15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

ERHÖHUNG DES JAHRESARBEITSVERMÖGENS VON WASSERKRAFTANLAGEN DURCH GEZIELTES REFURBISHMENT

Helmut BENIGNI , Jürgen SCHIFFER und Helmut JABERG

Technische Universität Graz, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Kopernikus-gasse 24, Tel.: +433168737578, helmut.benigni@tugraz.at, http://www.hfm.tugraz.at

Kurzfassung: Das Refurbishment von Bestandsanlagen ist heutzutage essentiell, um die Anlageneffizienz und die Jahreserzeugung zu steigern. Ein Beispiel dafür ist die Modernisierung und Leistungssteigerung des Kraftwerks Meitingen. Mit der Wirkungsgraderhöhung durch neue Doppel-Francis-Laufräder an drei Turbinen und mit der Verbesserung des Teillastwirkungsgrades durch Trennung der Leitapparate an einer Turbine konnte eine Steigerung der Jahreserzeugung um 14,8 % erreicht werden.

Keywords: CFD, Zwillings-Francis-Turbine, Wirkungsgraderhöhung, Jahreserzeugung

1 Einleitung

Selbst mit mit bereits sehr hoher Lebensdauer von bis zu 100 Jahren sind Wasserkraftturbinen noch in der Lage, die im Wasser gespeicherte Energie in mechanische Energie zu transferieren, die dann im elektrischen Teil eines Maschinensatzes in Strom umgewandelt wird. Generell zeigen diese Anlagen, wie nachhaltig der Einsatz der Wasserkraft ist, denn andere Technologien zur Stromgewinnung haben deutlich kürzere Standzeiten. Diese Anlagen haben jedoch auch ein Potential, welches es – insbesondere in Zeiten niedriger Strompreise – zu nutzen gilt: die Ausbeute erhöhen, also den Wirkungsgrad der Energieumwandlung steigern. Unabhängig vom Alter der Anlagen haben sich kleine ebenso wie große Anlagen dieser Thematik zu stellen. Dem Anlagenbetreiber ermöglicht dies, seine Investition langfristig abzusichern und die Ertragslage zu verbessern. Hierzu gibt es in vielen europäischen Ländern ein entsprechendes Anreizsystem.

Durch den vermehrten Einsatz von anderen regenerativen Energiequellen hat sich die Bedarfslage geändert und die Wasserkraft hat sich daher zunehmend neuen Anforderungen zu stellen. Im Zuge der Anlagenerneuerung von Bestandsanlagen werden gezielt Maßnahmen gesetzt, um den neuen Rahmenbedingungen Rechnung zu tragen und durch den Austausch, Umbau oder auch Neubau von Anlagen und deren Komponenten die betreffenden Anlagen zu modernisieren und auf den neuesten Stand der Technik zu bringen. Neben der Anlageneffizienz und den Systemdienstleistungen, wie z.B. Regelenergie und Frequenzstabilisierung, treten beim Anlagenumbau jedoch auch Geräuschemissionen, Vibrationen und Schwingungen, die Kavitationssicherheit und der Fahrbereich der Anlagen in den Fokus. Hierbei fließen insbesondere die Betriebserfahrungen mit den jeweiligen Anlagen in die Lösungen ein. Anlagen werden heutzutage auch in Lastpunkten betrieben, in denen ihr Betrieb vor einigen Jahren undenkbar war – sei dies tiefste Teillast oder der Betrieb mit häufigen Lastwechseln.

Das Refurbishment von Bestandsanlagen ist somit essentiell, um die Anlageneffizienz und die Jahreserzeugung zu steigern bzw. den Ertrag zu erhöhen. Diese drei Faktoren sind

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

gleichzeitig (meist) mit einer Investition verbunden. Und die entsprechende Investitionsentscheidung kann gegenwärtig mit der steigenden Zahl an Erfahrungswerten und den ständigen Weiterentwicklungen im Bereich der numerischen Strömungssimulation besser abgesichert werden. Je besser und detaillierter die Datenbasis zu Beginn einer Anlagenoptimierung ist, desto zielgerichteter und verlässlicher ist eine Entscheidung zum Umbau. In einigen Fällen haben sich die getätigten Neuinvestitionen bereits nach wenigen Jahren gerechnet.

Anhand eines Beispiels, das als Projekt am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der Technischen Universität in den letzten Jahren realisiert wurde, wird in der Folge auf einzelne Themen detaillierter eingegangen, und es wird die erfolgreiche Umsetzung dokumentiert. Die numerische Strömungssimulation (engl.: Computational Fluid Dynamics – CFD) ist seit mittlerweile Jahrzehnten ein ständiger Begleiter von hydraulischen Maschinen. Dank der weiterführenden Entwicklungen bei Turbulenzmodellen (z.B. längenskalierende Modelle wie das SAS-Turbulenzmodell [1]) sowie der Anwendung von parametrischen Modellen (z.B. automatisierte Optimierung mit evolutionären Algorithmen[2]), der flexiblen vereinfachten Rechengittergestaltung und der vielen Auswertemöglichkeiten (z.B. die Histogramm-Methode für die Kavitationsauswertung [3][4]) ist man nunmehr in der Lage, in hinreichend genauer Qualität eine Aussage über die Performance einer hydraulischen Maschine erstellen zu können. Oftmals ist die Geometrie nicht vollständig auf Basis von Planunterlagen bekannt, und so wird in diesen Fällen meist eine Vor-Ort-Aufnahme der Geometrie realisiert. Die Geometrie kann mit Hilfe von Scannern (Laserscanner oder fotogrammetrische Verfahren) digitalisiert werden; andere geometrische Fragestellungen können durch einfaches Abmessen und Besichtigung verifiziert werden. In der Folge ist die numerische Simulation des Ist-Zustandes ein gangbarer Weg, um einen belastbaren Wirkungsgradverlauf zu erhalten. Sollten Kennfelder (Muschel), ein Wirkungsgradverlauf, Inbetriebnahme-Messungen oder Abnahmemessungen vorhanden sein, können auch diese Unterlagen in die Beurteilung des Ist-Zustandes einfließen. Anhand des resultierenden Wirkungsgradverlaufs kann in der Folge das Jahresarbeitsvermögen der Ausgangssituation errechnet und mit Produktionsdaten der letzten Jahre verglichen werden. Auf Basis dieser Daten ist dann eine realistische und belastbare Potentialabschätzung zur Erhöhung der Jahresarbeit möglich.

