



Verbundvorhaben: Francis-Turbinen mit erweitertem Betriebsbereich zur Netz-  
regulierung, Teilvorhaben Strömungssimulation und Materialwissenschaften

Autoren der Firma Voith Hydro Holding GmbH & Co KG:  
Faigle, P.; Hennes, P.; Jakob, M.; Leibing, B.; von Locquenghien, F.; Strauss, T.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt der Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG.

Dezember 2023

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Inhalt

<b>I. TEIL: KURZE DARSTELLUNG</b>	<b>3</b>
<b>1 Aufgabenstellung</b>	<b>3</b>
<b>2 Voraussetzungen</b>	<b>3</b>
<b>3 Planung und Ablauf des Vorhabens</b>	<b>4</b>
<b>4 Wissenschaftlicher und technischer Stand</b>	<b>5</b>
<b>5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen</b>	<b>9</b>
<b>II. TEIL: EINGEHENDE DARSTELLUNG</b>	<b>10</b>
<b>1 Verwendung der Zuwendung und der erzielten Ergebnisse</b>	<b>10</b>
<b>1.1 Einführung</b>	<b>10</b>
<b>1.2 Grundlagen</b>	<b>12</b>
<b>1.3 Laufrad Design für wirtschaftlichen Betrieb</b>	<b>13</b>
1.3.1 Laborversuche an der Modellturbine	13
1.3.2 Übertragbarkeit auf die Großausführung	17
1.3.3 Bewertung der Betriebsfestigkeit	20
1.3.4 Optimiertes Design	23
1.3.5 Belüftung als Hilfsmaßnahme	24
1.3.6 Wirtschaftliche Bewertung einer zusätzlichen Belüftung	28
1.3.7 Strömungssimulation	29
<b>1.4 Materialwissenschaft</b>	<b>29</b>
<b>1.5 Rotordynamik</b>	<b>29</b>
<b>2 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises</b>	<b>33</b>
<b>3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit</b>	<b>34</b>
<b>4 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit des Ergebnisses</b>	<b>35</b>
<b>5 Bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens</b>	<b>36</b>
<b>6 Veröffentlichungen des Ergebnisses</b>	<b>37</b>
<b>7 Literaturverzeichnis</b>	<b>38</b>

## I. TEIL: KURZE DARSTELLUNG

### 1 Aufgabenstellung

Das Projekt FrancisPLUS hatte zum Ziel, die Francis-Turbine für einen flexiblen Betrieb zu optimieren, der der modernen, volatilen Stromerzeugung entspricht und ökologische Standards einhält. Dazu ist die Weiterentwicklung der Komponenten für einen erweiterten Betriebsbereich unter Beibehaltung des guten Wirkungsgrades und der Wirtschaftlichkeit erforderlich.

Im Projekt wurde im Einzelnen die Auswirkung von Druckschwankungen, Kavitation und Schwingungen auf die Lebensdauer und den Wirkungsgrad der Turbine untersucht. Ein wirtschaftlicher Betrieb von Wasserkraft-Anlagen zeichnet sich durch eine hohe Flexibilität der Turbinen bei gleichzeitig maximalem Energiegewinn, höchster Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit aus.

### 2 Voraussetzungen

Wasserkraft ist eine der bedeutendsten erneuerbaren Energiequellen in der Stromerzeugung. Innerhalb der Wasserkraft ist die Francis-Turbine, siehe Abbildung 1, der am meisten verwendete Turbinentyp:

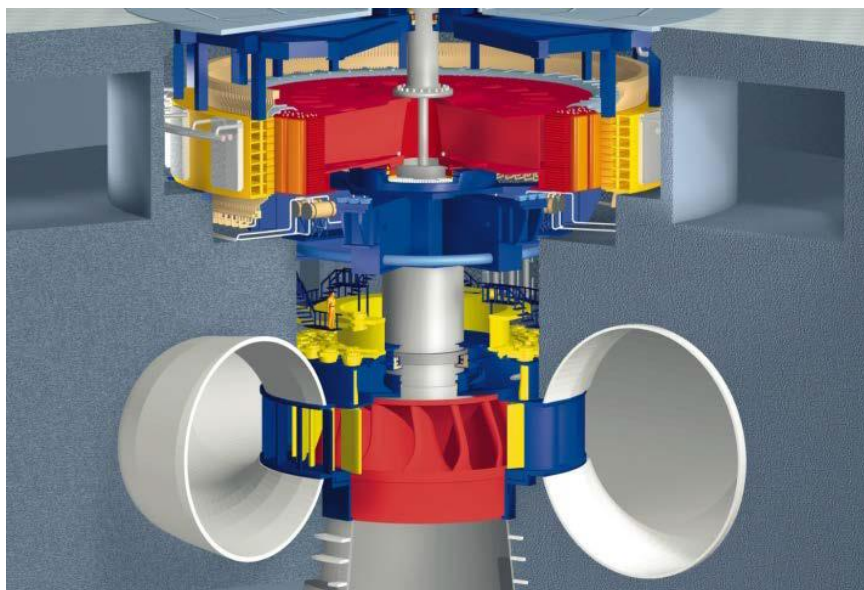


Abbildung 1: Francis-Turbine

Diese Turbinen werden bei Fallhöhen von circa 20 bis 700 m eingebaut und erreichen einen hydraulischen Wirkungsgrad von bis zu 97 %. Die am Markt verfügbaren Francis-Turbinen arbeiten typischerweise in einem relativ schmalen Bereich nahe dem optimalen Betriebspunkt. Kriterien für die Auslegung in diesem Betriebspunkt sind ein maximaler Wirkungsgrad, die Erfüllung der gewünschten Betriebsdauer und ein laufruhiger Betrieb.

Die Anforderungen an die Wasserkraft haben sich in den letzten Jahren stark verändert. Während die Wasserkraft früher als Energielieferant mit kontinuierlicher Bereitstellung gesehen wurde, übernimmt sie heute zunehmend auch die Rolle als „Springer“ mit kurzfristig verfügbarer Energielieferung, wenn die Energieversorgung basierend auf volatilen Energiequellen anderenfalls kurzfristig nicht gesichert scheint.

Damit dient die Wasserkraft heute zunehmend der Bereitstellung von Regelenenergie. Aufgrund ihrer kurzen Reaktionszeit ist sie in der Lage, Schwankungen des Netzes schnell auszugleichen, so dass sie einen maßgeblichen Beitrag zur Stabilisation des Stromnetzes leisten kann.

Allerdings stellt die an die volatile Energieerzeugung angepasste Betriebsweise der Wasserkraftanlagen die bewährte Technik vor große Herausforderungen, die insbesondere den kurzfristigen Lastwechseln, eine große Anzahl an Starts und Stopps und dem Betrieb außerhalb des optimalen Betriebspunktes zum jetzigen Zeitpunkt nicht gewachsen ist. Die Anlagen zeigen erhöhten Materialverschleiß und frühzeitige Materialermüdung, denen mit verkürzten Wartungsintervallen und vermehrten Investitionen entgegengewirkt wird. Letztlich können ein ordnungsgemäßer Betrieb und eine garantierte Laufzeit/Lebensdauer der Francis-Turbinen unter den verschärften Bedingungen auf Seite der Betreiber nicht mehr gewährleistet werden.

Ziel des Projektes ist es deshalb, Francis-Turbinen für einen an die moderne volatile Stromerzeugung angepassten, flexiblen Betrieb unter Wahrung ökologischer Standards zu optimieren, sie für den erweiterten Betriebsbereich zu ertüchtigen, den guten Wirkungsgrad zu erhalten und somit gleichzeitig eine wirtschaftliche Anwendung der Technologie zur Stabilisierung des Stromnetzes auch unter weiter zunehmendem Einsatz fluktuierender Energien zu ermöglichen. Gegenstand der Untersuchungen im Projekt sind im Einzelnen die Auswirkung von Druckschwankungen, Kavitation und Schwingungen auf die Lebensdauer und den Wirkungsgrad der Turbine. Ein wirtschaftlicher Betrieb von Wasserkraft-Anlagen zeichnet sich durch eine hohe Flexibilität der Turbinen bei gleichzeitig maximalem Energiegewinn, höchster Verfügbarkeit und absoluter Zuverlässigkeit aus.

### 3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Projektkonsortium des Verbundprojekts FrancisPLUS setzte sich aus drei Projektpartnern zusammen: dem Unternehmen VOITH Hydro und zwei Forschungsinstituten der Universität Stuttgart. Der Forschungspartner IHS übernahm im Wesentlichen die Strömungssimulation, während die MPA materialwissenschaftliche Untersuchungen am Laufradwerkstoff durchführte. VOITH Hydro konzentrierte sich hingegen vor allem auf die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten und Modellversuche an der Turbine mit Einbau von Druck- und Dehnungssensoren sowie Messungen von Schwingungen und Kräften an Modellmaschinen zur Validierung von theoretischen Berechnungsmodellen und Anpassung der Randbedingungen.

## 4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Stand der Technik waren und sind Anlagen, welche für den optimalen Betriebsbereich ausgelegt sind und damit nur mit hohem technischem Risiko flexibel, wie allerdings heute von einem modernen Energieversorgungsnetz gefordert, betrieben werden können. Der dynamischen Betriebsweise sind herkömmliche Turbinen nur bedingt gewachsen. Sie reagieren mit erhöhter Materialermüdung und frühzeitigem Versagen, sie haben einen erhöhten Wartungsaufwand und werden insgesamt unwirtschaftlich.

Mit Kaplan- und Pelton-Turbinen stehen zwei weitere Turbinentypen für die Anwendung zur Diskussion. Jedoch erfüllen beide Turbinen nicht die Anforderungen im erstrebten Anwendungsbereich. Kaplan-Turbinen haben einen weiten Betriebsbereich sind aber nicht für die geforderten Fallhöhen geeignet, sie werden hauptsächlich in Laufwasserkraftwerken eingesetzt. Pelton-Turbinen, als Freistrahlturbinen, sind für sehr große Fallhöhen von bis zu 1.750 m bei geringem Durchfluss geeignet. Abbildung 2 zeigt eine Übersicht zu verschiedenen Turbinentypen und ihren Anwendungsbereichen.

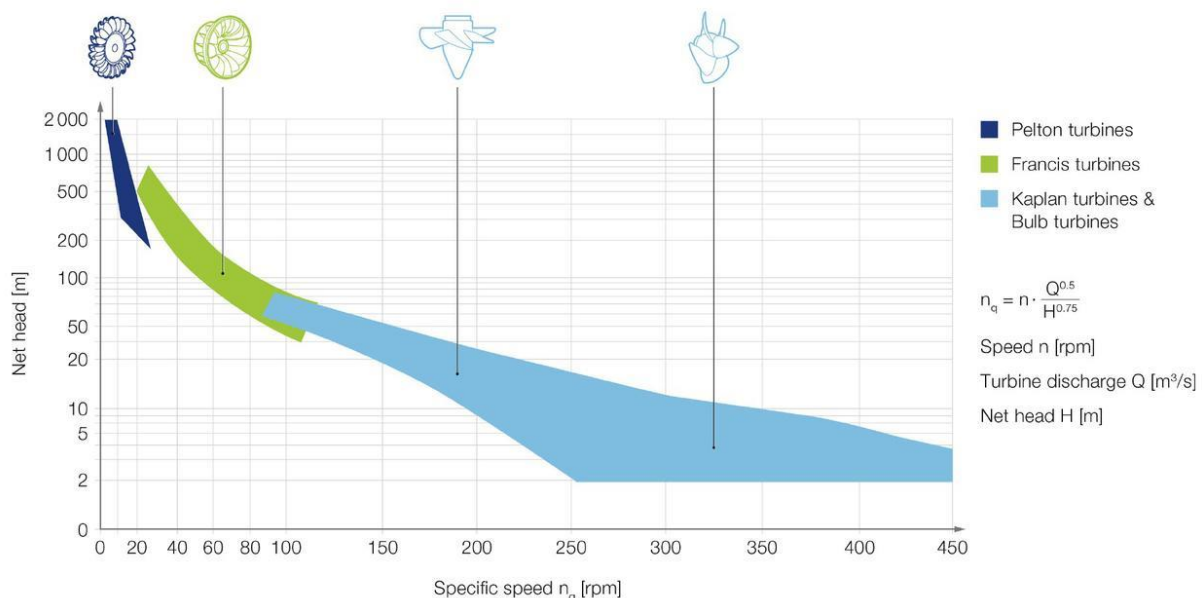


Abbildung 2: Übersicht Turbinentypen für verschiedene Umwelt-Randbedingungen

Eine einzelne Francis Turbine deckt nicht den gesamten Bereich des Diagramms ab, sondern der Betriebsbereich ist über ein Kennfeld (Abbildung 3) definiert. Die maximale Leistung wird über den Durchfluss eingestellt und begrenzt. Mit der Leitschaufelöffnung wird der Wasser-Durchfluss reguliert. Im Optimum wird das Laufrad mit optimaler Strömung betrieben. Die Fehlanströmung wird mit Abstand zum Optimum größer. Der Fallhöhenbereich wird durch Schwankungen im Ober- und Unterwasserspiegel definiert. Die hydraulischen Lasten und damit die strukturelle Bewertung in diesem Bereich sind weitestgehend unbekannt. Dies ist allerdings neben Wirkungsgrad, Kavitation und Druckschwankungen eine wichtige Größe zur Optimierung von flexiblen Turbinen. Nur durch eine Betrachtung und Vorhersage aller Größen des multidimensionalen Optimierungsproblems kann eine geeignete Turbine entwickelt werden.

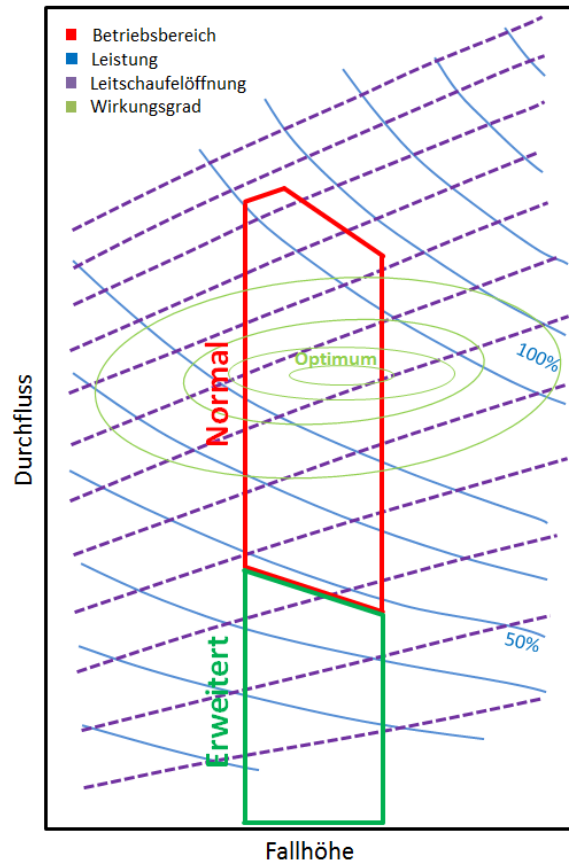


Abbildung 3: Betriebsbereichserweiterung im Turbinen-Kennfeld (exemplarisch)

Für eine zuverlässige Bewertung der Lebensdauer von Francis-Laufrädern muss einer genauen Kenntnis der Beanspruchungen (d.h. der Lasten) für den entsprechenden Betriebsbereich eine möglichst detaillierte Materialdatenbasis gegenüberstehen. Bereits in den Entwicklungsjahren (~ 1950 bis 1970) des heute für Laufräder von Wasserturbinen meist eingesetzten Stahlgusses mit 13 % Chrom und 4 % Nickel wurden vereinzelt Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt und in der Literatur darüber berichtet [10] [11] [12]. Diese frühen Versuche sind jedoch im Kontext der Legierungsentwicklung zu sehen und waren aufgrund ihres stichprobenhaften Charakters und den z. T. erheblichen Schwankungen in der Legierungszusammensetzung nicht für die Erstellung eines Auslegungskonzeptes für Laufräder von Wasserkraftmaschinen geeignet.

