert beträgt in der ursprünglichen Schaufelstellung $\varphi = 30^\circ$.



**Abbildung 38 Schaufelwinkel $\beta = 88^\circ$ und $\varphi = 30^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung
unten – Fotografie des Wasserrades**

Die Bohrungen an den hinteren Schaufelenden ermöglichen eine Variation der Schaufelwinkel durch ein Versetzen der hinteren Schaufelbefestigung in eine der benachbarten Bohrungen des inneren Radkranzes. Die weiteren untersuchten Schaufelwinkel (74° , 82° , 93° und 96°) mit den resultierenden Winkeln der Hinterschaufel sind im Anhang zu Kapitel 7.3 dargestellt. In Abbildung 39 sind der minimale (74°) und maximale (96°) Schaufelwinkel sowie der Schaufelwinkel des Wasserrades im Ursprungszustand (mittlere Darstellung; 88°) dargestellt, um die unterschiedlichen Ein- und Auslaufbedingungen zu verdeutlichen.



**Abbildung 39 Darstellung unterschiedlicher Schaufelwinkel: links – 74° , mittig – 88° ,
rechts – 96°**

Am Wasserrad herrscht bis zum Bemessungsdurchfluss ein vollkommener Überfall im Einlaufbereich. Aus diesem Grund sind die Einlaufbedingungen nur für Durchflüsse unterhalb des Bemessungsdurchflusses zu betrachten. Die Herausforderung in der Berechnung des Stoßwinkels stellt die Bestimmung des Eintrittswinkels α_2 dar. Der Eintrittswinkel wird durch die Wasserstände auf dem Scheitel des Kropfes und beim Eintritt in das Rad bestimmt. Maßgebend ist der

Verlauf der mittleren Stromlinie, daher ist der Mittelwert der Wasserstände an den gemessenen Punkten entscheidend. Der Verlauf der Wasserspiegellagen zwischen diesen mittleren Punkten ist über das graphische Verfahren zur Ermittlung der Abflussparabel darzustellen (Henne 1903). Das Verfahren gibt eine zahlenmäßig gleiche Einteilung der horizontalen und vertikalen Abstände der beiden gemessenen Punkte vor. Dieses Vorgehen ist in Abbildung 40 dargestellt: Die Position des halben Wasserstandes im Zulaufkanal ($h_0/2$) ist mit dem linken grünen Kreuz markiert. Das grüne Kreuz in der Mitte der Abbildung markiert den halben Wasserstand am Eintrittspunkt in das Wasserrad. Der Abstand zwischen den beiden Kreuzen wird horizontal und vertikal in vier Abschnitte unterteilt. Die Verbindung der einzelnen Schnittpunkte des Netzes ist eine Annäherung der Abflussparabel. Die Verlängerung der beiden zuletzt ermittelten Punkte ergibt den Richtungsvektor der mittleren Stromlinie. Die Tangente an den Umfang des Wasserrades am Eintrittspunkt der mittleren Stromlinie bildet zusammen mit dem Richtungsvektor der mittleren Stromlinie den Eintrittswinkel α_2 .

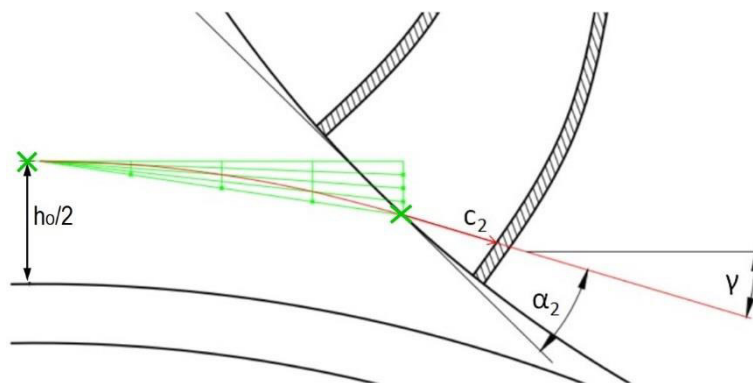


Abbildung 40 Grafisches Verfahren zur Ermittlung der Abflusskurve

Diese Vorgehensweise führt bei der Bemessungsdrehzahl von 7,6 1/min zu den Stoßwinkeln, wie sie in Tabelle 18 im Anhang aufgeführt sind. Tabelle 18 ist zu entnehmen, dass die Stoßverluste mit steigendem Schaufelwinkel zunehmen. Die berechneten Stoßwinkel nach Gl. 7.1 sind alle kleiner als der kleinste untersuchte Schaufelwinkel.

Die Anpassung des Schaufelwinkels an die Verhältnisse im Unterwasser ist nach Gl. 7.2 nur von der Tauchung der Schaufeln abhängig, da der Durchmesser des Rades konstant bleibt. Die berechneten idealen Schaufelwinkel sind allesamt kleiner als der kleinste untersuchte Schaufelwinkel. Daher folgt ebenso aus dieser Bedingung, dass die Verluste mit einem größeren Schaufelwinkel ansteigen.

Versuchsauswertung

Die Auswertung unterschiedlicher Schaufelwinkel führt bei einer Drehzahl von 7,6 1/min zu den Wirkungsgraden, die in Abbildung 41 dargestellt sind. Im niedrigeren Durchflussbereich von 0,6 bis 0,8 Q_{Bem} liegen die Wirkungsgrade der beiden größten Schaufelwinkel bereits bei mindestens 76,3%. Die höchsten Wirkungsgrade werden bei allen Schaufelwinkeln im Durchflussbereich von 1,0 bis 1,2 Q_{Bem} erzielt. Oberhalb des Bemessungsdurchflusses brechen die Wirkungsgrade der beiden größten Schaufelwinkel besonders stark ein, während die Wirkungsgrade der kleinsten Schaufelwinkel ihr Niveau bei steigenden Durchflüssen bis 1,4 Q_{Bem} halten. Der ursprüngliche Schaufelwinkel von 88° besitzt für die hohen Durchflüsse den höchsten Wirkungsgrad.

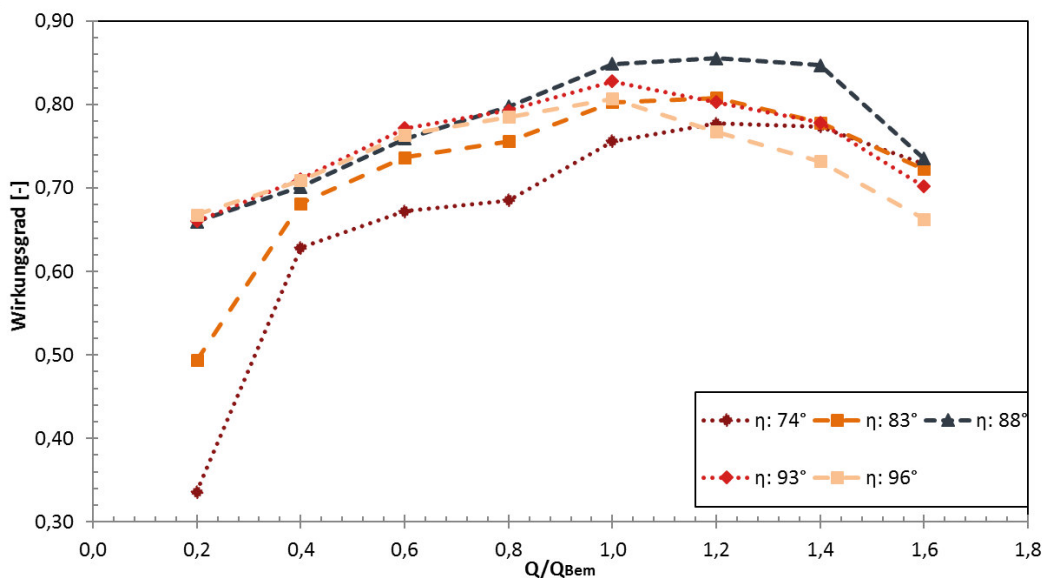


Abbildung 41 Wirkungsgrad des Wasserrades mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln bei 7,6 1/min

Über den gesamten Durchflussbereich führen steiler gestellte Schaufeln zu einer größeren abrufbaren Leistung (siehe Abbildung 42).

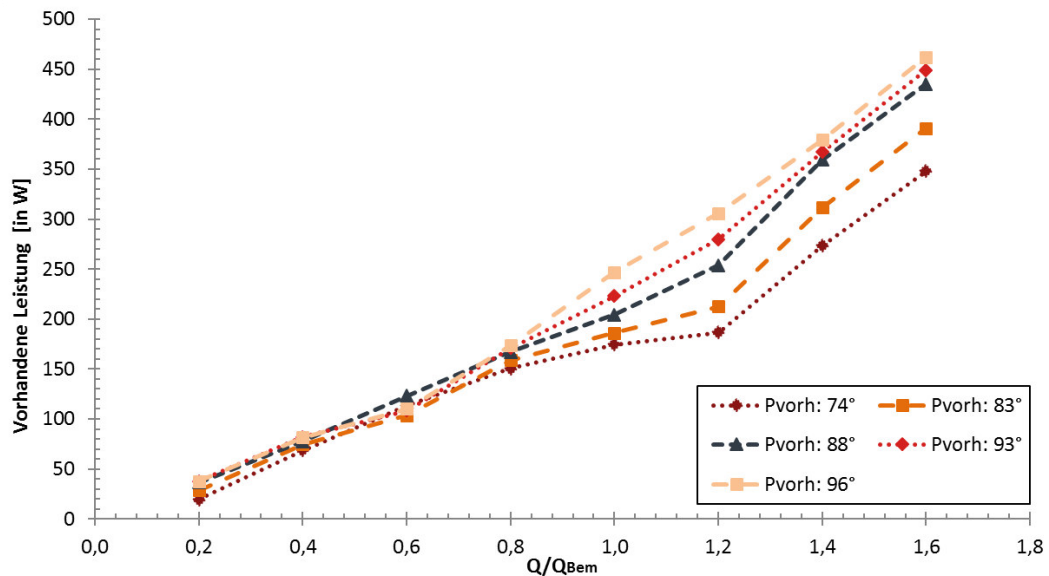


Abbildung 42 Vorhandene Leistung des Wasserrades mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln bei 7,6 1/min

Diskussion der Ergebnisse

Der Ansatz von Müller (1899), einen Kompromiss zwischen der Vermeidung des Stoßes beim Eintritt des Wassers sowie dem verlustfreien Ausheben der Wasserradschaufel beim Austritt zu wählen, führt zu einem Wirkungsgradverlauf, der trotz wechselnder Wasserstände auf einem durchgehend hohen Niveau liegt. Größere Schaufelwinkel führen bei niedrigen Durchflüssen zu etwas höheren Wirkungsgraden, jedoch fallen die Werte mit steigendem Durchfluss und damit bei höherem Unterwasserstand stärker ab.

Die Auswertung der Messergebnisse führt zu einer weiteren Erkenntnis: Eine steiler aufgestellte Hinterschaukel führt zu einer Steigerung der Leistung. Die steiler gestellten Hinterschaukeln lenken den einströmenden Wasserstrahl stärker um. Dadurch wird die kinetische Energie schneller in potentielle Energie umgewandelt und das Wasser kommt frühzeitiger und an einer höheren Stelle zur Ruhe. Das Wasser gibt folglich eine größere potentielle Energie über einen längeren Zeitraum an das Wasserrad ab. Bei kleinen Winkeln der Hinterschaukel kann im Schaufelzwischenraum nur ein Bruchteil der kinetischen Energie in potentielle Energie umgewandelt werden. Besonders bei großen Durchflüssen ist ein Überströmen der Schaufeln in das Radinnere zu beobachten.

7.4 Zwischenfazit der energetischen Optimierungspotentialen

Das folgende Kapitel stellt die untersuchten Varianten einer energetischen Optimierung gegenüber, indem diese in die Auswirkungen der Umbauten auf den Ertrag (Wirkungsgrad und Leistung), die Fertigungskosten und die Betriebssicherheit gegliedert werden.

7.4.1 Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Leistung

Die Installation eines Radbodens führt zu Wirkungsgraden und Leistungen, die sich deutlich von den Werten ohne diesen unterscheiden:

- Geringere Wirkungsgrade in den untersten und obersten Durchflüssen:
 - 1,6 Prozentpunkte bei 0,6 Q_{Bem} und
 - 7,1 Prozentpunkte bei 1,4 Q_{Bem}
- Höhere Wirkungsgrade im maßgebenden Durchflussbereich um 1,0 Q_{Bem} :
 - + 2,2 Prozentpunkte bei 0,8 Q_{Bem}
 - + 3,3 Prozentpunkte bei 1,0 Q_{Bem} und
 - + 1,4 Prozentpunkte bei 1,2 Q_{Bem}
- Deutlich steilerer Verlauf des Wirkungsgrades.
- Höhere Leistung ab etwa 0,6 Q_{Bem} .

Die höhere Leistung wird durch das Verhindern des Übertretens von Wasser in das Radinnere und dem daraus resultierenden höheren Wasserstand im Zulaufkanal hervorgerufen.

In der Literatur wird vom Einbau eines Radbodens an mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern abgeraten. Diese Aussagen beziehen sich auf einen Radboden über die komplette Radbreite und nicht einen, wie im Rahmen der vorliegenden Arbeit, partiell installierten Radboden. Aus Sicht einer Leistungssteigerung ist die Installation eines partiellen Radbodens zu befürworten.

Eine Schaufelteilung führt im Hinblick auf den Wirkungsgrad und die Leistung zu ausschließlich positiven Effekten. Sowohl der Wirkungsgrad als auch die Leistung werden durch die Schaufelteilung über den gesamten untersuchten Durchflussbereich gesteigert oder halten das Niveau.

Eine eindeutige Aussage zur Variation der Schaufelwinkel hinsichtlich der Wirkungsgrade und der Leistungserträge ist nicht zu treffen. Der Schaufelaufbau

am Versuchsstand gestattet es nicht den Schaufelwinkel unabhängig vom Winkel der Hinterschaufel zu verstellen. Allerdings ist festzuhalten, dass ein größerer Winkel der Hinterschaufel die negativen Effekte durch ungünstigere Schaufelwinkel mindestens ausgleicht und teilweise zu besseren Ergebnissen führt. Im Bereich der unteren Durchflüsse (bis $0,8 Q_{Bem}$) führen größere und mittlere Schaufelwinkel bzw. Winkel der Hinterschaufeln zu den höheren Wirkungsgraden. Ab dem Bemessungsdurchfluss und höheren Durchflüssen dominiert die ursprüngliche Schaufelstellung gegenüber den Winkelvariationen. Mit steigendem Durchfluss sinken die Wirkungsgrade der großen Schaufelwinkel, während die Wirkungsgrade der kleinen Schaufelwinkel steigen oder ihr Niveau halten.

Hinsichtlich der Leistung ist die eindeutige Aussage zu treffen, dass die größeren Winkel zu höheren Leistungen führen.

7.4.2 Auswirkungen auf die Fertigungskosten

Die Installation eines Radbodens erhöht die Fertigungskosten des Wasserrades. Die Kosten entstehen durch das zusätzliche Material für den Radboden und die höheren Montagekosten.

Eine Schaufelteilung hat keinen nachteiligen Einfluss auf die Kosten. In Summe ist die gleiche Anzahl an Auflagern für die Bohlen zu montieren und die gleiche Anzahl an Schrauben zu befestigen. Die Handhabung der Bohlen wird erleichtert, da zwei kürzere Bohlen zu montieren sind, anstelle einer Holzbohle über die gesamte Breite.

Eine Variation der Schaufelwinkel führt zu keinen Veränderungen der Fertigungskosten.

7.4.3 Auswirkungen auf die Betriebssicherheit

Treibgut kann die Lücken zwischen den Streifen eines Radbodens verstopfen. Dieser Nachteil steht den Vorteilen eines partiell installierten Radbodens über die gesamte Radbreite gegenüber. Das Entweichen der Luft beim Befüllen bzw. das Eintreten der Luft beim Entleeren wird dadurch erschwert. Das Reinigen der Öffnungen würde zu einem temporären Ausfall der Wasserradanlage führen. Die Demontage des Radbodens in Zeiten starken Laubaufkommens ist eine Möglichkeit zur Erhöhung der Betriebssicherheit.

Die halbe Schaufelteilung hat keine Auswirkung auf die Ausfallwahrscheinlichkeit der Anlage. Durch die geteilten Schaufeln werden die Kosten für die Instandsetzung reduziert, da die beschädigten Latten nicht über die komplette Radbreite ausgetauscht werden müssen, was positiv zu bewerten ist.

Die Veränderung der Schaufelwinkel hat keinen Einfluss auf die Betriebssicherheit.

7.4.4 Zusammenfassung der energetischen Optimierungspotentiale

Der Fokus der energetischen Optimierungspotentiale lag auf der maximalen Leistungsausbeute sowie einer Steigerung des Wirkungsgrades des Wasserrades. Der höhere Ertrag ist gegenüber erhöhten Fertigungskosten und einer reduzierten Betriebssicherheit abzuwägen. Die untersuchten Varianten werden in folgender Tabelle hinsichtlich der Auswirkungen auf den maximalen Ertrag, die Fertigungskosten und der Betriebssicherheit gegenübergestellt und verglichen:

Tabelle 8 Auswirkungen der energetischen Optimierungspotentiale

Auswirkung auf	Radboden	Schaufelteilung	Winkelvariation
Wirkungsgrad	+	++	0
Leistung	++	++	+
Fertigungskosten	-	0	0
Betriebssicherheit	-	0	0

Der Radboden steigerte sowohl den Wirkungsgrad als auch die Leistung. Die höheren Fertigungskosten, durch die Installation des Radbodens, amortisieren sich voraussichtlich über die Lebensdauer des Wasserrades. Der Einbau eines Radbodens, wie er in der vorliegenden Arbeit untersucht wurde, ist zu befürworten.

Die Schaufelteilung ist ebenfalls empfehlenswert, da dieser den Wirkungsgrad und die Leistung steigert und weder die Fertigungskosten erhöht, noch die Betriebssicherheit durch die Schaufelteilung gefährdet.

Die Variation der Schaufelwinkel ist anhand weitergehender Versuche im Detail zu untersuchen. Es kann jedoch festgehalten werden, dass steiler gestellte Hinterschaufeln einen positiven Effekt auf die Leistung haben.

8 Analyse der ökologischen Optimierungspotentiale

Das folgende Kapitel behandelt vier unterschiedliche ökologische Optimierungspotentiale, deren Fokus auf Verbesserung der flussabwärts gerichteten Durchgängigkeit für Fische und anderer Lebewesen liegt. Die potentielle Schädigung beim Fischabstieg kann durch die Verminderung des Kontaktrisikos zwischen dem Fisch und den Wasserradschaufeln reduziert werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden keine Versuche mit lebenden Tieren durchgeführt, um die ökologischen Auswirkungen zu belegen. Die Effekte der ökologischen Optimierungen auf die Leistung des Wasserrades werden in den folgenden Kapiteln beschrieben.

8.1 Variation der Drehzahl/Umfangsgeschwindigkeit

Forschungsansatz / -idee

Die Variation der Drehzahl und damit der Umfangsgeschwindigkeit wird in allen Versuchsreihen der vorliegenden Arbeit betrachtet. Der ökologische Vorteil einer reduzierten Drehzahl liegt in dem größeren Zeitfenster, das den Fischen zum Einschwimmen in den Schaufelzwischenraum zur Verfügung steht. Eigene Untersuchungen haben ergeben, dass bei Wasserrädern im Naturmaßstab zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln häufig nur ein Zeitfenster von 0,3 s existiert (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Das Zeitfenster zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit des Rades und dem Schaufelabstand.

Stand der Technik

Zuppinger-Wasserräder arbeiten nach Müller (1899) besonders effektiv, wenn sie mit einer Umfangsgeschwindigkeit zwischen 1,40 und 1,80 m/s betrieben werden (siehe Kapitel 2.4.2). Teilweise werden Zuppinger-Wasserräder mit höheren Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 1,90 m/s betrieben (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Aus einer höheren Umfangsgeschwindigkeit resultieren folgende positive Effekte (Brüderl 2006):

- ein geringeres Übersetzungsverhältnis des Getriebes.
- eine größere Schluckfähigkeit des Wasserrades. Dies führt einerseits zu geringeren Radabmessungen und damit zu geringeren Investitionskosten.

Andererseits kann trotz beschränkter Wasserradabmessungen ein größerer Durchfluss genutzt werden.

- geringere angreifende Drehmomente reduzieren die Belastung zahlreicher Elemente eines Wasserrades (Schaufeln, Radarme, Welle etc.) und erhöhen damit deren Lebensdauer.

Eine niedrige Drehzahl des Wasserrades führt, neben der Umkehr der positiven Effekte einer höheren Drehzahl, zu einem niedrigeren Energiegehalt im abströmenden Wasser. Dieser kinetische Anteil des abströmenden Wassers trägt aber nicht zur Leistungserzeugung bei und reduziert dadurch den Anlagenwirkungsgrad. Aus diesem Grund formuliert Müller (2010) eine seiner Grundregeln zur Drehzahl:

„Das Wasser soll möglichst tangential zum Radumfang und ohne Stoß in das Rad treten und mit einer möglichst kleinen Geschwindigkeit das Rad verlassen.“

Herangehensweise und Versuchsaufbau

Das Modell-Wasserrad besitzt im Modellmaßstab eine Umfangsgeschwindigkeit von $u_a = 0,72 \text{ m/s}$ ($1,6 \text{ m/s}$ in der Natur) bzw. eine Drehzahl von $n = 7,6 \text{ 1/min}$ ($3,4 \text{ 1/min}$ in der Natur). Ziel war es die Auswirkungen von deutlich niedrigeren und ebenso höheren Umfangsgeschwindigkeiten zu untersuchen. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Variationen an Umfangsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 9 dargestellt.

Tabelle 9 Untersuchte Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen im Original- und Modellmaßstab

Originalmaßstab		Modellmaßstab	
Umfangsgeschwindigkeit [in m/s]	Drehzahl [in 1/min]	Umfangsgeschwindigkeit [in m/s]	Drehzahl [in 1/min]
1,30	2,8	0,58	6,2
1,45	3,1	0,65	6,9
1,60	3,4	0,72	7,6
1,75	3,7	0,78	8,3
1,90	4,0	0,85	9,0

Mit den Umfangsgeschwindigkeiten im Originalmaßstab wird das von Müller (1899) empfohlene Spektrum von 1,40 bis 1,80 m/s komplett ausgeschöpft und sogar leicht unter- bzw. überschritten.

Die unterschiedlichen Drehzahlen führen bei gleichem Durchfluss (Schaufeltiefe und Radbreite sind über alle Messreihen konstant) zu unterschiedlichen Füllungsgraden. Der Füllungsgrad ist durch das Umstellen von Gl. 2.9 nach ε direkt zu berechnen mit:

$$\varepsilon = \frac{Q}{u_s \cdot a \cdot B}$$

Anstelle der mittleren Geschwindigkeit im Schwerpunkt (u_s) ist zur Ermittlung des Füllungsgrades folgende Formel zu verwenden (Müller 2010):

$$u_s = \frac{\pi \cdot (D_a - a) \cdot n}{60} \qquad \text{Gl. 8.1}$$

Das Einsetzen der konstruktiven Parameter des Wasserrades am Versuchsstand in die vorstehenden Formeln führt zu den Füllungsgraden in Tabelle 10:

Tabelle 10 Füllungsgrad ϵ in Abhängigkeit von Drehzahl und Durchfluss

Drehzahl [in 1/min]	Durchfluss [in Q/Q_{Bem}]							
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
6,2	0,14	0,28	0,42	0,56	0,70	0,85	0,99	1,00
6,9	0,13	0,25	0,38	0,51	0,63	0,76	0,89	1,00
7,6	0,11	0,23	0,34	0,46	0,57	0,69	0,80	0,92
8,3	0,11	0,21	0,32	0,42	0,53	0,63	0,74	0,84
9,0	0,10	0,19	0,29	0,39	0,49	0,58	0,68	0,78

Ein Übertreten des einströmenden Wassers in das Radinnere wurde während der Versuche bereits ab einem Wert von $\epsilon \approx 0,6$ beobachtet, also deutlich vor dem Erreichen einer „Vollfüllung“ von $\epsilon = 1,0$. Dies ist auf einen überschüssigen Anteil an kinetischer Energie im einströmenden Wasser zurückzuführen.

Versuchsauswertung

Die Verläufe der Wirkungsgrade bei unterschiedlichen Unterwasserständen und des maximalen Wirkungsgrades bei der niedrigsten Drehzahl (6,2 1/min) sind in Abbildung 43 dargestellt. Durch die niedrigere Drehzahl wird der maximale Wirkungsgrad, gegenüber dem Wirkungsgrad bei 7,6 1/min, in den Bereich der geringeren Durchflüsse verschoben und liegt nun mit 80,0% bei 0,8 Q_{Bem} . Mit 80,0% liegt der maximale Wirkungsgrad bei 6,2 1/min 1,3 Prozentpunkte unterhalb des maximalen Wirkungsgrades bei der Bemessungsdrehzahl. Ein weiterer Unterschied zur Bemessungsdrehzahl sind sowohl ein deutlich steileres Ansteigen als auch ein steileres Abfallen von η_{max} . Zwischen 0,6 Q_{Bem} und 1,0 Q_{Bem} verbleibt der Wirkungsgrad auf einem konstanten Niveau mit mindestens 78,9%. Bei geringeren und höheren Durchflüssen fällt der Wirkungsgrad deutlich niedriger aus.

Im Durchflussbereich von 0,2 Q_{Bem} bis 0,8 Q_{Bem} liegen die Wirkungsgrade der Drehzahl 6,2 1/min stets oberhalb der Werte der Bemessungsdrehzahl. Oberhalb von 0,8 Q_{Bem} werden durch die Bemessungsdrehzahl (7,6 1/min) höhere Wirkungsgrade erzielt.

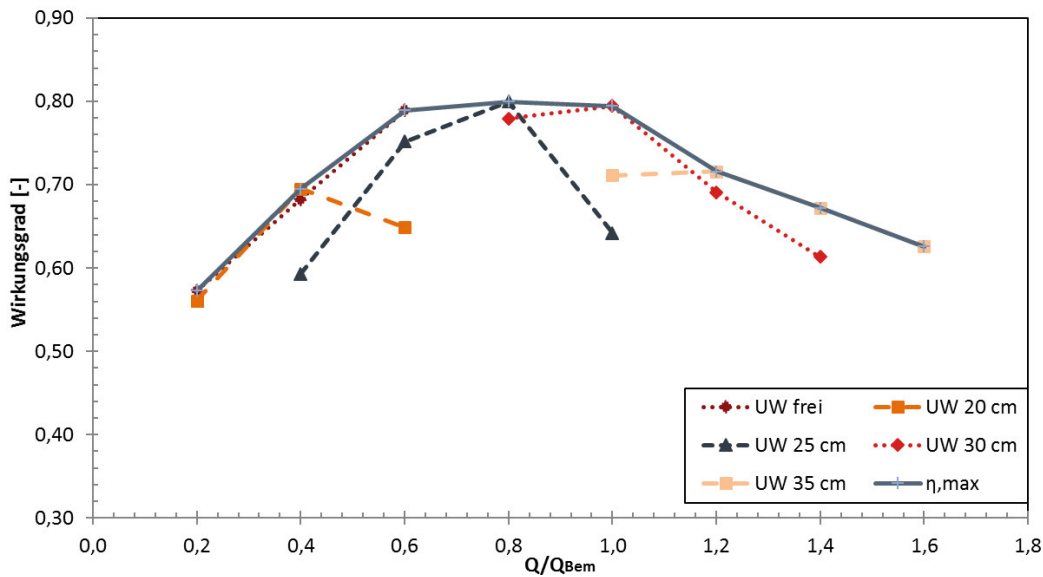


Abbildung 43 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 6,2 1/min und variierten UW-Ständen

Abbildung 44 zeigt, dass die vorhandene Leistung beim maximalen Wirkungsgrad (P_{vorh} bei $\eta_{\text{,max}}$) gegenüber der Bemessungsdrehzahl größer ist (vgl. Abbildung 25). Die höhere Leistung ist auf zwei Ursachen zurückzuführen:

- ▶ die niedrigere Drehzahl reduziert die Schluckfähigkeit des Rades. Dadurch steigt der Wasserstand im Zulaufkanal. Der erhöhte Wasserstand führt zu einem höher liegenden Eintrittspunkt des Wassers in das Wasserrad, wodurch eine höhere potentielle Energie des Wassers zur Verfügung steht.
- ▶ die niedrigere Drehzahl führt zu einem höheren Füllfaktor. Durch die größere Füllung des Schaufelvolumens wirkt eine größere Masse zur Nutzung der potentiellen Energie.

Die Summe aller genannten Auswirkungen einer niedrigeren Drehzahl führt zu durchweg höheren Leistungen gegenüber der Bemessungsdrehzahl (siehe Abbildung 49). Die vorhandene Leistung bei 6,2 1/min beträgt beim Bemessungsdurchfluss des Modellrades 262 W (siehe Abbildung 44), was einer Leistung von 73 kW im Naturmaßstab entspricht.

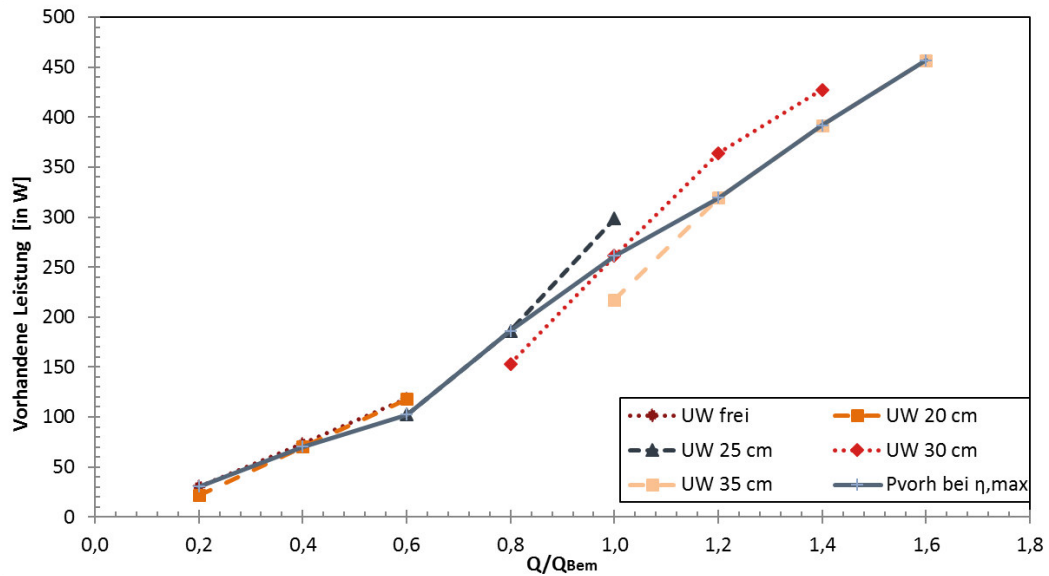


Abbildung 44 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 6,2 1/min und variierten UW-Ständen

Die zuvor genannten Auswirkungen einer niedrigeren Drehzahl kehren sich bei höheren Drehzahlen um. Die Wirkungsgrade der höchsten Drehzahl (9,0 1/min) liegen im niedrigen Durchflussbereich (0,2 bis 1,0 Q_{Bem}) deutlich unterhalb der Wirkungsgrade der niedrigsten Drehzahl (siehe Abbildung 43 und Abbildung 45). Die unterschiedlichen Wirkungsgradverläufe der analysierten Drehzahlen werden in Abbildung 47 am deutlichsten. Die höhere Drehzahl führt zu einer Verschiebung des maximalen Wirkungsgrades zu 1,2 Q_{Bem} und erzielt mit 85,8% den höchsten Wirkungsgrad aller Drehzahlvariationen.