Durch die numerische Simulation und Analyse der Strömungssituation in den durchströmten Komponenten kann auch detailliert auf Schwächen in der existierenden Hydraulik eingegangen werden, und die Komponenten können zu dem auch für sich alleine betrachtet werden. Somit ist schnell klar, welche Bauteile einer Überholung bedürfen und durch Veränderung der geometrischen Kontur zu einer Verbesserung der Situation beitragen. Daraufhin muss erneut eine Gesamtmaschinensimulation durchgeführt werden, da sich die einzelnen Bauteile gegenseitig beeinflussen.

2 Kraftwerksanlage Meitingen

Vor der Erfindung der Kaplanturbine wurden Francisturbinen auch in Zwillings-, Dreifach- oder Doppel-Zwillingsausführung je Maschinensatz gebaut [5]. Ein Beispiel hierfür ist die Kraftwerksanlage in Meitingen mit drei baugleichen Zwillings-Francis-Turbinen in Schachtbauweise [6] mit einseitiger Wellendurchführung. Die Kraftwerksanlage wurde in den

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

Jahren 1918 bis 1922 gebaut und verfügt über eine Ausbauleistung von P = 4,4 MW je Maschinensatz bei einem Laufraddurchmesser von D = 2,41 m. Ein Maschinensatz hat einen Ausbaudurchfluss von Q = 42 m³/s, wobei sich die sehr hohe spezifische Drehzahl je Laufrad auf n_q = 114,3 U/min errechnet. Der Kraftwerksstandort ist an einer Ausleitung am Lechkanal gelegen (Abbildung 1), jedoch wurde hier keine Schleuse mehr vorgesehen, wie dies noch bei den Oberliegerstufen Gersthofen und Langweid [7] der Fall war. Eine Zusammenstellung der Daten der Anlage findet sich in Tabelle 1.

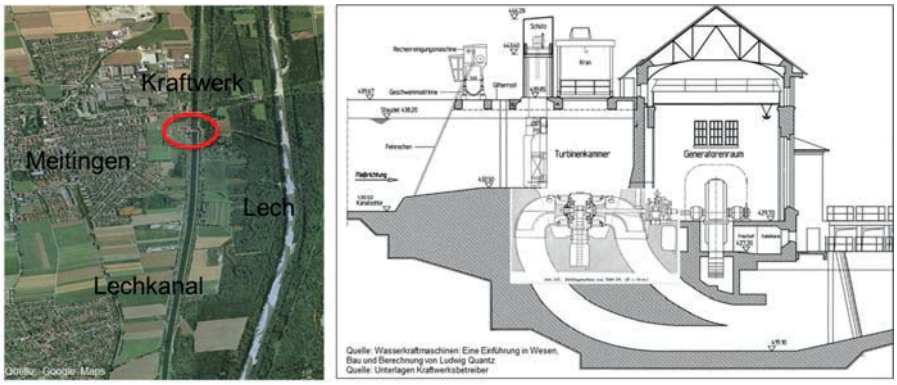

Abbildung 1: Lage am Lechkanal (links) und Schnitt durch die Kraftwerksanlage (rechts)

Baujahr	1918-1922			Fallhöhenbereich	H_{Tu}	12-15	m
Ausbauduchfluss je Maschinensatz	Q_A	42	m³/s	Turbinendrehzahl	n	187.5	U/min
Ausbauleistung je Maschinensatz	P_{Tu-A}	4400	kW	Saughöhe bei Q_A	H_{S-A}	plus 6.6	m
Laufraddurchmesser	D	2.41	m	Spez. Drehzahl je Laufrad	n_q	114.3	U/min

Tabelle 1: Anlagendaten KW Meitingen

Eine Analyse zeigte, dass der größte Anteil der Jahreserzeugung im Bereich des höchsten Durchflusses durch eine Maschine generiert wird. In Abbildung 2 ist die Erzeugung der Maschinen segmentiert dargestellt. Basis dafür ist der Durchfluss im Ausleitungskanal ab dem Jahr 1960, welcher in Abbildung 2 links dargestellt ist. Der maximale Durchfluss ist durch das Ausleitungsbauwerk am Lech in den Kanal vorgegeben. Über die dargestellten 55 Jahre ergibt sich ein mittlerer kumulierter Durchfluss von Q_{mittel} = 93,4 m³/s. Für die Potentialabschätzung wurde zunächst ein von Voith im Jahr 1988 gemessener Wirkungsgradverlauf als Basis herangezogen. Die Jahrgangslinie ist sehr detailliert über den „Gewässerkundlichen Dienst Bayern“ (http://www.gkd.bayern.de) abrufbar und wurde für die Jahre 2001 bis 2014 genauer ausgewertet, da für diese Jahre auch Produktionsdaten vorliegen. Hierbei wurde die maximale Menge durch den Kanal auf $Q_{Meitingen,max}$ = 121 m³/s gesetzt (das Wasserregime am Kanal selbst ist sehr gut bekannt und zwei weitere Kraftwerksstandorte können querverglichen werden) und das maximale Schluckvermögen einer Maschine auf Q_{Max} = 41 m³/s begrenzt (gemäß der Verriegelung des Leitapparates in der Anlage). Die minimale Wassermenge ist Q_{Min} = 29 m³/s und wurde seit 1961 nur einmal erreicht. Es zeigt sich, dass der größte Anteil der Jahreserzeugung im Bereich des höchsten

