

Schwingungs- und Festigkeitsprobleme von Axialpumpen- schaufeln im kavitierenden Off-design Betrieb

Problems of vibration and strength of axial flow pump blades in
off-design usage with cavitation

Gerhart Penninger
Helmut Jaberg

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen
Technische Universität Graz
Kopernikusgasse 24
A - 8010 Graz, Austria

Tel.: +43 316 873 7575
Fax: + 43 316 873 7577
mailto: gerhart.penninger@hfm.tugraz.at

ZUSAMMENFASSUNG DEUTSCH

Die Untersuchung beschäftigt sich mit der mechanischen Beanspruchung von vier verschiedenen Axialpumpenbeschaufelungen bei verschiedenen Betriebs- und Kavitationszuständen (kavitationsfrei bis totale Kavitation). Festigkeitsprobleme an den Beschaufelungen von teillastig betriebenen Pumpen boten Anlass und Grundlage für diese Versuche. Insbesondere bei Laufrädern von Axialpumpen, welche in Teillast höhere Drehmomente aufweisen als im Auslegungspunkt, werden die Beanspruchungen auf die Schaufelblätter größer. Eine zusätzliche Schaufelbelastung kommt durch den ebenfalls in diesem Betriebsbereich (Teillast) auftretenden "rotating stall" hinzu, welcher eine dynamische Belastung der Schaufel bewirkt. Bei Flüssigkeitspumpen tritt bei sehr vielen Pumpen in der Praxis Kavitation als weiterer Effekt auf. Betreiber von Pumpen akzeptieren Kavitation solange, als sie nicht zu nennenswerten Förderhöhenbrüchen (meist 3% der kavitationsfreien Förderhöhe in diesem Betriebspunkt) oder zu anderen Beeinträchtigungen (Lärm, Abrasion, ...) führt. In einem solchen Kavitationsstadium ist aber bei Axialpumpen die mit Dampf belegte Zone bereits sehr deutlich ausgeprägt und führt zu erheblichen Zusatzbelastungen der Schaufel.

Axialpumpenlaufräder haben am äußeren Durchmesser keine materielle Verbindung unter den Schaufeln, diese können somit frei schwingen. Infolgedessen sind aufgrund vorgenannter Belastungen Beschädigungen am Schaufelfuß möglich.

Die eindrücklichsten Betrachtungen lieferte die Schwankungsbreite der Biegebelastung und die charakteristischen Frequenzen über dem Förderstrom. Deutlich ersichtlich ist ein Anstieg ab Auftreten des rotating stall (bei allen Schaufeln ab etwa 78% der Auslegungsfördermenge) jedoch ganz stark nach dem Abriss. Diese dynamische Belastung wird in erheblichem Maße von der Kavitation verstärkt.

ABSTRACT ENGLISH

The series of measurements concerns itself with the mechanical load of four different axial-flow pump bladings with different operating and cavitation conditions (cavitation-free to total cavitation). Firmness problems at the blades of partial load operated pumps offered cause and basis for these attempts. In particular with impellers of axial-flow pumps, which torques higher in partial load exhibit than in the design point, the demands become on the blades more largely. An additional dynamic blade load is added by rotating stall. With hydraulic pumps cavitation appears as the further effect with nearly all pumps in practice. Operators of pumps accept cavitation so long, as the increase of pumping head is lower then 3% of the cavitation free one. In such a cavitation stage of axial pumps the steam zone is marked very good and leads to substantial auxiliary loads of the blade. Axial-flow pump impellers do not have a material connection under the blades, these at the outside diameter can freely vibrate. Consequently damages at the blade root are to be registered due to aforementioned loads. The most evident views supplied the range of the bending strain and the characteristic frequencies over the flow rate. Clearly evidently a rise is starting from occurrence rotating stall (with all blades starting from approximately 78% of the operation flow) after the outline. This dynamic load is strengthened to a large extent by the cavitation.

EINLEITUNG

Ziel war die Untersuchung der hydraulisch verursachten mechanischen Belastung auf das Schaufelblatt entlang der gesamten Kennlinie, insbesondere unter Kavitation und in ausgeprägter Teillast an mehreren verschiedenen gepfeilten Schaufel einer Axialpumpe, welche aus Profilen der NACA 65er Serie (relativ schlanke Profile, im Nabenbereich 12% Dickenverhältnis im Gehäusebereich 6%) gebildet sind, wobei die Schaufel wuc00 die ungepfeilte Referenzschaufel darstellt.

