

Numerische Analyse und Optimierung einer 2-stufigen diagonalen Pump-Turbine

Georg Schober und Julian Schneider

Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Ergebnisse einer numerischen Untersuchung an einer 2-stufigen Diagonalen-Pump-Turbine aus den 1960er Jahren dargestellt. Im Zuge der Gesamterneuerung des Kraftwerksparks wollte der Betreiber eine Überarbeitung seiner bestehenden Maschine. Durch geänderte Betriebsweisen kam es zu massiver Kavitationserosion am Laufrad der 1. Stufe sowie signifikanten Vibrationen in beiden Betriebsweisen. Im Extremfall besaßen die Laufräder nur mehr eine Einsatzzeit von 2000 Betriebsstunden. Mit Hilfe von CAD-Verfahren zur Aufbereitung der Maschinengeometrie anhand der technischen Zeichnungen sowie moderner CFD-Simulationen konnten die Ursachen für die Kavitation und die hohen Druckpulsationen in der Maschine numerisch nachgewiesen werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen und entsprechenden Vorgaben seitens des Betreibers wurde für die Laufräder beider Stufen ein neues hydraulisches Design entwickelt. Der Optimierungsprozess umfasste mehrere Varianten mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln sowie Schaufelzahlkombinationen. Neben der Vermeidung von Kavitationserosion konnte eine Wirkungsgradsteigerung für den Pump- und Turbinenbetrieb erreicht werden.

1 Problemstellung und Rahmenbedingungen

Die Gesamterneuerung des Kraftwerksparks umfasste die Erneuerung der Wasserwege, Absperrorgane sowie der Turbinen- bzw. Pumpenlaufräder und der Steuerungs- und Leittechnik. Der Aufgabenbereich der Autoren umfasste dabei die Erstellung eines neuen hydraulischen Designs für die beiden Zubringerpumpen.

Bei der hier beschriebenen Maschine handelt es sich um eine reversible Pump-Turbine. Sie besteht aus einem Trompetensaugrohr, zwei diagonalen Laufradstufen mit je 4 Laufradschaufeln, Leit- bzw. Rückführschaufeln und einem Spiralgehäuse. Die Laufradschaufeln waren ursprünglich so ausgeführt, dass sie bei Revision der Maschine verstellt werden konnten (saisonale Verstellung). Im Laufe der Zeit wurden sie allerdings fest angeschweißt, weshalb bei den zu erneuernden Laufradschaufeln keine Möglichkeit der Verstellung gefordert ist. Es handelt sich hierbei um diagonal durchströmte Laufräder. Im Krafthaus sind je zwei Maschinensätze dieser 2-stufigen diagonalen Pump-Turbine mit je 2,5 MW installiert.

Bei den bestehenden Laufrädern tritt in der 1. Laufradstufe eine erhebliche Kavitationserosion an der Eintrittskante in Turbinenfließrichtung (Turbinen-Eintrittskante) auf. Eine Laufradschädigung wie sie in Abb. 4 zu sehen ist, wird bereits nach 2000 Betriebsstunden im Turbinenbetrieb erreicht. Auch eine Änderung des Laufradwerkstoffes, von der ursprünglichen Alu-Bronzelegierung zu einer Chromstahl-Legierung sowie eine Polyuretan-Beschichtung brachten keine evidente Verbesserung. Da die Maschinen auch als Zubringerpumpen für die Hauptmaschinensätze dienen, bedeutet ein Stillstand zugleich auch einen Produktionsausfall für die insgesamt 90 MW Pumpleistung des Kraftwerks. Die Vermeidung von Kavitationserosion hat damit die höchste Priorität beim Neuentwurf der Laufräder.

Des Weiteren treten in beiden Betriebsarten massive Vibrationen auf. Bei Revisionsarbeiten stellte man kleine Risse am Übergang zwischen Schaufel und Laufradnabe fest. Dementsprechend sollte das neue Design diese beiden Probleme ebenfalls reduzieren bzw. eliminieren.