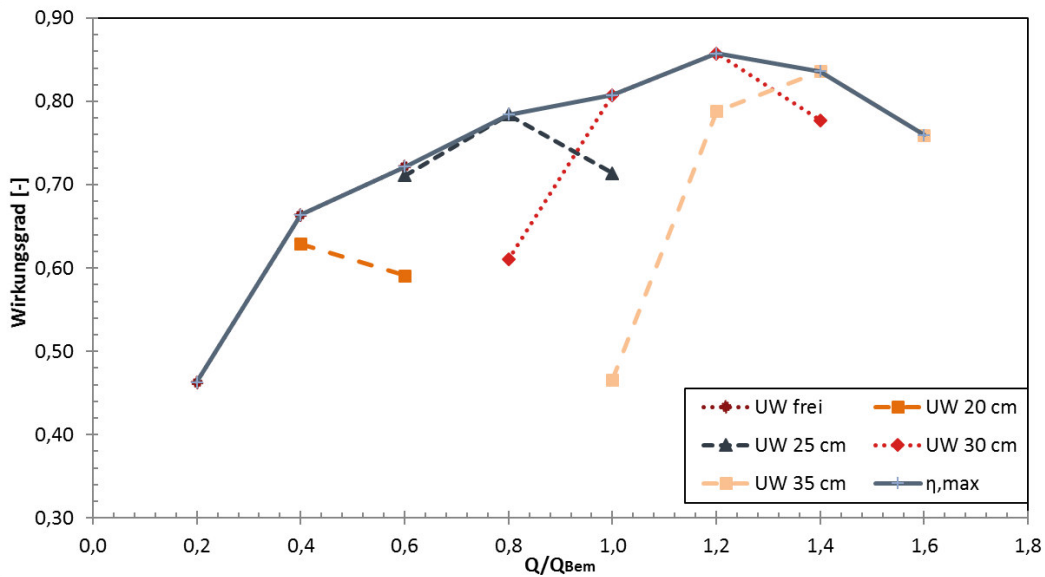


Abbildung 45 Wirkungsgrad des Wasserrades im Ursprungszustand bei 9,0 1/min und variierten UW-Ständen

Die Leistung der höchsten Drehzahl (9,0 1/min) liegt mit 153 W bei 0,8 Q_{Bem}, 163 W bei 1,0 Q_{Bem} und 237 W bei 1,2 Q_{Bem} (siehe Abbildung 46) allerdings deutlich unterhalb der erzielten Leistung der niedrigsten Drehzahl (6,2 1/min) mit 194 W bei 0,8 Q_{Bem}, 262 W bei 1,0 Q_{Bem} und 305 W bei 1,2 Q_{Bem}.

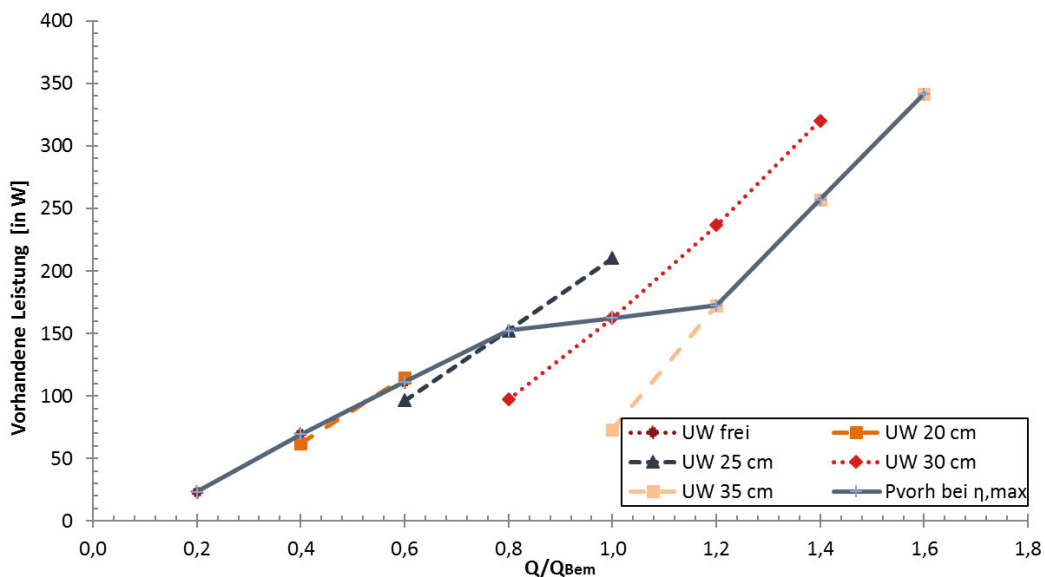


Abbildung 46 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei 9,0 1/min und variierten UW-Ständen

Die Veränderungen in den Wirkungsgraden und den erzielten Leistungen durch die mittelniedrige (6,9 1/min) und –hohe (8,3 1/min) Drehzahlen, sind im Anhang in Abbildung 83 und Abbildung 84 dargestellt.

Abbildung 47 zeigt eine Übersicht der maximalen Wirkungsgrade über alle fünf untersuchten Drehzahlen. Der hohe kinetische Anteil des abströmenden Wassers (freier Auslauf) im untersten Durchflussbereich ($0,2 Q_{Bem}$) führt dazu, dass die Wirkungsgrade der niedrigsten Drehzahlen oberhalb der Wirkungsgrade der niedrigeren Drehzahlen liegen. Dieser Bereich liegt allerdings deutlich unterhalb des Bemessungsdurchflusses. Im Bereich von $0,6$ bis $0,8 Q_{Bem}$ liegen die Wirkungsgrade der niedrigen Drehzahlen über den Wirkungsgraden der hohen Drehzahlen. Etwa bei $0,9 Q_{Bem}$ tauschen die Kurven ihre Reihenfolge. Bei den Durchflüssen oberhalb von Q_{Bem} liegen die Wirkungsgrade der hohen Drehzahlen deutlich über denen der niedrigen Drehzahlen.

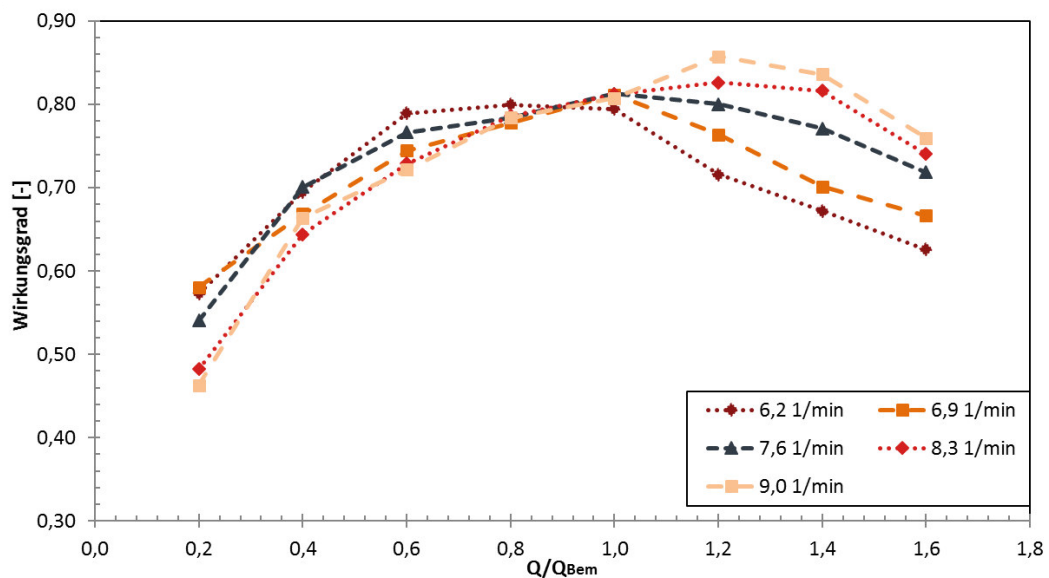


Abbildung 47 Maximale Wirkungsgrade des Wasserrades im Ursprungszustand bei unterschiedlichen Drehzahlen

Zwischen den maximalen Wirkungsgraden der unterschiedlichen Drehzahlen liegen fast sechs Prozentpunkte (siehe mittlere Spalte in Tabelle 11). Die rechte Spalte in Tabelle 11 verdeutlicht, dass das Wasserrad beim Bemessungsdurchfluss den höchsten Wirkungsgrad bei der ausgelegten Drehzahl von $7,6 \text{ 1/min}$ hat. Die niedrigsten und die höchsten Drehzahlen erzielen beim Bemessungsdurchfluss fast ebenso hohe Wirkungsgrade von mindestens $79,4\%$.

Tabelle 11 Maximale Wirkungsgrade und Wirkungsgrad beim Q_{Bem} nach Drehzahlen

Drehzahl [in 1/min]	Maximaler Wirkungsgrad [in %]	Wirkungsgrad bei Q_{Bem} [in %]
6,2	80,0 bei 0,8 Q_{Bem}	79,4
6,9	81,2 bei 1,0 Q_{Bem}	81,2
7,6	81,3 bei 1,0 Q_{Bem}	81,3
8,3	82,7 bei 1,2 Q_{Bem}	81,2
9,0	85,8 bei 1,2 Q_{Bem}	80,8

Diskussion der Ergebnisse

Zur Dimensionierung bzw. Auslegung von Turbinen werden Muschelkurven eingesetzt (Giesecke et al. 2014), in denen Durchfluss-Wirkungsgrad-Beziehungen aufgetragen sind. In Abbildung 48 ist eine Muschelkurve für das untersuchte Zuppinger-Wasserrad dargestellt. Auf der Abszisse sind die fünf Drehzahlen und auf der Ordinate der Durchflussbereich dargestellt. Die Isolinien stellen die Werte gleicher Wirkungsgrade dar. Die gelbe Linie in der Muschelkurve ist eine Verbindungslinie der maximalen Wirkungsgrade über den untersuchten Drehzahlbereich. Die Linie stellt somit den Wirkungsgradverlauf dar, der durch einen drehzahlvariablen Betrieb, der bei Wasserrädern üblicherweise nicht gefahren wird, entstehen würde.

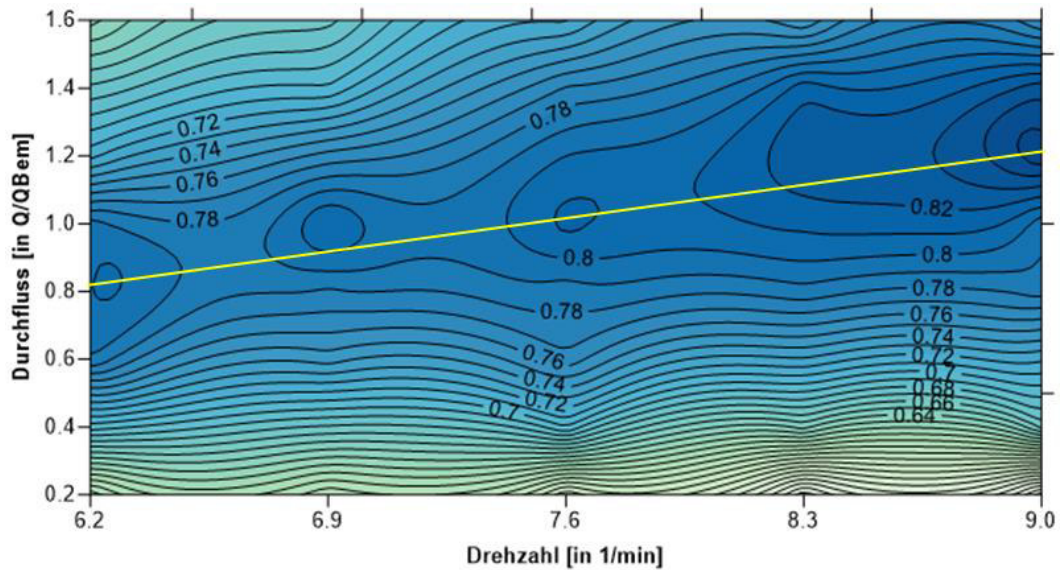


Abbildung 48 Muschelkurve der Wirkungsgrade des Wasserrades im Ursprungszustand in Abhängigkeit von Durchfluss und Drehzahl

Die Auswirkungen einer Drehzahlvariation auf die erzeugte Leistung sind zuvor bereits anhand der niedrigsten und höchsten Drehzahl beschrieben. In Abbildung 49 wird die vorhandene Leistung bei den fünf untersuchten Drehzahlen gegenübergestellt. Erst ab etwa $0,8 Q_{Bem}$ hätte eine variable Drehzahl einen spürbaren Einfluss. Hier führt eine niedrigere Drehzahl bei gleichem Durchfluss zu höheren Leistungen.

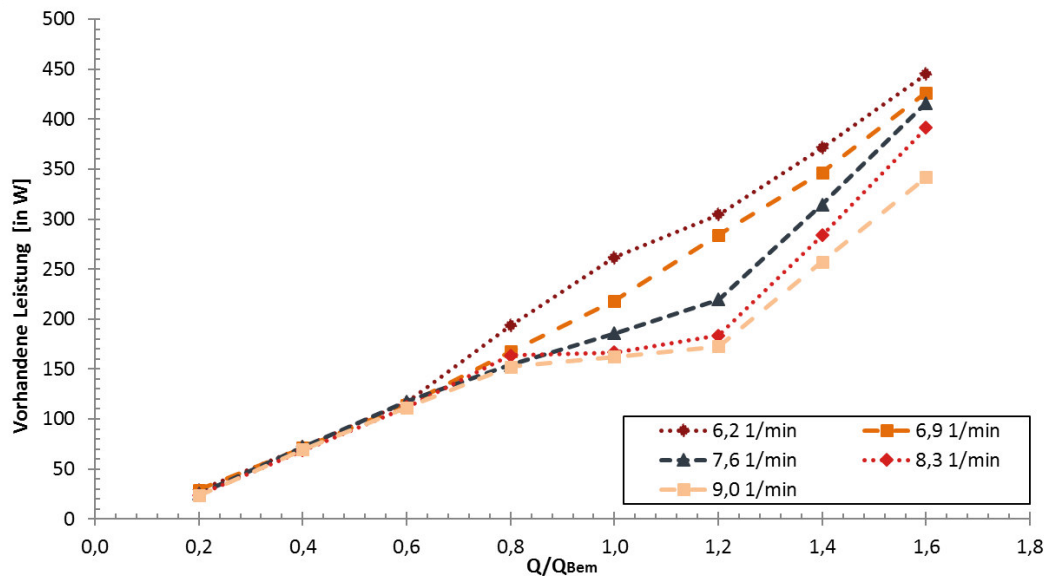


Abbildung 49 Vorhandene Leistung des Wasserrades im Ursprungszustand bei unterschiedlichen Drehzahlen

Abbildung 49 stellt keine generelle Empfehlung für eine niedrigere Drehzahl für eine höhere Leistung dar. Neben den zuvor genannten Nachteilen einer niedrigen Drehzahl ist zu beachten, dass sich der Wasserstand im Zulaufkanal, bei einer niedrigeren Drehzahl, erhöht. Dies kann unter Umständen dazu führen, dass die maximale Stauhöhe bereits bei niedrigeren Durchflüssen erreicht wird.

Abschließend ist festzuhalten, dass alle Drehzahlen beim Bemessungsdurchfluss ähnliche Wirkungsgrade erzielen (siehe rechte Spalte in Tabelle 11). Die maximal gemessenen Wirkungsgrade steigen mit zunehmender Drehzahl, eine höhere Drehzahl führt jedoch zu einer geringeren verfügbaren Leistung. Eine niedrigere Drehzahl bietet Fischen einen größeren zeitlichen Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln und kann damit die stromab gerichtete Fischdurchgängigkeit verbessern.

8.2 Erhöhung des Spaltmaßes zwischen Kropf und Wasserrad

Forschungsansatz / -idee

Die Erhöhung des Spaltmaßes zwischen Kropf und Wasserrad wird in der vorliegenden Arbeit behandelt, da ein größeres Spaltmaß die Wahrscheinlichkeit einer Verletzung von Fischen (Vowles 2012) oder eines Kontaktes mit einer Wasserradschaufel verringern kann. Während historische Quellen (Gerhardt 1904) Wasserräder als unschädlich für Fische beschreiben, sehen aktuellere Studien (Tombek und Holzner 2008) ein Schädigungspotential für Fische durch Wasserräder. Die unterschiedlichen Aussagen widersprechen sich nicht, sondern stehen in direktem Zusammenhang mit der stetigen Verminderung des Spaltmaßes zur maximalen Energieumwandlung.

Stand der Technik

Das Spaltmaß ist der Abstand zwischen dem Bodenelement unterhalb eines Wasserrades und den Wasserradschaufeln (σ_3) bzw. den Seitenwänden und den Wasserradschaufeln ($\sigma_{1;2}$). In allen bekannten Werken zu Wasserrädern wird angegeben, dass ein Spaltmaß so gering wie möglich auszuführen sei, da sich die Größe des Spaltmaßes proportional zu der Wassermenge verhält, die durch den Spalt verloren geht (Redtenbacher 1846; Bach 1886a; Henne 1903; Müller 1899; Nuernbergk 2013). In diesen Werken sind Berechnungsverfahren zur Quantifizierung der Spaltverluste und deren Auswirkungen auf den Wirkungsgrad

zu finden. Der empirische Beweis der Korrektheit dieser Berechnungsverfahren wird nicht erbracht.

Historische Wasserräder trieben die angeschlossene Mechanik einer Mühle (Hammerwerk, Mühlstein etc.) an. An den Standorten stand teilweise mehr potentielle Energie zur Verfügung, als zum Antrieb der Mühle notwendig war (Stropsack 2007). Aus diesem Grund bestand keine Notwendigkeit die Wasserräder so präzise anzufertigen, dass sie nur ein minimales Spaltmaß aufwiesen. Dies führte zu Spaltmaßen von über 300 mm (Gerhardt 1904). Gut ausgeführte Wasserradkonstruktionen, zur maximalen Energienutzung, besaßen zur Mitte des 19. Jahrhunderts Spaltmaße von 30 bis 40 mm; bei Wasserrädern mit eisernen Schaufeln war das Spaltmaß auf bis zu 10 mm reduziert (Redtenbacher 1846).

Heutzutage wird das Kropfgerinne unterhalb des Wasserrades direkt am Standort aus Beton hergestellt. Die Formgebung des Kropfes erfolgt durch Montage einer temporären Schaufel an der Welle des Wasserrades, die den Zweck einer Schablone erfüllt (Nuernbergk 2013). Dadurch entsteht ein sehr geringes Spaltmaß. Dieses kann durch das Quellen der Holzschaufeln sogar geschlossen werden, was zu einem „Einschleifen“ des Wasserrades und einem Spaltmaß von wenigen Millimetern führt. An zahlreichen bestehenden Wasserradanlagen wurden Spaltmaße von weniger als 1 mm gemessen (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016).

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Verlustberechnungen von Bach (1886a), Müller (1899) und Nuernbergk (2013) gegenübergestellt. Die Spaltverluste sind in seitliche (Entweichen von Wasser zwischen Schaufelkanten und den Seitenwänden) und untere (Entweichen von Wasser zwischen Schaufelkanten und Kropfbogen) Verluste zu unterteilen. Die seitlichen Verluste werden mit $Q_{1;2}$ und die Verluste unterhalb des Rades mit Q_3 bezeichnet. Diese bilden zusammen die Summe der Spaltverluste Q_V :

$$Q_V = 2 \cdot Q_{1;2} + Q_3 \quad \text{Gl. 8.2}$$

$Q_{1;2}$ wird in obenstehender Gleichung verdoppelt, da die seitlichen Verluste an beiden Seiten des Rades auftreten.

Durch das Einsetzen der Gl. 8.2 in Gl. 4.2, zur Berechnung der theoretischen Leistung, lässt sich die Verlustleistung P_V aus den Spaltverlusten berechnen:

$$P_V = \rho \cdot g \cdot Q_V \cdot \Delta h \quad \text{Gl. 8.3}$$

Den weiteren Berechnungen liegen folgende Annahmen zugrunde:

- Der Wasserspiegel in den Schaufelräumen wird als horizontale Ebene angenommen.
- Die Rotation des Wasserrades hat keinen Einfluss auf die Spaltverluste: Die Verluste werden an einem statischen System berechnet.

In den folgenden Berechnungen wird in der Berechnung der seitlichen Spaltverluste das Schaufelstück \widehat{AB} betrachtet. Dieses Teilstück ist in Abbildung 50 dargestellt und beschreibt die Länge des Schaufelstückes über das Wasser aus der obenliegenden Schaufel in den darunter befindlichen Schaufelraum übertritt.

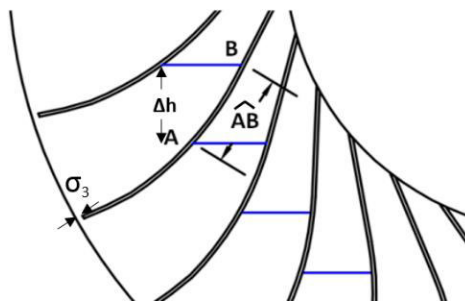


Abbildung 50 Schaufelstück zur Ermittlung der seitlichen Spaltverluste nach Nuernbergk (2013)

Spaltverluste nach Bach (1886a):

Die seitlichen Spaltverluste betragen je Seite:

$$Q_{1/2} = \mu_{1,2} \cdot \widehat{AB} \cdot \sigma_{1,2} \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h} \quad \text{Gl. 8.4}$$

$\mu_{1,2}$ Ausflusskoeffizient, seitlich [-]

\widehat{AB} Schaufelstück über welches das Wasser in den unteren Schaufelraum übertritt [in m]

$\sigma_{1,2}$ Abstand zwischen Schaufelkante und den Seitenwänden [in m]

Δh geodätisch Fallhöhe [in m]

Der Spaltverlust unterhalb des Wasserrades berechnet sich nach dem gleichen Prinzip:

$$Q_3 = \mu_3 \cdot B \cdot \sigma_3 \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h} \quad \text{Gl. 8.5}$$

μ_3 Ausflusskoeffizient, unten [-]

B Schaufelbreite [in m]

σ_3 Abstand zwischen Schaufelkante und Kropfbogen [in m]

Spaltverluste nach Müller (1899):

Die Berechnung der seitlichen Spaltverluste erfolgt, wie auch zuvor, nach Gl. 8.4. Der Spaltverlust unterhalb des Rades wird über eine modifizierte Formel berechnet:

$$Q_3 = B \cdot \sigma_3 \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h} \cdot \mu_3 \quad \text{Gl. 8.6}$$

Müller verwendet in dieser Gleichung einen Ausflusskoeffizienten von $\mu_3 = 0,6$ für scharfkantige Schaufeln, der sich im Unterschied zu Gl. 8.5 unterhalb der Wurzel befindet. Ein Radizieren des Ausflusskoeffizienten führt wiederum zu ähnlichen Werten, wie sie Bach (1886a) angibt.

Spaltverluste nach Nuernbergk (2013):

Die Berechnung der Verluste an den Seitenflächen erfolgt folgendermaßen:

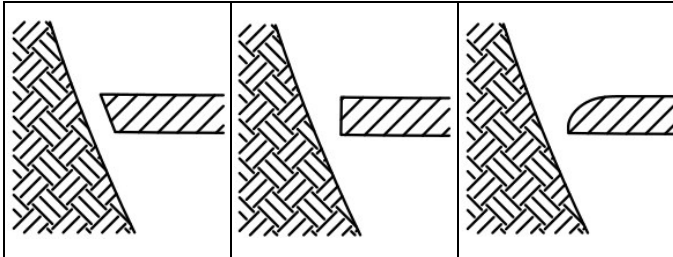
$$Q_{1/2} = \frac{2}{3} \mu_{1;2} \cdot \widehat{AB} \cdot \sigma_{1;2} \cdot \sqrt{2g} \cdot \Delta h^{3/2} \quad \text{Gl. 8.7}$$

Die Spaltverluste unterhalb des Rades berechnet Nuernbergk (2013) auch nach Gl. 8.5, jedoch mit teilweise anderen Ausflusskoeffizienten.

Zusammenfassung der Ansätze zur Spaltverlustberechnung

Alle drei Autoren verwenden für die Berechnung der seitlichen Spaltverluste die Formel für den Ausfluss aus einer seitlichen Öffnung. Die allgemeingültige Formel entspricht Gl. 8.7. Aufgrund der sehr geringen Spaltweite ist die Formel auf die Ausflussformel aus einer Bodenöffnung zu reduzieren (Bollrich 2007), welche der Formel nach Bach (1886a) bzw. Müller (1899) entspricht. Der Unterschied in den Formeln liegt in den abweichenden Ausflusskoeffizienten $\mu_{1;2}$ (siehe Tabelle 12).

Tabelle 12 Ausflusskoeffizienten ($\mu_{1;2}$ seitlich und μ_3 unterhalb des Rades) zur Berechnung der Spaltverluste

				
Bach (1886a)	$\mu_{1;2}$	0,85		
	μ_3	0,80	0,90	0,95
Müller (1899)	$\mu_{1;2}$	0,82		
	μ_3	0,60	k. A.	k. A.
Nuernbergk (2013)	$\mu_{1;2}$	0,82		
	μ_3	0,55 – 0,65	0,90	0,96

Zur Berechnung des Spaltverlustes unterhalb des Wasserrades verwenden Bach (1886a) und Nuernbergk (2013) die gleiche Formel. Müller (1899) hat die Formel modifiziert, indem er μ_3 unter die Wurzel zieht. Alle drei Autoren verwenden unterschiedliche Ausflusskoeffizienten (vgl. Tabelle 12), was zu Unterschieden in den berechneten Spaltverlusten führt. Im Vorfeld der vorliegenden Arbeit wurden die Ergebnisse der o.g. Berechnungsansätze gegenübergestellt. Dabei wurden Spaltmaße und Wasserstände kombiniert, die sich während der Durchführung von Versuchsreihen einstellen. Im Ergebnis ist festzustellen, dass die Spaltverlustberechnung nach Bach (1886a) und Nuernbergk (2013) $Q_{V,Bach}$, die von Müller (1899) $Q_{V,Müller}$ bei einem Spaltmaß von 5 mm um durchschnittlich 13% und bei einem Spaltmaß von 10 mm um durchschnittlich 7% übertreffen (siehe Tabelle 13). Bei einem Spaltmaß von 15 mm liegt $Q_{V,Bach}$ jedoch unterhalb von $Q_{V,Müller}$.

In Tabelle 13 sind die berechneten Spaltverluste zu den am Versuchsstand gemessenen Spaltverlusten $Q_{V,gem}$ ins Verhältnis gesetzt. Die Spaltverluste sind am Versuchsstand zu ermitteln, indem der Unterwasserstand und der Durchfluss am stehenden Wasserrad justiert werden, bis sich die Parameter einstellen, die der Spaltverlustberechnung zugrunde liegen. Eine detaillierte Beschreibung ist

Michels (2013) zu entnehmen. Die Auswertung zeigt, dass die berechneten Spaltverluste stets die gemessenen Spaltverluste um ein Vielfaches übertreffen.

Tabelle 13 **Verhältnisse von $Q_{V,gem}$, $Q_{V,Bach}$ und $Q_{V,Müller}$**

	$Q_{V,Bach} / Q_{V,Müller}$	$Q_{V,Bach} / Q_{V,gem}$	$Q_{V,Müller} / Q_{V,gem}$
Spaltmaß 5 mm	1,13	2,72	2,44
Spaltmaß 10 mm	1,17	3,55	3,36
Spaltmaß 15 mm	0,82	2,22	2,70

Herangehensweise und Versuchsaufbau

Die genannten Angaben in der Literatur zu Wasserrädern, legen die Vermutung nahe, dass ein erhöhtes Spaltmaß den nutzbaren Durchfluss reduziert, was wiederum zu niedrigeren Wirkungsgraden und einer reduzierten Leistung führt. Diese Theorie wird im Folgenden am drehenden Wasserrad mit 50 Wasserradschaufeln untersucht und diskutiert. Zu diesem Zweck wird das Spaltmaß zwischen den einzelnen Messreihen angepasst. Am Versuchsstand beträgt das Spaltmaß im Ursprungszustand sowohl seitlich als auch unterhalb des Rades 5 mm (d.h. 25 mm im Naturmaßstab). Das seitliche Spaltmaß beträgt über alle Messreihen hinweg 5 mm. Das Spaltmaß unten wird im Modell auf 10 mm und anschließend auf 15 mm erhöht. Um das Spaltmaß zu erhöhen, wurden das gesamte Wasserrad und die angeschlossene Mechanik um jeweils 5 mm angehoben und entsprechend 5 mm weiter stromabwärts verschoben.

Versuchsauswertung

Der Versuchsstand bietet die Möglichkeit der Zugabe eines Farbstoffes (Tracer) zur Darstellung des Strömungsbildes in dem Spalt unterhalb des Rades. Die Zugabe von gelöstem Kaliumpermanganat am Boden, unmittelbar vor dem Rad, lässt in Abbildung 51 die Interaktion des Wassers im Spalt mit den Schaufelzwischenräumen erkennen:

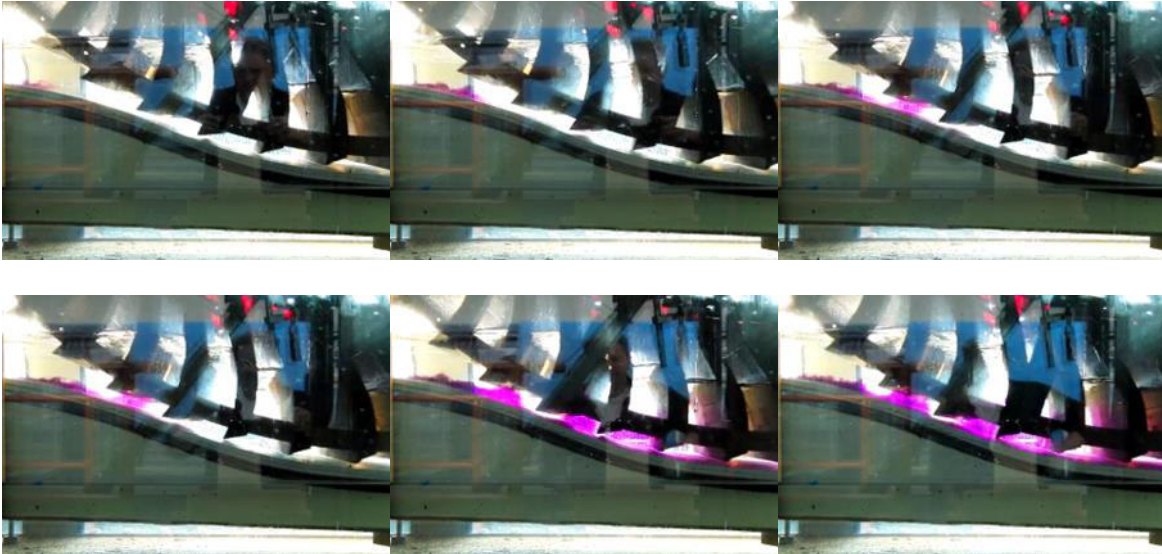


Abbildung 51 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 5 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt

Das Wasser im Spalt strömt keineswegs, wie von Bach (1886a) und Müller (1899) beschrieben, unter dem Rad hindurch, ohne eine Wirkung auf das Wasserrad auszuüben. Das anströmende Wasser erfährt durch den Kropf eine Umlenkung und wird in das Radinnere geführt. Durch diesen Effekt gibt das Wasser im Spalt mindestens einen Teil seiner kinetischen Energie an das Rad ab. Dieser Effekt ist ebenso bei dem auf 10 mm erhöhten Spaltmaß zu beobachten (siehe Abbildung 52).