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

Durchflusses durch eine Maschine ($Q_{Turbine}$ = 39-41 m³/s) generiert wird. Dabei wird stets von einer Gleichbeaufschlagung der Maschinensätze (sofern mehr als ein Maschinensatz in Betrieb ist) ausgegangen. Somit ergaben sich für den Ein-Maschinenbetrieb rechnerisch 3,5 Tage/Jahr, für den Zwei-Maschinenbetrieb 137,9 Tage/Jahr und für 223,8 Tage pro Jahr ein Drei-Maschinenbetrieb. Die gesamte rechnerische Erzeugung summierte sich auf 72,88 GWh, wobei der Eigenverbrauch von 0,25 GWh noch in Abzug gebracht werden muss. Diese Jahreserzeugung deckt sich hervorragend mit den Produktionsdaten, also der tatsächlichen jährlichen Erzeugung im Zeitraum 1994-2014 (gemessene Werte der Zentralwarte) von 72,5 GWh. Der dabei verwendete Generatorwirkungsgrad wurde auf Basis eines Abnahmeprotokolls des letzten Generatorumbaus aus dem Jahr 1997 errechnet, im Zuge dessen Einzelverluste gemessen wurden. Die Verluste wurden dann in konstante (Ohm'sche Verluste Stator, lastabhängige Verluste und Ohm'sche Verluste von Erreger und Bürsten) sowie in variable Verluste (Reibungsverluste, Eisenverluste und lastunabhängige Zusatzverluste) gesplittet und auf diese Weise leistungsabhängig der Wirkungsgrad für den Nennleistungsfaktor (cos phi = 0,84) ermittelt.

Kommentiert [c1]: Einzelverluste???

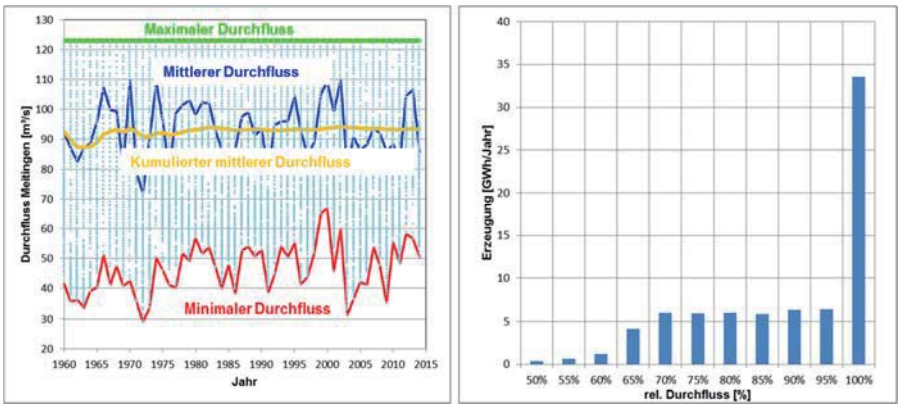

Abbildung 2: Analyse des Wasserdarbotes (links) und der Erzeugung (rechts)

3 Numerische Berechnung

Die numerische Berechnung dieser Anlage erfolgte in zwei Stufen. Um ein Gefühl für die unterschiedlichen Einflussfaktoren auf die Turbinenperformance zu bekommen und rascher zu Ergebnissen zu gelangen, wurde ein vereinfachtes Einkanalmodell verwendet. Zu diesem Zweck wurden die Randbedingungen am Eintritt der Leitapparate gesetzt, wobei jeweils nur ein Leitappparat und eine Laufschaufel mit jeweils periodischen Rändern modelliert wurden. In einem zweiten Schritt wurden ein Gesamtmaschinenmodell berechnet und die Randbedingungen im Einlauf angebracht. Sowohl Leitapparat als auch Laufrad sind voll (also 360°) modelliert, und die Zuströmsituation am Leitschaufeleintritt ist nun realistisch. Abschließend wurde ein zusätzlicher Outblock angebracht, damit die Strömungssituation am Ende der beiden Saugrohre (am Ende des Auslaufes) nicht durch eine Randbedingung eingeschränkt wird. Das Modell (Abbildung 3) der Gesamtmaschine umfasst 18,94 Mio. Knoten für die Gitter mittlerer Größe sowie 11 Mio. Knoten für das grobe Gitter und 45 Mio. Knoten für das feine Gitter.