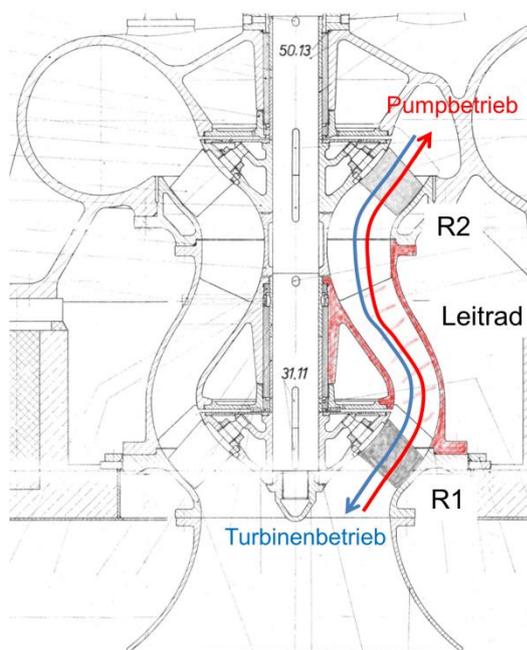


Abb. 1 Meridianschnitt



Abb. 2 Kavitationserosion an der 1. Laufradstufe

2 Hydraulische Analyse und Optimierung

2.1 Erstellung des Simulationsmodells

Erwartungsgemäß gab es durch das Alter der Maschine keinerlei CAD-Daten, dafür aber ausführliche Technische Zeichnungen sowie Profilschnitte. Anhand dieser Unterlagen konnte die gesamte Maschine als 3D-CAD Modell aufgebaut werden. Hieraus wurde dann der sogenannte Fluidraum extrahiert und für die CFD-Simulation entsprechend vernetzt.

Für die CFD-Simulationsrechnungen wurde ein inkompressibler Navier-Stokes-Löser mit $k-\epsilon$ Turbulenzmodell verwendet. Die stationären Rechnungen wurden im Modellmaßstab durchgeführt. Die optimale Netzauflösung wurde über das $y+$ -Kriterium und eine Sensitivitätsanalyse ermittelt.

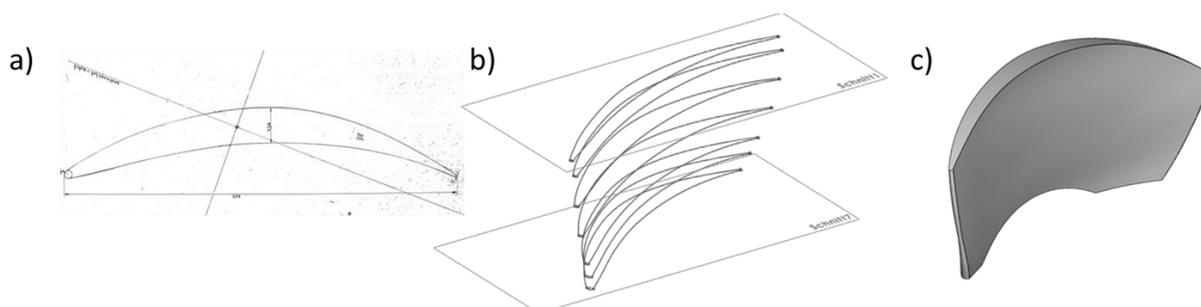


Abb. 3 Aufbau des CAD-Modells (c) aus Technischer Zeichnung (a) und Schnittmodell (b)

2.2 Analyse

Zunächst wurde eine numerische Strömungsanalyse der Maschine mit den vorherrschenden Betriebsbedingungen für den Pump- und den Turbinenbetrieb durchgeführt. Zur Beurteilung der Kavitationsneigung wurde das Druckgefüge am Saugrohr entsprechend der realen Saughöhe der Anlage eingestellt und die Druckverteilung entlang der Schaufeloberfläche ausgewertet.

Wie in Abb. 4 ersichtlich wird, zeigt sich im Turbinenbetrieb eine Überschneidung der Druckverteilung an der Turbineneintrittskante des Laufrades R1. Die Simulation zeigt sehr deutlich ein Gebiet mit sehr geringem Druck auf der Druckseite der Schaufel, was ursächlich für die starke Kavitationserosion an der Laufradschaufel ist. Eine Gegenüberstellung der Simulation mit dem Schadensbild verdeutlicht diesen Sachverhalt sehr gut.