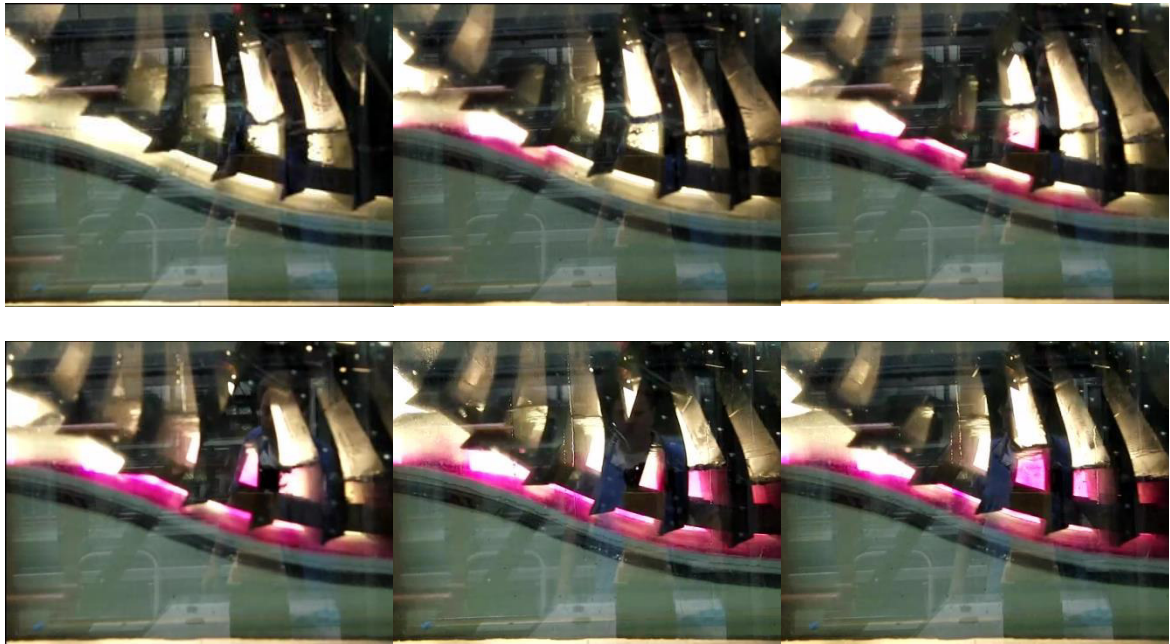


Abbildung 52 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 10 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt

Bei einem Spaltmaß von 15 mm ist festzustellen, dass sich unterhalb des Rades, direkt am Boden, eine Stromröhre ausbildet, die in keine Interaktion mit dem Wasserrad tritt (siehe Abbildung 53).

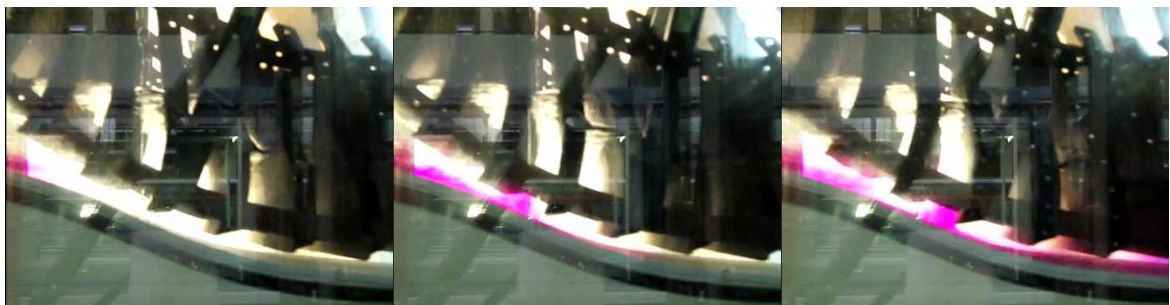


Abbildung 53 Tracerzugabe bei einem Spaltmaß von 15 mm zur Visualisierung der Effekte im Spalt

In Abbildung 54 werden die Wirkungsgrade bei 7,6 1/min je nach Unterwasserstand und einem Spaltmaß von 10 mm dargestellt. Die Wirkungsgrade liegen unterhalb der Wirkungsgrade des Wasserrades mit einem Spaltmaß von 5 mm und der gleichen Drehzahl besitzt (vgl. Abbildung 25). Der maximale Wirkungsgrad liegt weiterhin bei 1,0 Q_{Bem} und ist um 2,0 Prozentpunkte auf 79,3% gesunken.

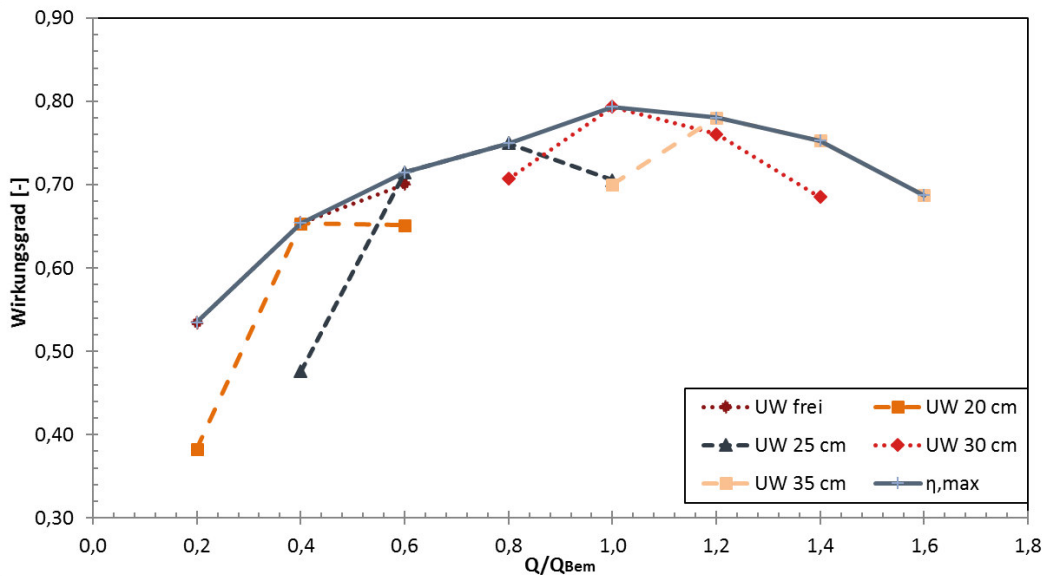


Abbildung 54 Wirkungsgrad mit 10 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min

Die reduzierten Wirkungsgrade lassen darauf schließen, dass sich die generierte Leistung ebenso reduziert. Die Auswertung der Leistung führt allerdings zu einem anderen Ergebnis: Die Leistung ist leicht gestiegen.

Die Ursache liegt in der höherliegenden Achse des Wasserrads. Wird der Bemessungsdurchfluss überschritten, tritt Wasser über die Schaufeln in das Radinnere. Das Rad kann folglich nicht das gesamte Wasser zur Energiegewinnung nutzen. Durch die veränderte Höhenlage des Wasserrades, liegen die inneren Schaufelenden ebenfalls höher, was zu einem höheren Wasserstand und damit zu einer höheren potentiellen Energie im Zulaufkanal führt. Eine korrekte Spaltmaßerhöhung hätte durch das Kürzen der äußersten Latten und einer Anpassung des Kropfes an den neuen Radius erfolgen müssen. Die Spaltmaßerhöhung durch das Kürzen der Latten war jedoch nicht möglich, da der ursprüngliche Zustand des Wasserrades immer wieder herzustellen war, um eine Vergleichbarkeit aller Messreihen zu gewährleisten. Ebenso wäre eine Anpassung des Kropfes nur mit erheblichem Aufwand möglich gewesen. Der „Fehler“, der durch das Hochsetzen der Wasserradachse um jeweils 5 mm entsteht ist analytisch zu korrigieren, indem die vorhandene Leistung um den Wert korrigiert wird, der durch die zusätzlichen 5 bzw. 10 mm entsteht.

Diskussion der Ergebnisse

Die augenscheinliche Beobachtung, die durch die Tracerzugabe gemacht werden konnte, wird anhand der Auswertung der Messergebnisse bestätigt. Abbildung 55 stellt die maximalen Wirkungsgrade der drei untersuchten Spaltmaße nach der analytisch korrigierten Höhenlage des Wasserrades dar. Die Wirkungsgrade der Kurven mit einem Spaltmaß von 5 und 10 mm liegen besonders bei den höheren Durchflüssen nah beieinander. Im mittleren Durchflussbereich ($0,6 Q_{\text{Bem}}$ bis $1,4 Q_{\text{Bem}}$) beträgt die mittlere Abweichung der beiden Kurven 1,2 Prozentpunkte. Die Erhöhung des Spaltmaßes auf 15 mm führt trotz Berücksichtigung der Höhenlage der Wasserradachse zu Einbußen im Wirkungsgrad. Diese Minderung ist auf die Spaltverluste zurückzuführen, die in Abbildung 53 dargestellt sind. Es ist zu erkennen, dass die Messreihen des Spaltmaßes von 15 mm erst ab $0,4 Q_{\text{Bem}}$ beginnen. Bei einem Durchfluss von $0,2 Q_{\text{Bem}}$ wurde das Rad noch nicht angetrieben. Der gesamte Durchfluss strömte durch das Spaltmaß unterhalb des Rades hindurch, ohne die Wasserradschaufeln zu berühren.

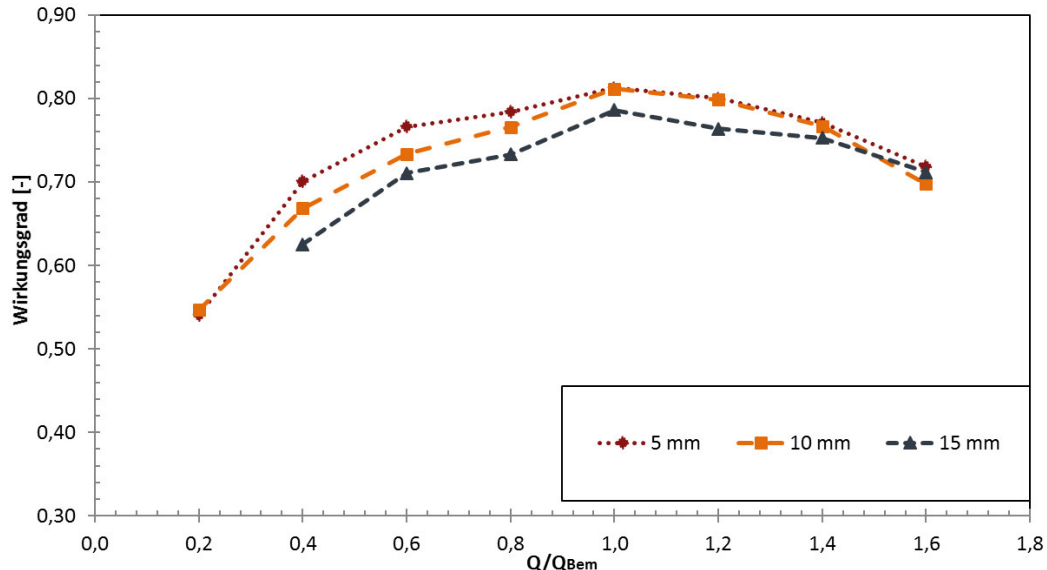


Abbildung 55 Maximale Wirkungsgrade mit unterschiedlichen Spaltmaßen und normierter Höhenlage der Wasserradachse bei 7,6 1/min

Die beschriebenen Effekte spiegeln sich ebenso in der vorhandenen Leistung wider (siehe Abbildung 56). Die Kurven der Leistungen von 5 und 10 mm Spaltmaß sind annähernd deckungsgleich. Ein Spaltmaß von 15 mm führt zu einer geringeren vorhandenen Leistung. Beim Bemessungsdurchfluss liegt die

Leistung mit 15 mm Spaltmaß 9,7 W (1,9 kW im Naturmaßstab) bzw. 4,8% unterhalb der Leistung des Wasserrades mit 10 mm Spaltmaß.

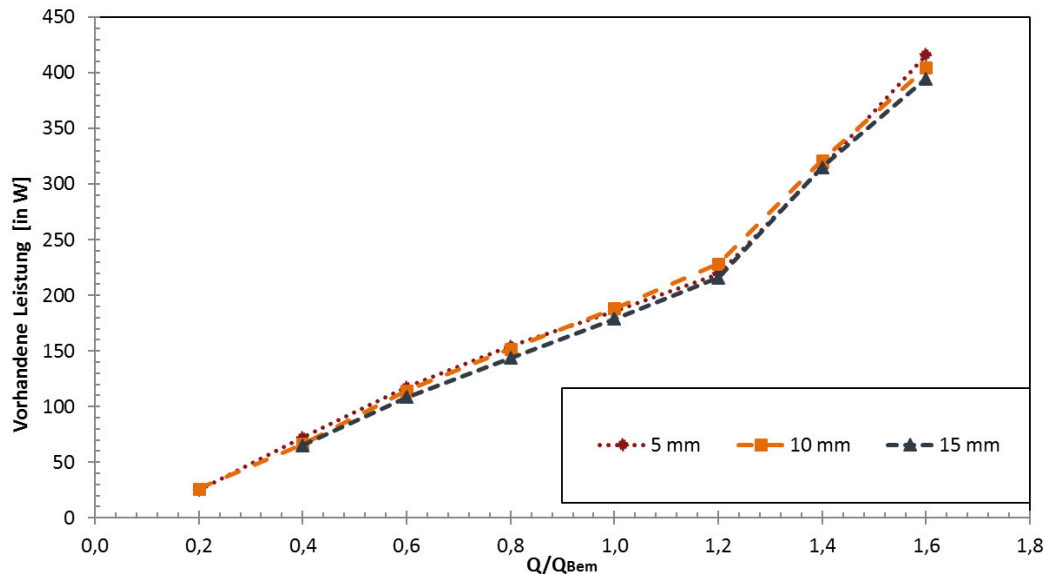


Abbildung 56 Vorhandene Leistung mit unterschiedlichen Spaltmaßen und normierter Höhenlage der Wasserradachse bei 7,6 1/min

Das Wasserrad im Naturmaßstab könnte folglich mit dem doppelten Spaltmaß hergestellt werden, ohne dass der Betreiber mit Leistungseinbußen zu rechnen hat. Die Vergrößerung des Spaltmaßes erhöht zudem die Betriebssicherheit der Wasserkraftanlage, da mögliche im Wasser transportierte Objekte (Sedimente, Geschiebe, Geschwemmsel etc.) die kleiner sind als das Spaltmaß, das Wasserrad passieren können ohne dieses zu beschädigen.

8.3 Erhöhung des Schaufelzwischenraums durch Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel

Forschungsansatz / -idee

Die folgenden beiden Kapitel verfolgen den Ansatz den Schaufelabstand am äußeren Radumfang zu vergrößern und damit, aufgrund des größeren Zeitfensters zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln, die Wahrscheinlichkeit zu erhöhen, dass Fische, Sedimente und Störkörper das Rad ungehindert passieren können. Die Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel stellt einen Kompromiss zwischen dem empfohlenen Schaufelabstand

und einer reduzierten Schaufelanzahl dar, um den Schaufelabstand zu erhöhen (siehe Kapitel 8.4).

Stand der Technik

Zuppinger-Wasserräder besitzen in der Regel ca. 50 Schaufeln. Die große Anzahl resultiert aus einer Konstruktionsvorgabe, die einen Abstand der Schaufeln am Radumfang von etwa 0,45 m empfiehlt (siehe Kapitel 2.4.5). Der Schaufelabstand von 0,45 m beruht auf einem Mittelwert gebauter und wirkungsgradeffizienter Anlagen (Müller 1899) und stellt einen Kompromiss aus den Vor- und Nachteilen einer engen gegenüber einer weiten Schaufelteilung dar (Redtenbacher 1846; Bach 1886b; Müller 1899, 2010; Michels 2013; Nuernbergk 2013):

Vorteile

- Geringere Spaltverluste
- Geringere Gefälleverluste zwischen aufeinanderfolgenden Schaufeln
- Geringere Drehmomentschwankungen
- Reduzierter Stoß und dadurch geringere Eintrittsverluste

Nachteile

- Vermehrtes Wasserhochziehen beim Austritt
- Geringeres Zeitfenster zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln (siehe Kapitel 3.2.3)
- Reduziertes Schluckvermögen des Rades
- Höhere Herstellungskosten
- Größere Reibungsverluste
- Größeres Radgewicht

Das Ergebnis der Abwägung der Vor- und Nachteile ist bei den o.g. Autoren das Gleiche, nämlich die Befürwortung einer engen Schaufelteilung bzw. einer großen Schaufelanzahl, da alle Autoren die Vorteile einer großen Schaufelzahl stärker bewerten als die Nachteile. Eine Untersuchung zur Quantifizierung der Auswirkungen unterschiedlicher Schaufelanzahlen am gleichen Wasserrad wurde allerdings von keinem der Autoren beschrieben.

An der Universität Belfast wurde ein mittelschlächtiges Wasserrad mit einem Kulisseneinlauf untersucht (Becker 2004). Eine Versuchsreihe dieser Arbeit befasste sich mit der Variation der Schaufelanzahl. Becker (2004) befürwortet in

seiner Arbeit die Reduzierung der Schaufeln, da eine Halbierung der Schaufelanzahl zwar zu einer Minderung des Wirkungsgrades von 3 bis 5% führt, jedoch aus der geringeren Schaufelanzahl auch deutlich reduzierte Herstellungskosten resultieren.

Eine weitere Untersuchung zur Schaufelanzahl an einem unterschlächtigen Wasserrad kommt zu dem Ergebnis, dass eine Halbierung der Schaufelanzahl zu einem höheren Drehmoment und damit zu einer größeren Leistung führt (Tevata und Inprasisit 2011).

Herangehensweise und Versuchsaufbau

Das Wasserrad des Versuchsstandes besitzt ein Spaltmaß von 5 mm. Durch die Demontage der äußersten Latte entsteht ein radialer Abstand zum Kropf von 45 mm (5 mm Spaltmaß + 40 mm Lattenbreite), was einem Abstand von 225 mm im Naturmaßstab entspricht. Diese Schaufelanordnung bzw. –konstruktion reduziert die Wahrscheinlichkeit von Quetschungen an Fischen, da sie den Fischen im Kropfbereich das doppelte Zeitfenster zur Verfügung stellt ohne ggf. alle Nachteile einer reduzierten Schaufelanzahl mit sich zu bringen.

Abbildung 57 zeigt das Wasserrad nach der Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel, unter dem Erhalt der ursprünglichen Schaufelanzahl von 50 Schaufeln.



Abbildung 57 Wasserrad nach der Demontage der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel

Versuchsauswertung

Die Demontage der Hälfte der äußeren Latten bewirkt über alle Messwerte eine Wirkungsgradminderung und ebenso eine Verschiebung des maximalen Wirkungsgrades vom Bemessungsdurchfluss zu $0,8 Q_{\text{Bem}}$ (siehe Abbildung 58). Der maximale Wirkungsgrad dieser Variante beträgt 75,0%, der Wirkungsgrad beim Bemessungsfluss liegt bei lediglich 74,1% und damit 7,2 Prozentpunkte unter dem Wasserrad mit der kompletten Holzbeplankung.

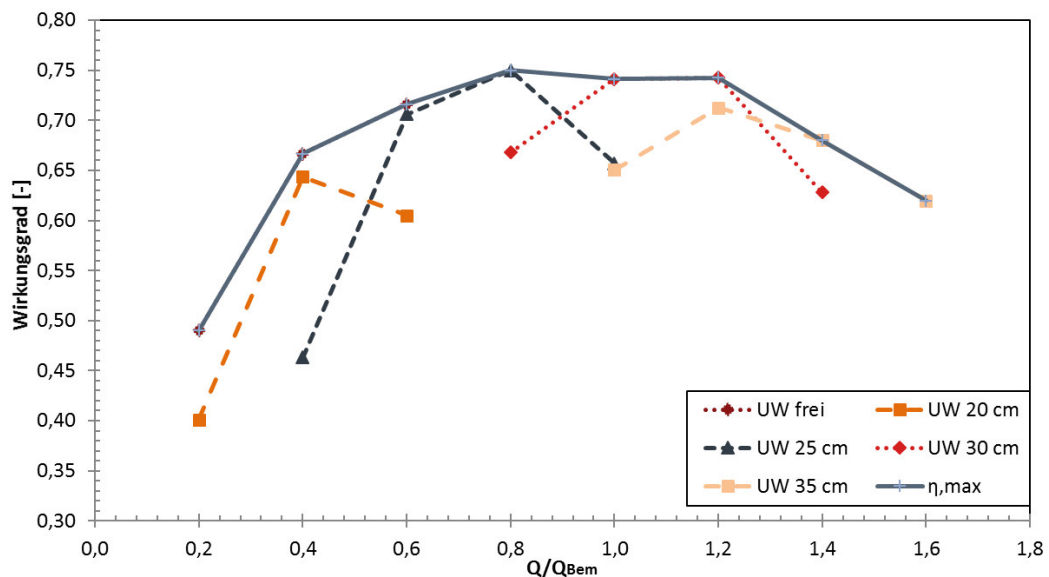


Abbildung 58 Wirkungsgrad nach der Demontage jeder zweiten äußeren Latte bei 7,6 1/min

In Abbildung 59 sind auf der Primärachse die Verläufe der maximalen Wirkungsgrade vom Originalrad (dunkelrot) und vom Wasserrad mit demontierten Latten (blau) dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Demontage der Latten, über den gesamten Messbereich, zu einer Wirkungsgradminderung führt. Auf der Sekundärachse sind die Leistungen der beiden genannten Messreihen abgebildet. Die Leistung der Messreihe mit demontierter äußerer Latte liegt leicht unterhalb der Leistung des Rades im Ursprungszustand. Im Bereich von $0,6$ bis $1,4 Q_{\text{Bem}}$ beträgt die Leistungsminderung durchschnittlich 2,8 Prozentpunkte.

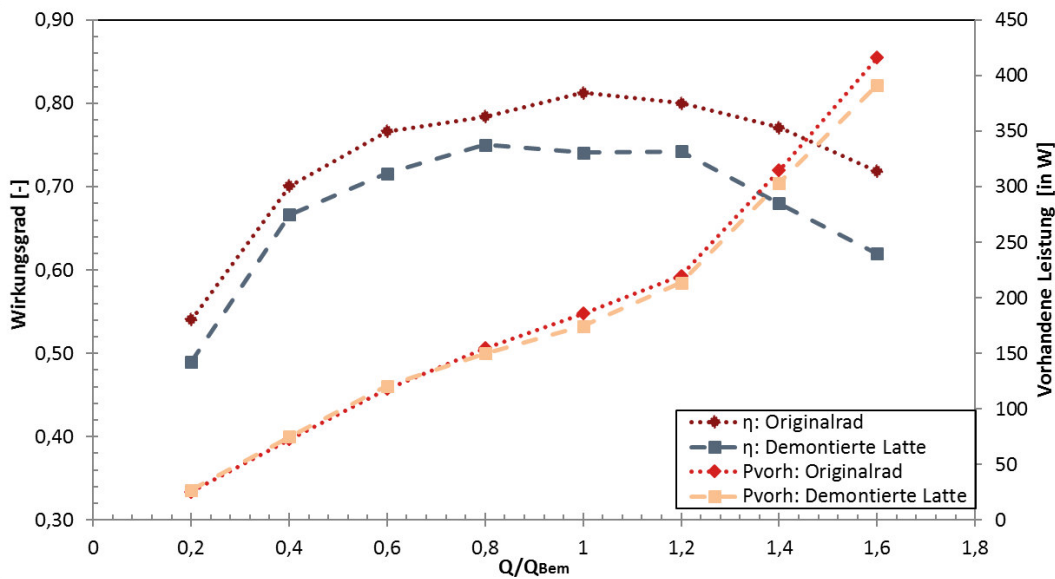


Abbildung 59 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 7,6 1/min

Diskussion der Ergebnisse

Während der Durchführung der Messungen war zu beobachten, dass der Wasserstand im Schaufelzwischenraum, nach der Demontage der Latten, unterhalb des Wasserstandes lag, der sich beim Originalrad einstellte. Die Beobachtungen während der Messungen wurden bei der anschließenden Auswertung bestätigt. Aus dem niedrigeren Austrittspunkt des Wassers resultiert, bei gleichbleibendem Oberwasserstand, eine größere Fallhöhe. Dies wiederum führt bei annähernd gleicher Leistung zu einem niedrigeren Wirkungsgrad. Die gleichen Effekte wurden ebenso bei niedrigeren und höheren Drehzahlen beobachtet und spiegeln sich in deren Auswertungen wider (siehe Abbildung 94 und Abbildung 95 im Anhang).

Die geringfügigen Leistungseinbußen stehen nicht nur ökologische, sondern auch wirtschaftliche Vorteile gegenüber: Der größere Schaufelabstand erhöht die Wahrscheinlichkeit, dass Fische das Rad unbeschadet passieren sowie Sedimente und Störkörper das Rad passieren ohne es zu beschädigen. Letzteres kann die Instandhaltungskosten und Stillstandszeiten des Wasserrades reduzieren.

8.4 Erhöhung des Schaufelzwischenraums durch reduzierte Schaufelanzahl

Forschungsansatz / -idee und Stand der Technik

Der Forschungsansatz sowie die Begründung in der Literatur für eine enge Schaufelteilung wurden im Kapitel zuvor erläutert. Im Folgenden werden die Vor- und Nachteile der Demontage kompletter Schaufeln beschrieben. Die Vorplanung sah vor, die Schaufelanzahl auf 25 Schaufeln zu halbieren und später ggf. die Anzahl auf 20 Schaufeln zu reduzieren, um die Auswirkungen einer nochmaligen Reduktion auf den Wirkungsgrad und die Leistung zu analysieren. Die Halbierung der Schaufelanzahl bedeutet eine Verdopplung des Schaufelabstandes von 0,113 m auf 0,226 m. Mit 20 Schaufeln besitzt das Wasserrad einen Schaufelabstand von 0,283 m. An dieser Stelle sei noch einmal erwähnt, dass die ursprüngliche Berechnung der Konstruktionsmaße eine Anzahl von 60 Schaufeln ergeben hat (vgl. Kapitel 5.1).

Wie in den vorherigen Messreihen, werden einerseits die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad betrachtet und andererseits werden die Effekte auf die Leistung untersucht.

8.4.1 Reduktion auf 25 Schaufeln

Die erste Variation der Schaufelanzahl ist die Halbierung auf 25 Schaufeln. Eine Halbierung der Schaufelanzahl verändert die Optik des Rades deutlich (vgl. Abbildung 60).



Abbildung 60 Variation der Schaufelanzahl: links – Wasserrad mit 50 Schaufeln, rechts – Wasserrad mit 25 Schaufeln

Aus der Verdopplung des Schaufelabstandes resultiert ein Wirkungsgradverlauf, der sich von den bisher betrachteten Wirkungsgraden unterscheidet. Der maximale Wirkungsgrad steigt bei einer Drehzahl von 7,6 1/min bis zum Bemessungsdurchfluss nahezu linear an und erreicht bei diesem einen Wirkungsgrad von 84,9% (siehe Abbildung 61). Der Wirkungsgrad bleibt bis 1,4 Q_{Bem} auf einem sehr hohen Niveau und bricht erst bei Durchflüssen oberhalb von 1,4 Q_{Bem} deutlich ein.

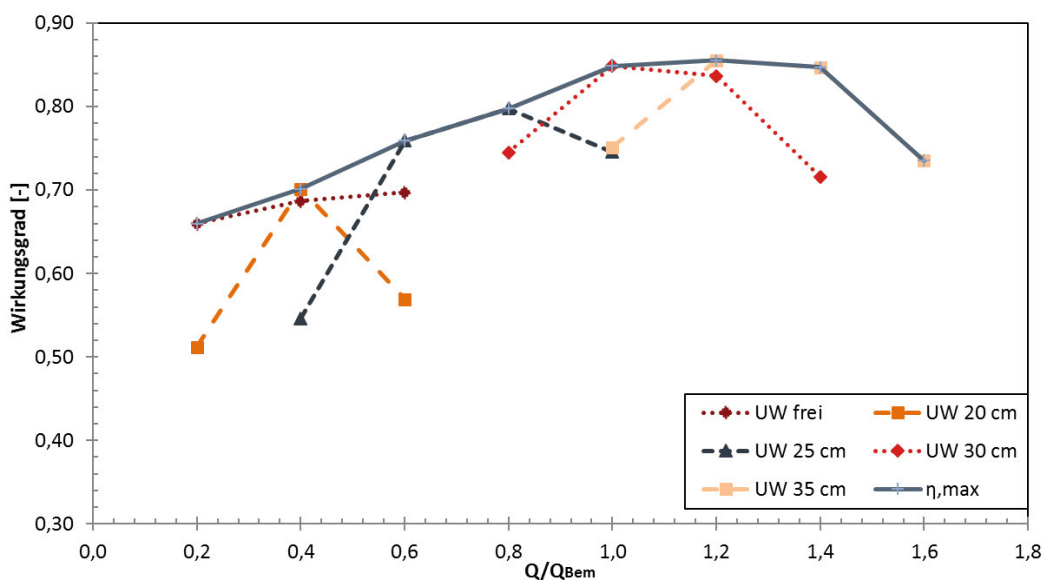


Abbildung 61 Wirkungsgrad des Wasserrades mit 25 Schaufeln bei 7,6 1/min

Abbildung 62 stellt die Wirkungsgrade und die entsprechenden Leistungen des Wasserrades mit 50 und mit 25 Schaufeln gegenüber. Auf der Primärachse sind

die maximalen Wirkungsgrade des Wasserrades mit 50 Schaufeln (dunkelrot) und des Wasserrades mit 25 Schaufeln (blau) dargestellt. Der direkte Vergleich verdeutlicht die unterschiedlichen Wirkungsgradverläufe der unterschiedlichen Schaufelanzahlen zwischen 1,0 und 1,4 Q_{Bem} : Der Wirkungsgrad des Wasserrades mit 50 Schaufeln nimmt in diesem Bereich kontinuierlich ab, während das Wasserrad mit 25 Schaufeln das hohe Niveau hält. Dadurch entsteht eine Differenz der Wirkungsgrade bei 1,0 Q_{Bem} von 4,9 Prozentpunkten, bei 1,2 Q_{Bem} von 6,1 Prozentpunkten und bei 1,4 Q_{Bem} von sogar 7,1 Prozentpunkten.

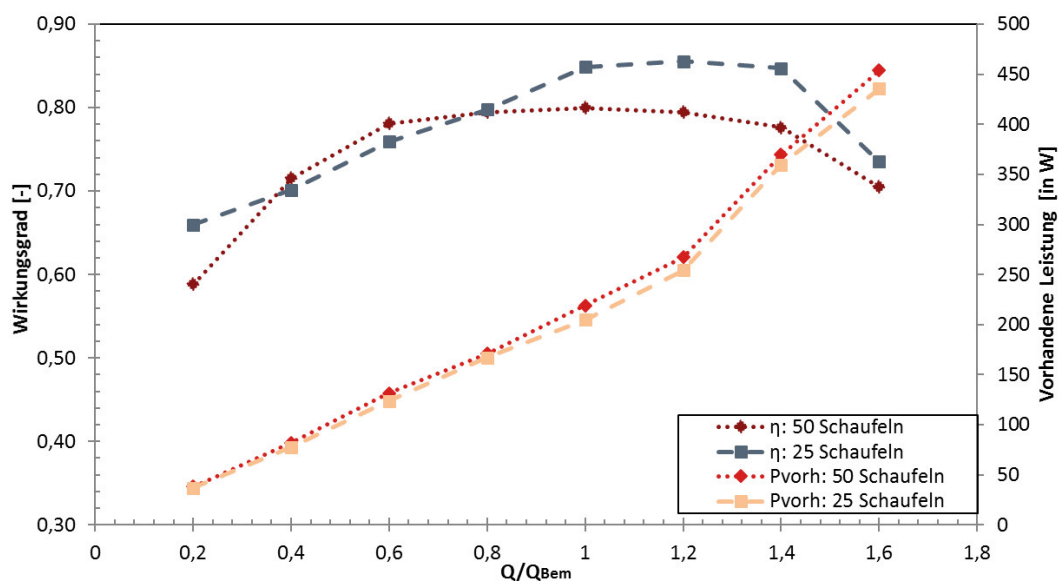


Abbildung 62 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 7,6 1/min

Auf der Sekundärachse sind die Leistungen des Wasserrades mit 50 Schaufeln (rot) und mit 25 Schaufeln (orange) abgebildet. Aus der Gegenüberstellung der Leistung wird ersichtlich, dass eine reduzierte Schaufelanzahl zu einer reduzierten Leistung führt. Die Reduzierung der Schaufelanzahl führt im Bereich von 0,6 bis 1,4 Q_{Bem} zu einer Minderung der Leistung von durchschnittlich 4,4% und, bestätigt damit aber die zuvor genannten Empfehlungen von Redtenbacher (1846), Bach (1886b), Müller (1899) und Nuernbergk (2013) für eine enge Schaufelteilung.