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

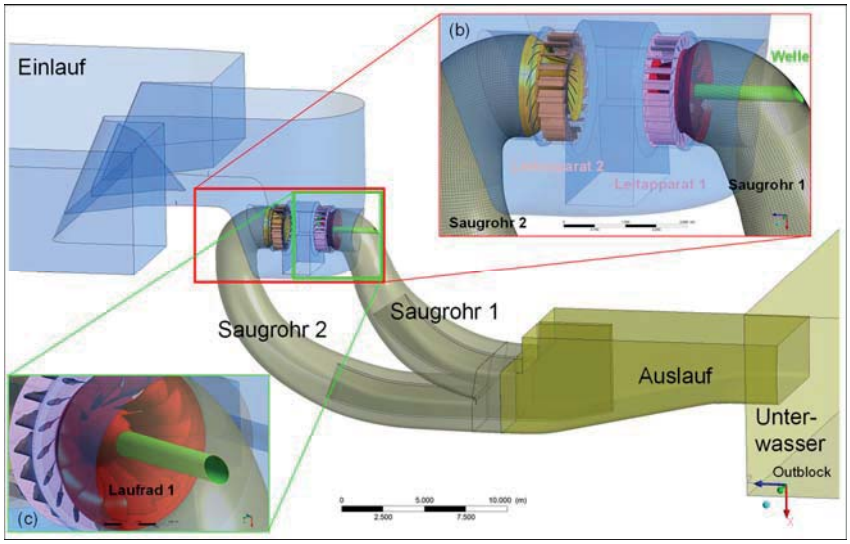

Abbildung 3: CFD-Berechnung Zwillings-Francis, KW Meitingen

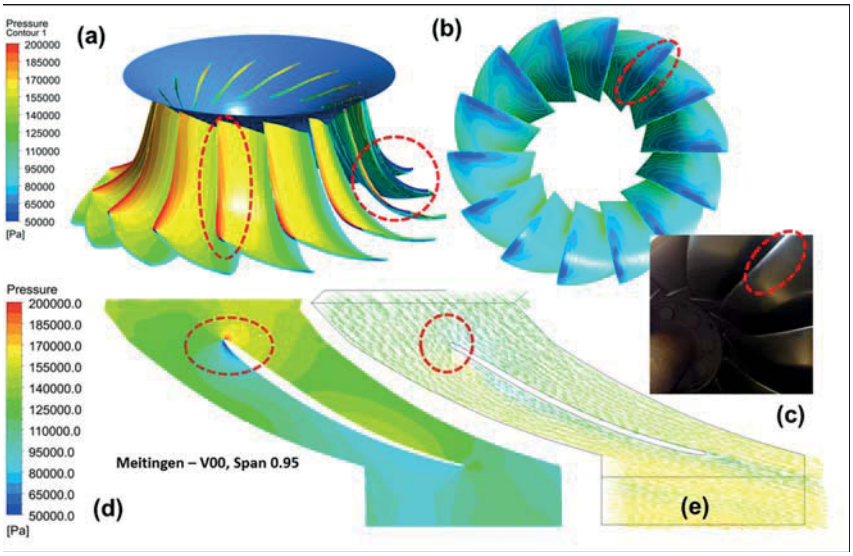

Abbildung 4: Analyse des Istzustandes der CFD-Berechnung Zwillings-Francis, KW Meitingen

Das Nachrechnen der Turbine bestätigte die Messung aus dem Jahr 1988 in weiten Teilen, wobei im Bereich der Volllast die Nachrechnung (numerische Strömungssimulation) über der Messung liegt. Eine Anlagenmessung aus dem Jahre 2015 zeigt, dass die nachgerechneten Wirkungsgrade leicht unter den gemessenen liegen. Neben einem verbesserten Wirkungsgrad können auch eine verbesserte Betriebsführung und eine durchdachte Anlagenautomatisierung zu einer höheren Anlageneffizienz führen. Der Vorteil einer

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

numerischen Strömungssimulation (CFD) liegt insbesondere darin, sich ein Bild der vorherrschenden Strömung im Turbinen-Inneren zu machen. Abbildung 4 zeigt Stellen des Laufrades mit Optimierungspotential (Auswertung für den Bestpunkt der Turbine). So sieht man eine ungleichmäßige Druckverteilung vor allem im Eintrittsbereich der Schaufeln (a). Infolge ungünstiger Profilanströmung im Bereich des Außenkranzes liegt der Staupunkt auf der Druckseite der Schaufel bei der Berechnung des Optimum-Punktes (d). Im Bereich des Außenkranzes (95 % Schaufelhöhe) liegt eine hohe Abweichung von Strömungs- und Schaufelwinkel vor (e). Die Niedrigdruckzonen auf der Saugseite der Schaufel wurden numerisch errechnet (b) und während des Laufradscans bestätigt, da hier Kavitationszonen (c) zu finden waren.

4 Laufradoptimierung

Die Laufschaufel wurde nun in einem Schaufeltool abgebildet und schrittweise händisch optimiert, indem die Schaufelwinkel und Profile verändert wurden. Hierbei wurde jede Hauptveränderung auch in einer Ganzmaschinensimulation verifiziert. Zum Ende der Optimierung zeigt sich eine gleichmäßige Druckverteilung (Abbildung 5 und Abbildung 6) auf der Druckseite der Schaufel. Die saugseitigen Tiefdruckzonen konnten abgemindert werden und weiter in die Mitte der Schaufel verschoben werden. Der Staupunkt liegt jetzt exakt auf der Profilnase und führt zu einer Vergleichmäßigung der Druckverteilung (Abbildung 5c).

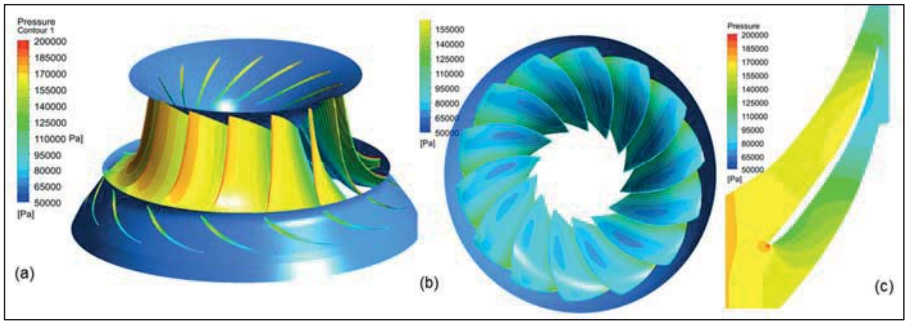

Abbildung 5: Optimiertes Laufrad, CFD-Berechnung Zwillings-Francis, KW Meitingen

Die Druckabsenkungen, die im Originallaufrad vorhanden sind, konnten auf ein besseres Niveau angehoben werden, und dies führte schlussendlich auch zu einer gleichmäßigen Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit am Laufradaustritt.