Mit dem Ziel, eine umfangreiche Datenbasis für die Berechnung von Laufrädern aus dem Stahlguss mit der heute üblichen Bezeichnung GX4CrNi13-4 (Werkstoff-Nr. 1.4317 nach DIN EN 10283 [13]) zu generieren wurden in den 1980er- und 1990er-Jahren umfangreiche Schwingfestigkeitsuntersuchungen unter Mitwirkung von Gießereien, Turbinenherstellern und Kraftwerksbetreibern angestoßen [14] [15] [16]. Der größte Anteil der Versuche wurde dabei an gekerbten Dreipunktbiegeproben unter Leitungswasser ohne spezielle Konditionierung durchgeführt. Die Form der verhältnismäßig großen Proben wurde dabei anhand von hochbeanspruchten Regionen von Kaplan- und Pelton-Turbinen definiert. Grundlage des angewandten Berechnungskonzeptes war es hierbei, dass vorhandene Einflüsse auf die Schwingfestigkeit (Größe, Beanspruchungsart, Oberflächengüte, Korrosionsmedium) bereits in den ermittelten Wöhler-Linien enthalten waren. Aufgrund der im stationären Betrieb konstanten Fliehkraftbeanspruchung der Laufräder wurden die meisten Versuche bei einem Spannungsverhältnis (= Unterspannung / Oberspannung) von  $R = 0$  (d. h. Zugschwellbeanspruchung) und bei einer konstanten Mittelspannung von ca. 300 MPa im Bereich von etwa  $1.0E+06$  bis  $2.0E+07$  Lastwechseln bis zum Bruch der Proben durchgeführt. Für den stationären Betrieb der Anlagen wurden die an den Laufrädern

aufgetretenen Spannungsamplituden und Mittelspannungen durch einfache Schadensakkumulationsrechnungen direkt mit den Werkstoffdaten in der Form von sog. Haigh-Diagrammen verglichen und daraus eine (Rest-)Lebensdauer ermittelt (vgl. hierzu z. B. [17] [18]). Durch die vermehrten Starts und Stopps der Maschinen im flexiblen Betrieb treten häufiger Amplituden mit großen Lastwechseln auf, welche sich je nach Design z. T. deutlich auf die Lebensdauer der Turbinen auswirken können. Mit der vorhandenen Datenbasis ist eine zuverlässige Bewertung der Laufräder in diesem Bereich nicht möglich, da nicht ausreichend Versuchsdaten vorliegen, um entsprechende Extrapolationen verifizieren zu können.

Bei der Herstellung von modernen Schmelzen des Laufradwerkstoffes GX4CrNi13-4 wie sie bei VOITH für Francis-Laufräder zum Einsatz kommen, sind sekundärmetallurgische Behandlungsverfahren wie z. B. „Argon Oxygen Decarburization“ (AOD-Verfahren) oder „Vacuum Oxygen Decarburization“ (VOD-Verfahren) heutzutage zum Standard geworden. Durch diese Verfahren werden niedrigere Gehalte an Kohlenstoff, Schwefel, Stickstoff und Wasserstoff erreicht, wodurch sich Vorteile bei der Qualität der Werkstoffe gegenüber konventionellen Lichtbogenofenchargen ergeben. Dies betreffen u.a. die Verformbarkeit, Kerbschlagzähigkeit, Seigerungsanfälligkeit und Korrosionsbeständigkeit. Zudem sind in der Literatur Hinweise darauf vorhanden, dass AOD-behandelte Chargen deutlich bessere Schwingfestigkeiten aufweisen als konventionelle Lichtbogenofenchargen [19]. Die oben genannten Untersuchungen in den 1980er- und 1990er-Jahren wurden ausschließlich an Lichtbogenofenchargen durchgeführt, welche nach letzten Erkenntnissen sogar eher dem unteren Streuband zugeordnet werden müssen [16].

Aktuelle Beispiele zeigen, dass bedingt durch Fortschritte in den Fertigungstechnologien in Zukunft die Schmiedevariante des Stahls mit 13 % Chrom und 4 % Nickel (X3CrNiMo13-4, Werkstoff-Nr. 1.4313 nach DIN EN 10250-4 [20]) an Bedeutung gewinnen wird. Dies gilt speziell für Francis-Laufräder mit kleinerem Durchmesser. Korrosionsschwinguntersuchungen an der Schmiedevariante X3CrNiMo13-4 wurden bislang nicht durchgeführt, etwaige Vor- oder Nachteile hinsichtlich der Werkstoffeigenschaften dieser Variante sind demnach unbekannt und können damit noch nicht in das Design moderner Francis-Laufräder einfließen.

Im Hinblick auf eine zuverlässige und sichere Auslegung und Lebensdauervorhersage von Francis-Turbinen für den flexiblen Betrieb bei gleichzeitig möglichst effizienter Werkstoffausnutzung muss die vorhandene Materialdatenbasis daher zunächst konsolidiert und schließlich gezielt erweitert werden.

Die rotordynamische Auslegung einer Wasserkraftanlage beginnt mit dem Aufbau eines Strukturmodells auf Basis von linearisierten Gleitlagereigenschaften. Die Lagerkoeffizienten sind dabei abhängig von der äußeren Belastung wie z.B. Unwuchtkräfte und hydraulische Lasten auf das Laufrad, aber auch von der Drehzahl der Anlage. Für die einzelnen Betriebszustände werden Modalanalysen durchgeführt, um die Eigenfrequenzen des Systems zu ermitteln. Stand der Technik sind hierbei gedämpfte Modalanalysen [21] [22]. Neben den Eigenfrequenzen und den zugehörigen Eigenformen wird dabei auch die Dämpfung der einzelnen Moden ermittelt. Durch den Vergleich von anregenden Frequenzen mit den Eigenfrequenzen kann ein ausreichender Sicherheitsabstand sichergestellt werden. Die Dämpfung der einzelnen Eigenfrequenzen sollte dabei ein kritisches Maß nicht unterschreiten. Das gilt vor allem wenn die Dämpfung durch Berücksichtigung der Selbsterregung aus Laufradspalten weiter vermindert wird [23].

Um die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen vom gyroskopischen Moment darzustellen, werden Campbell-Diagramme erstellt [24]. Der Schnittpunkt einer Eigenfrequenzlinie mit dem Anfahrstrahl markiert die Biegekritische Drehzahl des Wellenstrangs. Dabei wird standardmäßig nur der Vorwärtmode betrachtet, da als anregende Größen in erster Line drehzahlsynchrone Kräfte in Frage kommen.

Um die Schwinggeschwindigkeiten der Lagerstruktur und die relativen Schwingungen der Welle zu simulieren werden harmonische FEM-Rechnungen verwendet. Als Lasten werden magnetische und mechanische Unwuchtkräfte angesetzt. Die Gleitlagerkoeffizienten werden in Abhängigkeit von der



Drehzahl als Tabelle hinterlegt. Auf diese Weise erhält man die dynamischen Verschiebungen und die abgeleiteten Größen der Schwingung in Abhängigkeit von der Drehfrequenz [25].

Die Schwäche des genannten Ansatzes liegt darin begründet, dass sich auf Basis dieser anregenden Kräfte nur die Schwingungen an den Generatorlagern gut vorhersagen lassen. Eine realistische Aussage bezüglich der Schwingungen am Turbinenführungslager ist auf diese Weise nur bedingt möglich [26]. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Turbine in Teillast oder in „Speed no load“ betrieben wird. Die auftretenden Druckschwankungen in diesen Betriebspunkten führen zu unsymmetrischen Radialkräften am Laufrad. Insbesondere bei „Speed no load“ haben die Druckschwankungen dabei einen stochastischen Charakter. Dies resultiert in Anregungskräften mit einem breiten Frequenzspektrum. Um zukünftig eine Aussage zu dem Schwingverhalten der Anlage im Teillastbetrieb treffen zu können, sind umfangreiche Messungen an Modellturbinen notwendig. Mit den gewonnenen Kraftspektren können Simulationen im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt werden. Dazu müssen teilweise neue Berechnungsmethoden wie z. B. Zufallsschwingungen und andere, auf Wahrscheinlichkeiten beruhende Verfahren getestet und eingeführt werden.

Die experimentelle Bestimmung hydrodynamischer Lasten, die auf ein Laufrad einwirken ist einerseits sehr zeitaufwendig und kostenintensiv, andererseits kann eine experimentelle Untersuchung erst in einem fortgeschrittenen Projektstatus erfolgen. Aus diesem Grund hat sich die numerische Strömungssimulation (CFD) zu einem essentiellen Simulationswerkzeug für den Entwicklungsprozess von Wasserturbinen entwickelt. Insbesondere für die Analysen von Wirkungsgraden, als auch für die Bestimmung von Druckfeldern innerhalb der bisher üblichen Betriebsbereiche haben sich stationäre Ansätze als ausreichend herausgestellt. Mit zunehmender Erweiterung der Betriebsbereiche hin zu Teillast, erweisen sich diese Ansätze als unzureichend. Instationäre CFD Analysen sind unerlässlich für die akkurate Vorhersage von zeitaufgelösten hydrodynamischen Lasten. Damit einher geht ein signifikanter Anstieg der Rechenzeiten auf Grund der erforderlichen zeitlichen und räumlichen Diskretisierung des Rechengebietes.

In der Vergangenheit wurden in Forschungsprojekten mit VOITH-Beteiligung bereits Vorarbeiten mit Bezug auf eine Erweiterung des Betriebsbereiches durchgeführt:

Das Projekt HYPERBOLE verfolgte die Charakterisierung der hydraulischen Anregungen bei tiefer Teillast, moderater Teillast und Volllast mit Hilfe numerischer Simulationen und Messungen sowohl im Versuchslabor mit Modellmaschinen in kleinerem Maßstab als auch an Großausführungen im Kraftwerk. Dabei ging es vor allem um die Entwicklung eines Grundlagenverständnisses der hydraulischen Phänomene. Wesentliche Ziele waren:

- Grundlagenverständnis für hydrodynamische Instabilitäten und Interaktion mit dem hydroelektrischen System
- Umfassende Modellierung der Dynamik der Wasserwege bei Teillastbedingungen
- Charakterisierung der Vorteile von Wasserkraftanlagen für die Integration erneuerbarer Energien in das elektrische Leitungsnetz

Eine Zusammenfassung des Projektes wurde von der EPFL (École Polytechnique Fédérale de Lausanne) als Projektführer erstellt, Experten von VOITH Hydro waren an wesentlichen Arbeitspaketen und Aufgabenstellungen beteiligt. Am Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen der Universität Stuttgart (IHS, Projektpartner) wurden ebenfalls Simulationen zum Kavitationsverhalten bei verschiedenen Betriebspunkten im EU-Projekt HYPERBOLE durchgeführt.



Das Hauptziel des Forschungsprojektes Tr-FRANCIS ist die Untersuchung der Fluid-Struktur-Interaktion unter transienten Bedingungen (Start/Stopp) und bei Leerlauf. Akademischer Partner ist die Université Laval in Québec, Canada. Im genannten Projekt wurden Strömungssimulation und Strukturdynamik-Rechnungen an Laufrädern durchgeführt. Insgesamt ist dieses Forschungsvorhaben im Bereich Grundlagenforschung als Konzeptstudie angesiedelt und verfolgte ähnliche Ziele wie das Projekt HYPERBOLE.

## 5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Federführend im Verbund – und damit Koordinator – war die Firma VOITH. Derjenige Projektpartner, der in der Beschreibung eines Arbeitspakets als Hauptverantwortlicher für dieses Arbeitspaket benannt war, sorgte dafür, dass alle Projektpartner, die an diesem Arbeitspaket beteiligt waren, die von ihnen gemäß Arbeitspaketbeschreibung übernommene Projektarbeiten inhaltlich und zeitlich korrekt erfüllten.

Der Koordinator organisierte zusammen mit dem Hauptverantwortlichen für ein Arbeitspaket die Aufgaben so, dass die Projektarbeiten auf andere beteiligte Projektpartner verteilt wurden, sodass eine gleichmäßige Auslastung aller Projektbeteiligten erreicht werden konnte. Schließlich beteiligten sich alle Projektpartner gemeinsam an der kontinuierlichen Evaluation des Projektes.

Die technische Projektleitung stimmte sich mit den Partnern regelmäßig ab, um das gemeinsame Vorgehen von Fall zu Fall neu an die Situation anpassen. Hierzu wurden regelmäßige Abstimmungen durchgeführt (Jourfix). Dazu zählte auch die regelmäßige Präsentation des Projektstandes.

## II. TEIL: EINGEHENDE DARSTELLUNG

### 1 Verwendung der Zuwendung und der erzielten Ergebnisse

#### 1.1 Einführung

Durch den starken Ausbau der Solar- und Windenergie in den letzten Jahrzehnten wird die Wasserkraft vor neue Marktbedingungen gestellt. Die Sicherung der Netzstabilität durch ausreichende Regelbarkeit und Leistungsreserven ist eine der Hauptanforderungen an die Wasserkraft [1].

Aufgrund der schwankenden Einspeisung von Solar- und Windkraftwerken erfordert der Energiemarkt hochvariable Wasserkraftmaschinen und schnelle Änderungen des Betriebsverhaltens. Eine hohe Anzahl von An- und Abschaltungen und der Betrieb außerhalb des garantierten Betriebsbereichs können die Lebensdauer der Komponenten von Wasserkraftwerken erheblich beeinflussen.

Durch die Weiterentwicklung der heutigen Francis-Turbine soll diese für einen erweiterten flexiblen Anwendungsbereich zur Verfügung stehen. Die Turbine soll trotz großer Anzahl an transienten Vorgängen (z. B. Starts und Stopps, Lastabwurf), im Langzeitbetrieb bei Teillast wirtschaftlich betrieben werden können, ohne Schaden zu nehmen.

Um den genannten Anforderungen gerecht zu werden, gibt es drei Ansatzpunkte, die mit diesem Forschungsprojekt verfolgt werden sollen:

1. Laufraddesign für wirtschaftlichen Betrieb
2. Materialwissenschaft
3. Rotordynamik

Die Verknüpfung der dabei gewonnenen Erkenntnisse führt letztlich zu einem optimierten Turbinendesign, das die optimale Einbindung von Francis-Turbinen in ein volatiles Stromnetz unterstützt.

#### Laufraddesign für wirtschaftlichen Betrieb

Die Forschungsschwerpunkte im Bereich wirtschaftlichen Betriebs liegen auf der Optimierung hinsichtlich Betriebsfestigkeit, Druckschwankungen und Kavitation mit gleichzeitig höchst möglichem Wirkungsgrad. Zum Schutz anderer Komponenten (z. B. Baustuktur) und für die Laufruhe müssen auch im erweiterten Betriebsbereich Kennwerte für Druckschwankungen eingehalten werden.

Zur Untersuchung der Spannungsverteilung im Laufrad und der Druckschwankungen in der Maschine werden mehrere Modelllaufräder (ca. 0.4 m Durchmesser) mit Sensorik ausgestattet und Messungen in kritischen Lastfällen auf dem Prüfstand durchgeführt. Durch den Vergleich können Trendkurven generiert und Designparameter identifiziert werden. Zur Validierung der Messergebnisse muss die Übertragbarkeit auf die reale Maschinengröße (bis zu 8 m Durchmesser) überprüft werden. Mit Hilfe von Dehnungssensoren werden die Spannungen in den kritischen Lastfällen bestimmt.

Des Weiteren werden in tiefergehenden Untersuchungen die designtreibenden Parameter identifiziert, um ein robustes Laufrad zu entwickeln. Mittels Strömungssimulation können Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen ermittelt und daraus Spannungen berechnet werden. Für komplexe Strömungen mit stochastischen Phänomenen sind mathematisch aufwändige Simulationen nötig, welche mit Daten aus Messungen verifiziert werden müssen. Zur Erschließung des Parameterraums ist zudem eine große Anzahl an Simulationen mit vereinfachenden Annahmen nötig. Mit den ermittelten Parametern

kann das Laufraddesign für den Betrieb unter rauen Betriebsbedingungen für Spannungen, Druckschwankungen und Kavitation bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad optimiert werden. Zudem kann das gewonnene Wissen auf auch Bestandsanlagen übertragen werden.

#### Materialwissenschaften

Mit einer verbesserten Datenbasis können zuverlässigere Lebensdauervorhersagen der Turbinenkomponenten gemacht und aktuelle Stahllegierungen bewertet werden.

Bisher spielte die geringe Anzahl von Lastwechseln mit großer Amplitude nur eine untergeordnete Rolle für die Lebensdauer von Turbinen. Die große, im Turbinen-Design bisher nicht berücksichtigte Anzahl von Lastwechseln (Starts und Stopps der Maschine) beeinflusst die Lebensdauer von Turbinen allerdings erheblich. Hier sind Untersuchungen im Bereich des „Low Cycle Fatigue (LCF)“ dringend erforderlich. Daneben werden aufgrund von hochfrequenten Schwingungen durch Stochastik (Teillast) belastbare Ermüdungsdaten auch für hohe Schwingungszahlen im „High Cycle Fatigue“ (HCF) und „Ultra High Cycle Fatigue“ (UHCF) Bereich benötigt. Anhand von geeigneten Versuchen (z. B. Ermüdungsversuche) in korrosiver Umgebung wird im Projekt die Materialdatenbasis für Turbinenlaufräder gezielt erschlossen.

#### Rotordynamik

Beim Betrieb von Wasserturbinen müssen allgemein gültige Schwingungsgrenzwerte eingehalten werden, die einen sicheren Dauerbetrieb gewährleisten. Um dies auch abseits des optimalen Betriebspunktes sicher zu stellen, muss das Wissen in der schwingungstechnischen Auslegung von Francis-Maschinen durch Messung der Belastungen (Radialkräfte) in Teillastzuständen erweitert werden.