Aufgrund der Halbierung der Schaufelanzahl bildete sich ein Wirbel entgegen der Drehrichtung des Rades aus (siehe Abbildung 63). Dieser Wirbel wird als Rückschlag bezeichnet und ist, genau wie der Stoß (siehe Kapitel 7.2), durch die

Anpassung des Schaufelwinkels in das Rad zu vermeiden (Redtenbacher 1846; Bach 1886a; Nuernbergk 2013). Der Rückschlag entsteht beim Befüllen des ersten Schaufelzwischenraums, also unmittelbar im Einlaufbereich des Rades. Zur besseren Visualisierung wurde das Wasser an der Oberfläche im Zulaufkanal mit Kaliumpermanganat eingefärbt (vgl. Abbildung 63).



Abbildung 63 Rückschlag: links Einlaufbereich in das Rad, rechts Vergrößerung des Rückschlags

In Abbildung 63 ist im Vergleich zu Abbildung 51 zu erkennen, dass sich dieser Wirbel bei reduzierter Schaufelzahl deutlicher ausbildet, da dieser erst bei größerem Schaufelabstand ausreichend Platz zur Verfügung steht. Die Strömung wird umgelenkt und schlägt auf die nachfolgende Schaufel auf, was zu einer Wellenbewegung und zu Vibrationen des Wasserrades führt (Bach 1886a). Die Effekte eines Rückschlags reduzieren die Leistungsausbeute (Nuernbergk 2013).

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit war es nicht möglich die Auswirkungen unterschiedlicher Schaufelanzahlen auf den Rückschlag zu quantifizieren.

Die unterschiedliche Schaufelanzahl hat ebenso einen Einfluss auf die Schluckfähigkeit des Wasserrades, die durch die Demontage von Schaufeln erhöht wird. Das Rad kann einen größeren Durchfluss verarbeiten und zur Energieumwandlung nutzen. Dadurch sinkt bei gleichem Durchfluss und gleicher Drehzahl der Oberwasserspiegel.

Die Schaufelanzahl hat ebenfalls einen Einfluss auf die Austrittsverluste. Bei einer engen Schaufelteilung entleeren sich die Schaufelräume nicht schnell genug, sodass ein Teil des Wassers über den Unterwasserspiegel angehoben wird. Die

Gewichtskraft dieses Wassers wirkt der Drehbewegung des Rades entgegen und reduziert die Leistung. Während der Messungen am Versuchsstand ist bei einer weiten Schaufelteilung ein zügigeres Entleeren der Schaufelräume festzustellen. Des Weiteren ist zu beobachten, dass aufgrund der weiten Schaufelteilung weniger Wasser aus dem Unterwasser durch das Wasserrad angehoben wird.

Der höhere Wirkungsgrad des Wasserrades mit 25 Schaufeln gegenüber der vollen Schaufelanzahl mit 50 Schaufeln ist abermals mit der veränderten Fallhöhe zu erklären. In Abbildung 64 sind die Wasserstände im Zulaufkanal und an der letzten auftauchenden Schaufel bei beiden Schaufelanzahlen dargestellt. Die Wasserstände an der letzten Schaufel sind bei beiden Schaufelanzahlen annähernd identisch. Durch die 25 Schaufeln sinkt allerdings ab dem Bemessungsdurchfluss der Oberwasserstand gegenüber der vollen Schaufelanzahl mit 50 Schaufeln. Des Weiteren spielen bei der Berechnung des Wirkungsgrades die Geschwindigkeitshöhen eine Rolle. Die Summe aus allen Einflussfaktoren führt dazu, dass die Leistungsausbeute bei der halben Schaufelanzahl, trotz eines höheren Wirkungsgrades, leicht unterhalb der Leistungsausbeute der Messreihe mit 50 Schaufeln liegt.

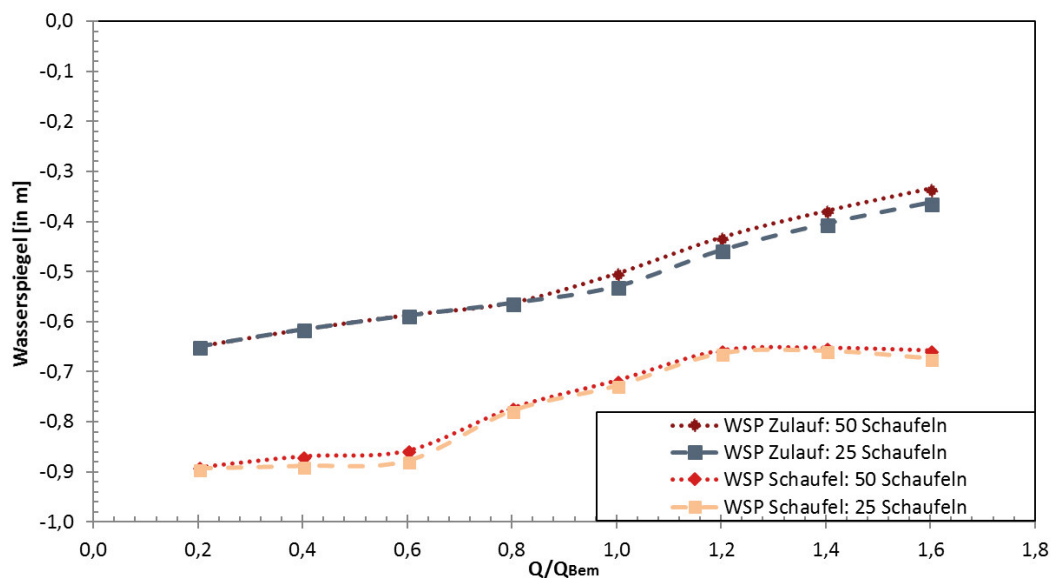


Abbildung 64 Wasserspiegel im Zulaufkanal und an der auftauchenden Schaufel bei 50 und 25 Schaufeln bei 7,6 1/min

Die Auswirkungen einer halbierten Schaufelanzahl bei niedrigeren (6,2 1/min) und höheren (9,0 1/min) Drehzahlen fallen ähnlich aus, wie bei der Bemessungsdrehzahl. Bei den beiden abweichenden Drehzahlen liegen die

Wirkungsgradverläufe näher zusammen und bei beiden Drehzahlen bewirkt die reduzierte Schaufelanzahl eine leichte Leistungsminderung (siehe Abbildung 96 und Abbildung 97 im Anhang).

8.4.2 Reduktion auf 20 Schaufeln

Optisch führt eine weitere Reduktion der Schaufelanzahl auf 20 Schaufeln zu keinen großen Veränderungen (vgl. Abbildung 66 links). Die Demontage 5 weiterer Schaufeln reduziert den Wirkungsgrad, bei einer Drehzahl von 7,6 1/min, im Durchflussbereich von 0,6 bis 1,4 Q_{Bem} sinkt der mittlere Wirkungsgrad mit 20 Schaufeln durchschnittlich um 0,8 Prozentpunkte. Die Leistung wird in diesem Durchflussbereich um zusätzliche 4,4 Prozentpunkte gemindert. Die Unterschiede in den Verläufen der Wirkungsgrade und Leistungen sind relativ gering. Die Verläufe aller drei Schaufelanzahlen sind gemeinsam in Abbildung 65 dargestellt.

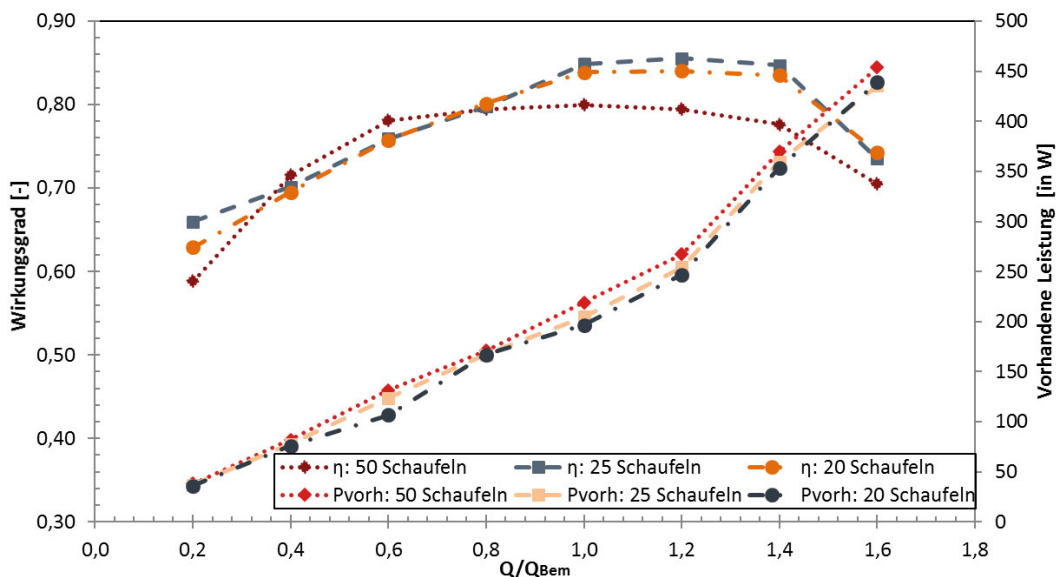


Abbildung 65 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln, 25 Schaufeln und 20 Schaufeln bei 7,6 1/min

Der Wirkungsgrad des Wasserrades liegt beim Ausbaudurchfluss, trotz der deutlich reduzierten Schaufelanzahl von 20 Schaufeln, bei 83,9%. Allerdings ist die Leistung, gegenüber der vollen Schaufelanzahl, um 21 Watt vermindert. Im Naturmaßstab entspricht dies einer Leistungsminderung von 6 kW. Der geringere Ertrag ist gegenüber den genannten ökologischen und betriebstechnischen Vorteilen abzuwägen.

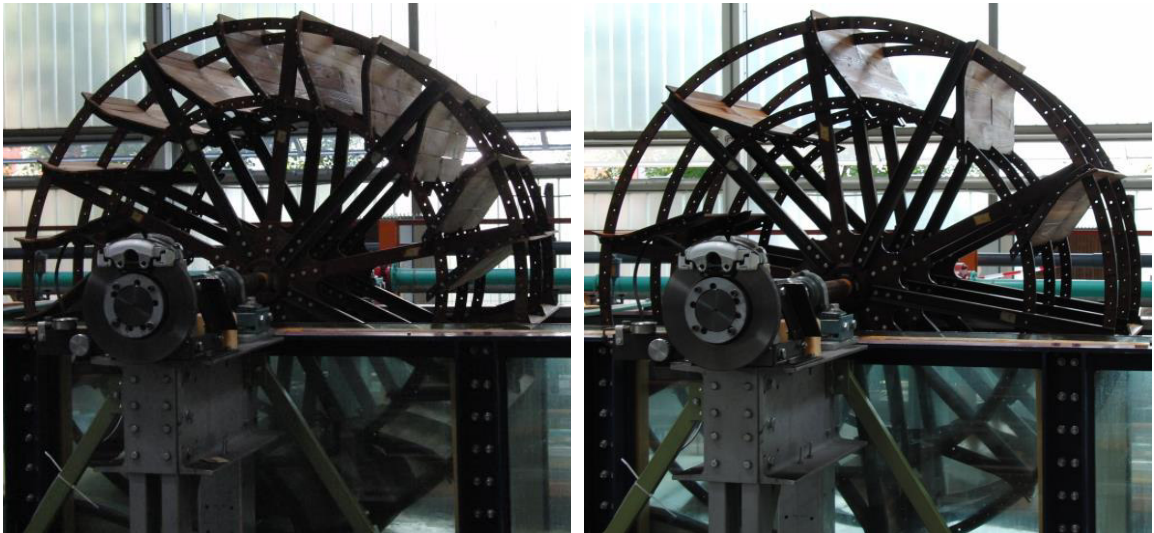


Abbildung 66 Variation der Schaufelanzahl: links – Wasserrad mit 20 Schaufeln, rechts – Wasserrad mit 10 Schaufeln

Eine weitere sinnvolle Reduktion der Schaufeln war nicht möglich, da die 100 Bohrungen in den Radkränzen durch die Schaufelanzahl ganzzahlig teilbar sein müssen. Als Extrembeispiel wurde die Schaufelanzahl auf 10 Schaufeln reduziert (vgl. Abbildung 66 rechts). Aus einer solchen Schaufelanzahl resultieren unrealistische Schaufelabstände und ein deutlicher Wirkungsgradeinbruch (siehe Abbildung 67)

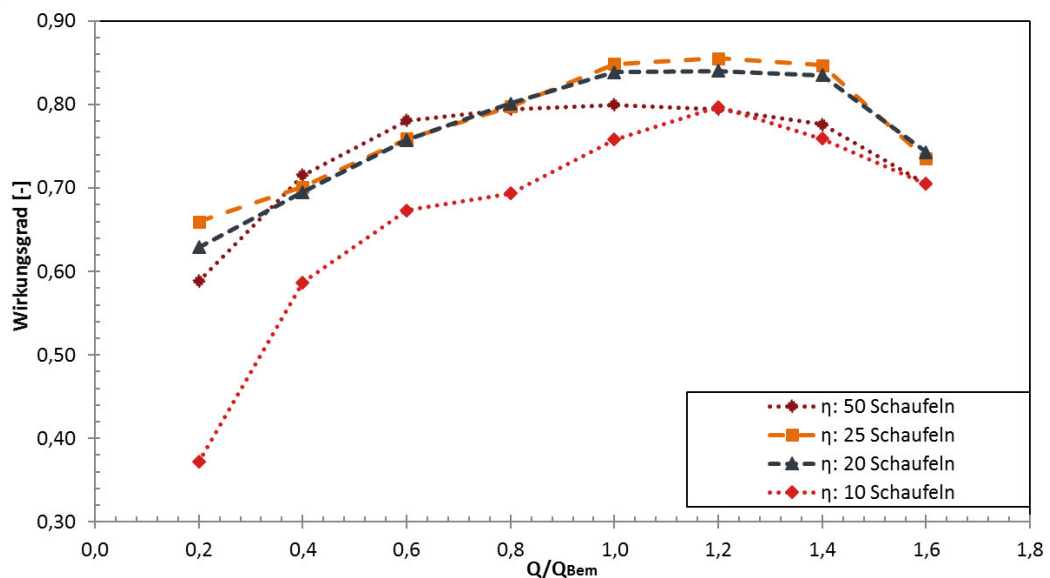


Abbildung 67 Wirkungsgrad mit unterschiedlichen Schaufelanzahlen bei 7,6 1/min

Abbildung 68 stellt die generierten Leistungen bei den vier unterschiedlichen Schaufelanzahlen gegenüber und verdeutlicht besonders die reduzierte Leistung bei einer Anzahl von 10 Schaufeln.

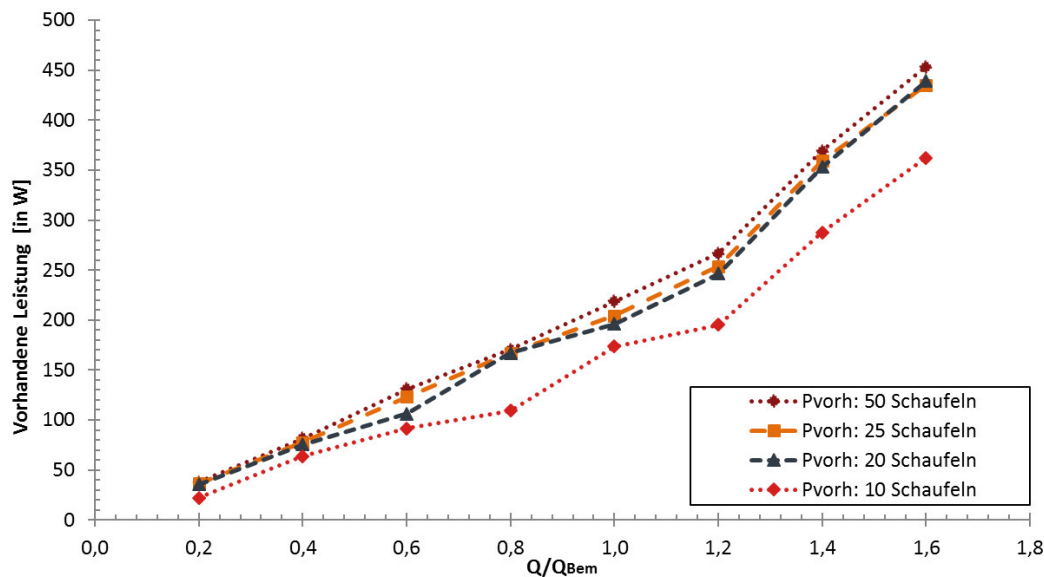


Abbildung 68 Vorhandene Leistung mit unterschiedlichen Schaufelanzahlen bei 7,6 1/min

8.5 Zwischenfazit der ökologischen Optimierungspotentialen

Das folgende Kapitel stellt die Effekte der vier untersuchten Möglichkeiten für eine ökologische Optimierung gegenüber. Es werden die Effekte auf den Ertrag (Wirkungsgrad und Leistung), die Ökologie sowie auf die Fertigungskosten und die Betriebssicherheit erläutert.

8.5.1 Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Leistung

Eine Drehzahlreduktion führt unmittelbar zu einer niedrigeren Umfangsgeschwindigkeit des Rades. Aus der Umfangsgeschwindigkeit und dem Schaufelabstand resultiert das Zeitfenster, das zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufeln besteht. Dieses Zeitfenster steht Fischen zum unversehrten Durchschwimmen des Wasserrades zur Verfügung. Nuernbergk (2013) nennt als Zeitfenster 0,5 s. Untersuchungen haben jedoch ergeben, dass teilweise nur 0,3 s zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln bestehen (Saenger et al. 2016, Schomaker und Wolter 2016). Das Zeitfenster, das im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchen Wasserrades beträgt im Ursprungszustand und im Naturmaßstab 0,35 s.

Tabelle 14 Drehzahl, Umfangsgeschwindigkeiten und Zeitfenster zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufeln des Wasserrades im Ursprungszustand im Modell- und Originalmaßstab

Drehzahl [in 1/min]		Umfangsgeschwindigkeit [in m/s]		Zeitfenster zwischen zwei Schaufeln [in s]	
Modell- maßstab	Original- maßstab	Modell- maßstab	Original- maßstab	Modell- maßstab	Original- maßstab
6,2	2,8	0,58	1,30	0,19	0,43
6,9	3,1	0,65	1,45	0,17	0,39
7,6	3,4	0,72	1,60	0,16	0,35
8,3	3,7	0,78	1,75	0,14	0,32
9,0	4,0	0,85	1,90	0,13	0,30

Bei der niedrigsten Drehzahl stünde Fischen ein Zeitfenster von 0,43 s zur Verfügung. Absolut würde das Zeitfenster nur um etwa eine Zehntelsekunde gesteigert, dies entspräche jedoch einer Steigerung um 23%. Die tatsächlichen Auswirkungen einer niedrigeren Drehzahl auf die Schädigungen an Fischen und damit auf die Ökologie sind anhand von Untersuchungen am Wasserrad im Originalmaßstab zu untersuchen.

Unter hydraulischen und energetischen Aspekten ruft eine Drehzahlreduktion folgende Effekte hervor:

- Die Schluckfähigkeit des Rades wird reduziert, dadurch wird der Betriebspunkt der Anlage (der maximale Wirkungsgrad) in geringere Durchflussbereiche verschoben.
- Der maximale Wirkungsgrad fällt niedriger aus, als bei höheren Drehzahlen.
- Der Wasserstand im Zulaufkanal liegt höher, als bei hohen Drehzahlen, was bei gleichem Durchfluss eine Leistungssteigerung hervorruft.

Aus hydraulischer Sicht ist eine geringfügig niedrigere Drehzahl in Betracht zu ziehen, da beim Bemessungsdurchfluss annähernd der gleiche Wirkungsgrad erzielt wird, die generierte Leistung aber deutlich oberhalb der Leistung der Bemessungsdrehzahl liegt (+8,6 Prozentpunkte bei 0,8 Q_{Bem} ; +17,4

Prozentpunkte bei $1,0 Q_{\text{Bem}}$; +29,5 Prozentpunkte bei $1,2 Q_{\text{Bem}}$) Eine höhere Drehzahl könnte eine sinnvolle Alternative sein, wenn der Durchfluss im Jahresverlauf häufig schwankt und damit Durchflüsse oberhalb des Bemessungsdurchflusses auftreten. Von einem Betriebszustand bei den niedrigsten und höchsten Drehzahlen ist abzusehen, da bei diesen der Betriebspunkt des Wasserrades zu weit vom Bemessungsdurchfluss verschoben wird.

Die Aussage von Bach (1886a), Müller (1899) und Nuernbergk (2013), dass Spaltmaße aus Sicht der maximalen Energiegewinnung auf ein Minimum zu reduzieren sind, konnte in den Versuchsreihen nicht bestätigt werden. Zumindest die Verdopplung des Spaltmaßes zeigte, dass kein direkter Zusammenhang zwischen der Größe der Spaltverluste und einer Leistungsminderung besteht. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die analytischen Berechnungsverfahren aus der Literatur zur Bestimmung der Spaltverluste die realen Spaltverluste um ein Vielfaches übertreffen.

Hinsichtlich der Auswirkungen der Spaltmaßerhöhung auf die Ökologie ist eine Spaltmaßerhöhung zu befürworten, da diese die Wahrscheinlichkeit von Quetschungen oder sogar Durchtrennungen von Fischen reduziert. Fische lassen sich nicht skalieren und daher müssten die Folgen einer Spaltmaßerhöhung auf die Beschädigungen an Fischen am Naturmaßstab untersucht werden. Die Verdopplung des Spaltmaßes im Originalmaßstab führt zu einem Abstand von 5 cm zwischen Kropf und Wasserradschaufel. Ein solcher Abstand würde zahlreichen Fischarten ausreichen Platz zur Verfügung stellen, um das Rad unbeschadet zu durchschwimmen.

Die Demontage der äußersten Latte zeigt, dass im Bereich der am wahrscheinlichsten eintreffenden Durchflussbereiche ($0,6$ bis $1,4 Q_{\text{Bem}}$), die Leistung durch die demontierte Latte um lediglich 2,8 Prozentpunkte gemindert wird. Bei geringeren Durchflüssen kommt der Einfluss der Demontage nicht zum Tragen. Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad sind hingegen beachtlich. Die Demontage der Latten führt im Durchflussbereich von $0,6$ bis $1,4 Q_{\text{Bem}}$ zu einer durchschnittlichen Wirkungsgradminderung um 7,8 Prozentpunkte.

Die Reduktion der Schaufelanzahl ist hinsichtlich der Wirkungsgradsteigerung als zielführend anzusehen. Die Wirkungsgrade liegen nach der Halbierung der Schaufelanzahl auf 25 Schaufeln (1,6 Prozentpunkte) und auch nach der Reduktion auf 20 Schaufeln (0,6 Prozentpunkte) oberhalb des Wirkungsgrads mit der vollen Schaufelanzahl von 50 Schaufeln. Hinsichtlich der generierten Leistung waren Verminderungen in diesem Bereich durch die geringere Schaufelanzahl festzustellen. Die Halbierung der Schaufeln führte im Durchflussbereich von 0,6 bis 1,4 Q_{Bem} zu einer Leistungsminderung von durchschnittlich 4,4 Prozentpunkten.

Beide zuvor genannten baulichen Veränderungen, also die Demontage der äußersten Latte und die Reduktion der Schaufelanzahl führen hinsichtlich der Ökologie zum gleichen Effekt, nämlich der Vergrößerung des Schaufelzwischenraums für Fische. Bei gleicher Drehzahl steht Fischen durch diese Maßnahme ein größerer zeitlicher Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln zur Verfügung. Im Naturmaßstab erhöht sich dieses Zeitfenster durch die Reduktion von 50 auf 25 Schaufeln bzw. die Demontage der äußersten Latte von 0,35 s auf 0,70 s. Dies könnte zu einer Verbesserung der ökologischen Durchgängigkeit führen. Ebenso reduziert ein größerer Schaufelabstand die Kontaktwahrscheinlichkeit des Wasserrades mit Objekten, die das Wasserrad beschädigen können.

8.5.2 Auswirkungen auf die Fertigungskosten

Die Veränderungen der Drehzahl haben auf die Fertigungskosten des Rades keinen Einfluss, jedoch erhöhen sich die Getriebekosten mit niedrigeren Drehzahlen, da ein höher übersetzendes Getriebe notwendig wird. Diese Tatsache ist bei der Auslegung der gesamten Wasserkraftanlage zu berücksichtigen, da Getriebekosten im Wasserradbau einen entscheidenden finanziellen Faktor ausmachen (Nuernbergk 2013).

Die Erhöhung des Spaltmaßes sowie das Aussparen der äußeren Latte jeder zweiten Schaufel haben einen geringen Einfluss auf die gesamten Fertigungskosten.

Eine Reduktion der Schaufelanzahl ist von größerer Bedeutung hinsichtlich der Fertigungskosten. An modernen Wasserrädern besteht nur die Beplankung der Schaufeln aus Holz, alle restlichen Bauteile werden aus Stahl gefertigt. Für die

Herstellung der einzelnen Bauteile werden inzwischen automatisierte Verfahren eingesetzt. Allerdings sinken sowohl die Material- als auch die Montagekosten durch eine geringere Schaufelanzahl. Eine geringere Schaufelanzahl führt des Weiteren zu geringeren Instandhaltungskosten, die im folgenden Abschnitt zur Betriebssicherheit genauer beschrieben werden.

8.5.3 Auswirkungen auf die Betriebssicherheit

Die bisherigen Beschreibungen legten den Fokus auf die reduzierte Kontaktwahrscheinlichkeit von Fischen mit dem Wasserrad, um diese vor Verletzungen zu schützen. Andererseits ist auch das Wasserrad selbst vor dem Kontakt mit Objekten zu schützen, die dieses beschädigen können, z.B. Sedimente (Giesecke et al. 2014). Sedimente und auch Treibgut können ein Wasserrad beschädigen oder sogar den Ausfall der gesamten Wasserradanlage verursachen. Neben der angeschlossenen Anlagentechnik und den einzelnen Bauteilen eines Wasserrades kann ebenso das Kropfgerinne beschädigt werden (Giesecke et al. 2014). Ein Sandfang vor dem Wasserrad soll diese Bestandteile eines Gewässers vom Eintritt in das Wasserrad abhalten.

Grob- und Feinrechen können Geschwemmsel und Treibgut zurückhalten. Der Rechenabstand ist allerdings nicht zu eng zu wählen, da dieser zu hydraulischen Verlusten führt. Daher besteht, trotz der Installation eines Rechens, ein Restrisiko des Auftreffens von Störkörpern an einem Wasserrad und damit dessen Beschädigung.

Die Strömungsgeschwindigkeit von Fremdkörpern steht in einem direkten Zusammenhang mit der Drehzahl des Rades. Daher hat eine Drehzahlvariation vermutlich keinen Einfluss auf die Kontaktwahrscheinlichkeit eines Störkörpers mit einer Wasserradschaufel, da diese weder auf eine ankommende Schaufel reagieren, noch ausweichen können.

Ein erhöhtes Spaltmaß kann die Betriebssicherheit ganz erheblich verbessern. Alle Fremdkörper, die schmaler als das Spaltmaß und kürzer als der Schaufelabstand sind, können unbeschadet und ohne Schaden zu verursachen unter dem Wasserrad hindurch treiben.

Eine Verdopplung des äußeren Schaufelabstandes (durch die Demontage von äußeren Latten oder der Demontage von Schaufeln) reduziert die

Kontaktwahrscheinlichkeit zwischen Schaufeln und Fremdkörpern. Diese Verminderung von potentiellen Beschädigungen am Rad wirkt sich positiv auf die Instandhaltungskosten aus. Es werden nicht nur die Kosten für die zu ersetzenden Bauteile reduziert, sondern ebenso werden die Stillstandzeiten der Wasserkraftanlage gemindert, was zu einer längeren Betriebsdauer und damit zu einem größeren Ertrag führt.

8.5.4 Zusammenfassung der ökologischen Optimierungspotentiale

Alle vier Versuchsreihen zu den ökologischen Optimierungspotentialen stellen einen Kompromiss aus der maximalen Leistung, der Durchgängigkeit und den Kosten dar. Die Auswirkungen der ökologischen Optimierungspotentiale auf den Wirkungsgrad und die Leistung wurde in den Kapiteln zuvor ausführlich beschrieben. In der Beurteilung des Verletzungsrisikos wird lediglich die Wahrscheinlichkeit einer Verletzung von Fischen durch den Kontakt mit einer Wasserradschaufel berücksichtigt. Es wird nicht zwischen leichten (z.B. Beschädigung der Schuppen) oder schwerwiegenden Schäden (Mortalität) unterschieden, da der Kontakt mit den Wasserradschaufeln je nach Fischgröße völlig unterschiedliche Auswirkungen hervorrufen kann.

Die Fertigungskosten stellen die Summe an Herstellungs-, Material- und Montagekosten dar und mit der Betriebssicherheit werden die Auswirkungen der ökologischen Optimierungspotentiale auf die Beschädigungs- oder Ausfallwahrscheinlichkeit der Gesamtanlage bewertet.

Die unterschiedlichen Veränderungen werden in folgender Matrix gegenübergestellt und verglichen:

Tabelle 15 Auswirkungen der ökologischen Optimierungspotentiale²

Auswirkung auf	Reduzierte Drehzahl	Spaltmaß-erhöhung	Demontage von Latten	Demontage von Schaufeln
Wirkungsgrad	0	--	--	++
Leistung	++	+	-	-
Verletzungsrisiko	++	+	++	++
Fertigungskosten	0	0	0	+
Betriebssicherheit	0	++	++	++

Die Gewichtung der vier Optimierungspotentiale in Tabelle 15 ist als allgemeingültig anzusehen, standortabhängig kann die Gewichtung der Auswirkungen angepasst werden. Gewichtet ein Betreiber einer Wasserkraftanlage oder eine Genehmigungsbehörde die Durchgängigkeit stärker, als die Fertigungskosten des Wasserrades, so fiele diese Position stärker ins Gewicht. Folglich wird keine Summe in Tabelle 15 gebildet. Allerdings bietet sie eine übersichtliche Darstellung der Zusammenhänge der betriebstechnischen und konstruktiven Veränderungen und deren energetische, ökologische und ökonomische Auswirkungen.

² ++: auffällige positive Auswirkungen; -: geringe positive Auswirkungen; 0: keine bis marginale Auswirkungen; -: geringe negative Auswirkungen; --: auffällige negative Auswirkungen

9 Fazit

In diesem Kapitel werden die zuvor gewonnenen Erkenntnisse der unterschiedlichen Optimierungen zusammengefasst und deren Praxisrelevanz beschrieben. Abschließend wird ein Ausblick über den weiteren Forschungsbedarf skizziert.

Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Optimierungen haben gezeigt, dass die jahrhundertealte Technologie der Wasserräder zu verbessern ist. Das Zuppinger-Wasserrad gilt als besonders ausgereifte Technologie mit hohem Wirkungsgrad. Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit haben jedoch gezeigt, dass die Wirkungsgrade und die Leistung deutlich zu steigern sind (siehe Tabelle 16). Diese Steigerungen sind durch vergleichsweise einfache bauliche Veränderungen möglich. Die ökologische Durchgängigkeit könnte durch eine niedrigere Drehzahl, ein größeres Spaltmaß und durch einen größeren Schaufelabstand verbessert werden. Diese Annahmen sind anhand von Tierversuchen zu bestätigen bzw. zu widerlegen. Teilweise steigern die als ökologische Optimierungen bezeichneten Veränderungen sogar den Wirkungsgrad (Demontage von Schaufeln) und erhöhen die verfügbare Leistung (reduzierte Drehzahl).