Der Auslegungsförderstrom beträgt 292 Liter/Sekunde bei einer Drehzahl von 1100 Umdrehungen/ Minute, die spezifische Drehzahl beträgt 210 Umdrehungen/Minute, der Laufraddurchmesser 282 mm, der Laufradspalt 0,2 mm und der Nabendurchmesser 143,4 mm, die Anzahl der Laufschaufeln ist 5. Der Pfeilungswinkel der vorwärts gepfeilten Schaufel wvc45 bzw. der rückwärts gepfeilten Schaufel wrc45 beträgt $\lambda = \pm 45^\circ$. Der Pfeilungswinkel λ wurde mit 45° extrem hoch gewählt um die für die Pfeilung spezifischen Effekte möglichst gut erkennen zu können.

Als Ergebnis einer numerischen Rechnung entstand die Schaufel wvge1, eine in ihrem Kavitationsverhalten bzw. eine in ihrem Spitzenwirkungsgrad optimierte, leicht vorwärts gepfeilte Schaufel ($\lambda = +21^\circ$ bis $+23^\circ$, über die Schaufelhöhe variabel).

MESSTECHNIK

Um die Messung möglichst unabhängig von z.B. Temperatureinflüssen durchführen zu können, wurde jeweils eine Dehnmessstreifen (DMS) Vollbrücke zur Messung der Biegebelastung und eine zur Messung der Torsionsbelastung appliziert. Zur genauen Position der Dehnmessstreifen griff man auf eine bereits bestehende Finite Elemente-Rechnung der Schaufeln zurück und entnahm dieser die Hauptspannungsrichtungen. Um geringe Kabellängen innerhalb der Brücke zu gewährleisten, wurde die Verschaltung der DMS-Vollbrücken an der Schaufel fußunterseite durchgeführt. Der Lötstützpunkt hinter den DMS wurde in den Schaufelfußradius versenkt (Bild 1).

Zur Herstellung der ursprünglichen Schaufelkontur wurde ein Zweikomponentengießharz auf Polyurethanbasis verwendet, da es sehr ähnliche Materialeigenschaften als der Grundwerkstoff besitzt und eine gute Bindung gewährleistet.

Die Versuche wurden am Kavitationsprüfstand des

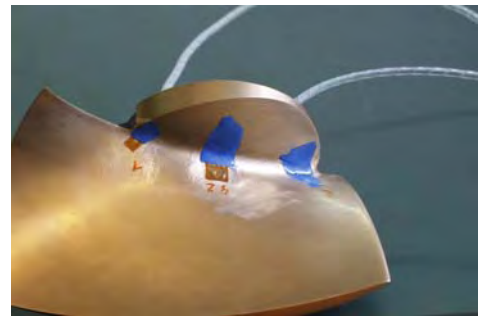


Bild 1 DMS Applikation

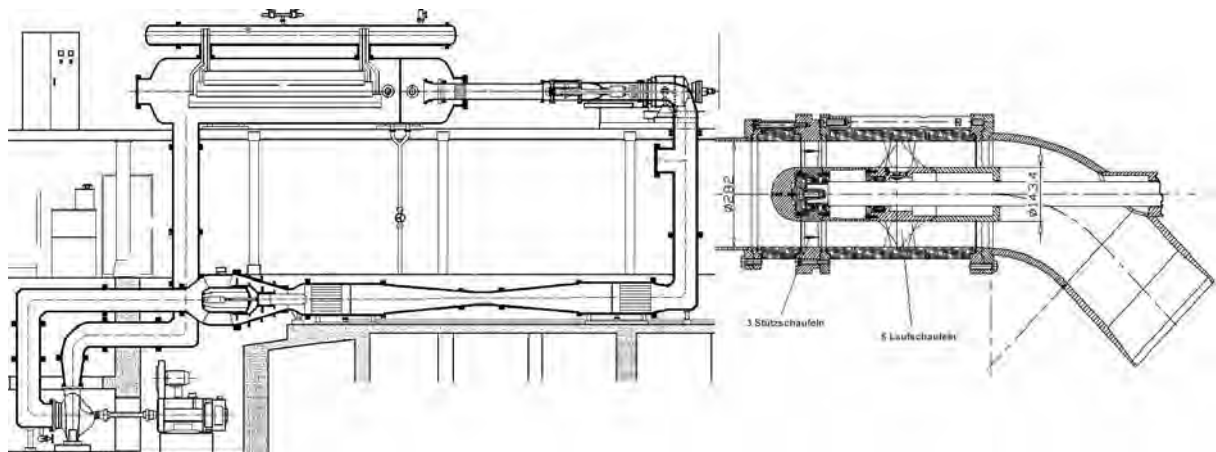


Bild 2 Prüfstand (links) und Versuchspumpe (rechts)

Instituts für hydraulische Strömungsmaschinen an der TU-Graz durchgeführt. Dieser und die Modellpumpe ist in Bild 2 dargestellt.