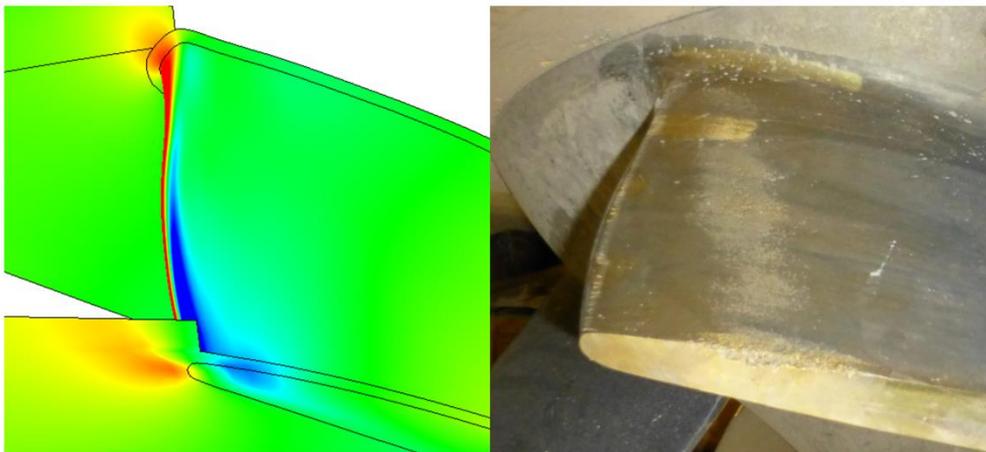


Abb. 4 Gegenüberstellung der CFD-Analyse mit dem geschädigten Laufrad

Neben den Druckverteilungen wurden auch die anderen Parameter der Simulationsrechnung ausgewertet. Auffällig war hierbei auch der geringe Höhenumsatz des Laufrades R1 im Turbinenbetrieb bzw. der wesentlich höhere Durchfluss bei gleicher Nettohöhe wie im Pumpbetrieb. Die Laufräder zeigen keinerlei Kavitationserosion an der Pumpeneintrittskante, was sich auch so in den CFD-Rechnungen widerspiegelt.

Tab. 1 Ergebnisse der numerischen Analyse

Pumpbetrieb	Turbinenbetrieb
<ul style="list-style-type: none"> Keine Auffälligkeit in der Druckverteilung Akzeptable Laufrad-Wirkungsgrade geforderter Betriebspunkt wird eingehalten 	<ul style="list-style-type: none"> Überschneidung der Druckverteilung an der Eintrittskante-Turbine sehr schlechte Laufradwirkungsgrade zu hoher Durchfluss bei gefordertem Betriebspunkt

2.3 Optimierung

Durch die CFD-Analyse konnte die Falschanströmung der Eintrittskante als Ursache für die Kavitationserosion identifiziert werden. Die Zielsetzung der Optimierung beinhaltet daher ein Laufraddesign zu entwerfen, das eine schaufelkongruente Anströmung im Turbinenbetrieb ermöglicht und zugleich den Betriebspunkt und das Strömungsbild im Pumpbetrieb unverändert

lässt. Eine Reduktion der Laufradschwingungen ist zudem wünschenswert. Die Optimierung erfolge nach den gesetzten Prioritäten und einer Reihenfolge bei der die jeweiligen Zielvorgaben in jedem Optimierungsschritt überprüft wurden, siehe Abb. 5.

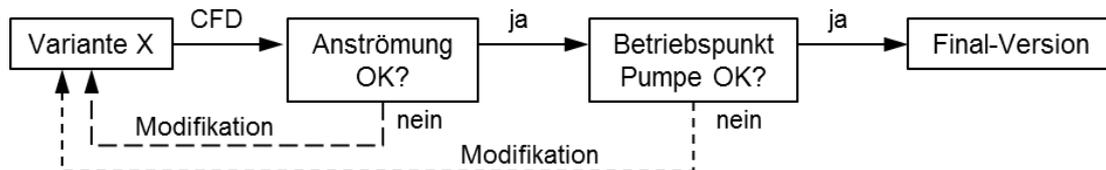


Abb. 5 Optimierungsablauf

Die Final-Version beinhaltet eine gegenüber Druckpulsationen modifizierte Eintrittskante, einen veränderten Anstellwinkel der Schaufel sowie eine zur Pumpen-Eintrittskante hin verlängerte Schaufel. Die Auswertung der Druckverteilungen zeigt, dass die Überschneidung an der Eintrittskante-Turbine vollständig beseitigt werden konnte. Das Druckniveau der Saugspitze im Pumpbetrieb blieb unverändert. Vergleicht man die Druckkurven, so kann man davon ausgehen, dass die optimierte Version keine bzw. wesentlich geringere Kavitationserosion aufweist wie das ursprüngliche Laufrad. Die Modifikationen hatten den positiven Nebeneffekt, dass der Turbinenwirkungsgrad um ca. 5% und der Pumpenwirkungsgrad um ca. 2% gesteigert werden konnte. Das neue Laufrad gewährleistet zudem den geforderten Betriebspunkt und liefert dadurch den gewünschten Durchfluss in beiden Betriebsarten.