9.1 Praxisrelevanz der Ergebnisse

Eine Bewertung der Praxisrelevanz der unterschiedlichen Optimierungspotentiale ist anhand von Leistungskennzahlen, sowie deren Auswirkungen auf die Fertigungskosten und die Betriebssicherheit durchzuführen und wird ausführlich in den entsprechenden Kapiteln beschrieben bzw. ist den Zusammenfassungen in den Kapiteln 7.4 und 8.5 zu entnehmen.

Die folgende Tabelle 16 stellt die Auswirkungen der Optimierungen auf die Wirkungsgrade und die Leistungen im Verhältnis zum Originalrad dar und enthält nur relative Veränderungen, um den Einfluss des Maßstabsfaktors auszuschließen. Die Auswirkungen einer Variation der Schaufelwinkel auf den Wirkungsgrad und die Leistung sind in der Tabelle nicht enthalten, da eine alleinige Verstellung des Schaufelwinkels nicht möglich war. Eine Verstellung des Schaufelwinkels führte ebenso zu einer Veränderung des Winkels der Hinterschaukel (vgl. Kapitel 7.3).

Tabelle 16 Veränderungen des Wirkungsgrades und der Leistung gegenüber Originalrad

Optimierungspotential	0,6 Q _{Bem}		0,8 Q _{Bem}		1,0 Q _{Bem}		1,2 Q _{Bem}		1,4 Q _{Bem}	
	Δη	ΔP	Δη	ΔP	Δη	ΔP	Δη	ΔP	Δη	ΔP
	[in %]	[in W]	[in %]	[in W]	[in %]	[in W]	[in %]	[in W]	[in %]	[in W]
Reduzierte Drehzahl (6,9 1/min)	-2,2	-3,1	-0,6	8,6	-0,1	17,4	-3,6	29,5	-7,0	10,1
Spaltmaßerhöhung (10 mm)	-5,1	3,4	-3,5	4,9	-1,9	8,1	-2,0	12,2	-1,8	8,7
Spaltmaßerhöhung (15 mm)	-8,5	-1,3	-8,2	-0,6	-6,2	2,8	-6,3	5,1	-4,5	5,6
Demontage der äußeren Latten	-5,1	2,3	-3,4	-3,0	-7,2	-6,2	-5,8	-2,9	-9,1	-3,6
Reduzierung auf 25 Schaufeln	-2,2	-5,9	0,3	-2,2	4,9	-6,5	6,1	-4,9	7,1	-2,6
Radboden	-1,6	-7,3	2,2	9,9	3,5	13,2	1,4	18,3	-7,1	19,2
Halbe Schaufelteilung	2,1	12,6	4,1	12,3	2,3	30,0	0,7	29,1	-0,2	21,4

Die größten Leistungszuwächse beim Bemessungsdurchfluss entstehen durch eine Schaufelteilung, durch eine reduzierte Drehzahl und durch die Installation eines Radbodens. Einbußen in der Leistung entstehen nur durch die Demontage von äußeren Latten und der Reduzierung der Schaufelanzahl. Der Wirkungsgrad kann durch die Reduzierung der Schaufelanzahl, durch einen Radboden und durch die Schaufelteilung erhöht werden.

Relevanz für die Praxis hat insbesondere die Installation eines Radbodens und die Schaufelteilung. Beide Maßnahmen führen zu einer deutlichen Verbesserung der Leistungsausbeute und erhöhen damit die Rentabilität der Wasserkraftanlage.

Die ökologischen Optimierungen könnten im Rahmen von Genehmigungsverfahren der Wasserkraftanlagen von Relevanz für die Praxis sein. Alle ökologischen Optimierungspotentiale könnten neben der Verbesserung

der Durchgängigkeit ebenso einen positiven Einfluss auf die Betriebssicherheit der Anlage ausüben.

9.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf

Die offenen Fragen der vorliegenden Arbeit können durch die Erweiterung des Versuchsstandes mit zusätzlichen Messinstrumenten und der Durchführung weiterer Versuche beantwortet werden. Besonders interessant könnte die Quantifizierung der Verluste durch einen Rückschlag sein (vgl. Kapitel 8.4). Ebenso bedarf es der weiteren Untersuchung der Verluste durch Verwirbelungen in den Schaufelzwischenräumen, die von zahlreichen Faktoren wie Drehzahl, Eintrittswinkel, Schaufelanzahl etc. beeinflusst werden. Numerische Simulationen können möglicherweise solche Fragen beantworten, die durch physikalische Modelle nicht zu ermitteln sind.

Weiterer Forschungsbedarf besteht in der getrennten Untersuchung von Schaufelwinkel und dem Winkel der Hinterschaufel, da eine getrennte Untersuchung am Versuchsstand nicht durchzuführen war. Die Schaufelteilung bedarf ebenso weiterer Untersuchungen. Die Effekte einer feineren Teilung der Radbreite in Drittel oder Viertel mit versetzter Schaufelanordnung könnte zu einer weiteren Verbesserung führen.

In weiteren Untersuchungen ist die Überprüfung der Wirksamkeit der ökologischen Optimierungspotentiale auf die Fischdurchgängigkeit durch Tierversuche durchzuführen.

In der vorliegenden Arbeit wurden einzelne Maßnahmen zur Verbesserung des Wasserrades untersucht und ausgewertet. Die Kombination der untersuchten Optimierungen könnte zu weiteren Wirkungsgrad- und Leistungssteigerungen führen.

Eine offene Frage, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht untersucht wurde, aber weiteren Forschungsbedarf darstellt, ist der Einsatz anderer Materialien für die Schaufelbeplankung. Der Einsatz von Stahl anstelle von Holz würde bspw. die Schluckfähigkeit des Rades erhöhen, geringere Reibverluste durch eine glattere Oberfläche hervorrufen und ein Quellen und Schrumpfen der Schaufeln verhindern. Der Einsatz geeigneter Kunststoffe bedarf ebenso der weiteren Untersuchung, da durch deren Installation im hinteren Schaufelteil

Gewicht eingespart werden kann und im vorderen Schaufelteil flexible Kunststoffe die Durchgängigkeit des Wasserrades verbessern können.

Literaturverzeichnis

- AG Energiebilanzen (2018): Bruttostromerzeugung in Deutschland ab 1990 nach Energieträgern. Online verfügbar unter <https://www.ag-energiebilanzen.de/>, zuletzt aktualisiert am 2/2018, zuletzt geprüft am 03.04.2018.
- Anderer, Pia; Dumont, Ulrich; Heimerl, Stephan; Ruprecht, Albert; Wolf-Schumann, Ulrich (2010): Das Wasserkraftpotenzial in Deutschland. In: Wasserwirtschaft (9), S. 12–16.
- Anonymus (1845): Ueber Fontaine's Turbine. In: Polytechnisches Journal 96, S. 340–357.
- Bach, Carl Julius von (1886a): Die Wasserräder. Stuttgart: Verlag von Konrad Wittwer.
- Bach, Carl Julius von (1886b): Die Wasserräder. Atlas. Stuttgart: Verlag von Konrad Wittwer.
- Becker, Tjalf (2004): Physikalische Modellversuche am mittelschlächtigen Wasserrad zur Optimierung der Geometrie und des Wirkungsgrads. Diplomarbeit. Technische Universität Berlin, Berlin. Institut für Wasserbau, Wasserwirtschaft und Hydroinformatik.
- Bélidor, Bernard Forest de (1737 – 1753): Architectura hydraulica. Oder: Die Kunst, das Gewässer zu denen verschiedentlichen Nothwendigkeiten des menschlichen Lebens zu leiten, in die Höhe zu bringen, und vortheilhaftig anzuwenden. Augsburg, Nürnberg: Verlegts Johann Georg Mertz; in Comm. d. Homännischen Officin.
- BMU (2010): Potentialermittlung für den Ausbau der Wasserkraftnutzung in Deutschland als Grundlage für die Entwicklung einer geeigneten Ausbaustrategie. Schlussbericht. Unter Mitarbeit von Ingenieurbüro Floecksmühle, IHS Stuttgart, Hydrotec, Fichtner. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. Aachen.
- Bollrich, Gerhard (2007): Technische Hydromechanik. Grundlagen, Band 1. 6., durchges. und korr. Aufl. Berlin: Huss-Medien.

Braudel, Fernand; Summerer, Siglinde (1990): Der Alltag. Sonderausg. München: Kindler (Sozialgeschichte des 15. - 18. Jahrhunderts, / Fernand Braudel. Übers. aus dem Franz. von Siglinde Summerer, Gerda Kurz, Günter Seib ; 1).

Braun, Jost (2014): Strömungsmaschinen als Kraft- und Arbeitsmaschinen. Teil I: Hydraulische Maschinen. Norderstedt: Books on Demand.

Brüdern, Richard (2006): Wie man Wasserräder baut. ein Beitrag zur Technikgeschichte, zur Berechnung und Konstruktion von Wasserrädern. Hannover: Unidruck.

Chwolson, O. D.; Schmidt, Gerhard (1918): Die Lehre von den gasförmigen, flüssigen und festen Körpern. Zweite verbesserte und vermehrte Auflage. Wiesbaden, s.l.: Vieweg+Teubner Verlag. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-663-20235-6>.

Deng, Zhiqun; Carlson, Thomas J.; Ploskey, Gene R.; Richmond, Marshall C.; Dauble, Dennis D. (2007): Evaluation of blade-strike models for estimating the biological performance of Kaplan turbines. In: Ecological Modelling Vol. 208, Heft 2–4, S. 165–176.

Delabar, Gangolf (1867): Beschreibung des Zuppinger'schen Wasserrades. In: Polytechnisches Journal (185(Nr. LXX)), S. 249–253.

Döring, Mathias (2013): 2500 Jahre Energie aus Wasser. In: Mitteilungen des Lehrstuhls für Wasserbau und Wasserwirtschaft der RWTH Aachen, Heft 167, Shaker Verlag.

Dürschner, Rolf M. (2001): Die Möhrendorfer Wasserschöpfräder. Erlangen: Verlag Solare Zukunft.

Ebel, Guntram (2013): Fischschutz und Fischabstieg an Wasserkraftanlagen - Handbuch Rechen- und Bypasssysteme. Ingenieurbiologische Grundlagen, Modellierung und Prognose, Bemessung und Gestaltung. Halle: Büro für Gewässerökologie und Fischereibiologie Dr. Ebel (Mitteilungen aus dem Büro für Gewässerökologie und Fischereibiologie Dr. Ebel, Band 4).

Gaius-obaseki, Theophilus (2010): Hydropower opportunities in the water industry. In: International Journal of Environmental Sciences. Vol. 1, Nr.3, 2010, S. 392–402.

- Gerhardt, P. (1904): Fischwege und Fischteiche. Die Arbeiten eines Ingenieurs zum Nutzen der Fischerei. Leipzig: Wilhelm Engelmann.
- Giesecke, Jürgen; Heimerl, Stephan; Mosonyi, Emil (2014): Wasserkraftanlagen. Planung, Bau und Betrieb. 6., aktual. und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg.
- Gsell, François (2016): Aqualienne. The ecological turbine. Hg. v. François Gsell. Online verfügbar unter <http://www.h3eindustries.com/>, zuletzt geprüft am 08.03.2016.
- Hamerak, Kurt (2003): Wasserräder - Wasserkraftmaschinen im unteren Leistungsbereich. In: Wasserkraft & Energie 1.1995 - heute, 4/2003, S. 36–46.
- Harten, Matthias von (2010): Untersuchung und Optimierung eines Wasserrades zur simultanen Energiegewinnung und Durchflussmessung. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.
- Hartlieb, Arndt (2005): Physikalische Bauwerksmodelle. Grundlagen und Anwendungsgrenzen. Berichte des Lehrstuhls und der Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität München, 2005.
- Henne, Heinrich (1903): Die Wasserräder und Turbinen - ihre Berechnung und Konstruktion. Elementares Lehrbuch für Techniker, Mühlenbauer, Fabrikanten und zum Gebrauch in Maschinenbau-Fachschulen. Leipzig: Berh. Friedr. Voigt.
- Kajimura, Ryotaro; Kirrmann, Sven; Müller, Alexander (2016): Strommix in Deutschland 2015. Anteil der Erneuerbaren Energien an der deutschen Bruttostromerzeugung 2015 nach Energieträgern. Hg. v. Agentur für Erneuerbare Energien. Berlin. Online verfügbar unter <https://www.unendlich-viel-energie.de/mediathek/grafiken/strommix-in-deutschland-2015>, zuletzt aktualisiert am 2/2016, zuletzt geprüft am 16.09.2016.
- Kappesser, C. (1866): Sagebien´s Wasserrad. In: Polytechnisches Journal (181(Nr. LXXXIV.)), S. 337–340. Online verfügbar unter <http://dingler.culture.hu-berlin.de/article/pj181/ar181084>.
- Kobus, Helmut (Hg.) (1984): Wasserbauliches Versuchswesen. Hamburg: Parey (Schriftenreihe des Deutschen Verbandes für Wasserwirtschaft und Kulturbau e.V, 39).

-
- König, Felix von; Jehle, Christoph (2005): Bau von Wasserkraftanlagen. Praxisbezogene Planungsunterlagen. 4., überarb. Aufl. Heidelberg: Müller.
- Kraatz, Dietmar B.; Mahajan, I. K. (1975): Small hydraulic structures. Rome: FAO (FAO irrigation and drainage paper, 26/1).
- Landesgewerbeamt Württemberg (1855): Das Zuppinger'sche Wasserrad. In: Gewerbeblatt aus Württemberg, S. 186–189.
- Lohrmann, Dietrich (1996): Wasserkraft- und Mühlensysteme im Mittelalter. In: Frank Tönsmann (Hg.): Geschichte der Wasserkraftnutzung. Kassel: Herkules Verl. (Kasseler Wasserbau Mitteilungen, 7), S. 11–22.
- Martin, Helmut; Pohl, Reinhard; Aigner, Detlef (2015): Technische Hydromechanik 4. Hydraulische und numerische Modelle. 3. Aufl. s.l.: Beuth Verlag GmbH (Beuth Wissen).
- McGuigan, Dermot (1978): Small scale water power. Dorchester [England]: Prism Press.
- Meijnen, Raymond Johan; Grünig, Thomas (2013): Die fischfreundliche Turbine - ein innovativer Lösungsansatz. In: Wasserwirtschaft 103 (10), S. 46–49.
- Meissner, Georg; Nowak, August (1895): Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren. ein Handbuch für Ingenieure, Fabrikanten und Constructeure; zum Ein Handbuch für Ingenieure, Fabrikanten und Konstrukteure. Zum Gebrauche für technische Lehrveranstaltungen, sowie ganz besonders zum Selbstunterricht. 2. vollst. neu bearb. Aufl. Jena: Hermann Costenoble.
- Meyers Konversations-Lexikon (1906). 6. Auflage. Leipzig, Wien: Bibliographisches Institut.
- Michels, Jana (2013): Spaltverluste an Wasserkraftwandlern. Am Beispiel eines Zuppinger-Wasserrades. Bachelorarbeit. Hochschule Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserwirtschaft und Umwelttechnik.
- Milles, Uwe (2004): BINE-basisEnergie 18: Wasserkraft. In: Informationsdienst, BINE, zuletzt geprüft am 04.01.2016.
- Müller, Gerald; Linton, Nick; Schneider, Silke (2012): Das Projekt Hylow: Die Wasserdruckmaschine. Feldversuche mit einem Prototypen. In: Korrespondenz

- Wasserwirtschaft. KW; Organ der DWA; Wasser, Boden, Natur, Bd.5, Nr.1, 2012.
Hennef: GFA, S. 30–36.
- Müller, Wilhelm (1899): Die Eisernen Wasserräder. Berechnung, Konstruktion u.
Wirkungsgrad. Leipzig: Veit & co.
- Müller, Wilhelm (1906): Wasserkraft. Elementare Einführung in den Bau und die
Anwendung der Wasserräder und Turbinen. Hannover: M. Jänecke.
- Müller, Wilhelm (2010): Die Wasserräder. Berechnung, Konstruktion und
Wirkungsgrad. 4. reprint. d. 2. Aufl. [d. Ausg. 1939]. Detmold: Schäfer.
- Navoni, Marco; Leonardo; Buzzi, Franco (2012): Leonardo da Vinci. Codex
Atlanticus ; Studien, Skizzen und Zeichnungen. München: Bucher.
- Nishi, Yasuyuki; Inagaki, Terumi; Li, Yanrong; Omiya, Ryota; Fukutomi, Junichiro
(2014) Study on an Undershot Cross-Flow Water Turbine. In: Journal of Thermal
Science, Vol. 23, Heft 3, S. 239–245.
- Nuernbergk, Dirk (2013): Wasserräder mit Kropfgerinne. Berechnungsgrundlagen
und neue Erkenntnisse. 2. Aufl. Detmold: Schäfer.
- Nuernbergk, Dirk Michael; Trostdorf, Folker; Treiber, Gerd (2009): Untersuchung
zum Wirkungsgrad eines Zuppinger- Wasserrades mit einer kreisförmigen
Überfallschütze. In: Jürgen Stamm und Detlef Aigner (Hg.): Wasserkraftnutzung
im Zeichen des Klimawandels. Dresden: Technische Universität Dresden
(Dresdner wasserbauliche Mitteilungen, 39), S. 359–368.
- Paudel, Shakun (2016): Experimental and Numerical study of Experimental and
Numerical study of Dethridge Wheel for Pico-scale Hydropower Generation.
Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau
und Wasserwirtschaft.
- Paulinyi, Akos; Troitzsch, Ulrich; König, Wolfgang (1997): Mechanisierung und
Maschinisierung. 1600 bis 1840. Unveränderte Neuauflage der 1990 bis 1992
erschienenen Originalausgabe. Berlin: Propyläen-Verlag (Propyläen
Technikgeschichte).
- Preger, Max (1978): Walter Zuppinger - Ingenieur und Erfinder und sein Beitrag
zur Industrialisierung Oberschwabens. In: Verein für Geschichte des Bodensees
und seiner Umgebung (Hg.): Schriften des Vereins für Geschichte des Bodensees

und seiner Umgebung, Bd. 96.1978. Friedrichshafen: Selbstverlag des Vereins, S. 153–185, zuletzt geprüft am 06.10.2015.

Ploskey, Gene R.; Carlson, Thomas J. (2004): Comparison of Blade-Strike Modeling Results with Empirical Data. Richland, Washington: Pacific Northwest National Laboratory.

Redtenbacher, Ferdinand Jacob (1846): Theorie und Bau der Wasserräder. Mannheim: Verlag von Friedrich Bassermann.

Rüdinger, Torsten; Oppermann, Philipp (2010): Kleine Mühlenkunde. Deutsche Technikgeschichte vom Reibstein zur Industriemühle. 1. Aufl. Berlin: Ed. Terra.

Saenger, Nicole; Harten, Matthias von; Schwyzer, Olivier (2016): Entwicklung eines ökologisch verträglichen, modularen Systems zur Nutzung kleiner Wasserkräfte mit sehr niedrigen Fallhöhen – Teilprojekt h_da. Gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Darmstadt.

Schmalz, Wolfgang (2010): Untersuchungen zum Fischabstieg und Kontrolle möglicher Fischschäden durch die Wasserkraftschnecke an der Wasserkraftanlage Walkmühle an der Werra in Meiningen. Abschlussbericht. im Auftrag der Thüringer Landesanstalt für Umwelt und Geologie. Hg. v. Thüringer Landesanstalt für Umwelt und Geologie. Jena.

Schneider, Marisa (2010): Analyse und Vergleich der auftretenden Verluste an Energiewandlern zur Nutzung von kleinen Wasserkräften. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.

Schneider, Silke (2016): Funktionsanalyse und Wirkungsoptimierung einer Wasserdruckmaschine. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.

Schomaker, Christian; Wolter, Christian (2016): Entwicklung eines ökologisch verträglichen, modularen Systems zur Nutzung kleiner Wasserkräfte mit sehr niedrigen Fallhöhen – Teilprojekt Ökologische Durchgängigkeit. Gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Berlin.

- Schwyzer, Olivier (2017): Beitrag zur Analyse und Optimierung einer Wasserdruckmaschine. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.
- Senior, James Alexander (2009): Hydrostatic Pressure Converters for the Exploitation of Very Low Head Hydropower Potential. Dissertation. Universität Southampton, Southampton. Energy and Coasts Group.
- Stahb, Robert (ca. 1900): Die Wasserräder. Unterrichtshefte für Mühlentechniker u. Müller. Karlshorst/Berlin.
- Steinle, Friedrich; Rammer, Gerhard (2007): Wasserräder zwischen Wissenschaft und Technik. In: Bergische Universität Wuppertal (Hg.): Jahresbericht. Wuppertal, S. 16–22.
- Stropsack, Hans-Hermann (2007): Von Wasser getrieben. Bäche, Gräber, Wasserräder und Turbinen im Raum Hemer vom 16. Jahrhundert bis zur Gegenwart. Hemer: H.-H. Stopsack.
- Surek, Dominik; Stempin, Silke (2014): Technische Strömungsmechanik. Für Studium, Examen und Praxis. Wiesbaden: Imprint: Springer Vieweg.
- Tevata, Anurat; Inprasit, Chainarong (2011): The Effect of Paddle Number and Immersed Radius Ratio on Water Wheel Performance. In: Energy Procedia 9, S. 359–365. DOI: 10.1016/j.egypro.2011.09.039.
- Tombek, Bernd; Holzner, Manfred (2008): Untersuchungen zur Effektivität alternativer Triebwerkstechniken und Schutzkonzepte für abwandernde Fische beim Betrieb von Kleinwasserkraftanlagen. Studie im Auftrag des Landesfischereiverbandes Bayern. Hg. v. Landesfischereiverband Bayern.
- Uzunova, Eliza P.; Kisliakov, Dimitar (2014). Fischdurchgängigkeit der Wasserdruckmaschine. In: Korrespondenz Wasserwirtschaft. KW; Organ der DWA ; Wasser, Boden, Natur, Bd.7, Nr.2, 2014. Hennef: GFA, S. 93–100.
- Vitruvius (2008): Zehn Bücher über Architektur. Lateinisch und Deutsch. 6., unveränderte Aufl. Darmstadt: Wissenschaftliche Buchgesellschaft.
- Vowles, Andrew Stuart (2012). Experimental quantification of the response of fish to conditions associated with low-head hydropower and fish passage facilities.

Dissertation. Universität Southampton, Southampton. Faculty of Engineering and Environment.

Wagner, Eberhard; Rindelhardt, Udo (2008): Stromgewinnung aus regenerativer Wasserkraft – Potenzialanalyse. In: EW - Elektrizitätswirtschaft (1-2), S. 78–81.

Wölfel, Wilhelm (1987): Das Wasserrad. Eine historische Betrachtung. Berlin: Verl. für Bauwesen.

Zanke, Ulrich C. E. (2002): Hydromechanik der Gerinne und Küstengewässer. Für Bauingenieure, Umwelt- und Geowissenschaftler. Berlin: Parey.

Notation

a	Radiale Schaufeltiefe	[m]
A	Strömungsquerschnitt	[m ²]
\widehat{AB}	Schaufelteilstück über welches das Wasser in den unteren Schaufelraum übertritt	[m]
B	Radbreite	[m]
Bi	Bingham-Zahl	[-]
c ₂	Relative Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad	[m/s]
D _a	Außendurchmesser des Wasserrades	[m]
D _i	Innendurchmesser des Wasserrades	[m]
Fr	Froude-Zahl	[-]
g	Gravitationskonstante	[m/s ²]
h	Höhe	[m]
Ha	Hagen-Zahl	[-]
h _E	Energiehöhe	[m]
h _o	Wasserstand in Zulaufkanal	[m]
h _t	Eintauchtiefe der Schaufel im Unterwasser	[m]
h _u	Wasserstand in Auslaufkanal	[m]
h _{u, HQ}	Wasserstand in Auslaufkanal beim Hochwasser	[m]
h _{u, NQ}	Wasserstand in Auslaufkanal beim Niedrigwasser	[m]
h _{V,A}	Energiehöhenverlust durch den Austritt des Wassers aus dem Wasserrad	[m]
h _{V,E}	Energiehöhenverlust durch den Eintritt des Wassers in das Wasserrad	[m]
h _{V,E,S}	Energiehöhenverlust durch Stoß und Rückschlag	[m]
h _{V,E,W}	Weitere Energiehöhenverluste durch den Eintritt des Wassers in das Wasserrad	[m]
h _{V,hy}	Summe der hydraulischen Energiehöhenverluste	[m]
h _{V,R}	Energiehöhenverlust durch Reibung	[m]
h _{V,S}	Energiehöhenverlust durch frühzeitiges Austreten des Wassers aus dem Wasserrad (Spaltverluste)	[m]
k _s	hydraulische Rauheit	[m]
L	Länge	[m]
M	Drehmoment	[Nm]
M _F	Dynamische Maßstabszahl	[-]
M _L	Geometrische Maßstabszahl	[-]
M _T	Kinematische Maßstabszahl	[-]
n	Drehzahl	[1/s]
P	Leistung	[W]
p	Druck	[kg/m s ²]
P _{pot}	Potentielle Leistung	[W]
P _V	Verlustleistung aus Spaltverlusten	[W]
P _{vorh}	Vorhandene Leistung	[W]
Q	Durchfluss	[m ³ /s]
Q _{1;2}	Volumenstromverluste durch seitliches Spaltmaß	[m ³ /s]

Q_3	Volumenstromverluste durch unteres Spaltmaß	[m ³ /s]
Q_{bem}	Bemessungsdurchfluss	[m ³ /s]
Q_V	Summe der Volumenstromverluste	[m ³ /s]
$Q_{V,Bach}$	Summe der Volumenstromverluste nach Bach (1886a) und Nuernbergk (2013)	[m ³ /s]
$Q_{V,gem}$	Gemessene Volumenstromverluste am Versuchsstand	[m ³ /s]
$Q_{V,Müller}$	Summe der Volumenstromverluste nach Müller (1899)	[m ³ /s]
$r_1; r_2; R_{k1}; R_{k2}$	Radien von Konstruktionskreisen	[m]
Re	Reynolds-Zahl	[-]
r_{hy}	hydraulischer Radius	[m]
t	Abstand der Schaufeln am Radumfang	[m]
U	Umfang des Strömungsquerschnitts	[m]
u_a	Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Radumfang	[m/s]
u_a	Umfangsgeschwindigkeit des Rades am äußeren Radumfang	[m/s]
u_s	Geschwindigkeit im Schwerpunkt der gefüllten Schaufel	[m/s]
v	Fließgeschwindigkeit des Wassers	[m/s]
v_1	Zulaufgeschwindigkeit	[m/s]
v_2	Ablaufgeschwindigkeit	[m/s]
Z	Schaufelanzahl	[-]

Griechisches Alphabet

a	Radiale Schaufeltiefe	[m]
α_2	Eintrittswinkel	[°]
β	Schaufelwinkel	[°]
β_s	Stoßwinkel	[°]
δ	Austrittswinkel	[°]
Δh	geodätische Fallhöhe	[m]
Δh_E	Energiehöhendifferenz	[m]
ε	Füllungsgrad	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
η_{hy}	Hydraulischer Wirkungsgrad	[-]
λ	Reibungsbeiwert	[-]
$\mu_{1;2}$	Ausflusskoeffizient, seitlich	[-]
μ_3	Ausflusskoeffizient, unten	[-]
ν	Temperaturabhängige kinematische Zähigkeit	[m ² /s]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
$\sigma_{1;2}$	Abstand zwischen Schaufelkante und den Seitenwänden	[m]
σ_3	Abstand zwischen Schaufelkante und Kropfbogen	[m]
φ	Resultierender Winkel aus der Verbindungslinie zwischen Radmitte und der Schaufelspitze mit der Hinterschaufel	[°]

Indizes

N	Naturgröße
M	Modellgröße
max	Maximal
min	Minimal

Anhang

Tabelle 17 Übersicht über Schaufelanzahl, -teilung und Armzahl nach Müller (1899)

Raddurchmesser D_a [in m]	Schaufelzahl Z [-]	Schaufelteilung t [in m]	Armszahl [-]	Bemerkung
10,00	70	0,449	10	
9,00	60	0,471	10	
8,50	63	0,424	9	
8,50	56	0,477	8	
8,00	54	0,465	9	
8,00	48	0,524	8	große Wassermenge
7,50	54	0,436	9	
7,50	48	0,491	8	
7,00	48	0,458	8	
6,50	42	0,486	6	
6,50	42	0,486	7	
6,50	40	0,511	8	große Wassermenge
6,00	42	0,449	6	kleine Wassermenge
6,00	42	0,449	7	mittlere Wassermenge
6,00	40	0,471	8	
6,00	36	0,524	6	große Wassermenge
5,80	42	0,434	6	
5,50	36	0,480	6	
5,50	40	0,432	8	kleine Wassermenge
5,50	35	0,494	7	
5,00	36	0,436	6	
4,50	30	0,471	6	
4,00	30	0,419	6	

Anhang zu Kapitel 7.1

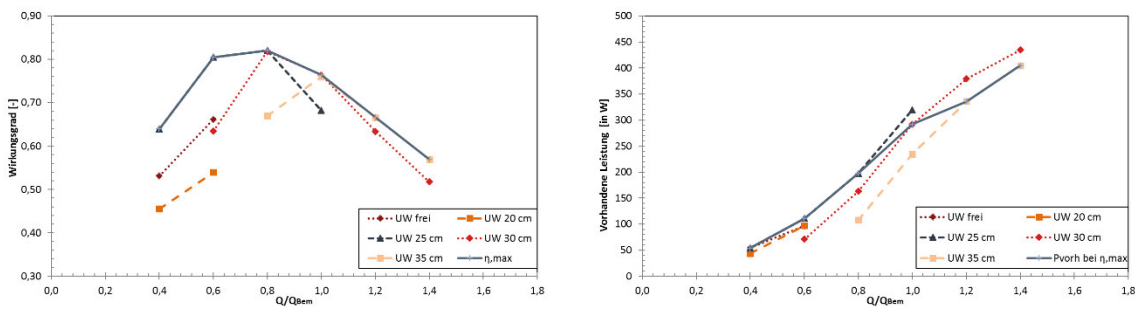


Abbildung 69 Wasserrad mit Radboden bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung³

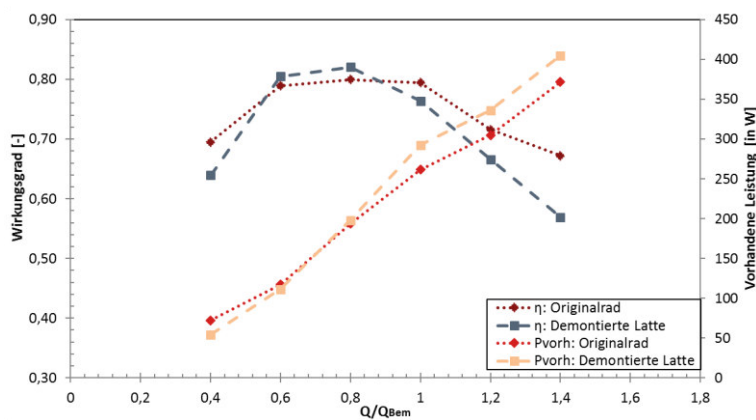


Abbildung 70 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 6,2 1/min

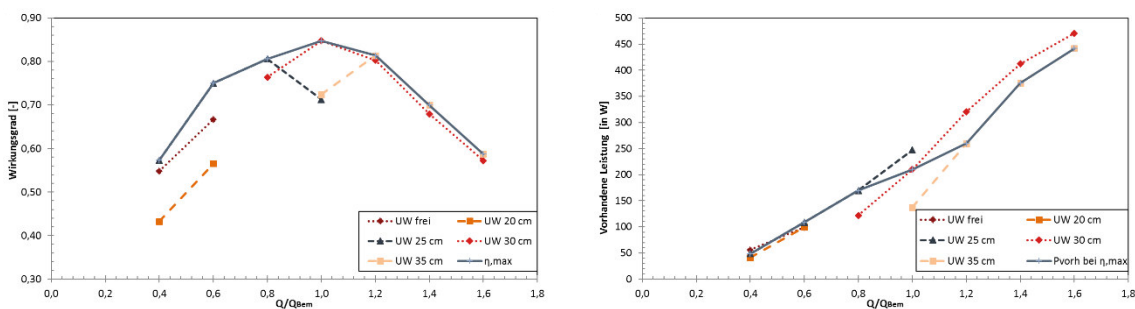


Abbildung 71 Wasserrad mit Radboden bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

³ Das Unterbinden des Überströmens in das Radinnere führt bei 6,2 1/min dazu, dass der Wasserstand im Zulaufkanal so stark ansteigt, dass keine Messungen mit 1,6 Q_{bem} durchgeführt werden können.