ERGEBNISSE DER BELASTUNGSMESSUNG

Durch den verwendeten Messaufbau kann die Biegebelastung der in der Kalibrierung zugrunde gelegten, am Umfang angreifenden fiktiven Kraft und das um die Schaufelzapfenachse wirkende Torsionsmoment gemessen werden.

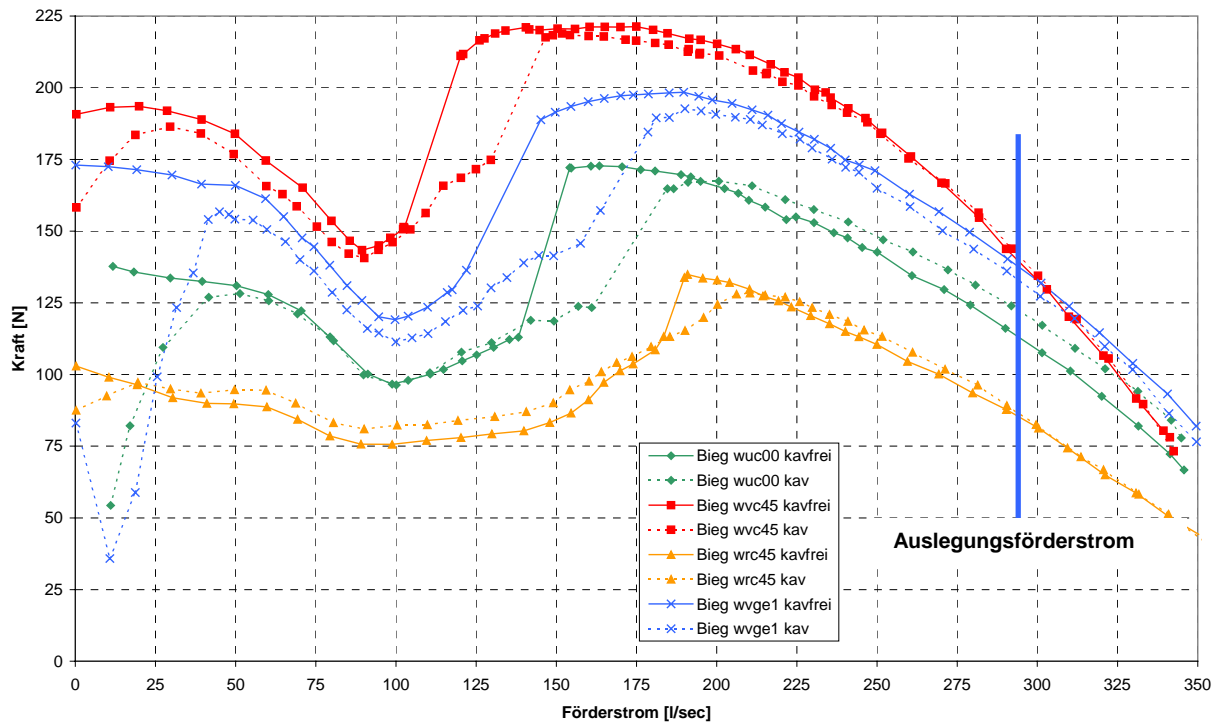


Bild 3 Biegungsmittelwerte über der gesamten Kennlinie

Bild 3 zeigt für alle vier untersuchten Schaufeln die Mittelwerte der biegeungsverantwortlichen Kräfte sowohl im kavitationsfreien Betrieb als auch bei leichter Kavitation unter einem NPSH-Wert von 7m. Diese ungewöhnliche Darstellung deshalb, da in vielen Fällen der Vordruck in einer bestehenden Anlage vorgegeben ist, somit der NPSH-Wert fast betriebspunktunabhängig ist.