Zur Entwicklung der modellbasierten Vorhersage werden Messungen von Schwingungen und auftretenden Kräften an Anlagen in einem verkleinerten Maßstab (sog. „Modellmaschine“) durchgeführt. Anschließend muss die Übertragbarkeit von der Modellmaschine auf eine reale Maschine (sog. „Großausführung“) geprüft werden.

Durch die erforderliche flexiblere Betriebsführung und die damit einhergehenden Beanspruchungen für die Turbine ist es weiterhin notwendig, die Rotordynamik im Zeit- und Frequenzbereich zu überwachen und zuverlässige rechnerische Vorhersagen zu tätigen. Durch die Generierung eines Belastungsprofils ist es möglich, Anpassungen von Lager- und Stützkonstruktionen zur Einhaltung der Grenzwerte vorzunehmen und damit einen sicheren Dauerbetrieb zu gewährleisten. Die Konstruktion neuer Anlagen kann darauf basierend entsprechend angepasst werden.

Die in diesem Abschnitt beschriebenen Ergebnisse beziehen sich auf die durch Voith beschriebenen Arbeitspakete Laufrad Design und Rotordynamik. Die wesentlichen Erkenntnisse sind in den Publikationen [I1-I9] veröffentlicht und nachfolgend zusammenfassend dargestellt.

## 1.2 Grundlagen

Die Strömungsphänomene in einer Francis-Turbine lassen sich in strömungsabhängige Betriebszonen unterteilen. Sie wirken sich auf die Druckschwankungen und damit auf die Belastung des Laufrads aus. Stabile Strömungsbedingungen um den Best Efficiency Point (BEP) führen zu geringen dynamischen Belastungen.

Bei den Wirbelzöpfen kann zwischen Volllast- und Teillast-Wirbelzöpfen unterschieden werden. Beide sind hauptsächlich im Konus des Saugrohrs sichtbar (vgl. Abbildung 4).

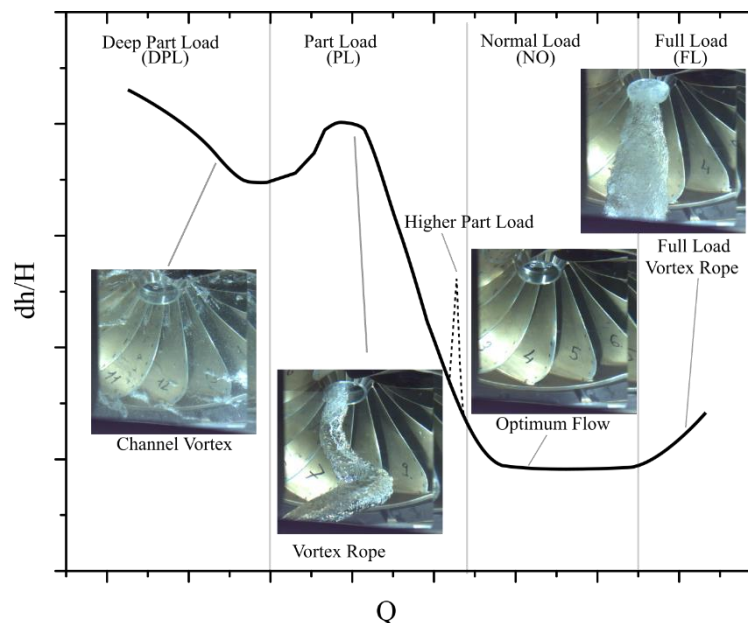


Abbildung 4: Druckpulsationen und Strömungsphänomene im Saugrohr.

Kanalwirbel treten bei geringerer Durchflussmenge auf. Dabei handelt es sich um Wirbel, die im Scheitelpunkt eines jeden Kanals entstehen und sich über die Austrittskante der Schaufel hinaus in den Saugrohrkonus erstrecken. Die Erscheinung ist abhängig vom Kavitationsvolumen und damit vom Unterwasserdruck. Ein weiteres Phänomen, das eher mit der Anlagendynamik zusammenhängt, ist die Higher Part Load (HPL). Höherfrequente Druckschwankungen, die durch den rotierenden Wirbelzopf verursacht werden, führen zu einer Selbsterregung des Systems. Aufgrund der zugrunde liegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten können die Auswirkungen nicht direkt vom Modell auf die Großausführung übertragen werden. Die Phänomene werden in [4] ausführlicher erklärt.

## 1.3 Laufrad Design für wirtschaftlichen Betrieb

### 1.3.1 Laborversuche an der Modellturbine

Es wurden Modellversuche an Francis Laufrädern mit Sensoren in den stationären und rotierenden Bereichen durchgeführt. Dazu zählen sowohl Drucksensoren als auch Dehnungsmessstreifen (DMS) an den Laufradschaufeln. Mit den vorhandenen Messungen an realen Anlagen (Großausführung, engl. Prototype) kann durch einen Abgleich die Gültigkeit der Ergebnisse nachgewiesen werden.

Der Nachweis der hydraulischen Kenngrößen durch einen Modellversuch ist allgemein anerkannt, da die meisten Parameter durch hydraulische Ähnlichkeitsgesetze [5] übertragbar sind. Bei ähnlichen Strömungsbedingungen ist die Belastung der Schaufeln daher mit der der Großausführung vergleichbar. Die größere Herausforderung ist die Übertragbarkeit des mechanischen Verhaltens eines Modelllaufrads, da die Eigenfrequenzen und die Steifigkeit nicht analog skaliert werden können.

Da die Verbindungen eines geteilten Modelllaufrads zu einer undefinierten Steifigkeit führen würden, ist ein Monoblock-Laufrad für einen Modellversuch zwingend erforderlich, um eine definierte Steifigkeit und Geometrie zu gewährleisten, die durch Simulationsmodelle untersucht werden kann, siehe Abbildung 5:



Abbildung 5: Einteiliges Modelllaufrad mit Sensoren

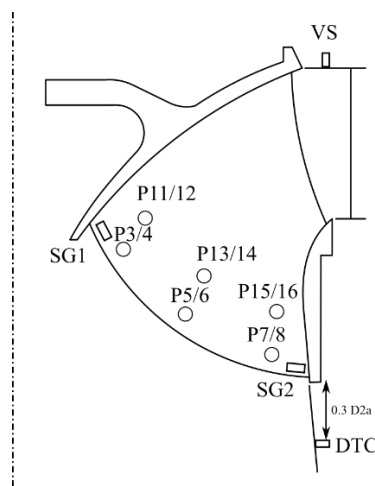


Abbildung 6: Skizze der Sensorzuordnung für Druckaufnehmer und Dehnungsmessstreifen

Das Material des Laufrads ist identisch mit dem Material der Großausführung GX4CrNi13-4 (CA6NM). Das Laufrad wurde nach den für hydraulische Modellversuche verwendeten Normen mit sehr hoher Genauigkeit hergestellt. Aufgrund der Sensoranwendung weisen die Boden- und Kranzabschnitte des Modelllaufrads Abweichungen im Vergleich zur Großausführung auf, die jedoch in den Simulationsmodellen berücksichtigt wurden. Die hydraulischen Bereiche werden durch den Einsatz der Sensoren nicht beeinflusst.

Insgesamt wurden 30 Sensoren im rotierenden System installiert, darunter 16 Drucksensoren und 12 Dehnungsmessstreifen an mehreren Schaufeln. Die Zugänglichkeit und die Einschränkungen durch die Schaufeldicke sind eine große Herausforderung, und es galt, ein Verfahren zur sicheren Anbringung der Sensoren zu entwickeln. Entsprechende Untersuchungen ergaben keine Beeinflussung der Strömung, z.B. durch Kavitation. Es wurde darüber hinaus festgelegt, Drucksensoren auf beiden Seiten einer Schaufel anzubringen, um die Lastverteilung auf einer Schaufel zu prüfen. Die Dehnungsmessstreifen wurden auf

drei Schaufeln in der Nähe des Bodens und des Kranzes an den Stellen mit den erwarteten höchsten dynamischen Spannungen appliziert. Zusätzlich wurden im stationären System Standard-Drucksensoren am Saugrohrkonus (engl. Draft Tube Cone (DTC)) und dem Schaufellosen Raum (engl. Vaneless Space (VS)) an IEC-konformen Positionen angebracht. Abbildung 6 zeigt die Anordnung der Sensoren. Die ungeraden Zahlen beziehen sich dabei auf Sensoren auf der Saugseite und die geraden Zahlen auf die Druckseite der Schaufeln.

Das Modelllaufrad wurde für eine Maschine mit mittlerer spezifischer Nenndrehzahl ( $n_q = 40 - 60$ ) entworfen, für die Messungen an der Großausführung vorliegen. Die hydraulische Kontur des Modells ist identisch, die Verrundungen sowie die mechanische Boden- und Kranzform entsprechen ebenfalls den Geometrien von Standardmodellmaschinen. Der für die Untersuchungen verwendete Prüfstand ist ein Standardprüfstand für hydraulische Modelltests. Es wurde ein umfangreiches Testprogramm mit verschiedenen Betriebsbedingungen durchgeführt. Die dargestellten Daten beziehen sich auf die Bedingungen, die mit einer verfügbaren Messung an der Großausführung übereinstimmen. Da das Verhalten im Laufrad von größtem Interesse ist, wird die Bezugshöhe für die Thoma-Zahl auf die Auslasskante des Laufrads gesetzt [5].

Abbildung 7 zeigt die charakteristischen Peak-Peak-Werte (Char. p-p) für die Sensoren im rotierenden Teil und zusätzlich den Sensor DTC und VS. Die Druckaufnehmer sind auf die Fallhöhe und die *DMS* (engl. *Strain gauge* - SG) auf die Dehnung von SG 2 im Normalbetrieb normiert. Der Durchfluss wird auf den Punkt maximalen Wirkungsgerades bei der jeweiligen Fallhöhe normiert. Es ist anzumerken, dass die Auswahl der Drucksensoren auf Grund des begrenzten Bauraumes getroffen werden musste. Es handelt sich dabei um sehr empfindliche Sensoren, welche bei turbulenten Strömungsbedingungen ein erhöhtes Ausfallrisiko haben. Die Sensoren waren ein Kompromiss aus den nötigen Anforderungen. Die Sensoren P4 und P5 gingen nach einigen Tests verloren, daher wurden für diese keine Ergebnisse aufgezeichnet. Für alle Sensoren können die Strömungsphänomene bei tiefer Teillast, Teillast, Normalbetrieb und Volllast anhand von visuellen Beobachtungen und Frequenzanalysen identifiziert werden.

Die Drucksensoren an den Schaufeln zeigen im Allgemeinen ähnliche Eigenschaften wie die Sensoren im stationären System. Die Druckschwankungen durch die höhere Teillast haben sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite gleiche Amplituden und Phase. Die Dehnungsmessstreifen zeigen die integrale Belastung der Schaufel. In den Messdaten der Dehnungssensoren ist HPL nicht zu erkennen und bestätigt damit die Ergebnisse der Drucksensoren. Dies bedeutet, dass HPL keine Belastung der Schaufel verursacht. Der Dehnungsmessstreifen am Kranz (SG2) weist eine gute Korrelation zu den Druckschwankungen im Saugrohrkegel auf und der Dehnungsmessstreifen an dem Boden (SG1) zeigt eine ähnliche Charakteristik wie die Druckschwankungen im schaufelfreien Raum.

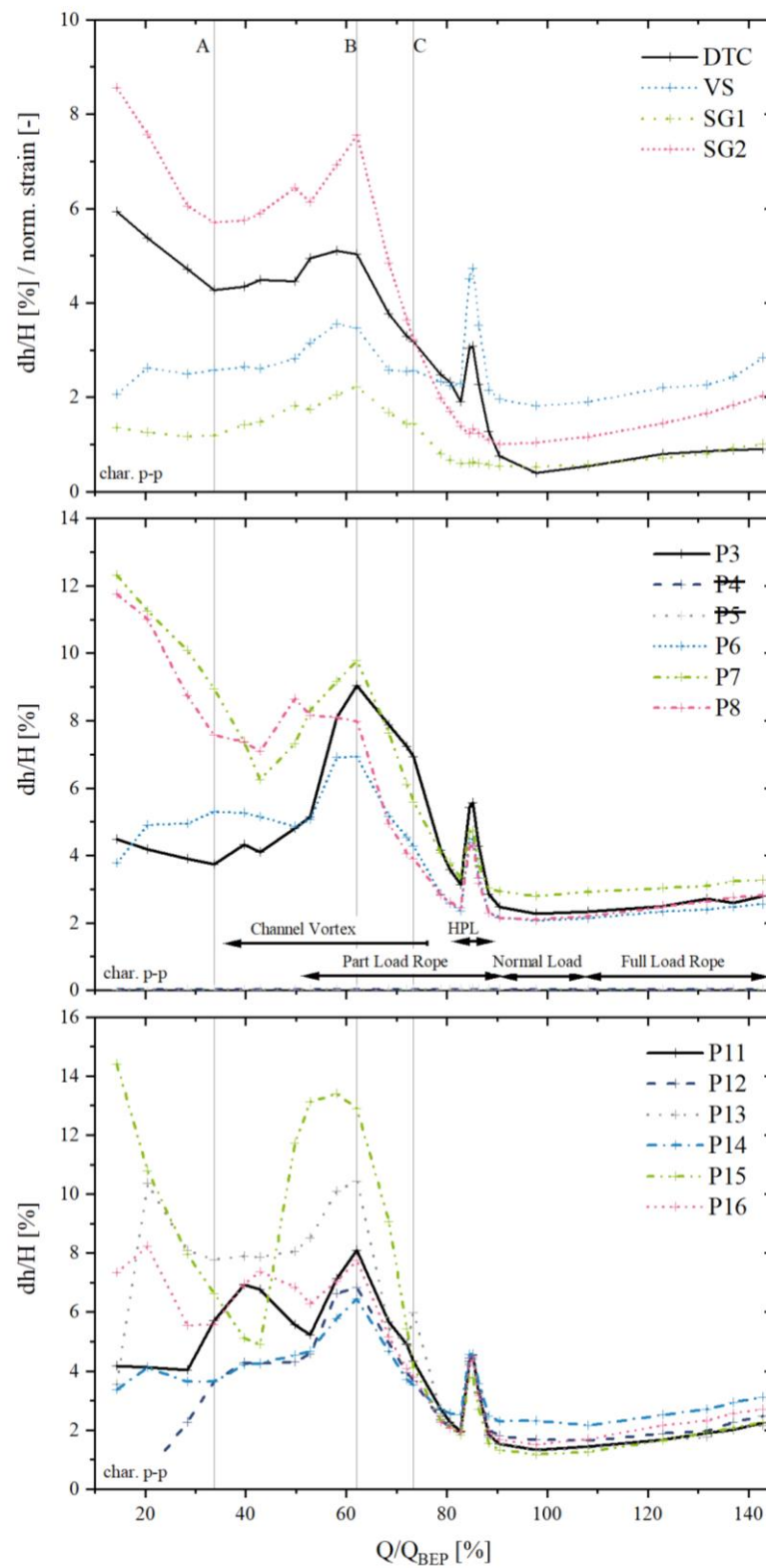


Abbildung 7: Char p-p von rotierenden und stationären Druck-/Dehnungssensoren  
(ungerade Zahlen: Saugseite | gerade Zahlen: Druckseite)