Abbildung 6 zeigt die Druck- und Geschwindigkeitsverteilung. Links ist der Druckverlauf um die Schaufel auf 75 % Schaufelhöhe (Höhe von Nabe zu Außenkranz) dargestellt. Während das Originaldesign insbesondere auf der Saugseite eine extrem starke Druckabsenkung im Eintrittsbereich erfährt und daraufhin bis knapp 60 % der prozentuellen Schaufellänge pumpt, ist die Druckabsenkung bei der Neuauslegung nur sehr moderat und ein Pumpen ist nicht vorhanden ist (horizontaler durchgezogener blauer Linienzug der optimierten Variante bis etwa 40 % Schaufellänge). Diese Druckabsenkung ist auch bei größeren Schaufelhöhen (z.B. Span = 0,95, vergl. dazu Druckplot in Abbildung 4d) stark ausgeprägt, was schlussendlich zu den bereits oben beschriebenen Kavitationsschäden geführt hat. Im Bild

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

rechts der Abbildung 6 ist über der Schaufelhöhe die Geschwindigkeitsverteilung am Laufschaufelaustritt zu sehen, wobei wiederum in der Meridional-Komponente die Optimierung einen viel flacheren und gleichmäßigeren Verlauf am Laufradaustritt zeigt. Dies ist insbesondere ab 60 % Schaufelhöhe der Fall. Auch die Drall-Komponente konnte verbessert werden. Der verbleibende Restdrall konnte gesenkt werden, wenngleich dieser am Außenkranz ebenso wie beim Originallaufrad ansteigt.

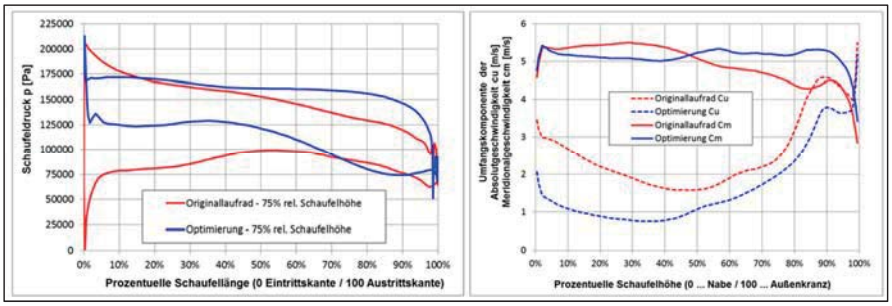

Abbildung 6: Druck- und Geschwindigkeitsverteilung am Ein- und Austritt des Laufrades

Die optimierte Hydraulik zeigt einen deutlich verbesserten Spitzenwirkungsgrad, welcher in Abbildung 7 gemeinsam mit dem des Bestandes dargestellt ist. Abbildung 7 zeigt zusätzlich noch einen Stromlinienplot in den beiden Saugrohren der Turbinenhälften.

Kommentiert [c2]: Format???

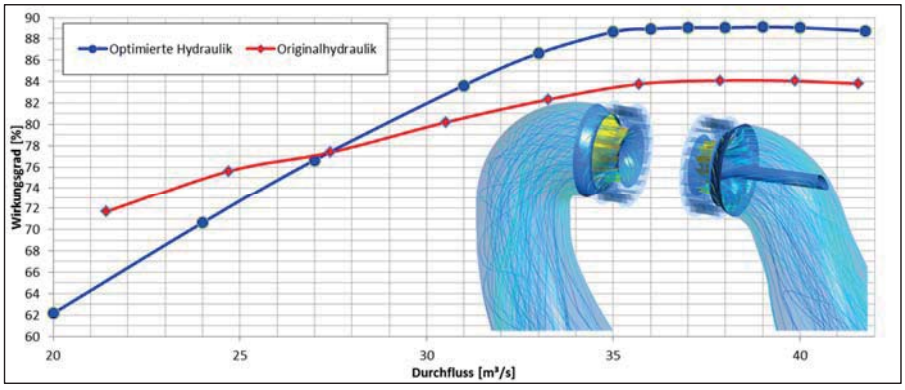

Abbildung 7: Wirkungsgradverlauf originales Laufrad versus optimiertes Laufrad, CFD-Berechnung Zwillings-Francis, KW Meitingen

5 Wirtschaftliche Betrachtung

Ursprünglich war nur der Austausch von einem Doppel-Francis-Laufrad vorgesehen, da aufgrund von Verschleiß, Rissen und Kavitationsschäden das Ende der Lebensdauer erreicht worden war. Auch Anlagen mit mehr als 5 MW Maximalleistung der gesamten Kraftwerksanlage können laut dem Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG 2017) eine Förderung erhalten, wenn durch Modernisierungsmaßnahmen eine Erhöhung der Jahresarbeit von mehr als 10 % erzielt wird.

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

Im Falle des Kraftwerkes Meitingen und seiner Ausbauleistung von 11,6 MW wäre somit eine Vergütung des nach der Modernisierung mehr erzeugten Stroms mit 5,3 ct/kWh nach EEG 2014 möglich, anstatt nach EEX-Marktpreis von knapp 3 ct/kWh, wenn die Jahreserzeugung über 10 % steigt.