Die Werte der untersuchten Schaufeln unterscheiden sich relativ stark voneinander. Dies liegt an den auf verschiedenen Radien liegenden hydraulischen Schwerpunkten, da die Hauptarbeit der Schaufeln mit Vorwärtspfeilung auf größeren Radien verrichtet wird als bei den Schaufeln mit Rückwärtspfeilung was wiederum an der Orientierung der Stromlinien liegt, welche saugseitig normal auf die Eintrittskante stehen, die Strömung wird also z. B. bei der rückwärts gepfeilten Schaufel nach innen geführt, womit mehr Förderstrom auf den inneren Radien das Laufrad passiert. Die kavitationsfrei und die mit leichter Kavitation aufgenommenen Linien liegen im Bereich des Optimums der Schaufeln relativ dicht aneinander, hingegen bei der ungepfeilten Referenzschaufel und der optimierten vorwärts gepfeilten Schaufel ist dies nicht der Fall.

Bei Kavitation verschiebt sich das Belastungsgefüge der Schaufel, da auf der kavitierenden Seite der Druck im Verhältnis zur kavitationsfreien Seite steigt (unter den

Dampfdruck kann der statische Druck nicht mehr gesenkt werden). Unter voller Kavitation ist die theoretische Strömungskraft Null, da Druck- und Saugseite nur mehr von Dampf erfüllt sind. Der Mittelwert der Biegungsbeanspruchung auf das Schaufelblatt sinkt mit steigender von Kavitation beschlagener Fläche, wie dies bei der Schaufel wvge1 auffällt.

Anders als im vorigen Bild wurde bei konstant gehaltenen, ausgewählten Förderströmen (siehe Legende, meist Auslegungsförderstrom, Vollast und mehrere Teillastströme um den Instabilitätspunkt) die Schaufelreaktionen in Abhängigkeit vom Vordruck gemessen. Diese Messung sollte Aufschluss darüber geben, wie der gesamte Kurvenverlauf der Schaufelbelastungen sich mit zunehmender Kavitation ändert. Bild 4 zeigt die Messwerte der Mittelwerte der Biegung der Schaufel wuc00 bei verschiedenen Förderströmen.

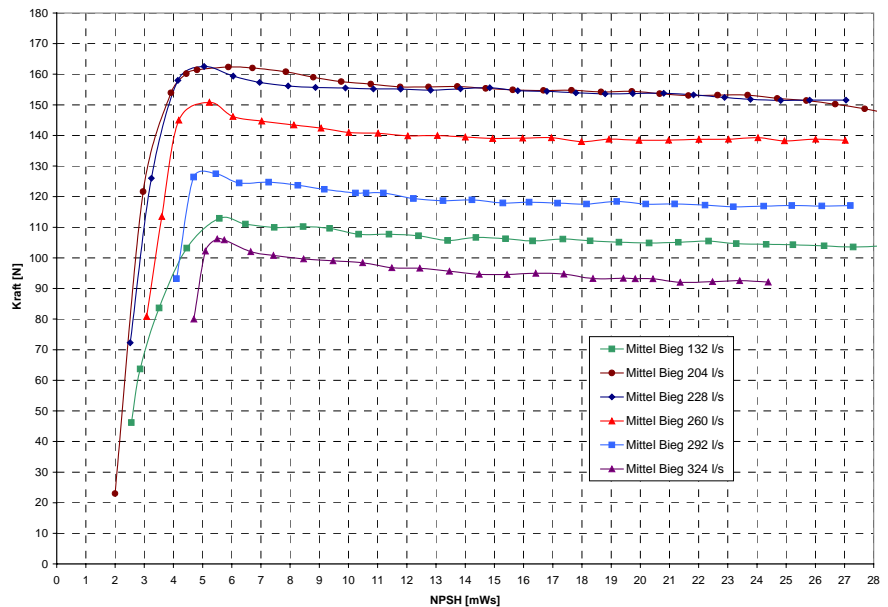


Bild 4 Biegungsmittelwerte

Besonders ist jedoch der Darstellung der Messergebnisse der dynamischen Größen (Bild 5) Beachtung zu schenken, da diese (Amplituden der Biegung und der Torsion um den Mittelwert) teilweise betragsmäßig deutlich größer sind als die Mittelwerte und somit festigkeitsmäßig relevant sind.