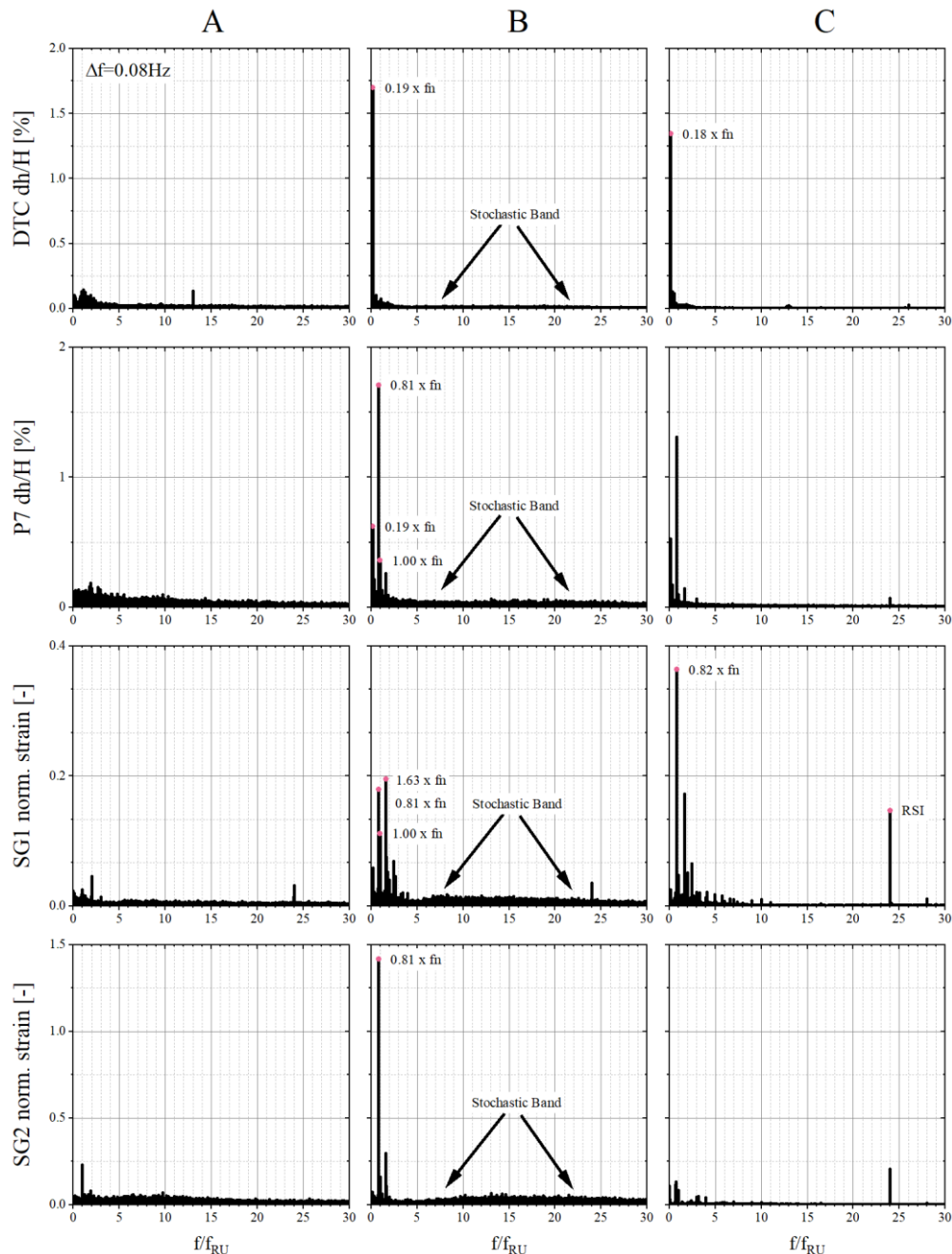


Abbildung 8: FFT der Signale aus dem Modelltest für verschiedene Teillastbetriebe, normalisiert auf die Nennrehzahl des Laufrads

Drei verschiedene Strömungsverhältnisse wurden eingehender analysiert. Die Spalte A bezieht sich auf eine hauptsächlich stochastische Strömung für alle Sensoren. Die Druckaufnehmer in Richtung des Kranzes zeigen höhere Amplituden, da der Kanalwirbel stromaufwärts in der Nähe des Bodens entsteht und das Laufrad in der Nähe des Kranzes verlässt. Da der Kanalwirbel in jedem einzelnen Strömungskanal dynamisch ist, wird die Belastung auf beiden Seiten des Blattes beeinflusst. Dies stimmt mit den visuellen Beobachtungen überein. Ein breites Band an Stochastik führt zu erhöhten Char. p-p-Werten.

Spalte B bezieht sich auf eine Region, in der sowohl ein entwickelter Teillast-Wirbelzopf als auch ein Kanalwirbel zu beobachten ist. Die Fast-Fourier-Transformation (FFT) zeigt, dass die Rheingans-Frequenz und höhere Harmonische sowohl im rotierenden als auch im stationären Rahmen vorhanden sind.

Außerdem ist ein stochastisches Band zu sehen. Die stochastische Belastung ( $> 2 \times f_{Ru}$ ) macht 82% der dynamischen Belastung für SG2 aus. Beobachtungen haben gezeigt, dass bei dieser Betriebsbedingung ein "tanzender" Kanalwirbel vorhanden ist, während der Wirbel bei niedrigeren Belastungen stabiler ist. Bei der Bewegung des Wirbels ist es wahrscheinlich, dass er direkt auf einen Drucksensor trifft und dadurch starke Druckänderungen hervorruft. Zwei Beispiele hierfür sind die Drucksensoren an P13 und P15, die sehr hohe Char. p-p-Werte aufweisen. Da die Drucksensoren nur den sehr lokalen Druck aufzeichnen, sind die hohen Werte in den Char. p-p nicht beunruhigend. Die Dehnungssignale zeigen keine erhöhten Werte an, da dies die Antwort auf die Belastung der gesamten Schaufel ist. Spalte C bezieht sich auf einen Betriebszustand, in dem der Wirbelzopf der Teillast dominiert und der Kanalwirbel sich erst zu entwickeln beginnt. Aufgrund der Einflusszone des Wirbelzopfes ist dieser bei SG1 dominant.

### 1.3.2 Übertragbarkeit auf die Großausführung

Für den Vergleich der statistischen Werte (z.B.: Char. p-p) zwischen einer DMS-Messung an Modell- und Großausführung müssen die Abtastrate und die Signallänge angepasst werden. Da ein Modellversuch unter Laborbedingungen stattfindet, kann eine viel höhere Abtastrate und relative Aufzeichnungslänge realisiert werden, vgl. Tabelle 1. Die Daten aus dem Modellversuch wurden mit einem Downsampling nachbearbeitet, um die gleiche Anzahl von Datenpunkten pro Umdrehung zu erhalten und eine identische Anzahl von Umdrehungen gekürzt.

*Tabelle 1: Signalverarbeitung von der Großausführung und Modell-Laufrad*

	Großausführung	Modell-Laufrad
Abtastrate	2 048 Hz	30 000 Hz
Drehzahl	n	9.68 x n

Sowohl für das Modell-Laufrad als auch für die Großausführung wurden die Eigenfrequenzen bestimmt. Für das Modell-Laufrad wurde eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Eine detaillierte Beschreibung ergibt sich aus Quelle [6]. Für die Großausführung liegt eine Modalanalyse (Simulation) in Wasser vor. Die relevanten Eigenfrequenzen sind in Abbildung 9 durch vertikale Linien dargestellt (höhere Eigenfrequenzen existieren, sind aber nicht eingezeichnet). Aufgrund einer erhöhten Steifigkeit verschieben sich die Eigenfrequenzen eines Modell-Laufrads zu höheren Frequenzen, im Vergleich zur Änderung der Nenngeschwindigkeit von der Großausführung zum Modell.

Für SG 2 und die entsprechende Position bei der Großausführung wurde eine detaillierte FFT für die Betriebsbedingung A (DPL) durchgeführt. Abbildung 9 zeigt die auf die individuelle Nenngeschwindigkeit des Laufrads normierten Ergebnisse. Beide zeigen ein typisches stochastisches Verhalten, weisen jedoch eine andere Charakteristik auf. Offensichtlich ist der Bereich mit höheren Amplituden zwischen Modell und Großausführung verschoben. Außerdem gibt es mehrere Regionen höherer Frequenzen mit niedrigeren Amplituden. Es wird vermutet, dass das erste überhöhte Frequenzband einer Häufung von Eigenfrequenzen entspricht.

Abbildung 10 zeigt die charakteristischen p-p-Werte sowohl für das Modell als auch für den Test der Großausführung. Die charakteristischen Werte haben eine Wahrscheinlichkeit von 97% und sind auf den Modellwert bei  $Q/Q_{BEP} = 14\%$  normiert. Jede getestete Betriebsbedingung bezieht sich auf einen Datenpunkt. Für den Modelltest konnten sehr viel mehr Betriebsbedingungen getestet werden, da es keine zeitlichen oder netztechnischen Einschränkungen gab. Die Werte an der Position der maximalen Spannung der Großausführung sind etwa siebenmal größer als die Werte an der Dehnungsmessstreifenposition des Modells.

Durch Skalierung der Modellwerte mit diesem Faktor kann ein qualitativer Vergleich der Daten durchgeführt werden. Beide Messkampagnen zeigen eine gute Korrelation für den Teillastbereich. In Richtung des BEP unterscheiden sich die Daten. Dieser Unterschied war zu erwarten, da die Rotor-Stator-Wechselwirkung in diesem Betriebsbereich das vorherrschende Phänomen ist und die Eigenfrequenzen der Großausführung näher an der Leitschaufelpassierfrequenz (GPF) liegen als die des Modell-Laufrads. Für die Teillast-Betriebsbedingungen ändert sich die Frequenzcharakteristik mit der Betriebsbedingung, ein konstanter Skalierungsfaktor ist jedoch den Ergebnissen zufolge sinnvoll. Die Unterschiede zwischen den Frequenzen des Modells und der Großausführung haben keinen Einfluss auf die Char. p-p-Werte, da sonst ein unterschiedliches Verhalten mit zunehmendem Durchfluss zu erwarten wäre. Durch Wiederholung der Tests wurde die Reproduzierbarkeit nachgewiesen. Geringfügige Unterschiede können durch den stochastischen Charakter des Zeitsignals erklärt werden.

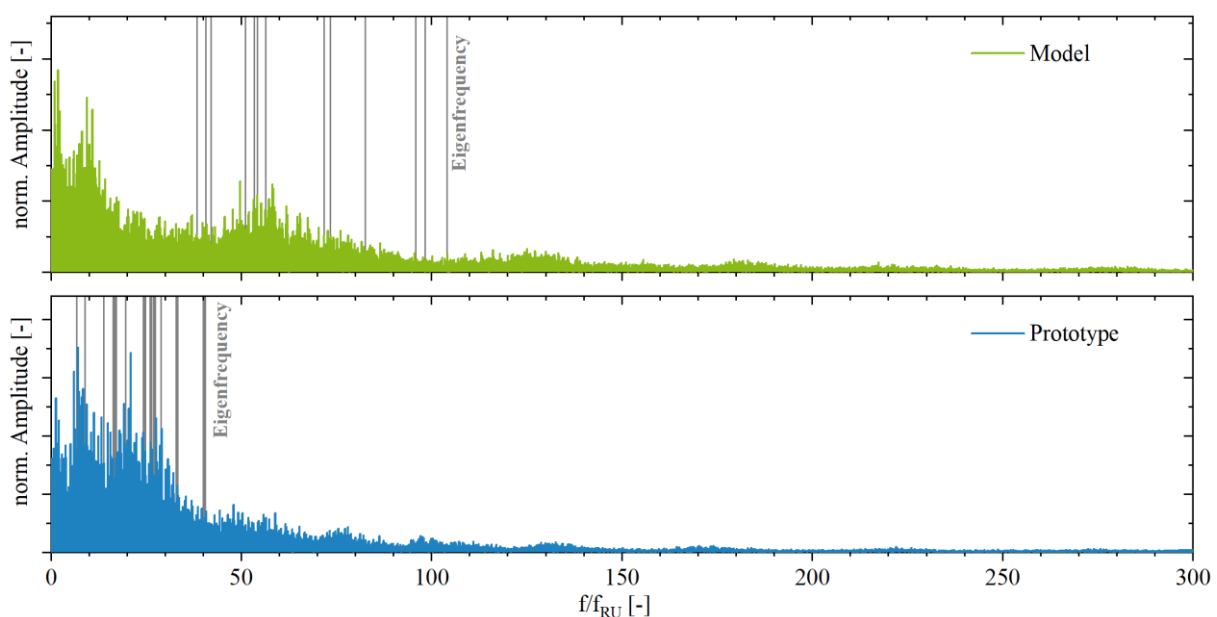


Abbildung 9: FFT-Ergebnisse von Messung und Simulation für Modell (oben) und Großausführung (Prototype) (unten) für einen Dehnungsmessstreifen im Vergleich zu den Eigenfrequenzen.

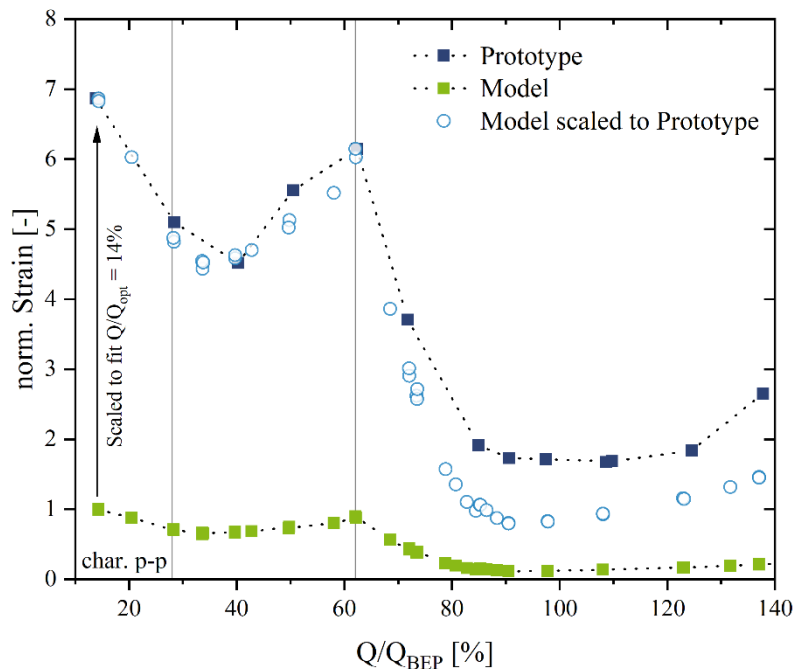


Abbildung 10: Vergleich der Dehnung am Kranz zwischen Modell und Großausführung (Prototype).

Ein zweiter Vergleich wird auf der Grundlage einer Rainflow-Zählung der Zeitsignale durchgeführt, da dies für eine Ermüdungsbewertung von großem Interesse ist. Abbildung 11 zeigt die Ergebnisse für  $Q/Q_{BEP} = 28\%$  mit dominanter stochastischer Belastung und  $Q/Q_{BEP} = 62\%$  sowohl mit stochastischer Belastung als auch mit Teillast-Wirbelzopf. Jedes Signal wurde auf seinen individuellen Char. p-p-Wert normiert. Sowohl für das Modell als auch für die Großausführung wurde die gleiche Anzahl von Umdrehungen verwendet. Für die Testergebnisse des Modells wurden zwei nebeneinander liegende Zeiträume gewählt, was zu t1 und t2 führt. Die Rainflow-Zählung wurde mit einer konstanten Klassengröße durchgeführt, was zu >100 vergleichbaren Klassen für jedes Zeitsignal führte.

Beide Betriebsbedingungen zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Großausführung und Modelldaten. Bei den höchsten Amplituden mit < 10 Zyklen ist eine Diskrepanz vorhanden, aber der Einfluss des gewählten Zeitrahmens ist zu erkennen, wenn man t1 und t2 vergleicht. Im unteren Diagramm von Abbildung 11 sind beide Betriebsbedingungen der Großausführung aufgetragen. Obwohl es sich um eine andere Betriebsbedingung handelt und auf einen anderen Char. p p-Wert normiert ist, zeigen sie eine gute Korrelation für Amplituden >10 Zyklen. Dies deutet darauf hin, dass die Zusammensetzung der stochastischen Belastung sehr ähnlich ist, unabhängig von den Betriebsbedingungen. Außerdem hat die unterschiedliche Frequenzcharakteristik zwischen Modell und Großausführung nur einen geringen Einfluss auf die Rainflow-Zählung als Grundlage für eine Ermüdungsberechnung.

Um eine Dehnungsmessstreifen-Messung aus einem Modellversuch für die Vorhersage der Ermüdungslebensdauer einer Großausführung zu verwenden, z.B. vor der eigentlichen Fertigung, muss eine Skalierung festgelegt werden. Wie in Abbildung 10 zu sehen ist, scheint eine konstante Skalierung für die stochastische Belastung auf der Grundlage dieser Messung sinnvoll zu sein. Dieser Skalierungsfaktor kann durch Finite-Elemente-Berechnung beider Laufräder abgeleitet werden, entweder auf der Grundlage der Druckverteilungen, die aus instationären oder zeitaufgelösten Simulationen abgeleitet wurden, oder einer generischen Druckverteilung, die das Belastungsmuster der stochastischen Belastung darstellt. Beide können außerdem für die Extrapolation der Dehnungsmessstreifen zum kritischen Ermüdungspunkt

verwendet werden. Unterschiede in der lokalen Geometrie (z.B. Boden, Kranz, Verrundung) werden in das FEA-Modell einbezogen, wodurch der Einfluss auf die maximale lokale Spitzenspannung bestimmt wird.