Mit dem Tausch der Laufräder allein kann die Jahreserzeugung zwar deutlich gesteigert werden, doch es wurde ein radikalerer Ansatz gewählt, um einen möglichst hohen Zugewinn zu lukrieren. Der überwiegende Anteil an Zwillings-Francis-Maschinen wurden mit einem gekoppelten Leitapparat ausgeführt. Einige wenige Maschinen wurden in der Historie bereits mit entkoppelten Laufradhälften ausgeführt, waren diese doch von jeher für einen solchen Einsatz konzipiert. Es wurde in der Folge eine Entkoppelung des Leitapparates eines Maschinensatzes analysiert. Analytische Betrachtungen zeigten, dass der Umbau aller Leitapparate keinen signifikanten Zugewinn mehr bringt und sich zudem zeitverzögernd auswirken würde.

Der technischen Umsatzbarkeit der Einzelregelung wurde Rechnung getragen, und die höheren Axialkräfte werden mit einem neuen, leistungsfähigeren Axiallager abgefangen. Zusätzlich ist eine Heblage für den entkoppelten Leitapparat vorzusehen. Es wurde auch ein neues Fahrszenario erarbeitet, welches inAbbildung 8 dargestellt ist. Je nach Durchfluss wird eine Turbinenhälfte der Maschine mit geteiltem Leitapparat zu- und weggeschaltet.

Kommentiert [c3]: vorgesehen??

Durchfluss $Q_{Meitingen}$			Maschinen (-hälften) in Betrieb				
			M1	M2	M3		
von	bis		L1+2	L1+2	LR1	LR2	Anmerkung
29	41	m³/s	0	0	14.5-20.5 m³/s 50%$Q_{Meitingen}$	14.5-20.5 m³/s 50%$Q_{Meitingen}$	M3-LR1=M3-LR2
41	51.5	m³/s	0	30.75-41 m³/s $Q_{Meitingen}$-10.25 m³/s	10.25 m³/s	0	M3-LR1: Mindestmenge
51.5	62	m³/s	0	41 m³/s	10.25-20.5 m³/s $Q_{Meitingen}$-41 m³/s	0	M2: Vollast
62	84	m³/s	0	30.75-41 m³/s 50%$Q_{Meitingen}$	15.375-20.5 m³/s 25%$Q_{Meitingen}$	15.375-20.5 m³/s 25%$Q_{Meitingen}$	M2=M3 M3-LR1=M3-LR2
84	94.5	m³/s	35.875-41 m³/s 50% von ($Q_{Meitingen}$-10.25m³/s)	35.875-41 m³/s 50% von ($Q_{Meitingen}$-10.25m³/s)	10.25 m³/s	0	M1=M2 M3-LR1: Mindestmenge
94.5	105	m³/s	41 m³/s	41 m³/s	10.25-20.5 m³/s $Q_{Meitingen}$-82m³/s	0	M1=M2: Vollast
105	126	m³/s	34.16-41 m³/s 33.3% von $Q_{Meitingen}$	34.16-41 m³/s 33.3% von $Q_{Meitingen}$	17.083-20.5 m³/s 17.7% von $Q_{Meitingen}$	17.083-20.5 m³/s 17.7% von $Q_{Meitingen}$	M1=M2=M3 M3-LR1=M3-LR2

Abbildung 8: Einsatzoptimierung KW Meitingen

Der Wirkungsgradverlauf der Laufradoptimierung wurde nun als Basis für eine weitere Betrachtung verwendet und ist in Abbildung 9 für den Kraftwerksstandort für unterschiedliche Szenarien dargestellt. Die rote Linie symbolisiert den Bestand, wobei die Zu- und Abschaltpunkte der einzelnen Maschinen deutlich ersichtlich sind (Tiefpunkte mit geringsten Wirkungsgraden). Die grüne Linie spiegelt den Einsatz der neuen Laufräder wider, und die blaue Line stellt die neuen Laufräder und zusätzlich das Auftrennen einer Maschine dar. Als Turbinenwirkungsgrad ist ein Durchfluss-gewichteter mittlerer Wirkungsgrad der einzelnen Maschinensätze verwendet worden.

Man erkennt sehr deutlich den Effekt der Wirkungsgradsteigerung durch die neuen Laufräder (grüne vs. rote Linie) als auch den zusätzlichen Effekt durch die Auftrennung einer Doppel-Francis-Turbine in zwei Einzel-Turbinen (blaue vs. grüne Linie), der insbesondere auch im unteren Durchflussbereich zu einer deutlichen Steigerung des Wirkungsgrades in allen Fahrbereichen führt. Zusätzlich wurde noch die Häufigkeit dargestellt. Sie zeigt die relativen

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

Betriebstage bezogen auf ein Durchschnittsjahr. Als Abtastraster wurde hierfür 1 m³/s verwendet, und es werden die Einsatztage in diesem Bereich aufaddiert und normiert. Die Jahreserzeugung kann auf diese Weise, in Kombination mit der optimierten Fahrweise, um 14,8 % auf 83,37 GWh erhöht werden.