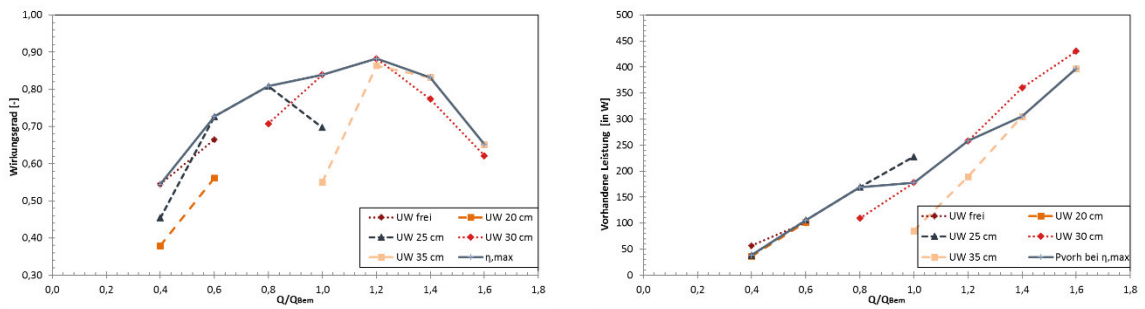


Abbildung 72 Wasserrad mit Radboden bei 9,0 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

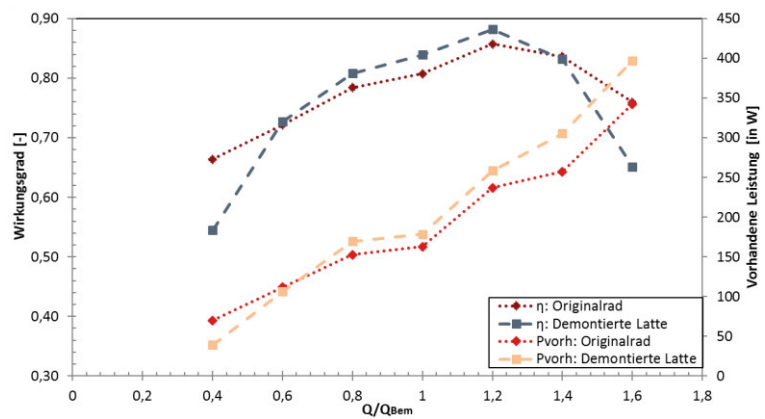


Abbildung 73 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Radboden bei 9,0 1/min

Anhang zu Kapitel 7.2

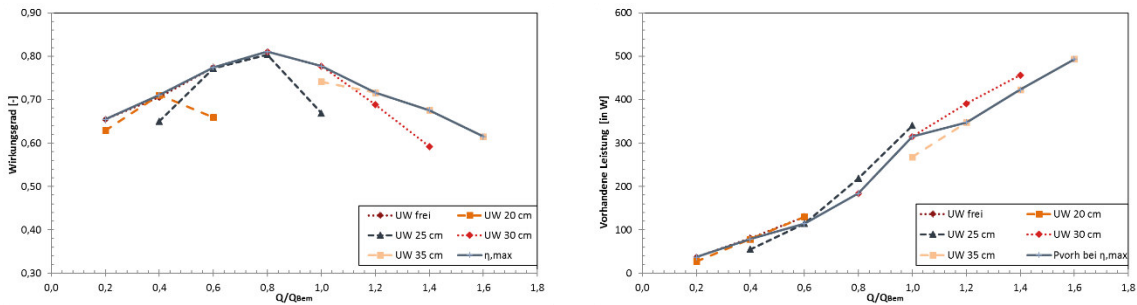


Abbildung 74 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

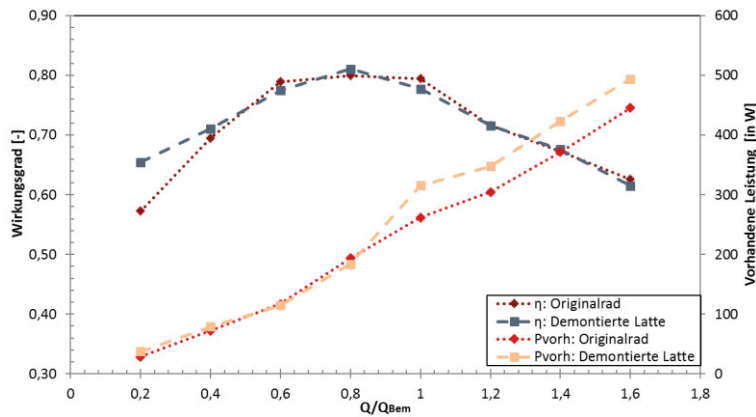


Abbildung 75 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 6,2 1/min

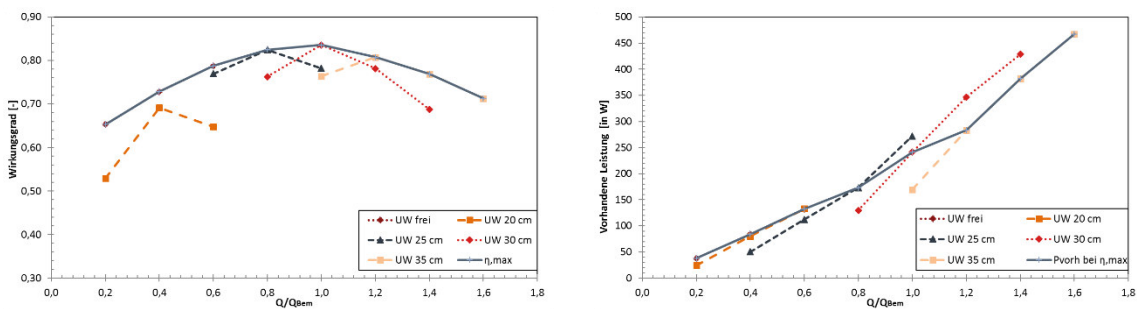


Abbildung 76 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

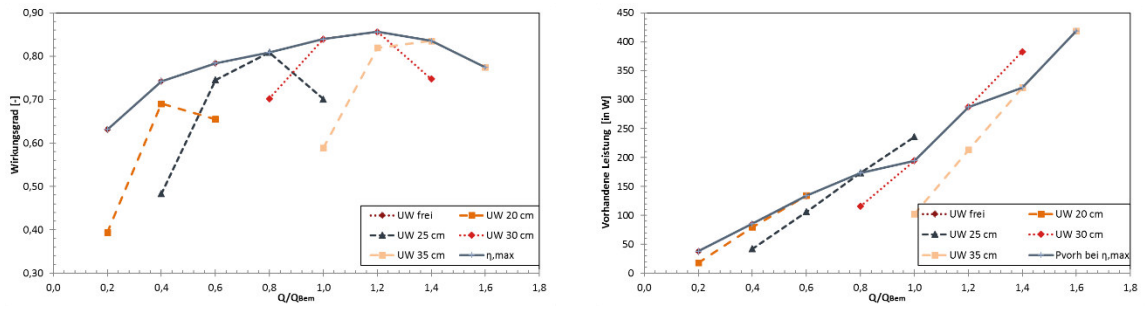


Abbildung 77 Wasserrad mit Schaufelteilung bei 9,0 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

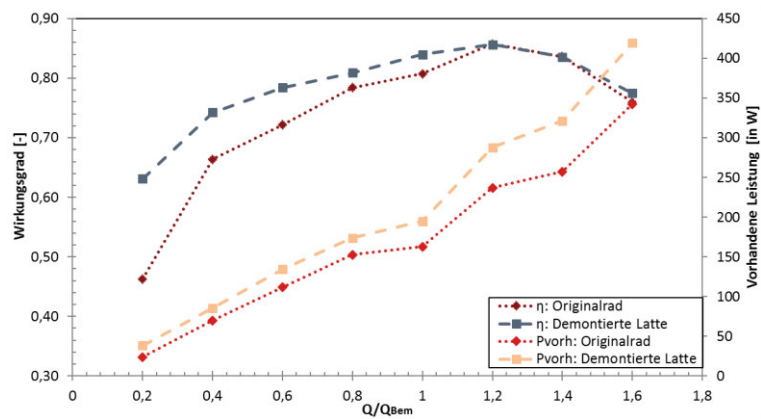


Abbildung 78 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) des Originalrades und des Rades mit Schaufelteilung bei 9,0 1/min

Anhang zu Kapitel 7.3

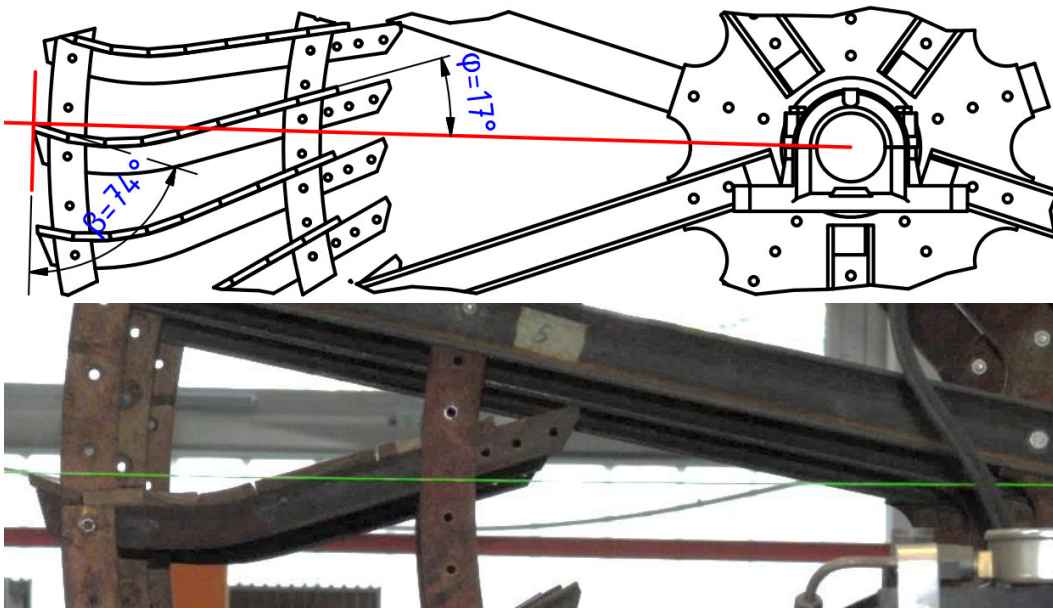


Abbildung 79 Schaufelwinkel $\beta = 74^\circ$ und $\varphi = 17^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung
unten – Fotografie des Wasserrades

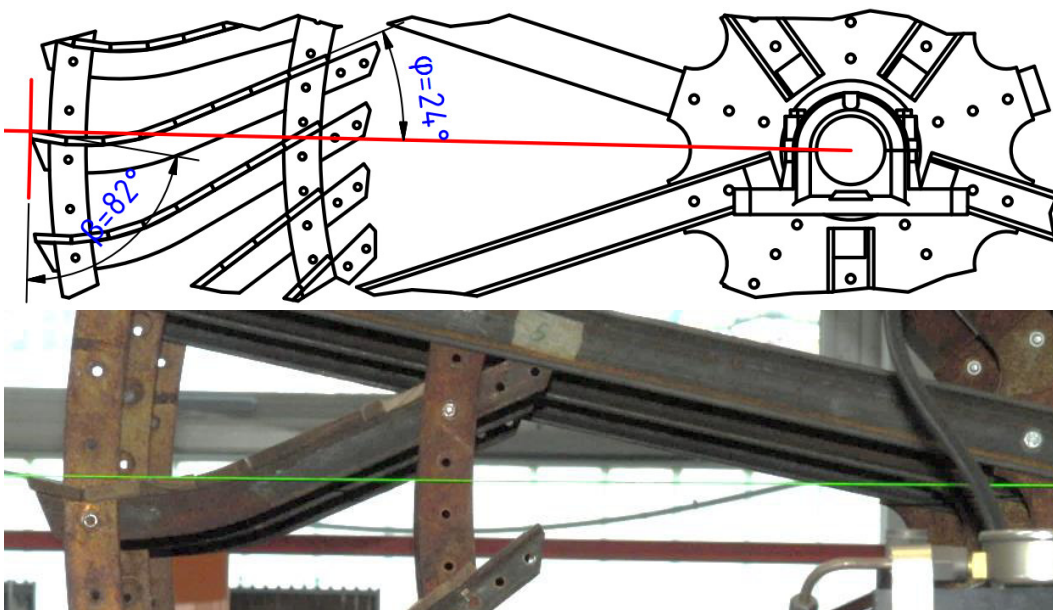


Abbildung 80 Schaufelwinkel $\beta = 82^\circ$ und $\varphi = 24^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung
unten – Fotografie des Wasserrades

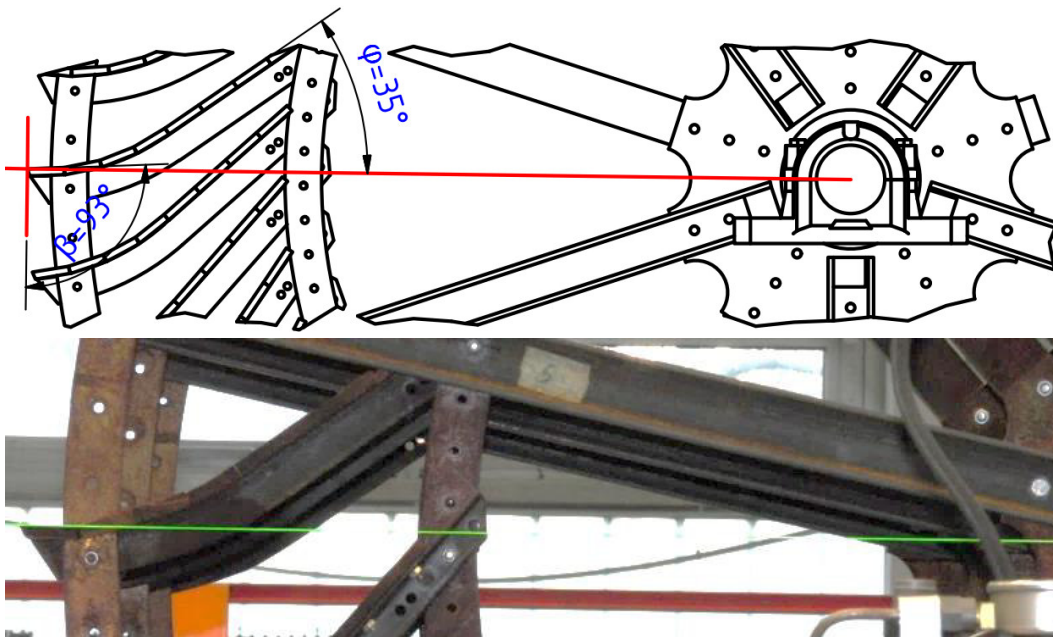


Abbildung 81 Schaufelwinkel $\beta = 93^\circ$ und $\varphi = 35^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung
unten – Fotografie des Wasserrades

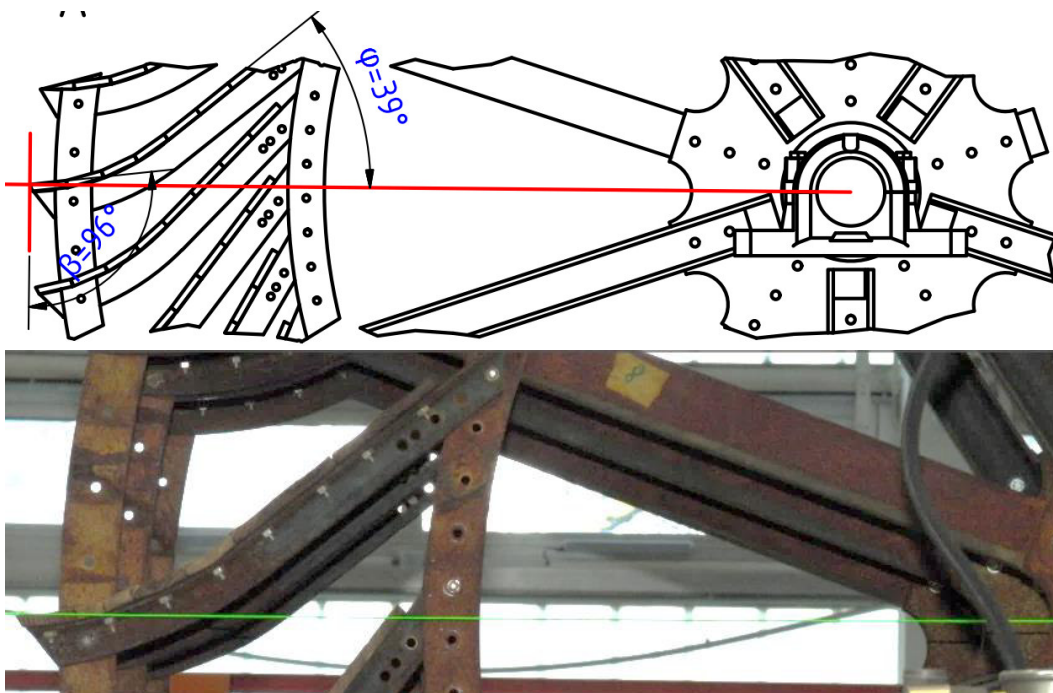
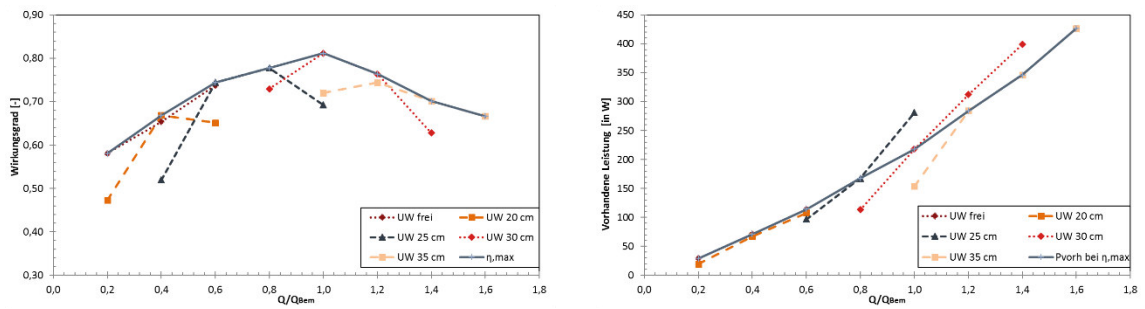


Abbildung 82 Schaufelwinkel $\beta = 96^\circ$ und $\varphi = 39^\circ$: oben – Zeichnung der Schaufelstellung
unten – Fotografie des Wasserrades

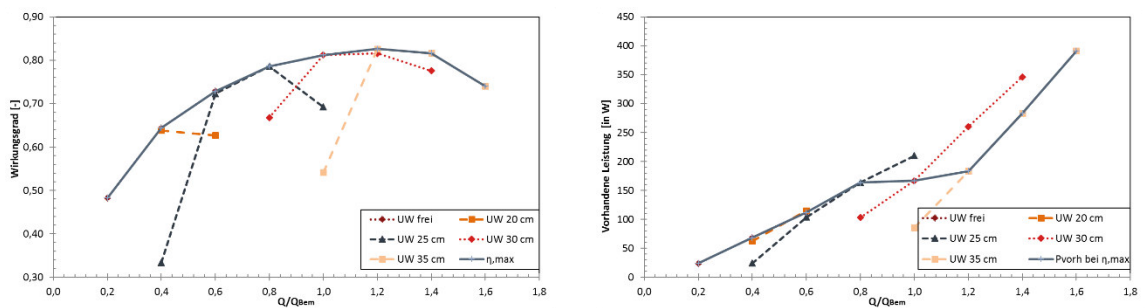
Tabelle 18 Stoßwinkel β_s und dessen Differenz zum Schaufelwinkel β

Durchfluss [in Q/Q_{Bem}]	α_2 [in °]	β_s [in °]	β [in °]	$\beta - \beta_s$ [in °]
0,2	19	58	74	16
			82	24
			88	30
			93	35
			96	38
0,4	27	70	74	4
			82	12
			88	18
			93	23
			96	26
0,6	31	71	74	3
			82	11
			88	17
			93	22
			96	25
0,8	33	71	74	3
			82	11
			88	17
			93	22
			96	25

Anhang zu Kapitel 8.1



**Abbildung 83 Wasserrad im Ursprungszustand bei 6,9 1/min und variierten UW-Ständen:
links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung**



**Abbildung 84 Wasserrad im Ursprungszustand bei 8,3 1/min und variierten UW-Ständen:
links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung**

Anhang zu Kapitel 8.2

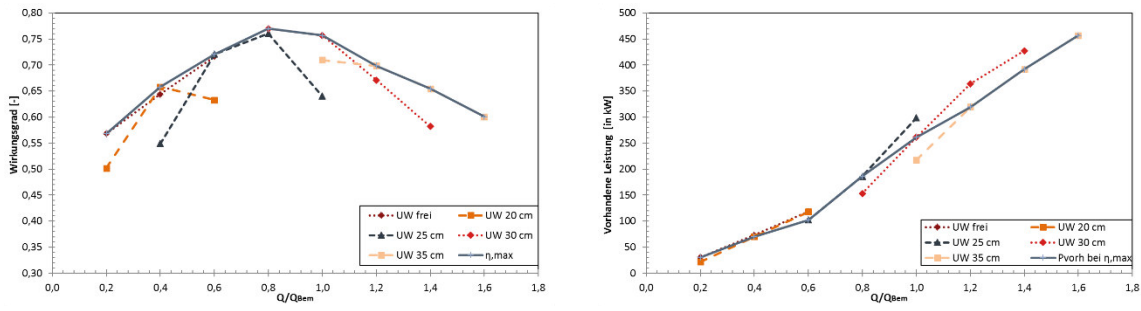


Abbildung 85 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung

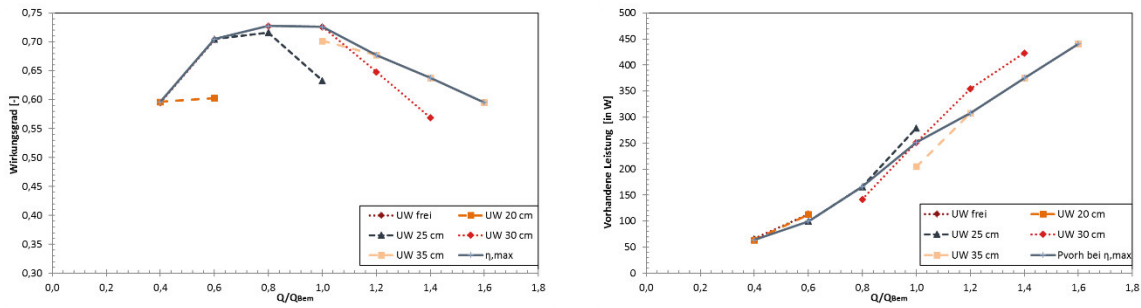
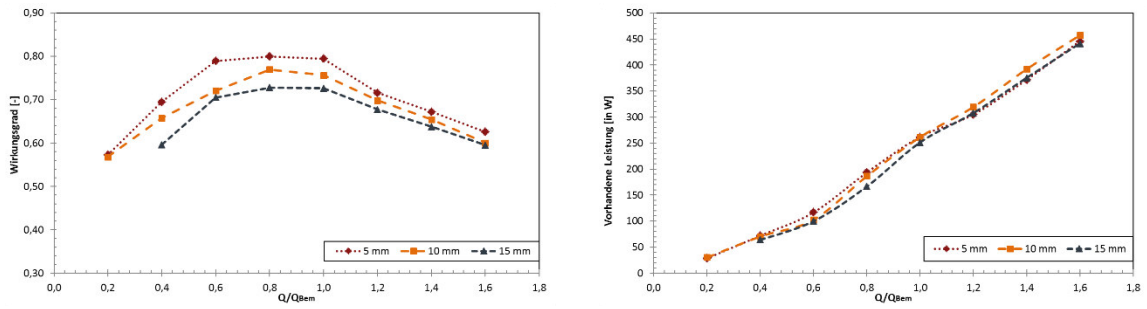
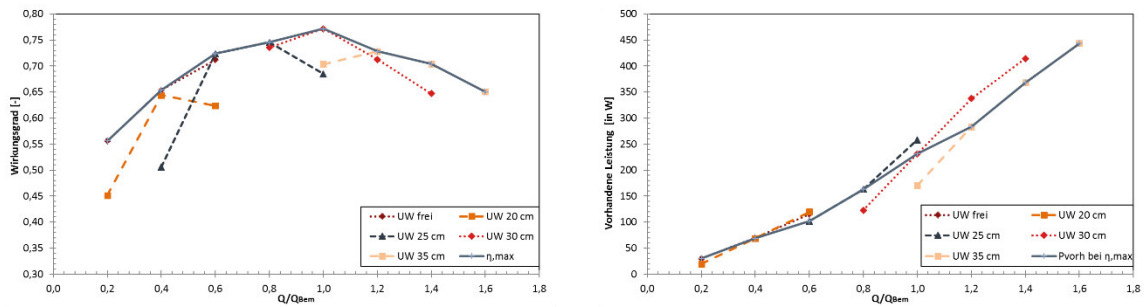


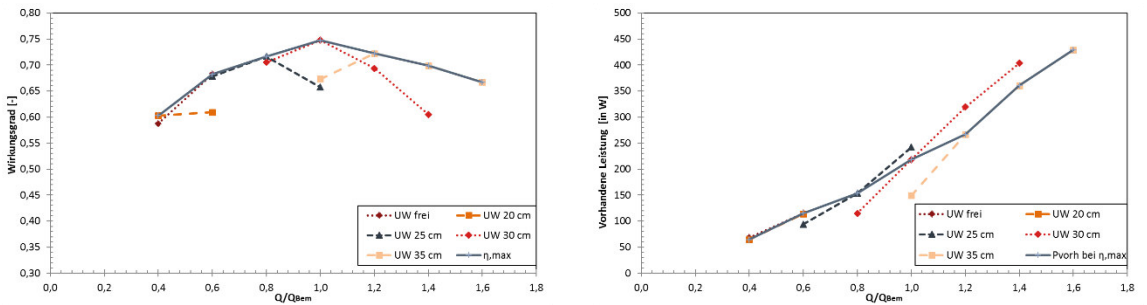
Abbildung 86 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 6,2 1/min: links – Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung



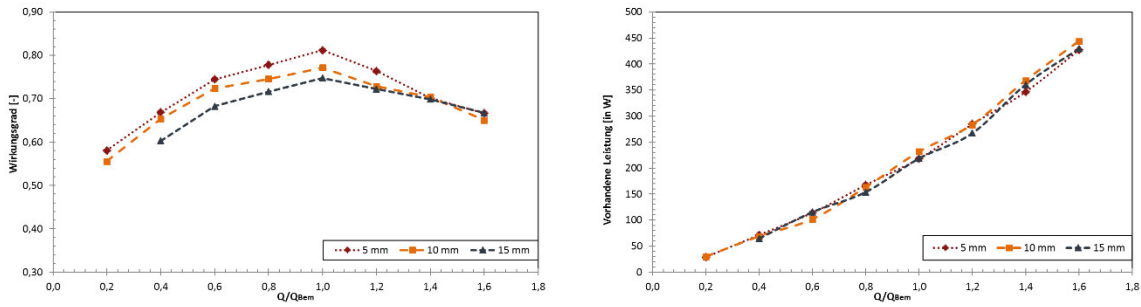
**Abbildung 87 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 6,2 1/min:
links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung**



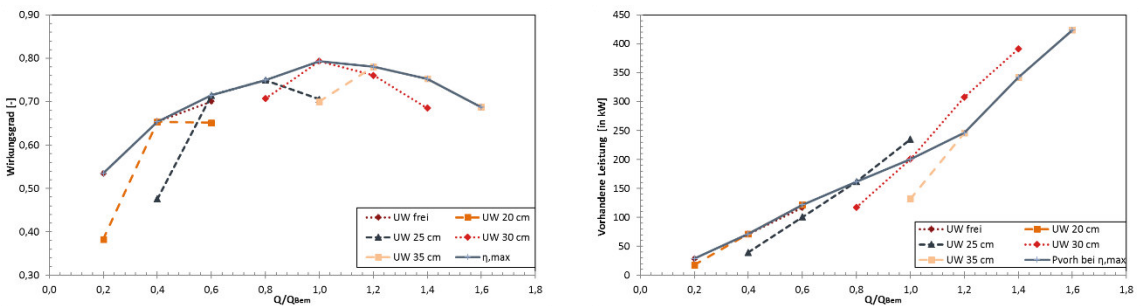
**Abbildung 88 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 6,9 1/min: links – Wirkungsgrad,
rechts – Vorhandene Leistung**



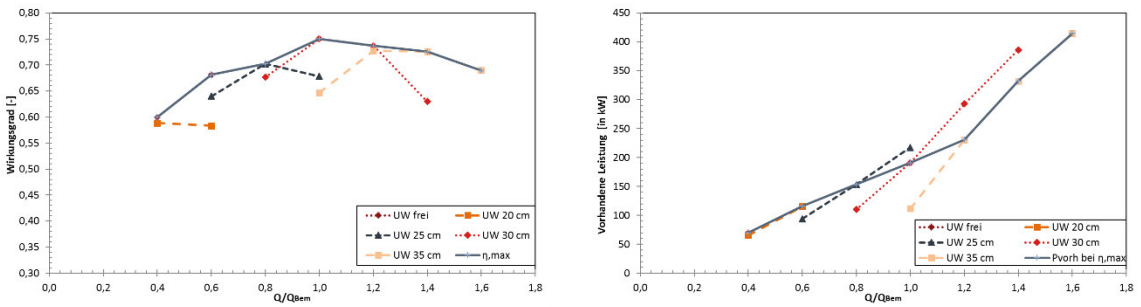
**Abbildung 89 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 6,9 1/min: links – Wirkungsgrad,
rechts – Vorhandene Leistung**



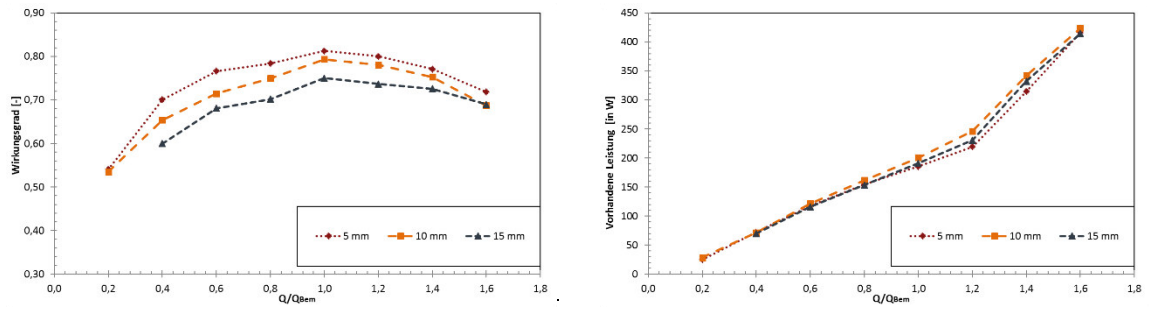
**Abbildung 90 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 6,9 1/min:
links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung**