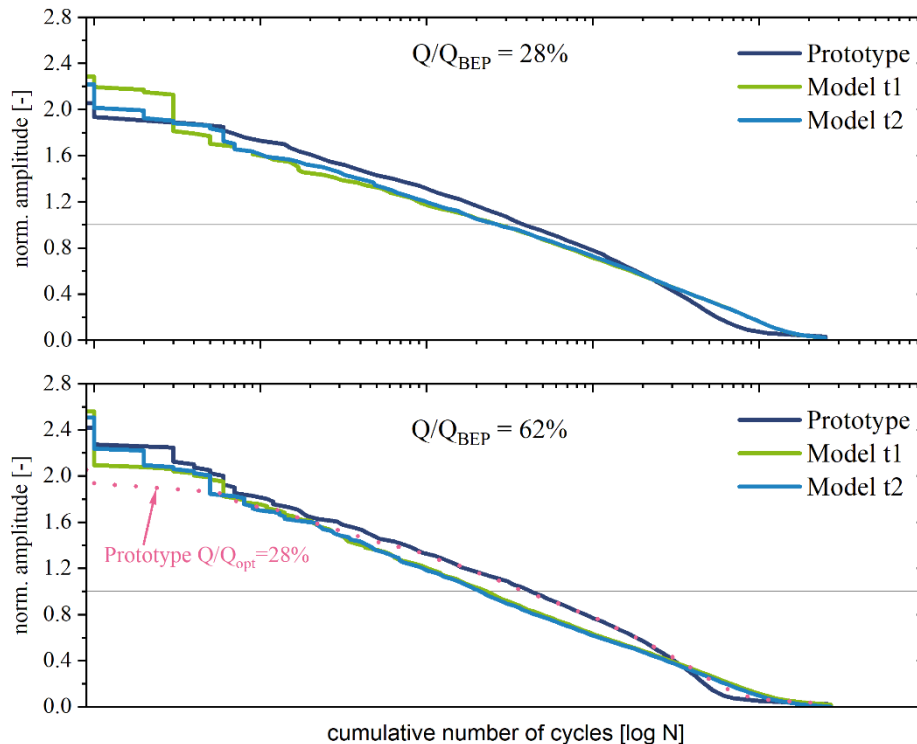


Abbildung 11: Ergebnisse der Rainflow-Zählung für zwei Betriebsbedingungen, normalisiert auf die einzelnen Char. p-p jedes Signals mit >100 Rainflow-Klassen und identischer Anzahl von Umdrehungen.

### 1.3.3 Bewertung der Betriebsfestigkeit

Um die Ermüdungslebensdauer eines 0-100%-Francis-Laufrads zu bewerten, ist es notwendig, eine hinreichende Vorhersage der stochastischen Belastung im tiefen Teillastbereich zu treffen. Die Vorhersage einer ausreichenden Ermüdungslebensdauer ist jedoch bereits in der Entwurfsphase des Laufrades wünschenswert. Da Simulationsmethoden für die Teillast bis jetzt noch keinen Ansatz zur Ermüdungsvorhersage bieten, wird bei VH ein ingenieurmäßiger Ansatz verfolgt, der auf den Erkenntnissen aus realen Anlagen und Modellversuchen beruht.

Die Char. p-p über  $Q/Q_{opt}$ -Diagramme verschiedener Projekte (vgl. Abbildung 12 und Abbildung 13) zeigen eine abweichende Lage der maximalen Amplitude, daher wird vereinfachend ein Bewertungsbereich für Speed-No-Load (SNL) und ein Bereich mit hoher Teillast bis Teillast ( $Q/Q_{opt} = 0,2-0,8$ ) definiert.

Die Vorhersage der Rotor-Stator-Interaktion (RSI) in der Nähe des BEP und für Projekte mit niedriger spezifischer Geschwindigkeit mit dominanter RSI über den gesamten Betriebsbereich wird durch RSI-Simulationsmethoden abgedeckt und ist nicht Teil dieses Ansatzes.

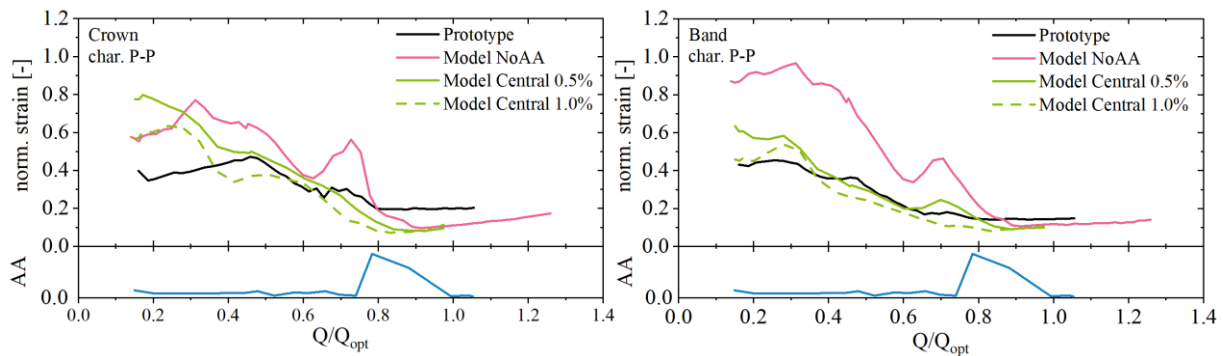


Abbildung 12: Norm. Char. p-p Belastung und AA (Projekt I)

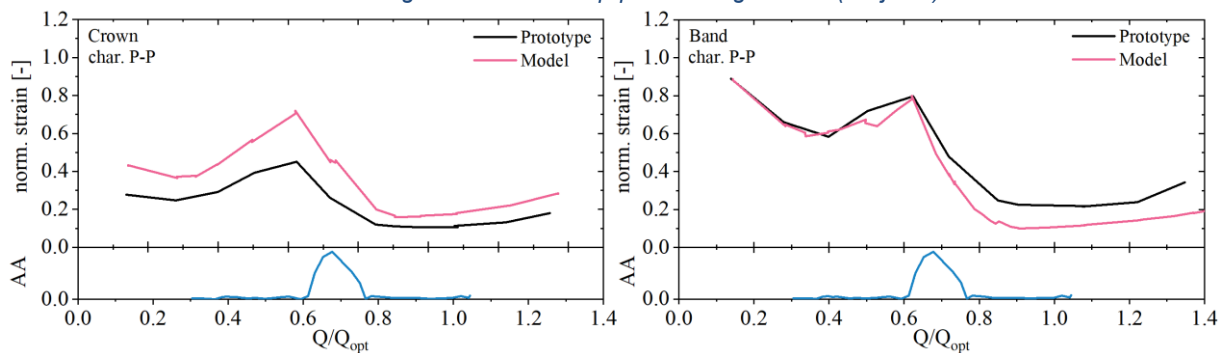


Abbildung 13: Norm. Char. p-p Belastung und AA (Projekt II)

Durch eine mathematische Untersuchung einer stochastischen Lastverteilung wird der Kenntnisstand zur resultierenden Rainflow-Matrix erweitert. Mit einem Zufallsdatenpunktgenerator, der als Basis einer Gauß-Verteilung agiert, wird ein Zeitsignal mit einer vergleichbaren Messlänge erzeugt.

Abbildung 14 zeigt sowohl ein Zeitsignal als auch die Gauß'sche Verteilung von 20 verschiedenen Zeitsignalen. Zusätzlich wird die Rainflow-Zählung der 20 Signale dargestellt, diese sind normalisiert auf den Char. p-p eines jeden Signals. Alle Signale zeigen eine charakteristische Form der Rainflow-Matrix mit Unterschieden nur in der geringen Anzahl der Zyklen. Die maximalen Amplituden für die entsprechende Signallänge liegen im Durchschnitt bei einem Wert von 2. Diese Beobachtung kann später zur Erstellung einer Designkurve verwendet werden.

Die allgemeinen charakteristischen Rainflow-Matrizen für SNL, PL und DPL sind unabhängig von der

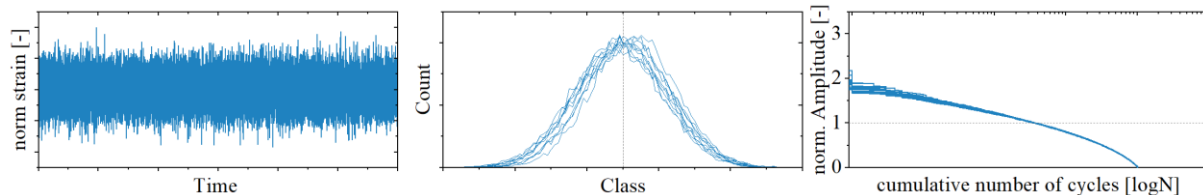


Abbildung 14: Rainflow-Zählung von Zeitsignalen basierend auf einer Gaußschen Verteilung

spezifischen Geschwindigkeit der Großausführung sehr ähnlich. Einzelheiten zu dieser Beobachtung und Analyse ergeben sich aus Quelle [7]. Durch die Ähnlichkeit kann eine Designkurve abgeleitet werden, die das stochastische Muster der Strömungsbedingungen bei der Ermüdungsbewertung darstellt.

Abbildung 15 (SNL) und Abbildung 16 (DPL/PL) zeigen die jeweiligen Designkurven für Boden und Kranz. Diese Kurven gelten für die Basisanzahl der Umdrehungen, die für alle Projekte gleichermaßen berücksichtigt wurde; für die Ermüdungsberechnung müssen sie entsprechend der Nenndrehzahl des zu bewertenden Projekts skaliert werden. Zusätzlich wird ein Vergleich mit der Rainflow-Matrix einer Gaußschen Verteilung durchgeführt. Seltene Ereignisse werden mit dem Gauß'schen Zeitsignal



unterschätzt, während eine bessere Übereinstimmung für eine hohe Anzahl von kumulativen Zyklen erreicht wird. Die Designkurve wird daher als lineare Degression auf der logarithmischen Skala mit höheren Amplituden für seltene Ereignisse festgelegt, um die Charakteristik eines aus Messungen an der Großausführung abgeleiteten Messsignals darzustellen. Die Auswirkungen unterschiedlicher Thoma-Zahlen sind in diesem vereinfachten konservativen Ansatz bereits enthalten.

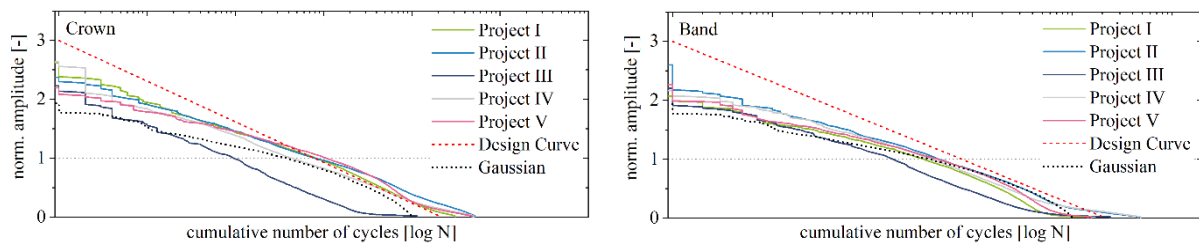


Abbildung 15: Normierte Rainflow-Matrizen für verschiedene Dehnungsmessstreifen-Messungen für SNL

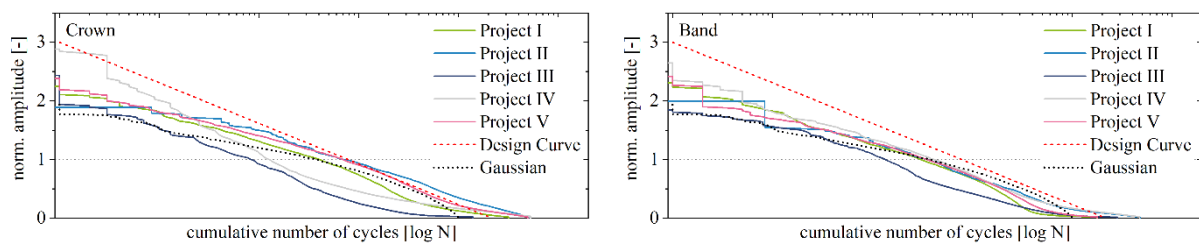


Abbildung 16: Normierte Rainflow-Matrizen für verschiedene Dehnungsmessstreifen-Messungen für PL

Der Ansatz für die Vorhersage der Ermüdungsschäden im Teillastbereich basiert auf zwei Grundsätzen: Es wird sowohl eine realistische Vorhersage einer charakteristischen und laufradunabhängigen Rainflow-Verteilung als auch eine FEA-Berechnung mit der projektspezifischen Geometrie verwendet. Auf der Grundlage der Korrelation zwischen Modell und Großausführung können die Auswirkungen der Geometrie über einen vereinfachten generischen FEA-Lastfall, der das lokale Spannungsmuster der stochastischen Belastung darstellt, in einen Skalierungsvorgang einfließen. Dieser Belastungsfall wird durch die bei VH-Messungen bei verschiedenen Projekten beobachteten Beanspruchungsmuster bestätigt und für die Extrapolation auf Belastungsspitzen herangezogen. Dieser Belastungsfall kann für verschiedene Laufradkonstruktionen berechnet werden. Sowohl die Rainflow-Matrix, die die normalisierte stochastische Belastung darstellt, als auch der FEA-Lastfall, der sowohl die Geometrie- als auch die Maschinendaten enthält, werden zur Vorhersage der Belastung während der Entwurfsphase verwendet.

Eine Validierung dieser Methode erfolgt durch den Vergleich der tatsächlichen Messergebnisse zu den Vorhersagen für die Bewertungsbereiche bei den bereits bekannten Projekten. Diese haben eine spezifische Drehzahl  $n_q = 40-100$ . Die untersuchten Projekte umfassen eine Vielzahl verschiedener Francis-Laufräder. Die Schädigung wird für eine vergleichbare Anzahl an Umdrehungen und auf der Grundlage einer Ermüdungskurve mit konstanter Steigung nach dem elementaren Ansatz von Palmgren und Miner für jedes Projekt berechnet. Die x-Achse in Abbildung 10 entspricht der tatsächlichen Schädigung, die auf der Grundlage der Messdaten berechnet wurde. Die y-Achse entspricht der Vorhersage unter Verwendung des beschriebenen Ansatzes. Beide Achsen sind in einer logarithmischen Skala dargestellt. Somit werden konservative Vorhersagen oberhalb der Diagonalen dargestellt.



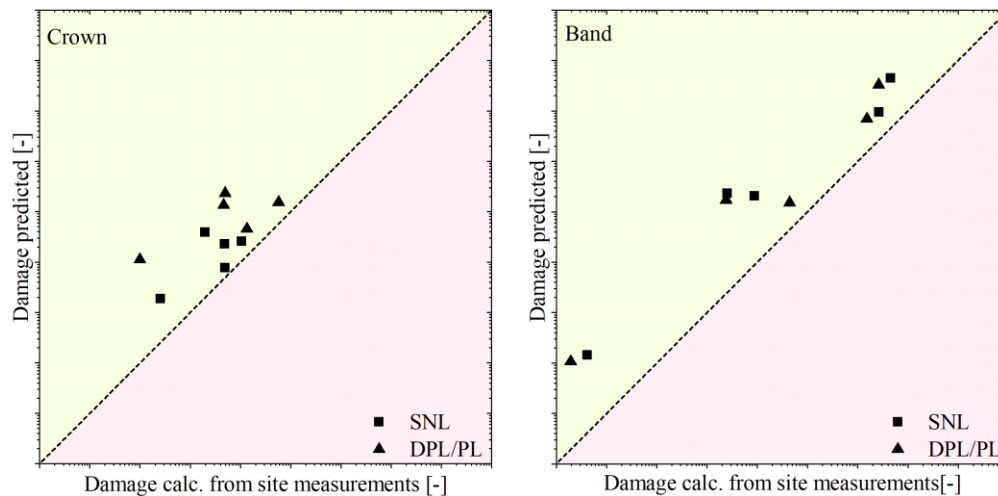


Abbildung 17: Prognostizierter Schaden im Vergleich zu dem aus Messungen vor Ort berechneten Schaden

Wie in Abbildung 17 zu erkennen ist, werden durch die Anwendung des technischen Ansatzes für beide Bewertungsbereiche höhere Schädigungen vorhergesagt als an der Großausführung gemessen. Bei vier der Projekte ist bekannt, dass das Lufteinlassventil während der Messung bei niedriger Last geschlossen war. Daraus lässt sich schließen, dass die ingenieurmäßige Methode für die Ermüdungsvorhersage zu konservativen Ergebnissen führt und dass Methoden zur Schadensminderung, wie z.B. die Belüftung, den Anlagen weiterhin zugutekommen. Anhand dieser Auswertung wird die Zuverlässigkeit der auf diesem technischen Ansatz basierenden Vorhersagemethode nachgewiesen. Die Methode muss selbstverständlich durch weitere Forschung verfeinert werden, um spezifische Belastungspunkte, die Sigma-Abhängigkeit und Methoden zur Minimierung von Schädigungen einzubeziehen. Die Weiterentwicklung verbessert das mehrdimensionale Optimierungsproblem zwischen strukturellem Design, Hydraulik, Herstellung und Kosten, welches für die Auslegung insbesondere von flexiblen Francis-Laufrädern eine Herausforderung darstellt.