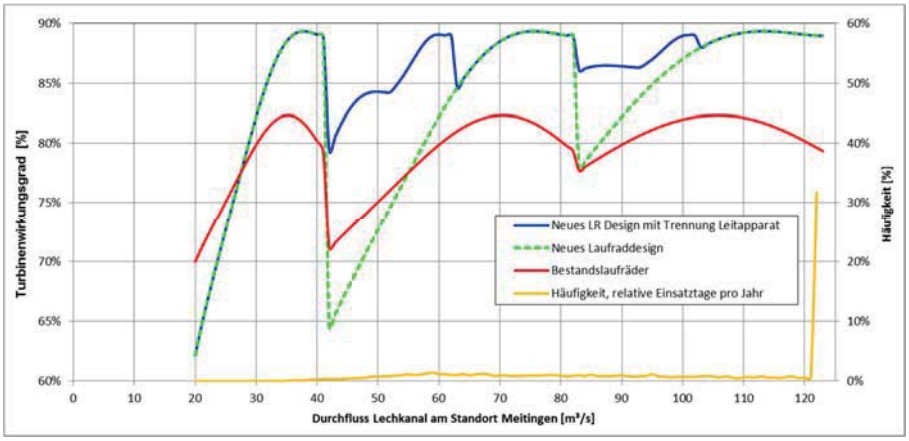

Abbildung 9: Wirkungsgradverlauf der Turbinen und Jahreshäufigkeit des Einsatzes

Da das EEG 2014, welches zu Beginn der Projektplanung Gültigkeit hatte, bereits Ende 2016 auszulaufen drohte, musste zusätzlich zur Erweiterung des ursprünglichen Projekts auch ein sehr ambitionierter Terminplan erarbeitet werden und durch die avisierte Novellierung des EEG im Jahr 2017 die Inbetriebnahme mit Ende 2016 erfolgen, was einer Halbierung der ursprünglich vorgesehenen Umbauzeit entsprach.

6 Mechanische Besonderheiten

Bei der Umgestaltung des Verstellmechanismus hin zu getrennten Leitschaufeln für eine Maschine waren einige technische Herausforderungen zu meistern. Der Regulierring jeder Turbinenhälfte wurde beibehalten und ein Gleichlauf der Leitapparate im Zwei-Hälften-Betrieb musste realisiert werden. Ebenfalls muss der nicht in Betrieb befindliche Leitapparat im Hälfte-Betrieb verriegelt werden. Technisch gelöst wurde dies über eigene Riegelzylinder (Abbildung 10a).

Das bestehende Axial-Kammlager musste durch eine massivere Ausführung ersetzt werden, wobei die Turbinenwelle selbst beibehalten werden sollte und die Kraft sicher in das Bauwerk eingeleitet werden musste. Das Axiallager wurde komplett neu auf eine maximale Axialkraft von F_{ax} = 230 kN ausgelegt und konstruiert. Die Modifikation der Turbinenwelle umfasst die Eindrehung für zwei Axialklemmringe und das Verschweißen im montierten Zustand (Abbildung 10b). Nach einem temporären Spannungsarmglühen erfolgte die Fertigbearbeitung im eingebauten Zustand.

Zur besseren Einleitung der Kräfte wurden zwei zusätzliche Zug-Druckstreben mit speziellen Konsolen an der Saugrohrpanzerung integriert. Im Normalfall werden Druckkräfte eingeleitet. Sollte aufgrund einer Fehlbedienung oder Systemstörung der Leitapparat des Laufrades 1

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

geschlossen werden und der des Laufrades 2 in Betrieb bleiben, können auch die entgegengesetzten Axialkräfte von diesen Streben aufgenommen werden

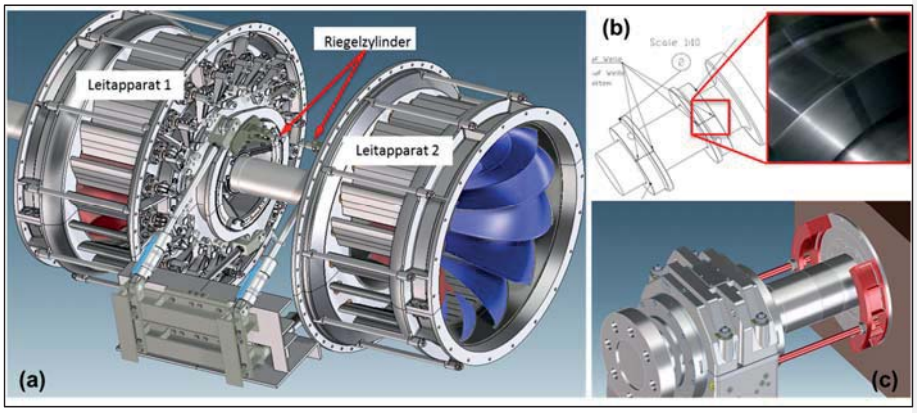

Abbildung 10: Konstruktionsdetails [10]

Die nicht im Betrieb befindliche Laufradhälfte sollte nur Ventilationsverluste haben und nicht im Wasser waten. Hierzu musste eine gesicherte Absenkung des Wasserspiegels im nicht aktiven Saugrohr hergestellt werden. Diese erfolgte über eine Belüftung im Saugrohr bei Umschaltung von Zwei- auf Einlaufrad-Betrieb. Das Öffnen und Schließen der neuen Belüftungsleitung geschieht über einen elektrischen Kugelhahn.