**Abbildung 91 Wasserrad mit 10 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad,
rechts – Vorhandene Leistung**



**Abbildung 92 Wasserrad mit 15 mm Spaltmaß bei 7,6 1/min: links – Wirkungsgrad,
rechts – Vorhandene Leistung**



**Abbildung 93 Wasserrad mit unterschiedlichen Spaltmaßen bei 7,6 1/min:
links – Maximaler Wirkungsgrad, rechts – Vorhandene Leistung**

Anhang zu Kapitel 8.3

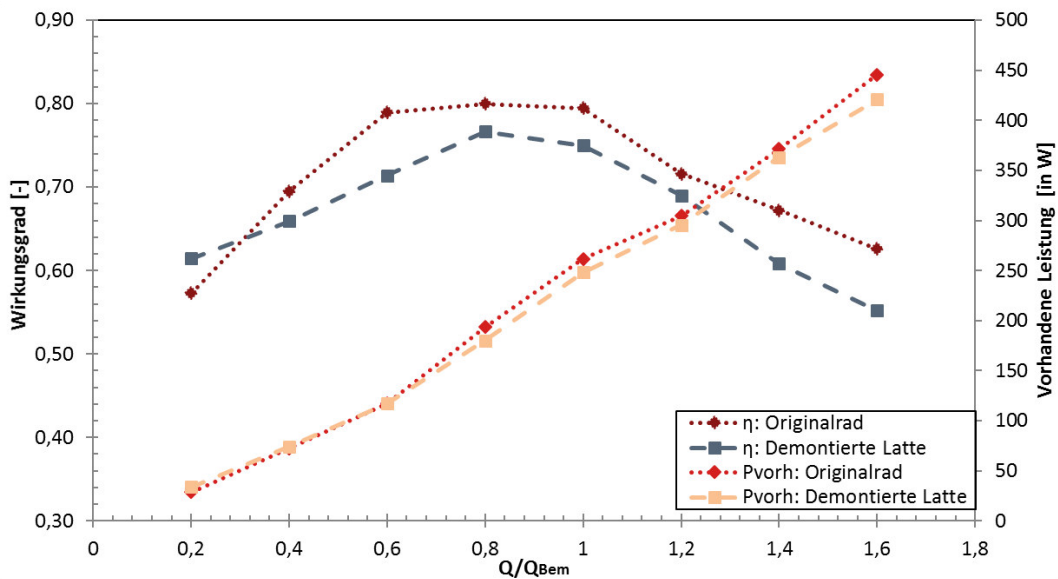


Abbildung 94 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 6,2 1/min

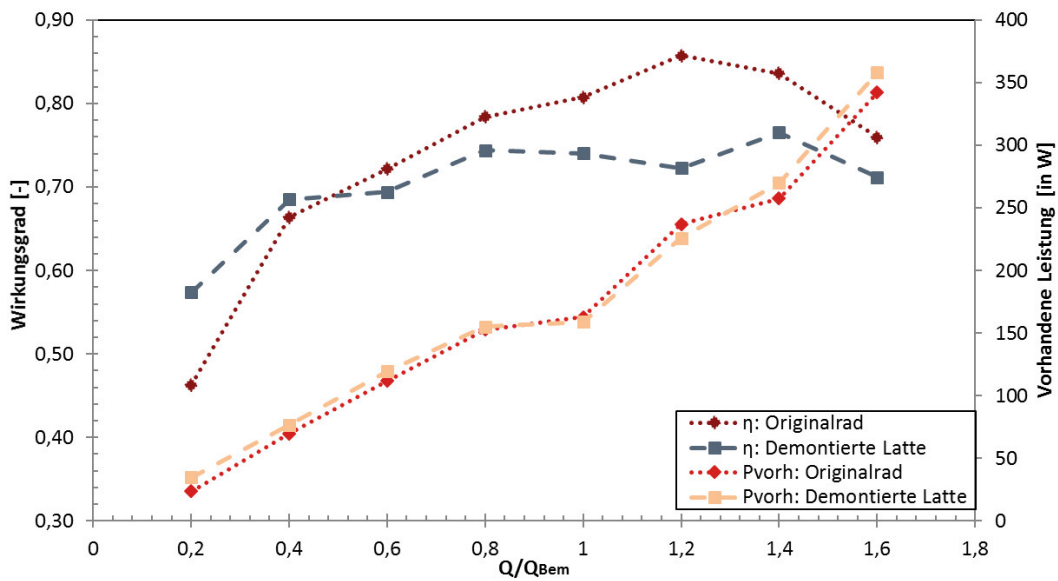


Abbildung 95 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) beim Originalrad und demontierter Latte bei 9,0 1/min

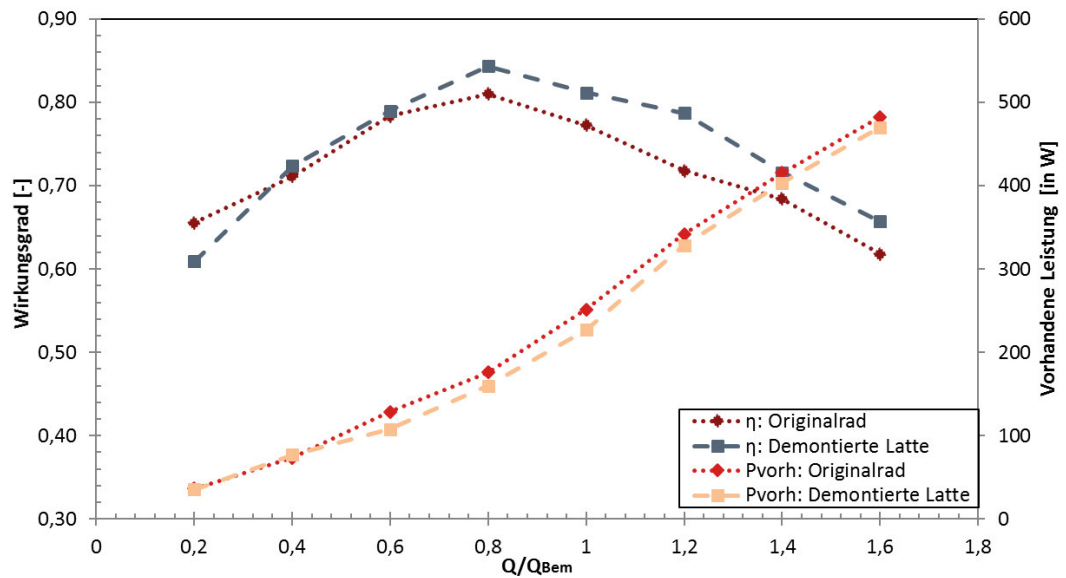


Abbildung 96 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 6,2 1/min

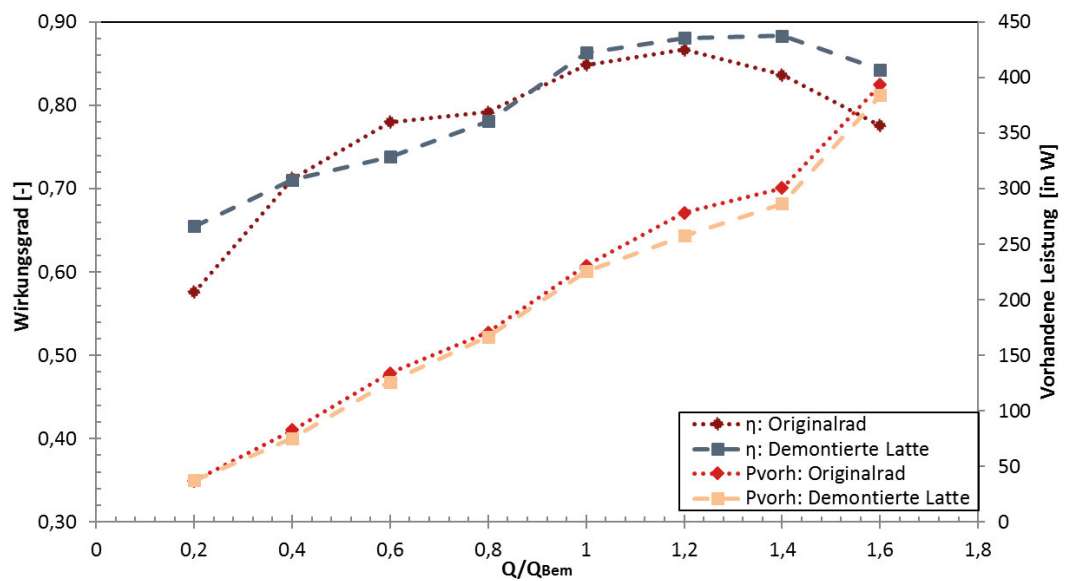
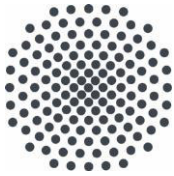


Abbildung 97 Maximale Wirkungsgrade (Primärachse) und vorhandene Leistungen (Sekundärachse) mit 50 Schaufeln und 25 Schaufeln bei 9,0 1/min



Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 61
70569 Stuttgart (Vaihingen)
Telefon (0711) 685 - 64717/64749/64752/64679
Telefax (0711) 685 - 67020 o. 64746 o. 64681
E-Mail: iws@iws.uni-stuttgart.de
<http://www.iws.uni-stuttgart.de>

Direktoren

Prof. Dr. rer. nat. Dr.-Ing. András Bárdossy
Prof. Dr.-Ing. Rainer Helmig
Prof. Dr.-Ing. Silke Wieprecht
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Nowak

Vorstand (Stand 1.3.2017)

Prof. Dr. rer. nat. Dr.-Ing. A. Bárdossy
Prof. Dr.-Ing. R. Helmig
Prof. Dr.-Ing. S. Wieprecht
Prof. Dr. J.A. Sander Huisman
Jürgen Braun, PhD
apl. Prof. Dr.-Ing. H. Class
Dr.-Ing. H.-P. Koschitzky
Dr.-Ing. M. Noack
Prof. Dr.-Ing. W. Nowak
Dr. rer. nat. J. Seidel
Dr.-Ing. K. Terheiden
Dr.-Ing. habil. Sergey Oladyshkin

Emeriti

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. E.h. Jürgen Giesecke
Prof. Dr.h.c. Dr.-Ing. E.h. Helmut Kobus, PhD

Lehrstuhl für Wasserbau und Wassermengenwirtschaft

Leiter: Prof. Dr.-Ing. Silke Wieprecht
Stellv.: Dr.-Ing. Kristina Terheiden
Versuchsanstalt für Wasserbau
Leiter: Dr.-Ing. Markus Noack

Lehrstuhl für Hydromechanik und Hydrosystemmodellierung

Leiter: Prof. Dr.-Ing. Rainer Helmig
Stellv.: apl. Prof. Dr.-Ing. Holger Class

Lehrstuhl für Hydrologie und Geohydrologie

Leiter: Prof. Dr. rer. nat. Dr.-Ing. András Bárdossy
Stellv.: Dr. rer. nat. Jochen Seidel
Hydrogeophysik der Vadosen Zone
(mit Forschungszentrum Jülich)
Leiter: Prof. Dr. J.A. Sander Huisman

Lehrstuhl für Stochastische Simulation und Sicherheitsforschung für Hydrosysteme

Leiter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Nowak
Stellv.: Dr.-Ing. habil. Sergey Oladyshkin

VEGAS, Versuchseinrichtung zur Grundwasser- und Altlastensanierung

Leitung: Jürgen Braun, PhD, AD
Dr.-Ing. Hans-Peter Koschitzky, AD

Verzeichnis der Mitteilungshefte

- 1 Röhnisch, Arthur: *Die Bemühungen um eine Wasserbauliche Versuchsanstalt an der Technischen Hochschule Stuttgart*, und Fattah Abouleid, Abdel: *Beitrag zur Berechnung einer in lockeren Sand gerammten, zweifach verankerten Spundwand*, 1963
- 2 Marotz, Günter: *Beitrag zur Frage der Standfestigkeit von dichten Asphaltbelägen im Großwasserbau*, 1964
- 3 Gurr, Siegfried: *Beitrag zur Berechnung zusammengesetzter ebener Flächentragwerke unter besonderer Berücksichtigung ebener Stauwände, mit Hilfe von Randwert- und Lastwertmatrizen*, 1965
- 4 Plica, Peter: *Ein Beitrag zur Anwendung von Schalenkonstruktionen im Stahlwasserbau*, und Petrikat, Kurt: *Möglichkeiten und Grenzen des wasserbaulichen Versuchswesens*, 1966

- 5 Plate, Erich: *Beitrag zur Bestimmung der Windgeschwindigkeitsverteilung in der durch eine Wand gestörten bodennahen Luftschicht*, und
Röhnisch, Arthur; Marotz, Günter: *Neue Baustoffe und Bauausführungen für den Schutz der Böschungen und der Sohle von Kanälen, Flüssen und Häfen; Gestehungskosten und jeweilige Vorteile*, sowie
Unny, T.E.: *Schwingungsuntersuchungen am Kegelstrahlschieber*, 1967
- 6 Seiler, Erich: *Die Ermittlung des Anlagenwertes der bundeseigenen Binnenschiffahrtsstraßen und Talsperren und des Anteils der Binnenschifffahrt an diesem Wert*, 1967
- 7 *Sonderheft anlässlich des 65. Geburtstages von Prof. Arthur Röhnisch mit Beiträgen von*
Benk, Dieter; Breitling, J.; Gurr, Siegfried; Haberhauer, Robert; Honekamp, Hermann; Kuz, Klaus Dieter; Marotz, Günter; Mayer-Vorfelder, Hans-Jörg; Miller, Rudolf; Plate, Erich J.; Radomski, Helge; Schwarz, Helmut; Vollmer, Ernst; Wildenhahn, Eberhard; 1967
- 8 Jumikis, Alfred: *Beitrag zur experimentellen Untersuchung des Wassernachschubs in einem gefrierenden Boden und die Beurteilung der Ergebnisse*, 1968
- 9 Marotz, Günter: *Technische Grundlagen einer Wasserspeicherung im natürlichen Untergrund*, 1968
- 10 Radomski, Helge: *Untersuchungen über den Einfluß der Querschnittsform wellenförmiger Spundwände auf die statischen und rammtechnischen Eigenschaften*, 1968
- 11 Schwarz, Helmut: *Die Grenztragfähigkeit des Baugrundes bei Einwirkung vertikal gezogener Ankerplatten als zweidimensionales Bruchproblem*, 1969
- 12 Erbel, Klaus: *Ein Beitrag zur Untersuchung der Metamorphose von Mittelgebirgsschneedecken unter besonderer Berücksichtigung eines Verfahrens zur Bestimmung der thermischen Schneequalität*, 1969
- 13 Westhaus, Karl-Heinz: *Der Strukturwandel in der Binnenschifffahrt und sein Einfluß auf den Ausbau der Binnenschiffskanäle*, 1969
- 14 Mayer-Vorfelder, Hans-Jörg: *Ein Beitrag zur Berechnung des Erdwiderstandes unter Ansatz der logarithmischen Spirale als Gleitflächenfunktion*, 1970
- 15 Schulz, Manfred: *Berechnung des räumlichen Erddruckes auf die Wandung kreiszylindrischer Körper*, 1970
- 16 Mobasseri, Manoutschehr: *Die Rippenstützmauer. Konstruktion und Grenzen ihrer Standicherheit*, 1970
- 17 Benk, Dieter: *Ein Beitrag zum Betrieb und zur Bemessung von Hochwasserrückhaltebecken*, 1970
- 18 Gàl, Attila: *Bestimmung der mitschwingenden Wassermasse bei überströmten Fischbauchklappen mit kreiszylindrischem Staublech*, 1971, vergriffen
- 19 Kuz, Klaus Dieter: *Ein Beitrag zur Frage des Einsetzens von Kavitationserscheinungen in einer Düsenströmung bei Berücksichtigung der im Wasser gelösten Gase*, 1971, vergriffen
- 20 Schaak, Hartmut: *Verteilleitungen von Wasserkraftanlagen*, 1971
- 21 *Sonderheft zur Eröffnung der neuen Versuchsanstalt des Instituts für Wasserbau der Universität Stuttgart mit Beiträgen von*
Brombach, Hansjörg; Dirksen, Wolfram; Gàl, Attila; Gerlach, Reinhard; Giesecke, Jürgen; Holthoff, Franz-Josef; Kuz, Klaus Dieter; Marotz, Günter; Minor, Hans-Erwin; Petrikat, Kurt; Röhnisch, Arthur; Rueff, Helge; Schwarz, Helmut; Vollmer, Ernst; Wildenhahn, Eberhard; 1972
- 22 Wang, Chung-su: *Ein Beitrag zur Berechnung der Schwingungen an Kegelstrahlschiebern*, 1972
- 23 Mayer-Vorfelder, Hans-Jörg: *Erdwiderstandsbeiwerte nach dem Ohde-Variationsverfahren*, 1972
- 24 Minor, Hans-Erwin: *Beitrag zur Bestimmung der Schwingungsanfachungsfunktionen überströmter Stauklappen*, 1972, vergriffen
- 25 Brombach, Hansjörg: *Untersuchung strömungsmechanischer Elemente (Fluidik) und die Möglichkeit der Anwendung von Wirbelkammerelementen im Wasserbau*, 1972, vergriffen
- 26 Wildenhahn, Eberhard: *Beitrag zur Berechnung von Horizontalfilterbrunnen*, 1972

- 27 Steinlein, Helmut: *Die Eliminierung der Schwebstoffe aus Flußwasser zum Zweck der unterirdischen Wasserspeicherung, gezeigt am Beispiel der Iller*, 1972
- 28 Holthoff, Franz Josef: *Die Überwindung großer Hubhöhen in der Binnenschifffahrt durch Schwimmerhebewerke*, 1973
- 29 Röder, Karl: *Einwirkungen aus Baugrundbewegungen auf trog- und kastenförmige Konstruktionen des Wasser- und Tunnelbaues*, 1973
- 30 Kretschmer, Heinz: *Die Bemessung von Bogenstaumauern in Abhängigkeit von der Talform*, 1973
- 31 Honekamp, Hermann: *Beitrag zur Berechnung der Montage von Unterwasserpipelines*, 1973
- 32 Giesecke, Jürgen: *Die Wirbelkammertriode als neuartiges Steuerorgan im Wasserbau*, und Brombach, Hansjörg: *Entwicklung, Bauformen, Wirkungsweise und Steuereigenschaften von Wirbelkammerverstärkern*, 1974
- 33 Rueff, Helge: *Untersuchung der schwingungserregenden Kräfte an zwei hintereinander angeordneten Tiefschützen unter besonderer Berücksichtigung von Kavitation*, 1974
- 34 Röhnisch, Arthur: *Einpreßversuche mit Zementmörtel für Spannbeton - Vergleich der Ergebnisse von Modellversuchen mit Ausführungen in Hüllwellrohren*, 1975
- 35 *Sonderheft anlässlich des 65. Geburtstages von Prof. Dr.-Ing. Kurt Petrikat mit Beiträgen von:* Brombach, Hansjörg; Erbel, Klaus; Flinspach, Dieter; Fischer jr., Richard; Gàl, Attila; Gerlach, Reinhard; Giesecke, Jürgen; Haberhauer, Robert; Hafner Edzard; Hausenblas, Bernhard; Horlacher, Hans-Burkhard; Hutarew, Andreas; Knoll, Manfred; Krummet, Ralph; Marotz, Günter; Merkle, Theodor; Miller, Christoph; Minor, Hans-Erwin; Neumayer, Hans; Rao, Syamala; Rath, Paul; Rueff, Helge; Ruppert, Jürgen; Schwarz, Wolfgang; Topal-Gökceli, Mehmet; Vollmer, Ernst; Wang, Chung-su; Weber, Hans-Georg; 1975
- 36 Berger, Jochum: *Beitrag zur Berechnung des Spannungszustandes in rotationssymmetrisch belasteten Kugelschalen veränderlicher Wandstärke unter Gas- und Flüssigkeitsdruck durch Integration schwach singulärer Differentialgleichungen*, 1975
- 37 Dirksen, Wolfram: *Berechnung instationärer Abflußvorgänge in gestauten Gerinnen mittels Differenzenverfahren und die Anwendung auf Hochwasserrückhaltebecken*, 1976
- 38 Horlacher, Hans-Burkhard: *Berechnung instationärer Temperatur- und Wärmespannungsfelder in langen mehrschichtigen Hohlzylindern*, 1976
- 39 Hafner, Edzard: *Untersuchung der hydrodynamischen Kräfte auf Baukörper im Tiefwasserbereich des Meeres*, 1977, ISBN 3-921694-39-6
- 40 Ruppert, Jürgen: *Über den Axialwirbelkammerverstärker für den Einsatz im Wasserbau*, 1977, ISBN 3-921694-40-X
- 41 Hutarew, Andreas: *Beitrag zur Beeinflussbarkeit des Sauerstoffgehalts in Fließgewässern an Abstürzen und Wehren*, 1977, ISBN 3-921694-41-8, vergriffen
- 42 Miller, Christoph: *Ein Beitrag zur Bestimmung der schwingungserregenden Kräfte an unterströmten Wehren*, 1977, ISBN 3-921694-42-6
- 43 Schwarz, Wolfgang: *Druckstoßberechnung unter Berücksichtigung der Radial- und Längsverschiebungen der Rohrwandung*, 1978, ISBN 3-921694-43-4
- 44 Kinzelbach, Wolfgang: *Numerische Untersuchungen über den optimalen Einsatz variabler Kühlsysteme einer Kraftwerkskette am Beispiel Oberrhein*, 1978, ISBN 3-921694-44-2
- 45 Barczewski, Baldur: *Neue Meßmethoden für Wasser-Luftgemische und deren Anwendung auf zweiphasige Auftriebsstrahlen*, 1979, ISBN 3-921694-45-0
- 46 Neumayer, Hans: *Untersuchung der Strömungsvorgänge in radialen Wirbelkammerverstärkern*, 1979, ISBN 3-921694-46-9
- 47 Elalfy, Youssef-Elhassan: *Untersuchung der Strömungsvorgänge in Wirbelkammerdioden und -drosseln*, 1979, ISBN 3-921694-47-7
- 48 Brombach, Hansjörg: *Automatisierung der Bewirtschaftung von Wasserspeichern*, 1981, ISBN 3-921694-48-5
- 49 Geldner, Peter: *Deterministische und stochastische Methoden zur Bestimmung der Selbstdichtung von Gewässern*, 1981, ISBN 3-921694-49-3, vergriffen

- 50 Mehlhorn, Hans: *Temperaturveränderungen im Grundwasser durch Brauchwassereinleitungen*, 1982, ISBN 3-921694-50-7, vergriffen
- 51 Hafner, Edzard: *Rohrleitungen und Behälter im Meer*, 1983, ISBN 3-921694-51-5
- 52 Rinnert, Bernd: *Hydrodynamische Dispersion in porösen Medien: Einfluß von Dichteunterschieden auf die Vertikalvermischung in horizontaler Strömung*, 1983, ISBN 3-921694-52-3, vergriffen
- 53 Lindner, Wulf: *Steuerung von Grundwasserentnahmen unter Einhaltung ökologischer Kriterien*, 1983, ISBN 3-921694-53-1, vergriffen
- 54 Herr, Michael; Herzer, Jörg; Kinzelbach, Wolfgang; Kobus, Helmut; Rinnert, Bernd: *Methoden zur rechnerischen Erfassung und hydraulischen Sanierung von Grundwasserkontaminationen*, 1983, ISBN 3-921694-54-X
- 55 Schmitt, Paul: *Wege zur Automatisierung der Niederschlagsermittlung*, 1984, ISBN 3-921694-55-8, vergriffen
- 56 Müller, Peter: *Transport und selektive Sedimentation von Schwebstoffen bei gestautem Abfluß*, 1985, ISBN 3-921694-56-6
- 57 El-Qawasmeh, Fuad: *Möglichkeiten und Grenzen der Tropfbewässerung unter besonderer Berücksichtigung der Verstopfungsanfälligkeit der Tropfelemente*, 1985, ISBN 3-921694-57-4, vergriffen
- 58 Kirchenbaur, Klaus: *Mikroprozessorgesteuerte Erfassung instationärer Druckfelder am Beispiel seegangsbelasteter Baukörper*, 1985, ISBN 3-921694-58-2
- 59 Kobus, Helmut (Hrsg.): *Modellierung des großräumigen Wärme- und Schadstofftransports im Grundwasser*, Tätigkeitsbericht 1984/85 (DFG-Forschergruppe an den Universitäten Hohenheim, Karlsruhe und Stuttgart), 1985, ISBN 3-921694-59-0, vergriffen
- 60 Spitz, Karlheinz: *Dispersion in porösen Medien: Einfluß von Inhomogenitäten und Dichteunterschieden*, 1985, ISBN 3-921694-60-4, vergriffen
- 61 Kobus, Helmut: *An Introduction to Air-Water Flows in Hydraulics*, 1985, ISBN 3-921694-61-2
- 62 Kaleris, Vassilios: *Erfassung des Austausches von Oberflächen- und Grundwasser in horizontalebene Grundwassermodellen*, 1986, ISBN 3-921694-62-0
- 63 Herr, Michael: *Grundlagen der hydraulischen Sanierung verunreinigter Porengrundwasserleiter*, 1987, ISBN 3-921694-63-9
- 64 Marx, Walter: *Berechnung von Temperatur und Spannung in Massenbeton infolge Hydratation*, 1987, ISBN 3-921694-64-7
- 65 Koschitzky, Hans-Peter: *Dimensionierungskonzept für Sohlbelüfter in Schußrinnen zur Vermeidung von Kavitationsschäden*, 1987, ISBN 3-921694-65-5
- 66 Kobus, Helmut (Hrsg.): *Modellierung des großräumigen Wärme- und Schadstofftransports im Grundwasser*, Tätigkeitsbericht 1986/87 (DFG-Forschergruppe an den Universitäten Hohenheim, Karlsruhe und Stuttgart) 1987, ISBN 3-921694-66-3
- 67 Söll, Thomas: *Berechnungsverfahren zur Abschätzung anthropogener Temperaturanomalien im Grundwasser*, 1988, ISBN 3-921694-67-1
- 68 Dittrich, Andreas; Westrich, Bernd: *Bodenseeufenerosion, Bestandsaufnahme und Bewertung*, 1988, ISBN 3-921694-68-X, vergriffen
- 69 Huwe, Bernd; van der Ploeg, Rienk R.: *Modelle zur Simulation des Stickstoffhaushaltes von Standorten mit unterschiedlicher landwirtschaftlicher Nutzung*, 1988, ISBN 3-921694-69-8, vergriffen
- 70 Stephan, Karl: *Integration elliptischer Funktionen*, 1988, ISBN 3-921694-70-1
- 71 Kobus, Helmut; Zilliox, Lothaire (Hrsg.): *Nitratbelastung des Grundwassers, Auswirkungen der Landwirtschaft auf die Grundwasser- und Rohwasserbeschaffenheit und Maßnahmen zum Schutz des Grundwassers*. Vorträge des deutsch-französischen Kolloquiums am 6. Oktober 1988, Universitäten Stuttgart und Louis Pasteur Strasbourg (Vorträge in deutsch oder französisch, Kurzfassungen zweisprachig), 1988, ISBN 3-921694-71-X

- 72 Soyeaux, Renald: *Unterströmung von Stauanlagen auf klüftigem Untergrund unter Berücksichtigung laminarer und turbulenter Fließzustände*, 1991, ISBN 3-921694-72-8
- 73 Kohane, Roberto: *Berechnungsmethoden für Hochwasserabfluß in Fließgewässern mit überströmten Vorländern*, 1991, ISBN 3-921694-73-6
- 74 Hassinger, Reinhard: *Beitrag zur Hydraulik und Bemessung von Blocksteinrampen in flexibler Bauweise*, 1991, ISBN 3-921694-74-4, vergriffen
- 75 Schäfer, Gerhard: *Einfluß von Schichtenstrukturen und lokalen Einlagerungen auf die Längsdispersion in Porengrundwasserleitern*, 1991, ISBN 3-921694-75-2
- 76 Giesecke, Jürgen: *Vorträge, Wasserwirtschaft in stark besiedelten Regionen; Umweltforschung mit Schwerpunkt Wasserwirtschaft*, 1991, ISBN 3-921694-76-0
- 77 Huwe, Bernd: *Deterministische und stochastische Ansätze zur Modellierung des Stickstoffhaushalts landwirtschaftlich genutzter Flächen auf unterschiedlichem Skalenniveau*, 1992, ISBN 3-921694-77-9, vergriffen
- 78 Rommel, Michael: *Verwendung von Kluftdaten zur realitätsnahen Generierung von Kluftnetzen mit anschließender laminar-turbulenter Strömungsberechnung*, 1993, ISBN 3-92 1694-78-7
- 79 Marschall, Paul: *Die Ermittlung lokaler Stofffrachten im Grundwasser mit Hilfe von Einbohrloch-Meßverfahren*, 1993, ISBN 3-921694-79-5, vergriffen
- 80 Ptak, Thomas: *Stofftransport in heterogenen Porenaquiferen: Felduntersuchungen und stochastische Modellierung*, 1993, ISBN 3-921694-80-9, vergriffen
- 81 Haakh, Frieder: *Transientes Strömungsverhalten in Wirbelkammern*, 1993, ISBN 3-921694-81-7
- 82 Kobus, Helmut; Cirpka, Olaf; Barczewski, Baldur; Koschitzky, Hans-Peter: *Versuchseinrichtung zur Grundwasser- und Altlastensanierung VEGAS, Konzeption und Programmrahmen*, 1993, ISBN 3-921694-82-5
- 83 Zang, Weidong: *Optimaler Echtzeit-Betrieb eines Speichers mit aktueller Abflußregenerierung*, 1994, ISBN 3-921694-83-3, vergriffen
- 84 Franke, Hans-Jörg: *Stochastische Modellierung eines flächenhaften Stoffeintrages und Transports in Grundwasser am Beispiel der Pflanzenschutzmittelproblematik*, 1995, ISBN 3-921694-84-1
- 85 Lang, Ulrich: *Simulation regionaler Strömungs- und Transportvorgänge in Karstaquiferen mit Hilfe des Doppelkontinuum-Ansatzes: Methodenentwicklung und Parameteridentifikation*, 1995, ISBN 3-921694-85-X, vergriffen
- 86 Helmig, Rainer: *Einführung in die Numerischen Methoden der Hydromechanik*, 1996, ISBN 3-921694-86-8, vergriffen
- 87 Cirpka, Olaf: *CONTRACT: A Numerical Tool for Contaminant Transport and Chemical Transformations - Theory and Program Documentation -*, 1996, ISBN 3-921694-87-6
- 88 Haberlandt, Uwe: *Stochastische Synthese und Regionalisierung des Niederschlages für Schmutzfrachtberechnungen*, 1996, ISBN 3-921694-88-4
- 89 Croisé, Jean: *Extraktion von flüchtigen Chemikalien aus natürlichen Lockergesteinen mittels erzwungener Luftströmung*, 1996, ISBN 3-921694-89-2, vergriffen
- 90 Jorde, Klaus: *Ökologisch begründete, dynamische Mindestwasserregelungen bei Ausleitungskraftwerken*, 1997, ISBN 3-921694-90-6, vergriffen
- 91 Helmig, Rainer: *Gekoppelte Strömungs- und Transportprozesse im Untergrund - Ein Beitrag zur Hydrosystemmodellierung-*, 1998, ISBN 3-921694-91-4, vergriffen
- 92 Emmert, Martin: *Numerische Modellierung nichtisothermer Gas-Wasser Systeme in porösen Medien*, 1997, ISBN 3-921694-92-2
- 93 Kern, Ulrich: *Transport von Schweb- und Schadstoffen in staugeregelten Fließgewässern am Beispiel des Neckars*, 1997, ISBN 3-921694-93-0, vergriffen
- 94 Förster, Georg: *Druckstoßdämpfung durch große Luftblasen in Hochpunkten von Rohrleitungen* 1997, ISBN 3-921694-94-9