### 1.3.4 Optimiertes Design

Auf der Grundlage einer bestehenden Modellturbine wurden Designziele für ein neues Laufrad definiert, wobei der Hauptfokus auf einem verbesserten Teillastverhalten lag. Die Gestaltungsziele wurden bereits im Vorfeld definiert. Der Entwurf sollte für 25%, 50%, 75% und 100% der Leistung  $P_{\text{rated}}$  und für zwei Fallhöhen ( $H_{\text{rated}}$  und  $H_{\text{min}}$ ) mit gleichen Optimierungsgewichtungen ausgelegt werden. Als zusätzliche Randbedingungen werden Druckschwankungs- und Resonanzgrenzen berücksichtigt.

Neben der Optimierung des Wirkungsgrades im Teillastbereich wurden Parameter aus der stationären und transienten CFD bewertet:

- Visualisierung von Wirbeln mit dem Q-Kriterium
- Druckverteilungen/Gradienten auf der Schaufel
- Geschwindigkeitscharakteristik am Auslass des Laufrads
- Höhe der Rückströmung im Laufrad
- Druckschwankungen im Saugrohr
- Druckbelastung der Schaufel und ihre Auswirkungen auf das strukturelle Verhalten

Das Design wurde anhand mehrerer geometrischen Parameter optimiert, wobei der Durchmesser der inneren Laufradaustrittskante  $D_{2i}$  und die Höhe der inneren Laufradaustrittskante  $t_{2i}$  die wichtigsten Variationsparameter darstellen. Darüber hinaus wurde das Integral  $H_{e2} = f(Q)$  sowie die Verteilung

$C_{\text{circ}} / C_{\text{ax}} = f(r)$  am Laufradaustritt variiert. Parallel zum Laufrad-Design wurde für jede Design-Iteration und Design-Familie eine eingehende Bewertung auf Expertenebene durchgeführt.

Die Variation der geometrischen Designparameter zeigte eine deutliche Auswirkung auf die Intensität des Kanalwirbels. Gleichzeitig zeigten die instationären Simulationen keine Verbesserung bei den Druckschwankungen stromabwärts des Laufrads. Aus diesem Grund wurde für den Modellversuch ein Laufrad mit einer Verschiebung des integralen  $H_{e2}$ -Wertes ausgewählt. Dieses Design zeigte in den CFD-Simulationen ein verbessertes Verhalten in Bezug auf Kanalwirbel und Druckschwankungen.

Nach den Modellversuchen wurde ein Vergleich des neuen Laufrads mit dem Basisdesign in Bezug auf Effizienz, Druckschwankungen und Einsetzen von Kanalwirbeln durchgeführt.

Insgesamt wurde für das neue Design ein um  $\Delta\eta_w = +0,9\%$  höher gewichteter Wirkungsgrad getestet. Insgesamt liegt das Niveau der Druckschwankungen für alle relevanten Stellen (Spiraleinlass, Schaufelloser Raum, Saugrohrkonus) im Wesentlichen unter der im Projekt gesetzten Grenze für den Leistungsbereich von 0 % bis 100 %.

Neben den bereits oben diskutierten hydraulischen Zielen, die durch Modellversuche überprüft wurden, wurden auch einige strukturelle Anforderungen an das neue Laufraddesign definiert. Das neue Laufrad zeigte auch hier verbesserte strukturelle Eigenschaften und alle definierten Ziele wurden erreicht.

### 1.3.5 Belüftung als Hilfsmaßnahme

Die experimentellen Untersuchungen zeigten darüber hinaus, dass eine Belüftung im Teillastbereich Vorteile hinsichtlich des Wirkungsgrades, der Ermüdungslebensdauer und der Schwingungen bietet. Bei vielen realisierten Projekten besteht bereits konstruktionsbedingt die Möglichkeit eine Druckluftbeaufschlagung nachzurüsten. Der technische Nutzen der Zusatzausrüstung (z.B. Kompressoren) muss beurteilt und wirtschaftlich bewertet werden.

Für Francis-Laufräder werden in der Regel verschiedene Arten von Belüftungen angewendet. Ein Ansaugen von unkomprimierter Luft ist nur möglich, wenn der Druck unterhalb des Laufrades unter dem atmosphärischen Druck liegt. Der lokale Druckzustand an der Zuführung ist jedoch stark von den auftretenden Strömungsphänomenen abhängig. Durch Druckbeaufschlagung der Luft ist auch eine Zuführung in andere Betriebsbereiche möglich.

Eine weitere Einteilung kann über Anordnung der Zuführungseinheit entweder auf der Nieder- oder Hochdruckseite der Turbine erfolgen. Folgende Systeme werden üblicherweise verwendet:

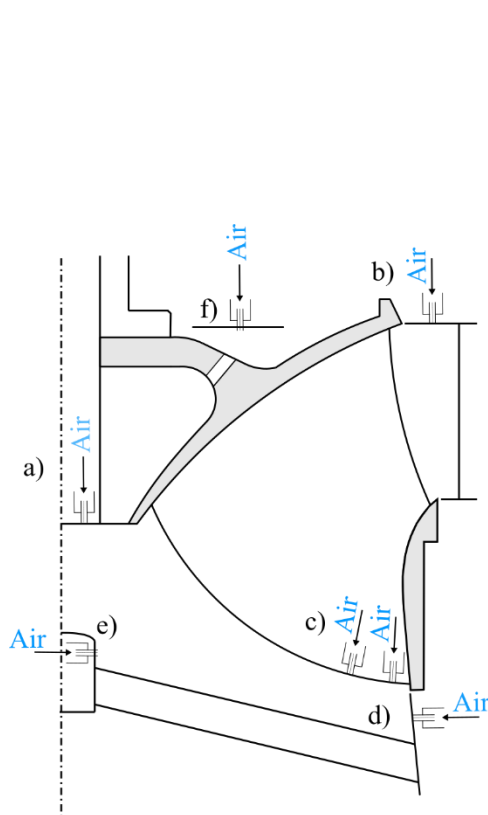


Abbildung 18: Übersicht verschiedener Lufteinlasssysteme.

a) Eine zentrale Belüftung, zum Beispiel durch die Hohlwelle, wird üblicherweise zur Abschwächung von Druckpulsationen aufgrund des kavitierenden Wirbelzopfs verwendet. Trotz eines kavitierendes Rückströmgebietes an der Laufradnabe im tiefen Teillastbetrieb, reicht die Druckdifferenz ggf. nicht aus, um Luft anzuziehen. Bei diesen Betriebsbedingungen mit geringem Durchfluss (DPL, SNL) muss daher ein Drucksystem eingesetzt werden.

b) Die Belüftung durch den Turbinendeckel erfolgt normalerweise im schaufelloren Raum vor dem Laufrad. Da dieser Bereich auf der Hochdruckseite der Turbine liegt, muss ein Druckluftsystem eingesetzt werden.

c) Ein von Voith entwickeltes Belüftungssystem ermöglicht die Zufuhr von Luft durch eine Hohlkörper-Schaukel in die Laufrad-Hinterkante. Diese Methode wurde ursprünglich entwickelt, um den Gehalt an gelöstem Sauerstoff im Wasser zu erhöhen; sie ist jedoch auch für die Abschwächung von Druckpulsationen im Teillastbetrieb geeignet. Der Hauptvorteil besteht darin, dass die Luft direkt an der Hinterkante des Laufrads auf der Niederdruckseite der Turbine in die Strömung eintritt.

d) Mit Druck beaufschlagter Lufteintritt durch die Wand des Saugrohrs (DT) unterhalb des Laufrads

e) Eine zentrale Belüftung im Saugrohr, z.B. durch einen „Tripod“ unterhalb des Laufrades, zielt auf den Teillastwirbelzopf ab und ist damit vergleichbar mit einer Zuführung durch die Hohlwelle. Sowohl eine natürliche Belüftung als auch eine Anwendung mit komprimierter Luft sind möglich.

f) Lufteinlass in die Nebenkammern bei Laufrädern mit Ausgleichsbohrungen im Wellenflansch zur Entwässerung des Spaltwassers.

Im Rahmen des Vorhabens liegen Ergebnisse von zwei Designs mit mittlerer spezifischer Drehzahl vor, bei denen zusätzlich sowohl mit Druckluft durch die Hohlwelle als auch mit Einblasung in den schaufelfreien Raum im Modell getestet wurde. Durch die Belüftung durch den Turbinendeckel (HC) in den schaufelfreien Raum tritt die Luft in den Wasserstrom nahe dem Entstehungsort des Kanalwirbels ein. Die Belüftung durch die Hohlwelle (Central) unterhalb des Laufrades beeinflusst den Teillastwirbelzopf und den Rückströmungsbereich an der Nabe in tiefer Teillast. In Abbildung 19 sind die Messergebnisse für einen Versuch dargestellt. Auf der Abszisse ist der auf das lokale Optimum ohne Belüftung normierte Durchfluss dargestellt, auf der Ordinate die jeweiligen Messgrößen Wirkungsgrad, Radialkräfte, Druckschwankungen im schaufelfreien Raum, Druck im Saugrohrkonus und die dynamischen Dehnungen am Laufradboden und Laufradkranz. Das Luftvolumen wurde als konstanter Prozentsatz des Durchflusses  $Q$  definiert (siehe Legende). Bei der Betrachtung des Wirkungsgraddiagramms ist ein positiver Effekt der Belüftung für die Lasten bei  $<0,6 Q/Q_{\text{opt, NoAA}}$  zu erkennen. Höhere Luftdurchsätze führen zu einem höheren Wirkungsgrad, insbesondere bei niedrigeren Leistungen. Die dynamischen Radialkräfte zeigen die typische Form mit erhöhten Werten im Bereich des Teillast-Wirbelzopfes. Die direkte Einblasung von Luft in den Wirbelzopf

durch die Hohlwelle zeigt in diesem Beispiel den größten Nutzen, während die HC-Belüftung nur geringe Auswirkungen zeigt. Die Druckschwankungen im schaufelfreien Raum (VS) zeigen bei  $Q/Q_{\text{opt,NoAA}}$  0,85 einen lokalen Druckanstieg, welcher auf ein „Higher Part Load“-Phänomen im Zusammenhang mit dem Modellprüfstand zurückgeführt werden kann [8]. Dieser Druck ist auch im Saugrohrkonus zu sehen, hat aber keinen Einfluss auf Belastung der Schaufeln und damit die gemessenen Spannungen. Im tiefen Teillastbereich ist eine positive aber nur geringe Auswirkung auf den Druck zu erkennen.

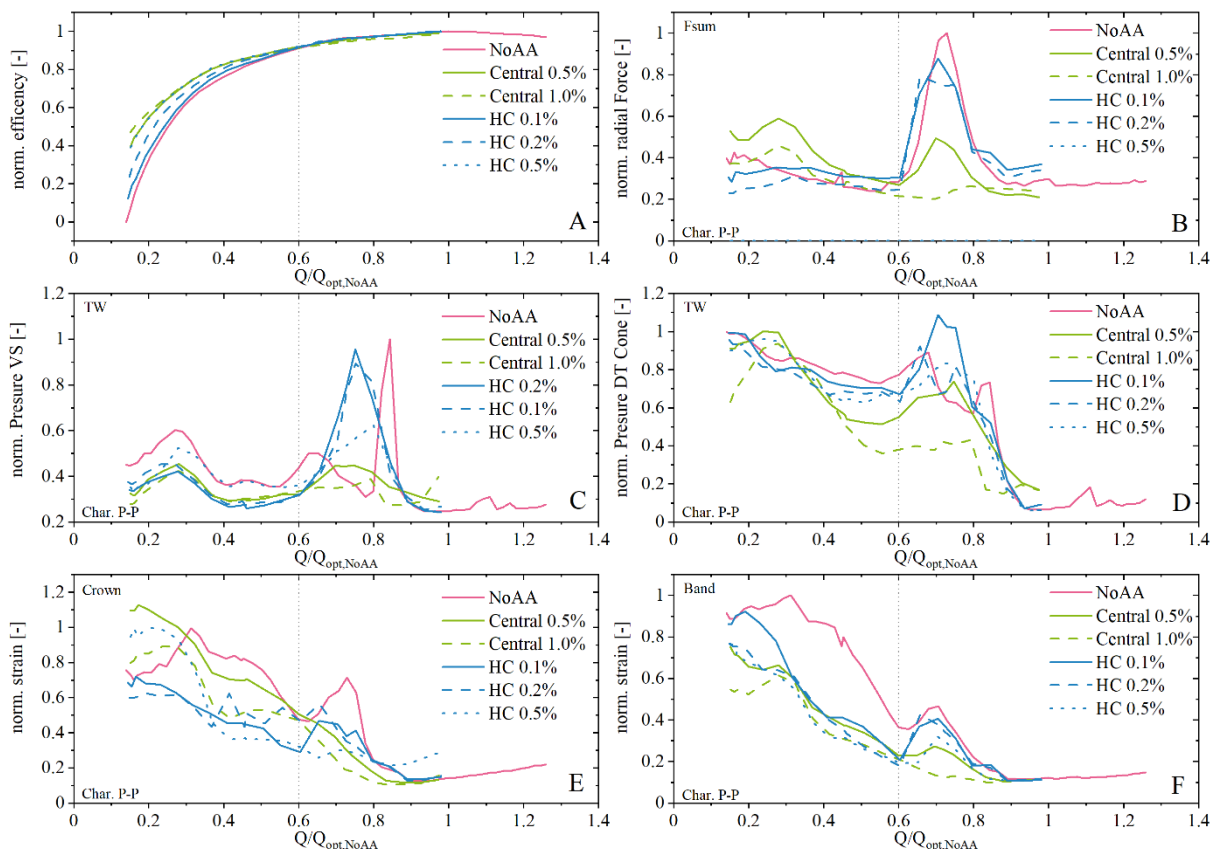


Abbildung 19: Darstellung der Ergebnisse eines Modelltestes über unterschiedliche Teillasten [I6]

Im Teillastbereich kommt es bei der Anwendung der HC-Belüftung lokal zu höheren Druckpulsationen in der Maschine, wohin gehend die zentrale Belüftung positive Effekte zeigt. Die Dehnungsmessstreifen zeigen die integrierte Last auf die Schaufeln. Ein tiefer Teillastbetrieb führt zu einer sichtbaren kavitierenden Rückströmungsregion am Boden und einem sichtbaren Kanalwirbel am Kranz. Für den Laufradboden zeigt die zentrale Belüftung große Vorteile, und für den Kranz zeigen bereits kleine Luftmengen unabhängig von der Methode signifikante Auswirkungen. Für den Wirbelzopf zeigt wiederum die zentrale Belüftung die besten Ergebnisse; allerdings verschlechtert auch die Belüftung im schaufelfreien Raum die Druckamplituden nicht.

Aus den vorgestellten Messergebnissen lässt sich schließen, dass der Einsatz von Lufteinblasung einen positiven Einfluss auf den Teillast- und den tiefen Teillastbetrieb hat. Es zeigt sich, dass verschiedene Stellen der Belüftung einen unterschiedlichen Einfluss auf die Phänomene und die Messgrößen haben.

Um die Auswirkung von Belüftungen auf die Ermüdungslebensdauer zu bewerten, genügt es nicht die Char. p-p-Werte zu vergleichen. Vielmehr müssen die Amplituden über ein Rainflow-Verfahren akkumuliert werden, um einen Vergleich mit einer Wöhlerlinie zu ermöglichen. Das Volllast-Äquivalenzdiagramm ermöglicht einen Vergleich zwischen Lastfällen unabhängig der Betriebszeiten. Die berechnete Schädigung (lineare Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner) sind auf einen Betrieb von 8000 h bei  $Q/Q_{\text{opt}} = 1$  normiert.

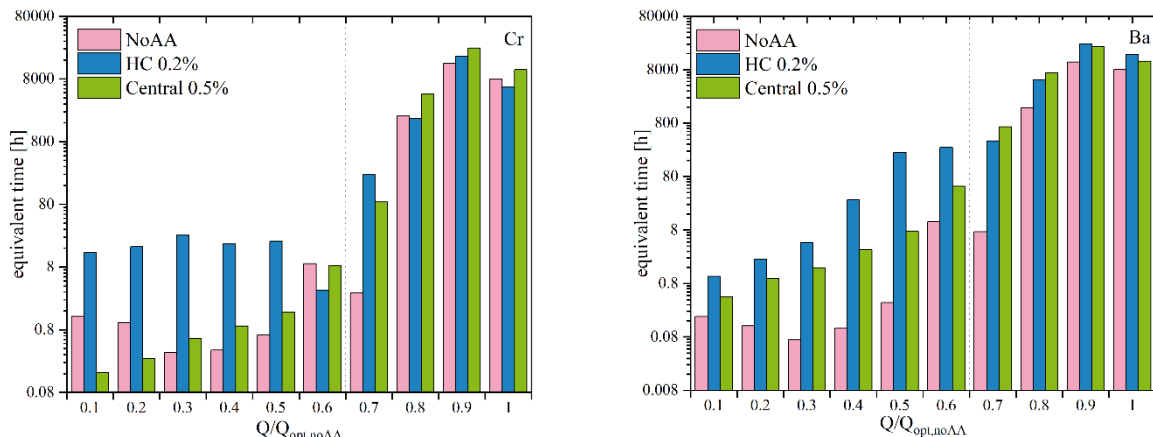


Abbildung 20: Volllast-Äquivalenzdiagramm für einen Lebensdauervergleich ohne Belüftung (noAA) und mit Belüftung (über Turbinendeckel HC mit 0,2% oder über eine zentrale Zuführung mit 0,5%) für den Laufradboden (Cr) und den Laufradkranz (Ba)

Die äquivalenten Volllastzeiten für den Boden (links) und Kranz (rechts) in Abbildung 21 zeigen, dass eine Belüftung über den Turbinendeckel den größten Nutzen im tiefen Teillastbereich haben.