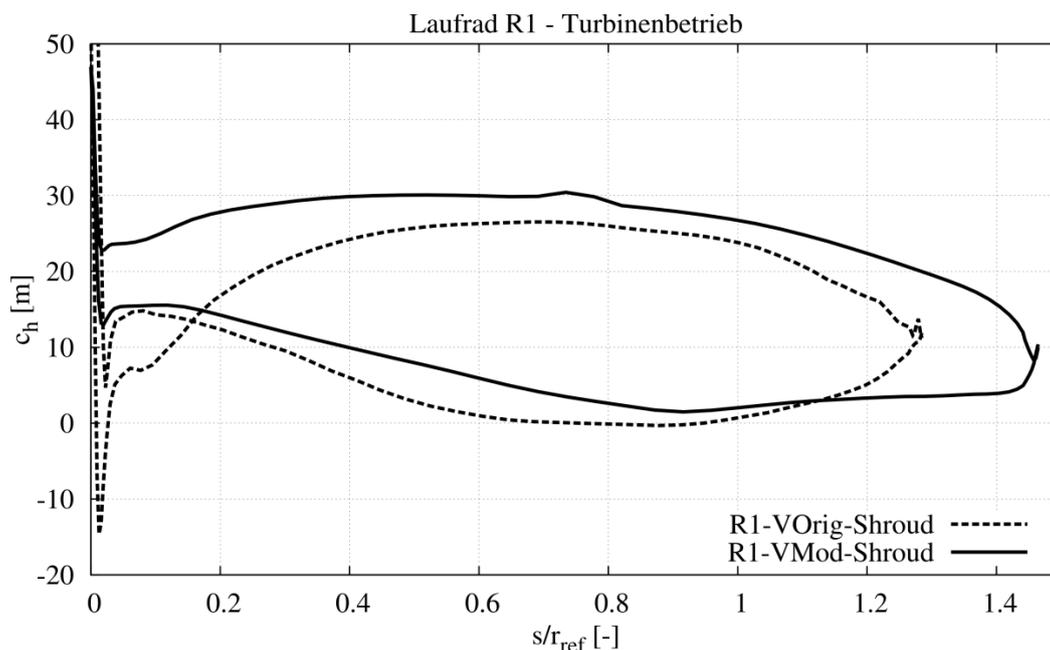


Abb. 6 Druckverteilung der Laufradschaufel R1 im Turbinenbetrieb

In der Regel ist es so, dass absolute Aussagen zu Wirkungsgrad und Kavitationsbeginn der hydraulischen Maschine immer mit Unsicherheiten verbunden sind, da das Simulationsmodell die Realität immer ein Stück weit abstrahiert. Ein Rehab-Projekt wie im vorliegenden Fall lässt sich hingegen sehr gut mit numerischen Methoden ohne weitere Modellversuche durchführen, denn hierbei ist ein relativer Vergleich der Analyseergebnisse mit den Ergebnissen der Optimierung möglich. Generell sind numerische Verfahren bei der Optimierung von Maschinen den Modellversuchen vorzuziehen, da sie zum einen kostengünstiger sind und zum anderen lassen sich durch bewusste Vereinfachungen einzelne Parameter isoliert untersuchen. Die

Wechselwirkung einzelner Parameter mit parasitären Effekten kann dadurch vermieden werden.