- 95 Cirpka, Olaf: *Numerische Methoden zur Simulation des reaktiven Mehrkomponententransports im Grundwasser*, 1997, ISBN 3-921694-95-7, vergriffen
- 96 Färber, Arne: *Wärmetransport in der ungesättigten Bodenzone: Entwicklung einer thermischen In-situ-Sanierungstechnologie*, 1997, ISBN 3-921694-96-5
- 97 Betz, Christoph: *Wasserdampfdestillation von Schadstoffen im porösen Medium: Entwicklung einer thermischen In-situ-Sanierungstechnologie*, 1998, SBN 3-921694-97-3
- 98 Xu, Yichun: *Numerical Modeling of Suspended Sediment Transport in Rivers*, 1998, ISBN 3-921694-98-1, vergriffen
- 99 Wüst, Wolfgang: *Geochemische Untersuchungen zur Sanierung CKW-kontaminierter Aquifere mit Fe(0)-Reaktionswänden*, 2000, ISBN 3-933761-02-2
- 100 Sheta, Hussam: *Simulation von Mehrphasenvorgängen in porösen Medien unter Einbeziehung von Hysterese-Effekten*, 2000, ISBN 3-933761-03-4
- 101 Ayros, Edwin: *Regionalisierung extremer Abflüsse auf der Grundlage statistischer Verfahren*, 2000, ISBN 3-933761-04-2, vergriffen
- 102 Huber, Ralf: *Compositional Multiphase Flow and Transport in Heterogeneous Porous Media*, 2000, ISBN 3-933761-05-0
- 103 Braun, Christopherus: *Ein Upscaling-Verfahren für Mehrphasenströmungen in porösen Medien*, 2000, ISBN 3-933761-06-9
- 104 Hofmann, Bernd: *Entwicklung eines rechnergestützten Managementsystems zur Beurteilung von Grundwasserschadensfällen*, 2000, ISBN 3-933761-07-7
- 105 Class, Holger: *Theorie und numerische Modellierung nichtisothermer Mehrphasenprozesse in NAPL-kontaminierten porösen Medien*, 2001, ISBN 3-933761-08-5
- 106 Schmidt, Reinhard: *Wasserdampf- und Heißluftinjektion zur thermischen Sanierung kontaminierter Standorte*, 2001, ISBN 3-933761-09-3
- 107 Josef, Reinhold: *Schadstoffextraktion mit hydraulischen Sanierungsverfahren unter Anwendung von grenzflächenaktiven Stoffen*, 2001, ISBN 3-933761-10-7
- 108 Schneider, Matthias: *Habitat- und Abflussmodellierung für Fließgewässer mit unscharfen Berechnungsansätzen*, 2001, ISBN 3-933761-11-5
- 109 Rathgeb, Andreas: *Hydrodynamische Bemessungsgrundlagen für Lockerdeckwerke an überströmbaren Erddämmen*, 2001, ISBN 3-933761-12-3
- 110 Lang, Stefan: *Parallele numerische Simulation instationärer Probleme mit adaptiven Methoden auf unstrukturierten Gittern*, 2001, ISBN 3-933761-13-1
- 111 Appt, Jochen; Stumpp Simone: *Die Bodensee-Messkampagne 2001, IWS/CWR Lake Constance Measurement Program 2001*, 2002, ISBN 3-933761-14-X
- 112 Heimerl, Stephan: *Systematische Beurteilung von Wasserkraftprojekten*, 2002, ISBN 3-933761-15-8, vergriffen
- 113 Iqbal, Amin: *On the Management and Salinity Control of Drip Irrigation*, 2002, ISBN 3-933761-16-6
- 114 Silberhorn-Hemminger, Annette: *Modellierung von Kluftaquifersystemen: Geostatistische Analyse und deterministisch-stochastische Kluftgenerierung*, 2002, ISBN 3-933761-17-4
- 115 Winkler, Angela: *Prozesse des Wärme- und Stofftransports bei der In-situ-Sanierung mit festen Wärmequellen*, 2003, ISBN 3-933761-18-2
- 116 Marx, Walter: *Wasserkraft, Bewässerung, Umwelt - Planungs- und Bewertungsschwerpunkte der Wasserbewirtschaftung*, 2003, ISBN 3-933761-19-0
- 117 Hinkelmann, Reinhard: *Efficient Numerical Methods and Information-Processing Techniques in Environment Water*, 2003, ISBN 3-933761-20-4
- 118 Samaniego-Eguiguren, Luis Eduardo: *Hydrological Consequences of Land Use / Land Cover and Climatic Changes in Mesoscale Catchments*, 2003, ISBN 3-933761-21-2
- 119 Neunhäuserer, Lina: *Diskretisierungsansätze zur Modellierung von Strömungs- und Transportprozessen in geklüftet-porösen Medien*, 2003, ISBN 3-933761-22-0
- 120 Paul, Maren: *Simulation of Two-Phase Flow in Heterogeneous Poros Media with Adaptive Methods*, 2003, ISBN 3-933761-23-9

- 121 Ehret, Uwe: *Rainfall and Flood Nowcasting in Small Catchments using Weather Radar*, 2003, ISBN 3-933761-24-7
- 122 Haag, Ingo: *Der Sauerstoffhaushalt staugeregelter Flüsse am Beispiel des Neckars - Analysen, Experimente, Simulationen -*, 2003, ISBN 3-933761-25-5
- 123 Appt, Jochen: *Analysis of Basin-Scale Internal Waves in Upper Lake Constance*, 2003, ISBN 3-933761-26-3
- 124 Hrsg.: Schrenk, Volker; Batereau, Katrin; Barczewski, Baldur; Weber, Karolin und Koschitzky, Hans-Peter: *Symposium Ressource Fläche und VEGAS - Statuskolloquium 2003, 30. September und 1. Oktober 2003*, 2003, ISBN 3-933761-27-1
- 125 Omar Khalil Ouda: *Optimisation of Agricultural Water Use: A Decision Support System for the Gaza Strip*, 2003, ISBN 3-933761-28-0
- 126 Batereau, Katrin: *Sensorbasierte Bodenluftmessung zur Vor-Ort-Erkundung von Schadensherden im Untergrund*, 2004, ISBN 3-933761-29-8
- 127 Witt, Oliver: *Erosionsstabilität von Gewässersedimenten mit Auswirkung auf den Stofftransport bei Hochwasser am Beispiel ausgewählter Stauhaltungen des Oberrheins*, 2004, ISBN 3-933761-30-1
- 128 Jakobs, Hartmut: *Simulation nicht-isothermer Gas-Wasser-Prozesse in komplexen Kluft-Matrix-Systemen*, 2004, ISBN 3-933761-31-X
- 129 Li, Chen-Chien: *Deterministisch-stochastisches Berechnungskonzept zur Beurteilung der Auswirkungen erosiver Hochwasserereignisse in Flusstauhaltungen*, 2004, ISBN 3-933761-32-8
- 130 Reichenberger, Volker; Helmig, Rainer; Jakobs, Hartmut; Bastian, Peter; Niessner, Jennifer: *Complex Gas-Water Processes in Discrete Fracture-Matrix Systems: Up-scaling, Mass-Conservative Discretization and Efficient Multilevel Solution*, 2004, ISBN 3-933761-33-6
- 131 Hrsg.: Barczewski, Baldur; Koschitzky, Hans-Peter; Weber, Karolin; Wege, Ralf: *VEGAS - Statuskolloquium 2004*, Tagungsband zur Veranstaltung am 05. Oktober 2004 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2004, ISBN 3-933761-34-4
- 132 Asie, Kemal Jabir: *Finite Volume Models for Multiphase Multicomponent Flow through Porous Media*. 2005, ISBN 3-933761-35-2
- 133 Jacoub, George: *Development of a 2-D Numerical Module for Particulate Contaminant Transport in Flood Retention Reservoirs and Impounded Rivers*, 2004, ISBN 3-933761-36-0
- 134 Nowak, Wolfgang: *Geostatistical Methods for the Identification of Flow and Transport Parameters in the Subsurface*, 2005, ISBN 3-933761-37-9
- 135 Süß, Mia: *Analysis of the influence of structures and boundaries on flow and transport processes in fractured porous media*, 2005, ISBN 3-933761-38-7
- 136 Jose, Surabhin Chackiath: *Experimental Investigations on Longitudinal Dispersive Mixing in Heterogeneous Aquifers*, 2005, ISBN: 3-933761-39-5
- 137 Filiz, Fulya: *Linking Large-Scale Meteorological Conditions to Floods in Mesoscale Catchments*, 2005, ISBN 3-933761-40-9
- 138 Qin, Minghao: *Wirklichkeitsnahe und recheneffiziente Ermittlung von Temperatur und Spannungen bei großen RCC-Staumauern*, 2005, ISBN 3-933761-41-7
- 139 Kobayashi, Kenichiro: *Optimization Methods for Multiphase Systems in the Subsurface - Application to Methane Migration in Coal Mining Areas*, 2005, ISBN 3-933761-42-5
- 140 Rahman, Md. Arifur: *Experimental Investigations on Transverse Dispersive Mixing in Heterogeneous Porous Media*, 2005, ISBN 3-933761-43-3
- 141 Schrenk, Volker: *Ökobilanzen zur Bewertung von Altlastensanierungsmaßnahmen*, 2005, ISBN 3-933761-44-1
- 142 Hundecha, Hirpa Yeshewatesfa: *Regionalization of Parameters of a Conceptual Rainfall-Runoff Model*, 2005, ISBN: 3-933761-45-X
- 143 Wege, Ralf: *Untersuchungs- und Überwachungsmethoden für die Beurteilung natürlicher Selbstreinigungsprozesse im Grundwasser*, 2005, ISBN 3-933761-46-8

- 144 Breiting, Thomas: *Techniken und Methoden der Hydroinformatik - Modellierung von komplexen Hydrosystemen im Untergrund*, 2006, ISBN 3-933761-47-6
- 145 Hrsg.: Braun, Jürgen; Koschitzky, Hans-Peter; Müller, Martin: *Ressource Untergrund: 10 Jahre VEGAS: Forschung und Technologieentwicklung zum Schutz von Grundwasser und Boden*, Tagungsband zur Veranstaltung am 28. und 29. September 2005 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2005, ISBN 3-933761-48-4
- 146 Rojanschi, Vlad: *Abflusskonzentration in mesoskaligen Einzugsgebieten unter Berücksichtigung des Sickerraumes*, 2006, ISBN 3-933761-49-2
- 147 Winkler, Nina Simone: *Optimierung der Steuerung von Hochwasserrückhaltebeckensystemen*, 2006, ISBN 3-933761-50-6
- 148 Wolf, Jens: *Räumlich differenzierte Modellierung der Grundwasserströmung alluvialer Aquifere für mesoskalige Einzugsgebiete*, 2006, ISBN: 3-933761-51-4
- 149 Kohler, Beate: *Externe Effekte der Laufwasserkraftnutzung*, 2006, ISBN 3-933761-52-2
- 150 Hrsg.: Braun, Jürgen; Koschitzky, Hans-Peter; Stuhmann, Matthias: *VEGAS-Statuskolloquium 2006*, Tagungsband zur Veranstaltung am 28. September 2006 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2006, ISBN 3-933761-53-0
- 151 Niessner, Jennifer: *Multi-Scale Modeling of Multi-Phase - Multi-Component Processes in Heterogeneous Porous Media*, 2006, ISBN 3-933761-54-9
- 152 Fischer, Markus: *Beanspruchung eingeeerdeter Rohrleitungen infolge Austrocknung bindiger Böden*, 2006, ISBN 3-933761-55-7
- 153 Schneck, Alexander: *Optimierung der Grundwasserbewirtschaftung unter Berücksichtigung der Belange der Wasserversorgung, der Landwirtschaft und des Naturschutzes*, 2006, ISBN 3-933761-56-5
- 154 Das, Tapash: *The Impact of Spatial Variability of Precipitation on the Predictive Uncertainty of Hydrological Models*, 2006, ISBN 3-33761-57-3
- 155 Bielinski, Andreas: *Numerical Simulation of CO₂ sequestration in geological formations*, 2007, ISBN 3-933761-58-1
- 156 Mödinger, Jens: *Entwicklung eines Bewertungs- und Entscheidungsunterstützungssystems für eine nachhaltige regionale Grundwasserbewirtschaftung*, 2006, ISBN 3-933761-60-3
- 157 Manthey, Sabine: *Two-phase flow processes with dynamic effects in porous media - parameter estimation and simulation*, 2007, ISBN 3-933761-61-1
- 158 Pozos Estrada, Oscar: *Investigation on the Effects of Entrained Air in Pipelines*, 2007, ISBN 3-933761-62-X
- 159 Ochs, Steffen Oliver: *Steam injection into saturated porous media – process analysis including experimental and numerical investigations*, 2007, ISBN 3-933761-63-8
- 160 Marx, Andreas: *Einsatz gekoppelter Modelle und Wetterradar zur Abschätzung von Niederschlagsintensitäten und zur Abflussvorhersage*, 2007, ISBN 3-933761-64-6
- 161 Hartmann, Gabriele Maria: *Investigation of Evapotranspiration Concepts in Hydrological Modelling for Climate Change Impact Assessment*, 2007, ISBN 3-933761-65-4
- 162 Kebede Gurmessa, Tesfaye: *Numerical Investigation on Flow and Transport Characteristics to Improve Long-Term Simulation of Reservoir Sedimentation*, 2007, ISBN 3-933761-66-2
- 163 Trifković, Aleksandar: *Multi-objective and Risk-based Modelling Methodology for Planning, Design and Operation of Water Supply Systems*, 2007, ISBN 3-933761-67-0
- 164 Götzinger, Jens: *Distributed Conceptual Hydrological Modelling - Simulation of Climate, Land Use Change Impact and Uncertainty Analysis*, 2007, ISBN 3-933761-68-9
- 165 Hrsg.: Braun, Jürgen; Koschitzky, Hans-Peter; Stuhmann, Matthias: *VEGAS – Kolloquium 2007*, Tagungsband zur Veranstaltung am 26. September 2007 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2007, ISBN 3-933761-69-7
- 166 Freeman, Beau: *Modernization Criteria Assessment for Water Resources Planning; Klamath Irrigation Project, U.S.*, 2008, ISBN 3-933761-70-0

- 167 Dreher, Thomas: *Selektive Sedimentation von Feinstschwebstoffen in Wechselwirkung mit wandnahen turbulenten Strömungsbedingungen*, 2008, ISBN 3-933761-71-9
- 168 Yang, Wei: *Discrete-Continuous Downscaling Model for Generating Daily Precipitation Time Series*, 2008, ISBN 3-933761-72-7
- 169 Kopecki, Ianina: *Calculational Approach to FST-Hemispheres for Multiparametrical Benthos Habitat Modelling*, 2008, ISBN 3-933761-73-5
- 170 Brommundt, Jürgen: *Stochastische Generierung räumlich zusammenhängender Niederschlagszeitreihen*, 2008, ISBN 3-933761-74-3
- 171 Papafotiou, Alexandros: *Numerical Investigations of the Role of Hysteresis in Heterogeneous Two-Phase Flow Systems*, 2008, ISBN 3-933761-75-1
- 172 He, Yi: *Application of a Non-Parametric Classification Scheme to Catchment Hydrology*, 2008, ISBN 978-3-933761-76-7
- 173 Wagner, Sven: *Water Balance in a Poorly Gauged Basin in West Africa Using Atmospheric Modelling and Remote Sensing Information*, 2008, ISBN 978-3-933761-77-4
- 174 Hrsg.: Braun, Jürgen; Koschitzky, Hans-Peter; Stuhmann, Matthias; Schrenk, Volker: *VEGAS-Kolloquium 2008 Ressource Fläche III*, Tagungsband zur Veranstaltung am 01. Oktober 2008 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2008, ISBN 978-3-933761-78-1
- 175 Patil, Sachin: *Regionalization of an Event Based Nash Cascade Model for Flood Predictions in Ungauged Basins*, 2008, ISBN 978-3-933761-79-8
- 176 Assteerawatt, Anongnart: *Flow and Transport Modelling of Fractured Aquifers based on a Geostatistical Approach*, 2008, ISBN 978-3-933761-80-4
- 177 Karnahl, Joachim Alexander: *2D numerische Modellierung von multifraktionalem Schwebstoff- und Schadstofftransport in Flüssen*, 2008, ISBN 978-3-933761-81-1
- 178 Hiester, Uwe: *Technologieentwicklung zur In-situ-Sanierung der ungesättigten Bodenzone mit festen Wärmequellen*, 2009, ISBN 978-3-933761-82-8
- 179 Laux, Patrick: *Statistical Modeling of Precipitation for Agricultural Planning in the Volta Basin of West Africa*, 2009, ISBN 978-3-933761-83-5
- 180 Ehsan, Saqib: *Evaluation of Life Safety Risks Related to Severe Flooding*, 2009, ISBN 978-3-933761-84-2
- 181 Prohaska, Sandra: *Development and Application of a 1D Multi-Strip Fine Sediment Transport Model for Regulated Rivers*, 2009, ISBN 978-3-933761-85-9
- 182 Kopp, Andreas: *Evaluation of CO₂ Injection Processes in Geological Formations for Site Screening*, 2009, ISBN 978-3-933761-86-6
- 183 Ebigbo, Anozie: *Modelling of biofilm growth and its influence on CO₂ and water (two-phase) flow in porous media*, 2009, ISBN 978-3-933761-87-3
- 184 Freiboth, Sandra: *A phenomenological model for the numerical simulation of multiphase multicomponent processes considering structural alterations of porous media*, 2009, ISBN 978-3-933761-88-0
- 185 Zöllner, Frank: *Implementierung und Anwendung netzfreier Methoden im Konstruktiven Wasserbau und in der Hydromechanik*, 2009, ISBN 978-3-933761-89-7
- 186 Vasin, Milos: *Influence of the soil structure and property contrast on flow and transport in the unsaturated zone*, 2010, ISBN 978-3-933761-90-3
- 187 Li, Jing: *Application of Copulas as a New Geostatistical Tool*, 2010, ISBN 978-3-933761-91-0
- 188 AghaKouchak, Amir: *Simulation of Remotely Sensed Rainfall Fields Using Copulas*, 2010, ISBN 978-3-933761-92-7
- 189 Thapa, Pawan Kumar: *Physically-based spatially distributed rainfall runoff modelling for soil erosion estimation*, 2010, ISBN 978-3-933761-93-4
- 190 Wurms, Sven: *Numerische Modellierung der Sedimentationsprozesse in Retentionsanlagen zur Steuerung von Stoffströmen bei extremen Hochwasserabflussereignissen*, 2011, ISBN 978-3-933761-94-1

- 191 Merkel, Uwe: *Unsicherheitsanalyse hydraulischer Einwirkungen auf Hochwasserschutzdeiche und Steigerung der Leistungsfähigkeit durch adaptive Strömungsmodellierung*, 2011, ISBN 978-3-933761-95-8
- 192 Fritz, Jochen: *A Decoupled Model for Compositional Non-Isothermal Multiphase Flow in Porous Media and Multiphysics Approaches for Two-Phase Flow*, 2010, ISBN 978-3-933761-96-5
- 193 Weber, Karolin (Hrsg.): *12. Treffen junger WissenschaftlerInnen an Wasserbauinstituten*, 2010, ISBN 978-3-933761-97-2
- 194 Bliedernicht, Jan-Geert: *Probability Forecasts of Daily Areal Precipitation for Small River Basins*, 2011, ISBN 978-3-933761-98-9
- 195 Hrsg.: Koschitzky, Hans-Peter; Braun, Jürgen: *VEGAS-Kolloquium 2010 In-situ-Sanierung - Stand und Entwicklung Nano und ISCO -*, Tagungsband zur Veranstaltung am 07. Oktober 2010 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2010, ISBN 978-3-933761-99-6
- 196 Gafurov, Abror: *Water Balance Modeling Using Remote Sensing Information - Focus on Central Asia*, 2010, ISBN 978-3-942036-00-9
- 197 Mackenberg, Sylvia: *Die Quellstärke in der Sickerwasserprognose: Möglichkeiten und Grenzen von Labor- und Freilanduntersuchungen*, 2010, ISBN 978-3-942036-01-6
- 198 Singh, Shailesh Kumar: *Robust Parameter Estimation in Gauged and Ungauged Basins*, 2010, ISBN 978-3-942036-02-3
- 199 Doğan, Mehmet Onur: *Coupling of porous media flow with pipe flow*, 2011, ISBN 978-3-942036-03-0
- 200 Liu, Min: *Study of Topographic Effects on Hydrological Patterns and the Implication on Hydrological Modeling and Data Interpolation*, 2011, ISBN 978-3-942036-04-7
- 201 Geleta, Habtamu Itefa: *Watershed Sediment Yield Modeling for Data Scarce Areas*, 2011, ISBN 978-3-942036-05-4
- 202 Franke, Jörg: *Einfluss der Überwachung auf die Versagenswahrscheinlichkeit von Staustufen*, 2011, ISBN 978-3-942036-06-1
- 203 Bakimchandra, Oinam: *Integrated Fuzzy-GIS approach for assessing regional soil erosion risks*, 2011, ISBN 978-3-942036-07-8
- 204 Alam, Muhammad Mahboob: *Statistical Downscaling of Extremes of Precipitation in Mesoscale Catchments from Different RCMs and Their Effects on Local Hydrology*, 2011, ISBN 978-3-942036-08-5
- 205 Hrsg.: Koschitzky, Hans-Peter; Braun, Jürgen: *VEGAS-Kolloquium 2011 Flache Geothermie - Perspektiven und Risiken*, Tagungsband zur Veranstaltung am 06. Oktober 2011 an der Universität Stuttgart, Campus Stuttgart-Vaihingen, 2011, ISBN 978-3-933761-09-2
- 206 Haslauer, Claus: *Analysis of Real-World Spatial Dependence of Subsurface Hydraulic Properties Using Copulas with a Focus on Solute Transport Behaviour*, 2011, ISBN 978-3-942036-10-8
- 207 Dung, Nguyen Viet: *Multi-objective automatic calibration of hydrodynamic models – development of the concept and an application in the Mekong Delta*, 2011, ISBN 978-3-942036-11-5
- 208 Hung, Nguyen Nghia: *Sediment dynamics in the floodplain of the Mekong Delta, Vietnam*, 2011, ISBN 978-3-942036-12-2
- 209 Kuhlmann, Anna: *Influence of soil structure and root water uptake on flow in the unsaturated zone*, 2012, ISBN 978-3-942036-13-9
- 210 Tuhtan, Jeffrey Andrew: *Including the Second Law Inequality in Aquatic Ecodynamics: A Modeling Approach for Alpine Rivers Impacted by Hydropeaking*, 2012, ISBN 978-3-942036-14-6
- 211 Tolossa, Habtamu: *Sediment Transport Computation Using a Data-Driven Adaptive Neuro-Fuzzy Modelling Approach*, 2012, ISBN 978-3-942036-15-3

- 212 Tatomir, Alexandru-Bodgan: *From Discrete to Continuum Concepts of Flow in Fractured Porous Media*, 2012, ISBN 978-3-942036-16-0
- 213 Erbertseder, Karin: *A Multi-Scale Model for Describing Cancer-Therapeutic Transport in the Human Lung*, 2012, ISBN 978-3-942036-17-7
- 214 Noack, Markus: *Modelling Approach for Interstitial Sediment Dynamics and Reproduction of Gravel Spawning Fish*, 2012, ISBN 978-3-942036-18-4
- 215 De Boer, Cjestmir Volkert: *Transport of Nano Sized Zero Valent Iron Colloids during Injection into the Subsurface*, 2012, ISBN 978-3-942036-19-1
- 216 Pfaff, Thomas: *Processing and Analysis of Weather Radar Data for Use in Hydrology*, 2013, ISBN 978-3-942036-20-7
- 217 Lebreuz, Hans-Henning: *Addressing the Input Uncertainty for Hydrological Modeling by a New Geostatistical Method*, 2013, ISBN 978-3-942036-21-4
- 218 Darcis, Melanie Yvonne: *Coupling Models of Different Complexity for the Simulation of CO₂ Storage in Deep Saline Aquifers*, 2013, ISBN 978-3-942036-22-1
- 219 Beck, Ferdinand: *Generation of Spatially Correlated Synthetic Rainfall Time Series in High Temporal Resolution - A Data Driven Approach*, 2013, ISBN 978-3-942036-23-8
- 220 Guthke, Philipp: *Non-multi-Gaussian spatial structures: Process-driven natural genesis, manifestation, modeling approaches, and influences on dependent processes*, 2013, ISBN 978-3-942036-24-5
- 221 Walter, Lena: *Uncertainty studies and risk assessment for CO₂ storage in geological formations*, 2013, ISBN 978-3-942036-25-2
- 222 Wolff, Markus: *Multi-scale modeling of two-phase flow in porous media including capillary pressure effects*, 2013, ISBN 978-3-942036-26-9
- 223 Mosthaf, Klaus Roland: *Modeling and analysis of coupled porous-medium and free flow with application to evaporation processes*, 2014, ISBN 978-3-942036-27-6
- 224 Leube, Philipp Christoph: *Methods for Physically-Based Model Reduction in Time: Analysis, Comparison of Methods and Application*, 2013, ISBN 978-3-942036-28-3
- 225 Rodríguez Fernández, Jhan Ignacio: *High Order Interactions among environmental variables: Diagnostics and initial steps towards modeling*, 2013, ISBN 978-3-942036-29-0
- 226 Eder, Maria Magdalena: *Climate Sensitivity of a Large Lake*, 2013, ISBN 978-3-942036-30-6
- 227 Greiner, Philipp: *Alkoholinjektion zur In-situ-Sanierung von CKW Schadensherden in Grundwasserleitern: Charakterisierung der relevanten Prozesse auf unterschiedlichen Skalen*, 2014, ISBN 978-3-942036-31-3
- 228 Lauser, Andreas: *Theory and Numerical Applications of Compositional Multi-Phase Flow in Porous Media*, 2014, ISBN 978-3-942036-32-0
- 229 Enzenhöfer, Rainer: *Risk Quantification and Management in Water Production and Supply Systems*, 2014, ISBN 978-3-942036-33-7
- 230 Faigle, Benjamin: *Adaptive modelling of compositional multi-phase flow with capillary pressure*, 2014, ISBN 978-3-942036-34-4
- 231 Oladyshkin, Sergey: *Efficient modeling of environmental systems in the face of complexity and uncertainty*, 2014, ISBN 978-3-942036-35-1
- 232 Sugimoto, Takayuki: *Copula based Stochastic Analysis of Discharge Time Series*, 2014, ISBN 978-3-942036-36-8
- 233 Koch, Jonas: *Simulation, Identification and Characterization of Contaminant Source Architectures in the Subsurface*, 2014, ISBN 978-3-942036-37-5
- 234 Zhang, Jin: *Investigations on Urban River Regulation and Ecological Rehabilitation Measures, Case of Shenzhen in China*, 2014, ISBN 978-3-942036-38-2
- 235 Siebel, Rüdiger: *Experimentelle Untersuchungen zur hydrodynamischen Belastung und Standsicherheit von Deckwerken an überströmbaren Erddämmen*, 2014, ISBN 978-3-942036-39-9

- 236 Baber, Katherina: *Coupling free flow and flow in porous media in biological and technical applications: From a simple to a complex interface description*, 2014, ISBN 978-3-942036-40-5
- 237 Nuske, Klaus Philipp: *Beyond Local Equilibrium — Relaxing local equilibrium assumptions in multiphase flow in porous media*, 2014, ISBN 978-3-942036-41-2
- 238 Geiges, Andreas: *Efficient concepts for optimal experimental design in nonlinear environmental systems*, 2014, ISBN 978-3-942036-42-9
- 239 Schwenck, Nicolas: *An XFEM-Based Model for Fluid Flow in Fractured Porous Media*, 2014, ISBN 978-3-942036-43-6
- 240 Chamorro Chávez, Alejandro: *Stochastic and hydrological modelling for climate change prediction in the Lima region, Peru*, 2015, ISBN 978-3-942036-44-3
- 241 Yulizar: *Investigation of Changes in Hydro-Meteorological Time Series Using a Depth-Based Approach*, 2015, ISBN 978-3-942036-45-0
- 242 Kretschmer, Nicole: *Impacts of the existing water allocation scheme on the Limarí watershed – Chile, an integrative approach*, 2015, ISBN 978-3-942036-46-7
- 243 Kramer, Matthias: *Luftbedarf von Freistrahlturbinen im Gegendruckbetrieb*, 2015, ISBN 978-3-942036-47-4
- 244 Hommel, Johannes: *Modeling biogeochemical and mass transport processes in the sub-surface: Investigation of microbially induced calcite precipitation*, 2016, ISBN 978-3-942036-48-1
- 245 Germer, Kai: *Wasserinfiltration in die ungesättigte Zone eines makroporösen Hanges und deren Einfluss auf die Hangstabilität*, 2016, ISBN 978-3-942036-49-8
- 246 Hörning, Sebastian: *Process-oriented modeling of spatial random fields using copulas*, 2016, ISBN 978-3-942036-50-4
- 247 Jambhekar, Vishal: *Numerical modeling and analysis of evaporative salinization in a coupled free-flow porous-media system*, 2016, ISBN 978-3-942036-51-1
- 248 Huang, Yingchun: *Study on the spatial and temporal transferability of conceptual hydrological models*, 2016, ISBN 978-3-942036-52-8
- 249 Kleinknecht, Simon Matthias: *Migration and retention of a heavy NAPL vapor and remediation of the unsaturated zone*, 2016, ISBN 978-3-942036-53-5
- 250 Kwakye, Stephen Oppong: *Study on the effects of climate change on the hydrology of the West African sub-region*, 2016, ISBN 978-3-942036-54-2
- 251 Kissinger, Alexander: *Basin-Scale Site Screening and Investigation of Possible Impacts of CO₂ Storage on Subsurface Hydrosystems*, 2016, ISBN 978-3-942036-55-9
- 252 Müller, Thomas: *Generation of a Realistic Temporal Structure of Synthetic Precipitation Time Series for Sewer Applications*, 2017, ISBN 978-3-942036-56-6
- 253 Grüninger, Christoph: *Numerical Coupling of Navier-Stokes and Darcy Flow for Soil-Water Evaporation*, 2017, ISBN 978-3-942036-57-3
- 254 Suroso: *Asymmetric Dependence Based Spatial Copula Models: Empirical Investigations and Consequences on Precipitation Fields*, 2017, ISBN 978-3-942036-58-0
- 255 Müller, Thomas; Mosthaf, Tobias; Gunzenhauser, Sarah; Seidel, Jochen; Bárdossy, András: *Grundlagenbericht Niederschlags-Simulator (NiedSim3)*, 2017, ISBN 978-3-942036-59-7
- 256 Mosthaf, Tobias: *New Concepts for Regionalizing Temporal Distributions of Precipitation and for its Application in Spatial Rainfall Simulation*, 2017, ISBN 978-3-942036-60-3
- 257 Fenrich, Eva Katrin: *Entwicklung eines ökologisch-ökonomischen Vernetzungsmodells für Wasserkraftanlagen und Mehrzweckspeicher*, 2018, ISBN 978-3-942036-61-0
- 258 Schmidt, Holger: *Microbial stabilization of lotic fine sediments*, 2018, ISBN 978-3-942036-62-7

- 259 Fetzer, Thomas: *Coupled Free and Porous-Medium Flow Processes Affected by Turbulence and Roughness – Models, Concepts and Analysis*, 2018, ISBN 978-3-942036-63-4
- 260 Schröder, Hans Christoph: *Large-scale High Head Pico Hydropower Potential Assessment*, 2018, ISBN 978-3-942036-64-1
- 261 Bode, Felix: *Early-Warning Monitoring Systems for Improved Drinking Water Resource Protection*, 2018, ISBN 978-3-942036-65-8
- 262 Gebler, Tobias: *Statistische Auswertung von simulierten Talsperrenüberwachungsdaten zur Identifikation von Schadensprozessen an Gewichtsstaumauern*, 2018, ISBN 978-3-942036-66-5
- 263 Harten, Matthias von: *Analyse des Zuppinger-Wasserrades – Hydraulische Optimierungen unter Berücksichtigung ökologischer Aspekte*, 2018, ISBN 978-3-942036-67-2

Die Mitteilungshefte ab der Nr. 134 (Jg. 2005) stehen als pdf-Datei über die Homepage des Instituts: www.iws.uni-stuttgart.de zur Verfügung.