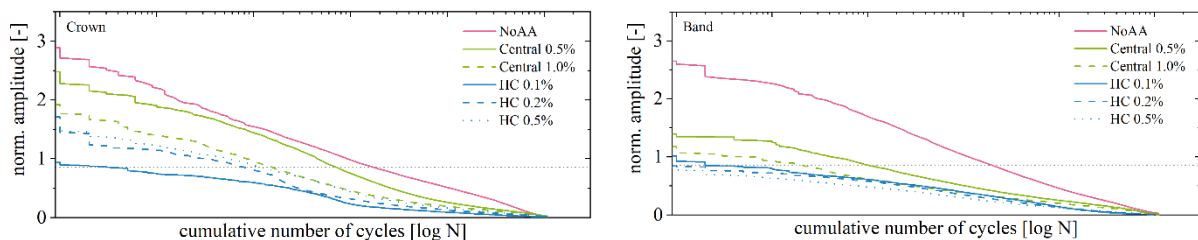


Abbildung 21: Normalisierte Rainflow Diagramme

Abbildung 22 zeigt eine Messung einer Turbine (80 MW,  $n_q \sim 80$ ) mit Belüftung durch die Hohlwelle und zusätzlicher Druckluft durch den Turbinendeckel. Die Belüftung über den Turbinendeckel wurde mit einem typischen Volumenstrom ein- und ausgeschaltet, während die natürliche Belüftung durch die Hohlwelle ständig geöffnet war. Die Druckpulsationen am Saugrohrkonus zeigen eine geringe Abnahme der Amplituden für  $Q/Q_{opt} < 0,6$ . Die Ergebnisse ähneln den Modellversuchsergebnissen. Das Schwingungsniveau konnte deutlich verbessert werden, was verdeutlicht, dass ein ruhiges Maschinenverhalten und damit geringere Belastungen des Laufrades vorliegen.

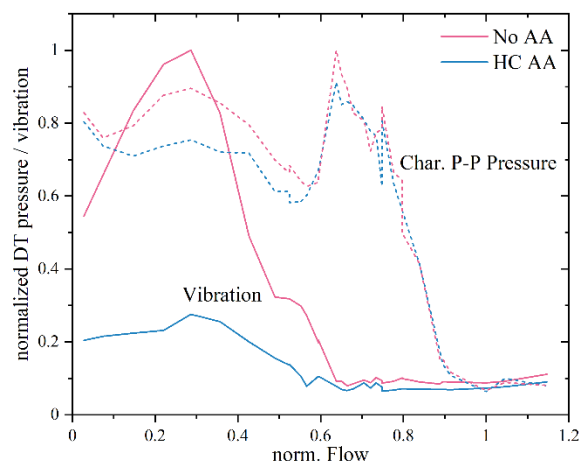


Abbildung 22: Messung an der Großausführung

### 1.3.6 Wirtschaftliche Bewertung einer zusätzlichen Belüftung

Eine geringere Beanspruchung - und damit eine längere Lebensdauer – ist auf lange Sicht wirtschaftlich von Vorteil. Ein zeitweiser und flexibler Betrieb im Teillastbereich eröffnet neue Geschäftsmöglichkeiten, da damit eine Stabilisierung des Netzes als Dienstleistung angeboten werden kann. Darüber hinaus kann auch im klassischen Geschäftsbereich, der einfachen Bereitstellung von elektrischer Energie, flexibler auf den Leistungsbedarf reagiert werden. Dies trägt dazu bei, dass sich die zusätzlichen Investitionskosten schnell amortisieren und der daraus resultierende finanzielle Gewinn steigt. Die folgenden Berechnungen hinsichtlich einer wirtschaftlichen Bewertung berücksichtigen typische Projektgrößen, Bewertungen und Kosten, die für die meisten traditionellen Anwendungen des Francis-Typs repräsentativ sind, vgl. [I6]. Die Referenzanlage wird für zwei Betriebsszenarien bewertet: konventionell und teillastorientiert, wie es zum Beispiel bei einer Anlage mit niedrigen Durchflussmengen in trockeneren Jahreszeiten oder zur Netzregelung vorkommen kann oder für flexiblen Betrieb.

*Tabelle 2: Faktoren für den mittleren gewichteten Wirkungsgrad*

$Q/Q_{opt}$	$\eta_{konventionell}$	$\eta_{Teillast}$
1.2	40%	20%
1.0	40%	30%
0.6	20%	30%
0.3	-	20%

Der resultierende gewichtete Wirkungsgrad ohne Belüftung wird als Referenzwert auf 100 % gesetzt.

Unter Berücksichtigung des gewichteten hydraulischen Wirkungsgrades und der Verlustleistung durch die Kompressoren für die Belüftung, erhöht sich der Wirkungsgrad sogar auf 100,2 % für die konventionell betriebene Anlage und 101,6 % für eine auf Teillastbetrieb optimierte Anlage. Der positive Effekt auf den Wirkungsgrad ist somit größer als der Leistungsverlust durch zusätzliches Equipment.

In den Projektspezifikationen wird häufig eine finanzielle Bewertung für den definierten mittleren gewichteten Wirkungsgrad festgelegt, um die Ausrüstungskosten gegen die Leistungssteigerung abzuwägen. Dieser stellt den erwarteten ökonomischen Vorteil der Effizienzsteigerung während der Amortisationszeit dar und stellt sicher, dass die wirtschaftlichste Lösung gebaut wird.

Je nach den lokalen Marktbedingungen gibt es hier große Unterschiede. Aus den bisherigen Erfahrungen abgeleitet, werden Bewertungen zwischen 300 € und 3.000 € pro MW pro 0,1 % Wirkungsgrad angesetzt. Für eine beispielhafte 100 MW-Anlage entspricht dies einer Bewertung zwischen 30.000 € und 300.000 € pro 0,1 % Effizienzgewinn. Der maximale bewertete Nutzen beträgt 600.000 € für den konventionellen Betrieb bzw. 4.800.000 € für den Teillastbetrieb. Beide übersteigen bei weitem die erforderliche Investition von 150.000 €. Der minimale bewertete Nutzen beträgt 60.000 € bzw. 480.000 €. Im Falle einer sehr niedrigen Bewertung und eines konventionellen Betriebs ergibt sich damit ein negativer Einfluss von 90.000€ für das Gesamtprojekt. Der Einfluss bei Teillastbetrieb ist sowohl bei niedriger und hoher Bewertung immer positiv.



*Tabelle 3: Wirtschaftliche Beispiele*

Betriebsfall	Luftmenge im Verhältnis zu Nennwassermenge	Gesamtwirtschaftlicher Einfluss bei minimaler Bewertung	Gesamtwirtschaftlicher Einfluss bei maximaler Bewertung
Konventionell	0,2 %	-	+
	0,5 %	-	-
	1 %	-	--
Teillast	0,2 %	+	++
	0,5 %	+	+++
	1,0 %	-	++

Wie Tabelle 3 zeigt, können selbst konventionelle Anlagen mitunter direkt von einer Belüftung profitieren. Sobald der Teillastbereich mit in die Bewertung einfließt, ist eine aktive Belüftung immer die wirtschaftlichste Wahl. Dieser Vorteil wird noch deutlicher, wenn die Fähigkeit zur Sekundärregelung und anderer Netzdienstleistungen vollständig berücksichtigt werden. Aufgrund der großen Unterschiede in den jeweiligen regionalen Bedürfnissen kann eine allgemeine Flexibilitätsbewertung, ähnlich wie beim Energiepreis, zum jetzigen Zeitpunkt nicht erfolgen und sollte jeweils auf projektspezifischen Anforderungen durchgeführt werden. Da mit der zunehmenden Umstellung auf erneuerbare Energien Flexibilität und Energieverfügbarkeit auf dem Energiemarkt an Bedeutung gewinnen, ist die Erweiterung um die Möglichkeit der Fremdbelüftung eine wirtschaftliche Lösung.

### 1.3.7 Strömungssimulation

Die Ergebnisse zu diesem Kapitel werden von unserem Projektpartner im Abschlussbericht der Universität Stuttgart (03EE4004B) dargestellt.

## 1.4 Materialwissenschaft

Die Ergebnisse zu diesem Kapitel werden von unserem Projektpartner im Abschlussbericht der Universität Stuttgart (03EE4004B) dargestellt.

## 1.5 Rotordynamik

Ein Teilziel des Vorhabens war die Entwicklung einer Vorhersagemethode der Schwingungspegel in Betriebspunkten mit geringer Leistungsabgabe (<70 %). Außerdem sollen Konstruktionsvarianten des stationären Teils identifiziert werden, die sich für die Bewältigung der stochastischen Lastumgebung eignen. Im Modellversuch werden die hydraulischen Radialschübe und zeitsynchrone Schwingungsdaten erfasst. In einer anschließenden Auswertung wird eine Übertragungsfunktion von Laufrad zum Turbinenlager gebildet. Eine simulativ aufgestellte Übertragungsfunktion kann durch Abgleich der Steifigkeiten oder der Dämpfung an die ermittelte Übertragungsfunktion angepasst werden. Mit dem abgeglichenen Modell kann wiederum hinsichtlich der Übertragung relevante Konstruktionsparameter bestimmt werden und Vorschläge für Konstruktionsoptimierungen für Lager, Turbinendeckel und Laufraddichtungen gegeben werden.

Treten stochastische Belastungen wie Druckschwingungen bei Teillast oder tiefer Teillast auf, setzt sich das Signal der Radialkräfte aus verschiedenen Frequenzen zusammen.



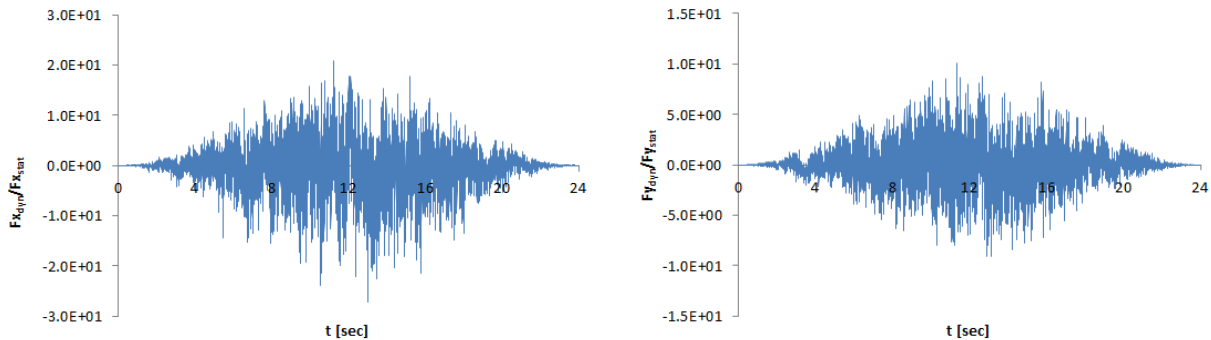


Abbildung 23: Gemessene Kraftzeitreihen auf das Laufrad [9]

Die stochastische Schwingungsanalyse wird nach den folgenden Gleichungen durchgeführt. Der erste Schritt ist die Umwandlung des Zeitkraftsignals in den Frequenzbereich und die daraus abgeleitete Leistungsspektraldichte.

$$y(f_n) = \frac{2T}{N} \sum_k y(t_k) e^{-i(\frac{2\pi n}{N})k}; \quad 1)$$

$$PSD_{in}(f) = \frac{|y(f_n)|^2}{2Df} \quad 2)$$

Für das dynamische System werden Übertragungsfunktionen für den Ort  $i$  (TGBrel; TGBabs) abhängig von der Anregungsfrequenz  $f$  und der Anregung am Ort  $j$  berechnet.

$$H_{ij}(f) = \sum_k \frac{j_{ik}j_{jk}}{w_k^2 - f^2 + i2D_k w_k f} \quad 3)$$

Anschließend werden die quadratischen Mittelwerte von Verschiebung und Geschwindigkeit gemäß Gleichung 5) berechnet.

$$PSD_{vib}(f) = |H_{ij}(f)|^2 PSD_{in}(f) \quad 4)$$

$$v_{rms} = \sqrt{\Delta f \sum PSD_v(f)}; u_{rms} = \sqrt{\Delta f \sum PSD_u(f)} \quad 5)$$

Der Workflow für die Berechnung der Zufallsschwingungen ist in Abbildung 24 dargestellt.

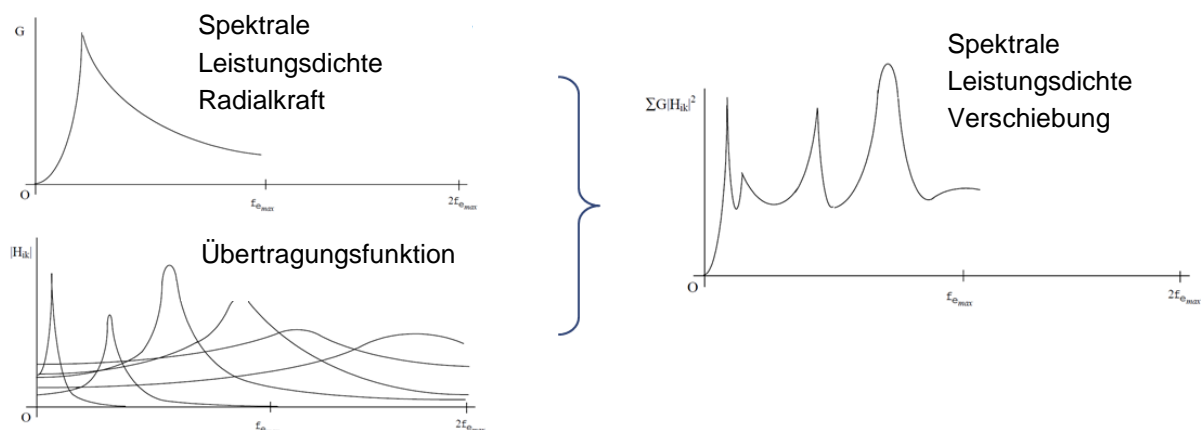


Abbildung 24: Auswertung der spektralen Leistungsdichte der Schwinggeschwindigkeit und der Verschiebung [9]

Das Flussdiagramm zeigt die spektrale Leistungsdichte, die in diesem Fall aus den dynamischen Radialkräften abgeleitet wird. Die Übertragungsfunktionen des dynamischen Systems sind die Korrelation

zwischen der Strukturantwort am Freiheitsgrad  $i$  (Lager) und dem Anregungsort  $j$  (Laufrad). Anschließend wird das Produkt aus Leistungsspektraldichte und Übertragungsfunktion gebildet, und die Summierung über alle Frequenzen und über alle Erregungen ergibt den quadratischen Mittelwert für die Schwingungsamplitude am Freiheitsgrad  $i$ .

Die Zufallsschwingungsanalyse ist auf lineare Strukturmodelle beschränkt. Eine weitere Einschränkung ist, dass die Spitzenwerte nicht direkt ausgewertet werden können. Für die Schätzung der Spitzenwerte kann eine Häufigkeitsverteilung wie die Gaußverteilung verwendet werden.

Das 1. Moment  $m_0$  der PSD ist folgendermaßen definiert:

$$m_0 = \int_0^\infty PSD_{vib}(\Delta\Omega) d\Omega = \sigma_x^2 \quad 6)$$

Die statistische Streuung wird nachfolgend definiert:

$$\sigma_x = \sqrt{m_0} \quad 7)$$

Bei einem stochastischen Signal, das gaußverteilt ist, werden 99,7 % Auftretenswahrscheinlichkeit durch das 6-fache  $\sigma_x$  erfüllt. Für die Auswertung der Übertragungsfunktion 'Laufrad zu Lager' gibt es zwei Möglichkeiten: Die erste Möglichkeit sind Messungen an der realen Anlage mit installierter Radialkraftmessung und zeitsynchroner Schwingungsmessung. Diese können zur Überprüfung der Hochskalierung und zur Verifizierung numerischer Modelle verwendet werden. In der folgenden Abbildung ist das Kontrollschema der Übertragungsfunktion Laufrad-Lager dargestellt.