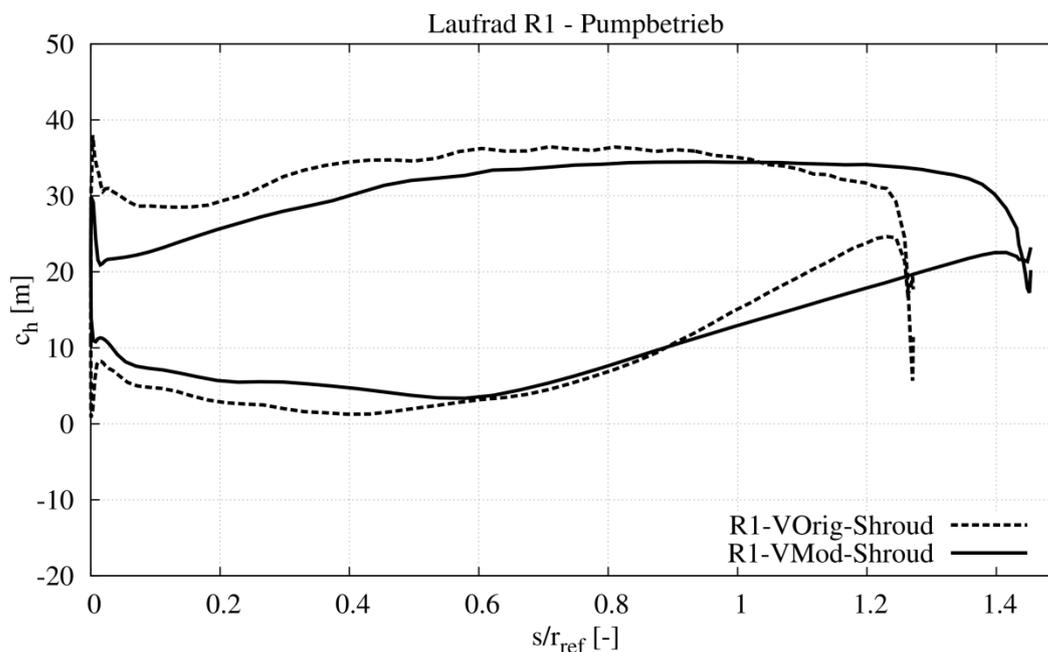


Abb. 7 Druckverteilung der Laufradschaufel R1 im Pumpbetrieb

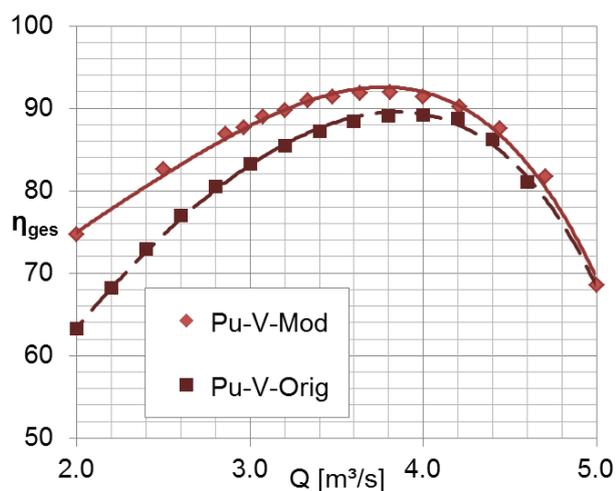


Abb. 8 Wirkungsgradkurve Pumpbetrieb

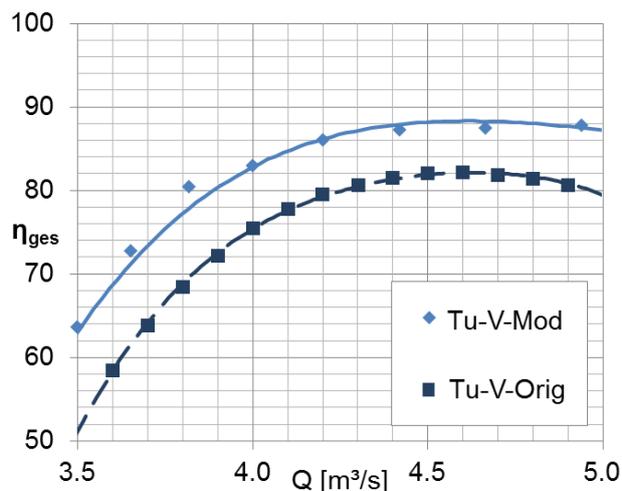


Abb. 9 Wirkungsgradkurve Turbinenbetrieb

3 Schwingungsanalyse

Wie in Abschnitt 1 beschrieben, treten bei der bestehenden Maschine starke Vibrationen auf, weshalb das dynamische Verhalten der Diagonalturbine analysiert wurde. Dabei wird untersucht, ob vorhandene Erregerfrequenzen im Bereich der Eigenfrequenzen einzelner Bauteile oder gar Baugruppen liegen. Ist dies der Fall, kann es zum Resonanzfall kommen, was bei zu geringer Dämpfung zur Zerstörung der Lager, übermäßiger Materialbeanspruchung oder zum Anstreifen des Rotors am Gehäuse führen kann.

In einem ersten Schritt wurden anhand einer Modalanalyse die ersten 5 Eigenfrequenzen mit den dazugehörigen Eigenmoden des Wellenstranges bestimmt. Zu diesem Zweck wurde der Wellenstrang dahingehend vereinfacht, dass die Laufräder und der Generator als Punktmassen

mit einem entsprechenden Trägheitsmoment und die Gleitlager als Federelemente modelliert wurden. Die ersten 3 Eigenmoden sind in Abbildung 10 dargestellt.