7 Anlagenmessung

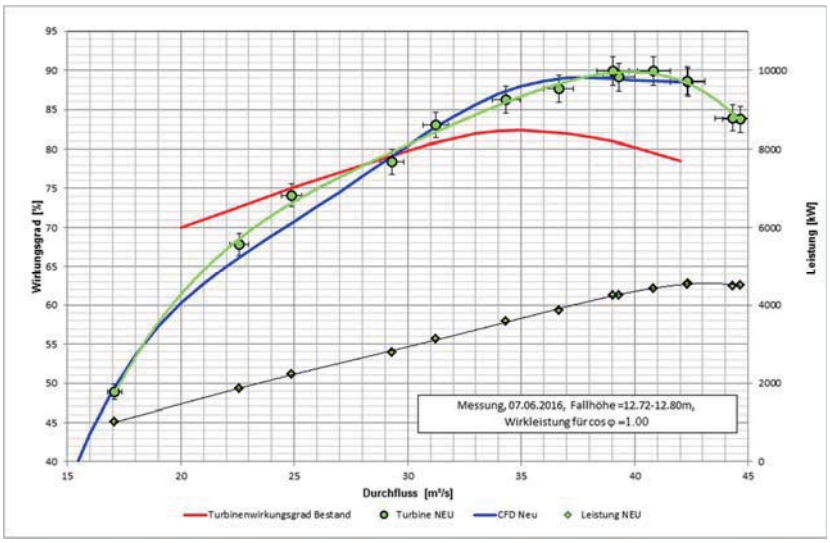

Abbildung 11: Wirkungsgradverlauf der Turbine, Anlagenmessung nach Umbau

15. Symposium Energieinnovation, 14. bis 16. Februar 2018, Technische Universität Graz, www.EnInnov.TUGraz.at
ISBN 978-3-85125-586-7 DOI 10.3217/978-3-85125-586-7

Nach dem Umbau der ersten Maschine wurde zwecks Vergleich mit der CFD-Rechnung und der Wirkungsgradkurve des alten Laufrades eine Durchflussmessung im Kraftwerk Meitingen durchgeführt. Diese erfolgte strikt nach IEC 60041 [11] mit einer Flügelmessung für Durchfluss. Der gemessene Maschinensatz 3 erreicht einen Turbinenwirkungsgrad von 89,9 % bei einem angenommenen Generatorwirkungsgrad von 97,0 %. Im Leistungsmaximum der Maschine (bei 90 % Öffnung des Leitapparates) kann bei einem Durchfluss von 42,34 m³/s und einer Fallhöhe von 12,79 m eine Wirkleistung von 4554 kW erreicht werden. Im Volllastbetrieb (100 % Öffnung des Leitapparates) der Maschine kann bei einem Durchfluss von 44,67 m³/s und einer Fallhöhe von 12,72 m eine Leistung von P = 4521 kW erreicht werden. Der Wirkungsgradverlauf ist in Abbildung 11 gemeinsam mit der Bestandswirkungsgradkurve des Laufrades und der Berechnungskurve aus der CFD dargestellt. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind sehr gering und kompensieren sich in großem Maße gegenseitig.

8 Zusammenfassung

Das Beispiel Meitingen zeigt, dass auch bei bestehenden Wasserkraftanlagen durch mutige Ideen und quergeprüfte Lösungen bei einer Modernisierung erhebliche Potenziale zur Mehrerzeugung regenerativen Wasserkraftstroms erschlossen werden können. Die Jahresarbeit wurde um 14,79 % gesteigert, was einer Mehrproduktion von 10,74 GWh entspricht. Zudem erhält die Anlage Meitingen für den mehr erzeugten Strom auf 20 Jahre die höhere Vergütung nach EEG 2014.

9 Referenzen

[1] Menter, F.R., Egorov, Y., „A Scale-Adaptive Simulation Model using Two-Equation Models", AIAA, Paper 2005-1095, 2005.
[2] Schmidl, R., „Contribution to the cavitational optimisation of Kaplan blades by numerical flow simulation and evolutionary", Dissertation TU Graz, 2007.
[3] Benigni, H., Schiffer, J., Jaberg, H., "Rehabilitation of a Francis turbine using CFD and optimisation techniques – a case study in Turkey". HYDRO 2015, Bordeaux, 26.-28. Oktober, 2015.
[4] Benigni, H., Jaberg, H., Schiffer, J., "Numerical simulation of a Francis runner and comparison with test rig results", Paper 9.09, Proceedings Hydro 2008 – Progressing world hydro development, Ljubljana, 06.-08. Oktober, 2008.
[5] Schoklitsch, A., „Handbuch des Wasserbaues", Springer Verlag Wien, 1952.
[6] De Lorenzo, J., „Neuer elektro-hydraulischer Regler im Wasserkraftwerk Meitingen am Lech, Teil I: Modernisierung der Steuerung und der Regelung, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 20, Aufsatz 6 und 7, Sonderdruck 2054.
[7] Deutscher Wasserwirtschafts- und Wasserkraftverband e.V., „Die Wasserkraft Deutschlands", Festschrift zur Tagung der II. Weltkraftkonferenz, Berlin 1930.
[8] Pöhler, F., Mayr, M., „Modernisierung und Leistungssteigerung an einem Kraftwerk mit Doppel-Francis-Laufrädern", Tagungsband 20. Internationales Anwenderforum Kleinwasserkraftwerke. 28.-29. September 2017, Brixen, Italien, ISBN: 978-3-00-057366-8, 2017.
[9] EEG 2017, Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 21. Juli 2014 (BGBl. I S. 1066), das zuletzt durch Artikel 1 des Gesetzes vom 17. Juli 2017 (BGBl. I S. 2532) geändert worden ist", Online verfügbar unter https://www.gesetze-im-internet.de/eeg_2014/EEG_2017.pdf (Abruf am 01.1.2018).
[10] Giersemehl, I., „Leistungsoptimierung und Trennung der Leitapparate einer Francis-Doppelturbine im Kraftwerk Meitingen", Praktikerkonferenz Wasserkraft, 2017.
[11] International Standard IEC 60041, "Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines", third edition, 1991.

Kommentiert [c4]: 2014???