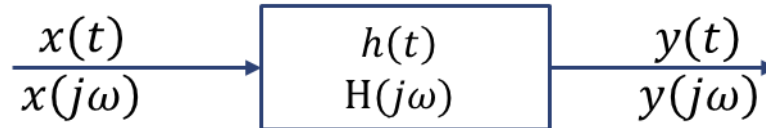


Abbildung 25: Übertragungsfunktion

Die Eingangsgröße  $x(t)$  entspricht der hochskalierten Radialkraft der Modellturbine oder der Radialkraftmessung der Großausführung. Die Ausgangsgröße  $y(t)$  entspricht dem Schwingungssignal am Lager der Großausführung.

Für ein lineares zeitinvariantes System (LTI-System) gilt:  $Y(\omega) = H(\omega) X(\omega)$ .  $H$  wird als Übertragungsmatrix bezeichnet. Für die Bestimmung der Übertragungsfunktion wird das Wiener Gesetz verwendet:

$$|H(j\omega)|^2 = \frac{S_{yy}(\omega)}{S_{xx}(\omega)} \quad 8)$$

Radialkraftmessungen an Wasserkraftturbinen sind sehr aufwändig. Daher wird die Messung der Kräfte an Modellturbinen durchgeführt und auf deren Ergebnisse die numerische Bestimmung der Übertragungsfunktionen durchgeführt. Das Modell muss alle relevanten Parameter wie Steifigkeit, Dämpfung und Masse enthalten. Die Anregung ist eine Einheitslast im Frequenzbereich.

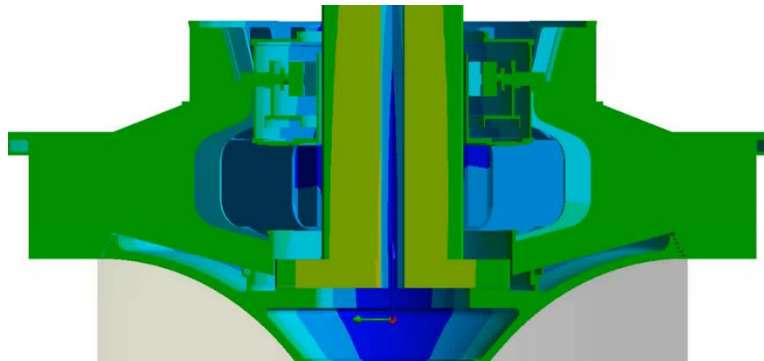


Abbildung 26: Numerisches Modell zur Bestimmung der Übertragungsfunktion

In dem Projekt wurde eine Methode entwickelt, die eine Vorhersage von Zufallsschwingungen am Turbinenführungslager ermöglicht. Die Methodik konnte an mehreren Datensätzen kalibriert werden und zeigt im Fall der an der Realanlage gemessenen Radialkräfte eine gute Übereinstimmung von gemessenen und simulierten Schwingungswerten.

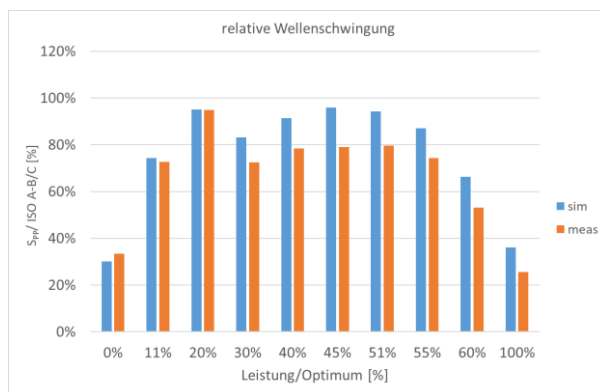


Abbildung 27: Vergleich von gemessenen und simulierten peak-peak Werten

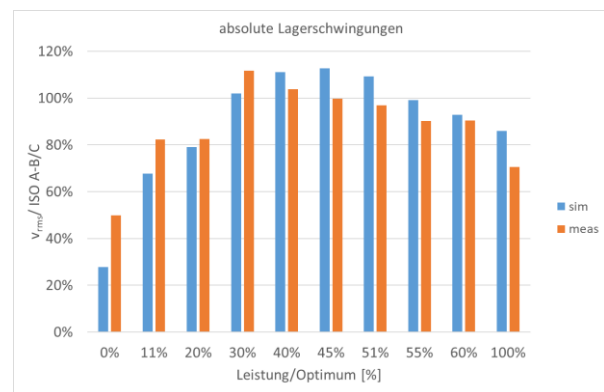


Abbildung 28: Vergleich von gemessenen und simulierten RMS-Werten

Damit ergibt sich erstmals die Möglichkeit Konstruktionsvarianten von Turbinenführungslager und Turbinendeckel im Hinblick auf die Schwingungsreduktion für den Teillastbetrieb quantitativ zu untersuchen.

## 2 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Die Positionen des zahlenmäßigen Nachweises sind nicht öffentlich und wurden dem Projektträger im zahlenmäßigen Verwendungsnachweis separat übermittelt.

### 3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Alle Projektpartner waren nicht zuletzt aufgrund der zu leistenden Eigenanteile der Kosten bestrebt, das Projekt möglichst effizient durchzuführen. Durch zahlreiche gemeinsame Videokonferenzen, die in der Regel einmal monatlich – in entscheidenden Phasen auch wöchentlich - stattfanden, sowie zusätzliche Treffen der Projektpartner untereinander, konnte ein reger Austausch an Informationen sichergestellt werden.

Die gemeinsame Wissensbasis hat geholfen, Fehlentwicklungen frühzeitig zu erkennen und entsprechende Gegenmaßnahmen einzuleiten. Durch eine aktive Projektleitung war zudem gewährleistet, dass jeder Projektpartner im Hinblick auf den Kosten- und Zeitplan seine Arbeiten rechtzeitig erfolgreich abschließen konnte.

Insgesamt erforderte das Projekt aufgrund der unterschiedlichen aber dennoch miteinander verbundenen Themenschwerpunkte das Wissen und die Erfahrungen eines interdisziplinären Projektteams. Da alle Projektpartner gemäß ihrer Kompetenz sich im Projekt beteiligten und anderen Partnern bei aufkommenden Fragestellungen stets beratend zur Verfügung standen, konnte das Vorhaben erfolgreich umgesetzt werden.

## 4 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit des Ergebnisses

Die Verwertungschancen und die wirtschaftliche Bedeutung des Projektes sind, bedingt durch den weiterhin stetigen Zubau regenerativer Energieerzeugungsanlagen, sehr hoch. Der Heimatmarkt Deutschland ist Vorreiter bei der Integration der erneuerbaren Energien. Aber auch weltweit steigt die Nachfrage nach dieser Technologie weiter.

Die Überführung der gewonnenen Erkenntnisse in unsere Produkte wird es Voith ermöglichen, die Technologieführerschaft weiter auszubauen und damit auch die Wasserkraft noch flexibler zu gestalten. Durch die verstärkte Bereitstellung von Regelernergie wird das Netz stabilisiert und Schwankungen, z. B. aus der Windkraft oder Solarenergie, ausgeglichen.

Durch die veränderten Marktbedingungen sind grundlegend neue Erkenntnisse hinsichtlich Betriebsfestigkeit, Schwingungen, Hydraulik und Auslegung notwendig. Die Vorhaben FrancisPLUS, Tr-Francis und Xflex unterstreichen exemplarisch die wissenschaftliche Notwendigkeit und wirtschaftliche Bedeutung, um mit Hilfe von F&E Wasserkraftanlagen für die erweiterten Betriebsbereiche auszulegen.

Die Vorhaben haben aber auch gezeigt, dass die sich daraus resultierenden Fragestellungen auf Grund ihrer Komplexität bis jetzt nur unzureichend beantwortet werden können. Die Wasserkraft ist damit bei weitem noch nicht ausgereift und viele offene Themen sind hinsichtlich einer erforderlichen Transformation noch zu bearbeiten. Ein notwendiges und umfassenderes Wissensfeld kann nur in Kooperation mit Mitbewerbern und mit universitären Partnern (Uni Stuttgart, Laval und Montreal) entwickelt werden. Voith wird im Rahmen von Abschlussarbeiten, Forschungsk Kooperationen und eigenen Untersuchungen im betriebseigenen hydraulischen Labor über die nächsten Jahrzehnte die Ergebnisse in die Auslegung zukünftiger Turbinen einfließen lassen. In dem beantragten Vorhaben MD-Francis sollen genauere Erfassungsmöglichkeiten von Belastungen erforscht werden, neu aufgetretene physikalische Vorgänge in den Strömungen untersucht werden, eine erste Wissensbasis über die grundsätzlichen Vorgänge bei Zwangsbelüftung im Teillastbereich geschaffen werden und der Transfer in berechenbare Modelle sichergestellt werden.

Voith nimmt an einer Arbeitsgruppe (Normenausschuss) zur Entwicklung eines zukünftigen Standards mit dem Titel IEC-63230 „Fatigue assessment of hydraulic runners: from design to quality assurance“ der International Electrotechnical Commission (IEC) teil. Die IEC ist maßgebende Institution für Normung in der Wasserkraft und damit von großer Bedeutung für den Wasserkraft Markt.

## 5 Bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens

Im Rahmen des Forschungsvorhabens Hydropower Extending Power System Flexibility (XFLEX HYDRO) arbeitet Voith Hydro, die Universität Stuttgart und der Kraftwerksbetreiber Energias de Portugal (EDP) gemeinsam an einer Optimierung des Kraftwerkes Frades II. Die größte drehzahlvariable Pumpturbinenanlage (390 MW, 420 m, 2x100m<sup>3</sup>/s) in Europa besteht aus zwei Pumpturbinen. Um die Anlage auch im Teillastbereich betreiben zu können, wird untersucht, ob die Anlage im hydraulischen Kurzschluss (eng. Hydraulic Short Circuit) betrieben werden kann. In dieser Betriebsweise wirkt eine Einheit als Turbine während die andere als Pumpe fungiert. Die in dem Vorhaben Francis+ gewonnenen Erkenntnisse über die Vorgänge in den Teillastbereichen konnten in XFLEX erfolgreich in die Anwendung transferiert werden.

Das Tr-Francis-Vorhaben wurde 2017 gestartet. Teilnehmer sind die Universitäten Laval und Montreal und die Firmen Vattenfall, EDF, GE, Hydro Quebec, Andritz, Voith sowie NSERC und InnovÉÉ. Das Hauptziel der Grundlagenuntersuchungen ist die Verbesserung des Verständnisses und der numerischen Simulation der Fluid-Struktur-Wechselwirkungen beim Anfahren und im Leerlauf einer Francis-Turbine mit mittlerer Fallhöhe. Zu diesem Zweck werden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einer Modellturbine mit einem Laufrad für Strömungsmessungen und einem Laufrad für Strukturmessungen durchgeführt. Als Projektteilhaber lieferte VOITH Teile des Versuchs. Das Vorhaben war zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichtes noch nicht abgeschlossen.



## 6 Veröffentlichungen des Ergebnisses

Die wesentlichen wissenschaftlichen Erkenntnisse werden in diesen Veröffentlichungen zusammengefasst:

- [I1] IAHR WG 2019 Stuttgart - Operation Cycle Concept for the fatigue life prediction of Francis runners (Veröffentlicht)
- [I2] IAHR 2020 Lausanne - Model test with sensor equipped Francis runner for Part Load Operation (Veröffentlicht)
- [I3] IAHR 2020 Lausanne - A Turbulence Model Assessment for Deep Part Load Conditions of a Francis (Veröffentlicht)
- [I4] IAHR 2021 Lausanne - Simulation of the structural behavior of a Francis runner in Deep Part Load (Veröffentlicht)
- [I5] IAHR2021 Lausanne - Investigations on fatigue curves in dependency of water quality for nickel-martensitic steels (Veröffentlicht)
- [I6] Hydro 2022 Straßburg -Benefits of air admission systems for the flexible operation of Francis runners
- [I7] IAHR 2022 Trondheim – Numerical Investigation of the Impact of Cavitation on the Pressure Fluctuations in a Francis Turbine at Deep Part Load Conditions (Veröffentlicht)
- [I8] IAHR 2022 Trondheim – An engineering approach for the prediction of fatigue damage in the part load regime (Veröffentlicht)
- [I9] IAHR 2022 Trondheim – Corrosion fatigue investigations on cast, forged and welded nickel-martensitic steels for hydro turbines (Veröffentlicht)

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] Then O et al.: Electricity Generation 2018 | 2019 Facts and Figures Presentation of VGB Powertech, 2018.
- [2] Von Locquenghien F et al.: Francis turbine interactive residual life assessment and optimization Proc. 43<sup>rd</sup> MPA-Seminar (Stuttgart), 2017.
- [3] Von Locquenghien F et al.: Benefits of air admission systems for the flexible operation of Francis runners Conference Hydro 2022, Strassbourg France, 2022.
- [4] Unterluggauer J et al: Investigation on the Impact of Air Admission in a Prototype Francis Turbine at Low-Load Operation Energies 12 no. 15: 2893; <https://doi.org/10.3390/en12152893>, 2019.
- [5] IEC 60193 1999 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines-model acceptance tests
- [6] Von Locquenghen F, Wack J, Conrad P, Jester-Zürker R, Riedelbauch S: Simulation of the structural behavior of a Francis runner in Deep Part Load Operation Proceedings of the 30<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems), Lausanne, Switzerland, 2021.
- [7] Von Locquenghien et al.: Simulation of the structural behavior of a Francis runner in Deep Part Load Operation IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 774 012143, 2021.
- [8] Neidhardt T, Magnoli M, Gummer J: High part-load fluctuations in Francis turbines and the applicability of model test data Conference: Hydro 2017, Seville, Spain, 2017.
- [9] Hennes P, Weber W: Analysis on calculation methods in time and frequency domain for shaft vibrations in turbine off-design conditions, in: 20th International Seminar on Hydropower Plants, [TU Wien, 14. - 16. November 2018] : celebrating 40 years of industry-academic engagement HydroViana 2018, Viena, Austria, 2018.
- [10] Barp, B. et al.: Some Results of Fatigue Tests on Steels Containing 13 % Chromium. Transactions Part 1 of the 7<sup>th</sup> IAHR Symposium, Wien, 1974.
- [11] Georg Fischer AG: Hochfester Stahlguss auf der Basis von 13 % Chrom mit guter Schweissbarkeit. +GF+ Information, Schaffhausen, 1966.
- [12] Gysel, W. et al.: Dauerfestigkeit und Sprödbbruchverhalten von geschweißtem Stahlguss mit 13 % Cr. Schweissen + Schneiden 2 Nr. 3, 1971.
- [13] Deutsches Institut für Normung (DIN): DIN EN 10283 Korrosionsbeständiger Stahlguss. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2010.
- [14] Gassner, E. und H. Ostermann: Fatigue and corrosion of stainless steel runners. Water Power & Dam Construction, 1980.
- [15] Sonsino, C.M. und K. Dietrich: Korrosionsschwingfestigkeit der Stahlgussorten G-X5CrNi13 4 und G-X5CrNi17 4 für Laufräder von Wasserkraftmaschinen und Pumpen. Werkstoffe und Korrosion 41, S. 330-342, 1990.
- [16] Gessmann, H.: Über die Dauerfestigkeit und Kerbempfindlichkeit des rostfreien Stahlgusses unter Korrosionseinfluß. Österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft 45, Nr. 12, S. 534-543, 1992.
- [17] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [18] Radaj, D. und M. Vormwald: Ermüdungsfestigkeit 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [19] Gysel, W. et al.: G-X 5 CrNi 13 4: Neuentwicklungen auf der Basis von 20 Jahren Erfahrung. Konstruieren + Gießen 7 Nr. 2, 1982.
- [20] Deutsches Institut für Normung (DIN): DIN EN 10250-4 Freiformschmiedestücke aus Stahl für allgemeine Verwendung, Teil 4: Nichtrostende Stähle. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [21] API Recommended Practice 684. 2nd Edition, 2005.

- [22] Nordmann, R.: Ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Eigenwerte und Eigenformen von Turborotoren mit Gleitlagern, Spalterregung, äusserer und innerer Dämpfung. Dissertation TU Darmstadt, 1974.
- [23] Amoser, M.: Strömungsfelder und Radialkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen. Dissertation ETH Zurich Nr.11150, 1995.
- [24] Krämer E.: Dynamics of Rotors and Foundations. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1993.
- [25] Delta JS AG: Rotor dynamic engineering 2015 <http://www.delta-js.ch/de/delta-js/> , Seminar by Delta JS AG Oct 21st and 22nd 2015, Zurich
- [26] Yamaguchi, Y., Miura, S.: Characteristics of Radial Force Fluctuations on Runners of Francis-type Pump-turbines. Bulletin of the JSME, Vol. 24, Paper No. 195, September 1981.