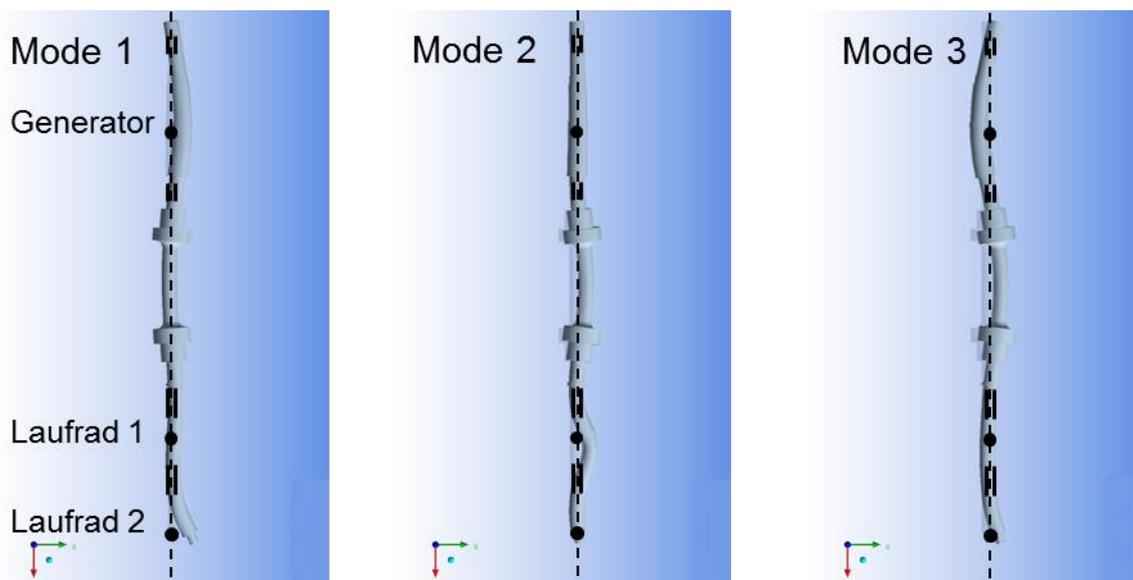


Abb. 10 Modell des Wellenstranges und Eigenmoden

Im nächsten Schritt wurden mögliche Erregermechanismen betrachtet. Aufgrund des Charakters der auftretenden Schwingungen lag der Verdacht nahe, dass die Anregung aus der Rotor-Stator-Interaktion der Maschine resultiert. Die stationäre Nachlaufströmung des Leitgitters ist aufgrund der endlichen Teilung nicht rotationssymmetrisch, sondern weist ein periodisches Druckfeld auf. Dies führt dazu, dass die Laufschaufeln beim Passieren der Leitschaufeln eine Druckschwankung erfahren, welche als periodische Erregerkraft fungiert. Abhängig von der Anzahl an Lauf- und Leitschaufeln können sowohl Axial- und Biegeschwingungen der Welle als auch Schaufelschwingungen auftreten. Nach dem Formalismus von *Dubas* konnte gezeigt werden, dass bei gegebener Konfiguration von 5 Laufschaufeln und 6 Leitschaufeln die Rotor-Stator-Interaktion Biegeschwingungen der Welle mit einer Erregerfrequenz von 50 Hz induziert.

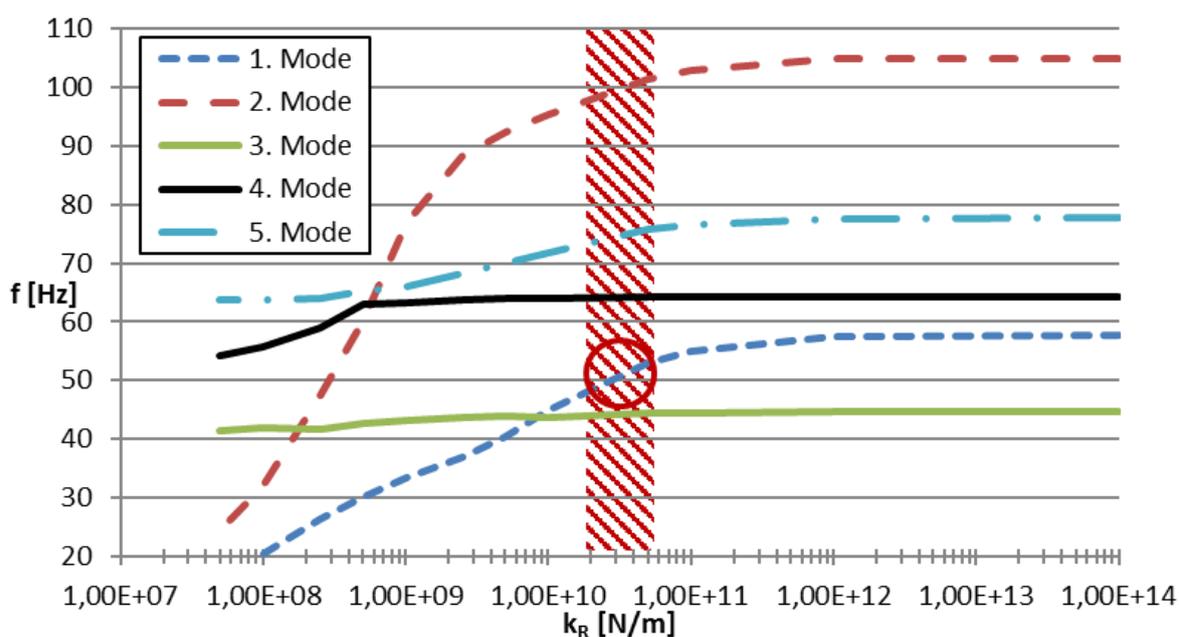


Abb. 11 Eigenfrequenzen f des Wellenstranges in Abhängigkeit der Lagersteifigkeit k_R und Vergleich mit Erregerfrequenz von 50 Hz

Ein Vergleich mit den Ergebnissen der Modalanalyse aus Abb. 11 zeigt, dass bei entsprechender Lagersteifigkeit die Frequenz des 1. Eigenmodes mit der Erregerfrequenz von 50 Hz übereinstimmt und somit die Voraussetzungen für Resonanzschwingungen gegeben sind. Zudem handelt es sich beim 1. Eigenmode auch um eine Biegeschwingung, bei der vor allem das untere Laufrad eine große Auslenkung erfährt. Dieses Verhalten zeigte sich im Übrigen auch bei der im Betrieb befindlichen Maschine. Somit konnte die Rotor-Stator-Interaktion als Ursache für die schädigenden Vibrationen identifiziert werden.

Zur Vermeidung dieser Vibrationen wurde die Anzahl der Laufschaufeln von 5 auf 4 reduziert, während die 6 Leitschaufeln beibehalten wurden. Eine solche Konfiguration kann zwar zu Schaufelschwingungen führen, allerdings liegen die Eigenfrequenzen des Laufrads in diesem Fall weit über der Erregerfrequenz, weshalb die Erregerkräfte als unkritisch betrachtet werden können.

4 Festigkeitsoptimierung

Bedingt durch die Tatsache, dass das optimierte Design eine wesentlich längere Schaufel und eine geänderte Dickenverteilung aufweist und zudem beim ursprünglichen Design eine Rissbildung im Wurzelbereich auftrat, war eine Festigkeitsanalyse des neuen Laufrades unumgänglich. Die Besonderheit bei Diagonal-Maschinen besteht darin, dass schon bei reiner Fliehkraftbelastung Zug- und Biegespannungen in der Schaufelwurzel auftreten. Überschlägige Spannungsberechnungen wie sie in *Raabe* für Kaplan-Schaufeln bei Turbinendurchgang verwendet werden, sind hier unzureichend. Wird das Ganze mit der Druckbelastung der Schaufel überlagert so bietet sich hier der Einsatz von computergestützten Finite-Element-Berechnungen an. Die Verformung muss derart gering gehalten werden, damit ein Anstreifen des Laufrades an der Außenkontur bei Lastabwurf vermieden wird. Für das Laufrad wurden folgende Lastfälle analysiert:

- Fliehkraftbelastung bei Durchgangsdrehzahl nach Lastabwurf im Turbinenbetrieb
- Fliehkraft- und Schaufeldruckbelastung bei Nenndrehzahl

Es zeigt sich, dass die maximalen Materialspannungen in der Schaufelwurzel bei Durchgangsdrehzahl auftreten. Die maximale Verformung tritt an den äußeren Enden der Turbineneintrittskante auf. Neben der Dickenverteilung der Schaufelprofilierung nimmt die Dimensionierung der Radien von der Schaufel zur Laufradnabe einen wesentlichen Einfluss auf die Festigkeit. Beim modifizierten Laufrad wurde eine variable Radien-Verrundung gewählt um einen guten Kompromiss aus Festigkeit und Strömungsführung zu erhalten. Neben der statischen Festigkeitsanalyse wurde zudem eine Dauerfestigkeitsanalyse nach der FKM-Richtlinie durchgeführt, um auch die nötige Betriebsfestigkeit des Laufrades zu gewährleisten.

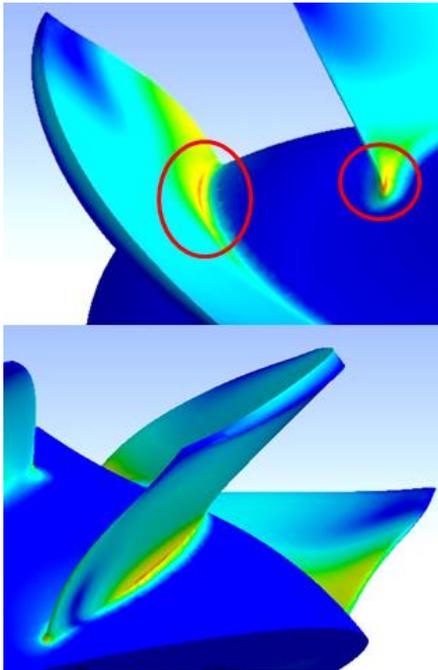


Abb. 12 Spannungen (vMises) am Laufrad

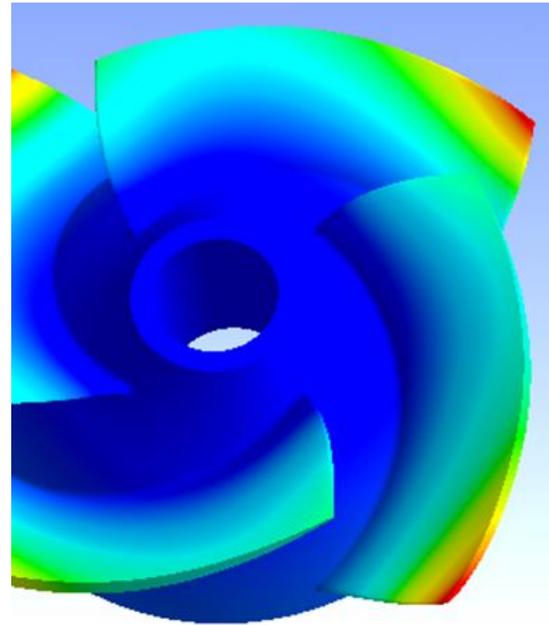


Abb. 13 Verformung der Schaufelenden

5 Rückmeldung vom Kraftwerksbetreiber

Vom Kraftwerksbetreiber konnten die wesentlichen Prognosen der Untersuchung bestätigt werden. Demzufolge weist das neue Laufrad folgende Verbesserungen auf:

- Markante Reduzierung der Maschinenvibrationen und der Maschinengeräusche
- keine sichtbare Kavitationserosion nach mehr als 2000 Betriebsstunden
- Steigerung der Pumpen- und Turbinenwirkungsgrade

Abschließend ist anzumerken, dass die Strömungsanalyse und Festigkeitsoptimierung ausschließlich mit numerischen Methoden erfolgte. Erneuerungs-Projekte wie im vorliegenden Fall eignen sich sehr gut für den Einsatz der computergestützten Verfahren, da hierbei immer ein relativer Vergleich herangezogen werden kann. Eine numerische Analyse ist ein geeignetes Mittel um in sehr kurzer Zeit die Ursachen von Fehlfunktionen einer hydraulischen Maschine zu identifizieren und geeignete Abhilfemaßnahmen zu untersuchen. Experimente an der realen Maschine sind vergleichsweise kostenintensiver und mit wesentlich mehr Risiko behaftet.

Literatur

- Dubas, M.: Über die Erregung infolge der Periodizität von Turbomaschinen, *Ingenieur-Archiv*, Bd. 54, pp. 413-426, 1984.
- Raabe, Joachim: Hydraulische Maschinen und Anlagen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2. Auflage, 1989.
- Schneider, Julian: Selbstinduzierte Rotorschwingungen an Kaplan-Turbinen, Technische Universität München, Dissertation, 2015.

Schober, G.; Hutter, M.; Schilling, R.: Numerical Analysis of a combined Axial-Radial Pump-Turbine. In: *Proceedings of the 18th International Seminar on Hydropower Plants*. Wien, 2014.

Schober, G. ; Hutter, M.: Festigkeitsuntersuchung an der Laufradschaufel RT 167 / Lehrstuhl für Fluidmechanik, TU-München. 2013. – Interner Bericht

Anschrift der Verfasser

Dipl.-Ing. Georg Schober
Hydraulic Systems Engineering
Schwalbenstr. 2, D-82467 Garmisch-Partenkirchen
schober@hs-engineering.com

Dr.-Ing. Julian Schneider
Hydraulic Systems Engineering
Hohenzollernstr. 54, D-80801 München
schneider@hs-engineering.com