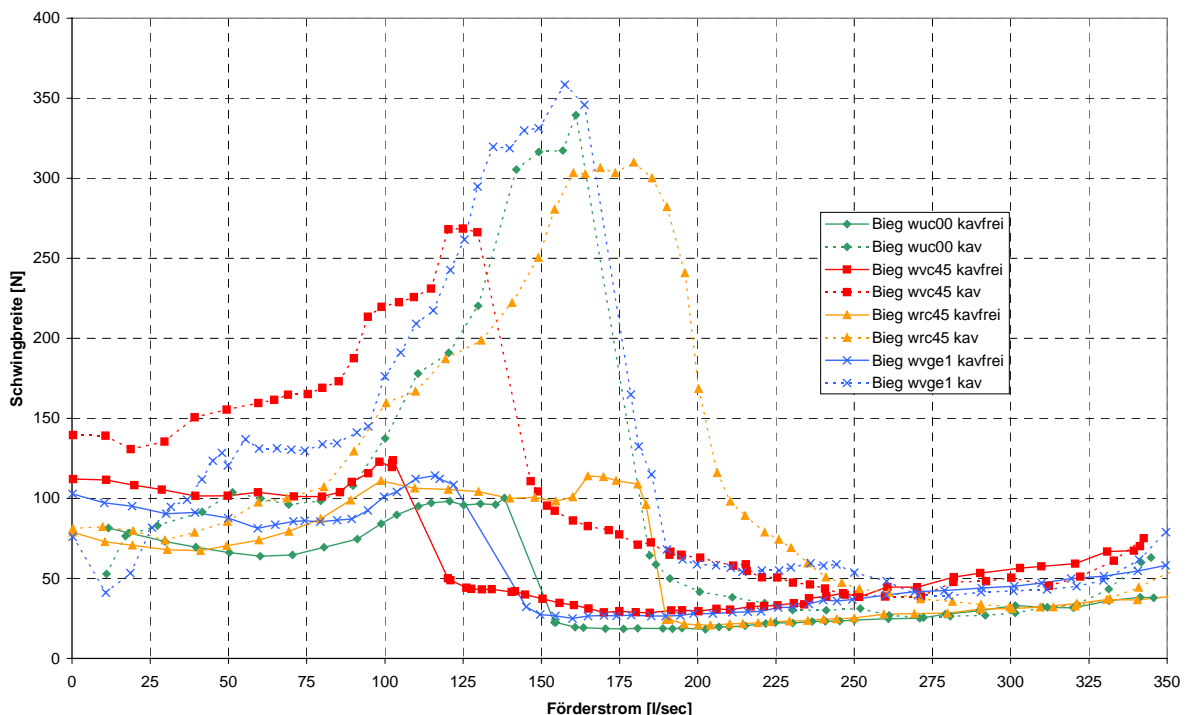


Bild 5 Schwingbreite der Biegebelastung am Schaufelblatt

Bild 5 zeigt die Schwingbreite der Biegebelastung im kavitationsfreien Betrieb wie auch nach gleichem Schema als bei Bild 3 unter einer leichten Kavitation bei $NPSH=7m$.

Zu erkennen ist nun im Gegensatz zu der Mittelwertsmessung, dass die Schaufel im Bereich des Auslegungspunktes bei 292 Liter/Sekunde und darüber relativ gering belastet ist, und dies auch unabhängig vom Vordruck ist. Kommt der Betriebspunkt allerdings in die Nähe des Instabilitätspunktes, so steigen die Werte an. Im kavitationsfreien Betrieb kommt es mit dem Kennlinienabriss zu einem sprunghaften Anstieg der Belastung.

Ist bereits aufgrund der geringeren Vordrücke eine Kavitationszone an der Schaufel ausgebildet, so wird diese mit dem Einsetzen des rotating stall gestört, sie fängt aufgrund der Schwankung des Vordruckes an, mitzurotieren. Das stellt eine sehr große Belastung für das Schaufelblatt dar. Hier ist die Pfeilung vorteilhaft für die dynamische Belastung, da die beiden Schaufeln mit extremer Pfeilung im Bereich des Abrisses die geringeren Anteile aufweisen. Die Schaufel wvc45 hat darum nach dem Kennlinienabriss unter Kavitation die geringste Belastung, da die Kavitationsblasen an den Innenradien situiert sind, der rotating stall aber am Gehäuse rotiert, die Ereignisse finden auf verschiedenen Radien statt und beeinflussen sich gegenseitig nur wenig. Der instationäre Anteil der Biegebelastung auf das Schaufelblatt kann hier (Bild 5) das 8 bis 9-fache der Belastungen im Auslegungspunkt erreichen.

Der dynamische Anteil an der Gesamtbelastung wächst somit mit dem Anstieg der Sekundärströmungen im Laufrad.

Im Bereich des Kennlinienabrisses hat die optimierte vorwärts gepfeilte Schaufel wvge1 den ungünstigsten Verlauf. Die rückwärts gepfeilte Schaufel wie auch die ungepfeilte Referenzschaufel zeigen in starker Teillast bei allen Darstellungen das bezüglich der Belastung günstigste Verhalten.

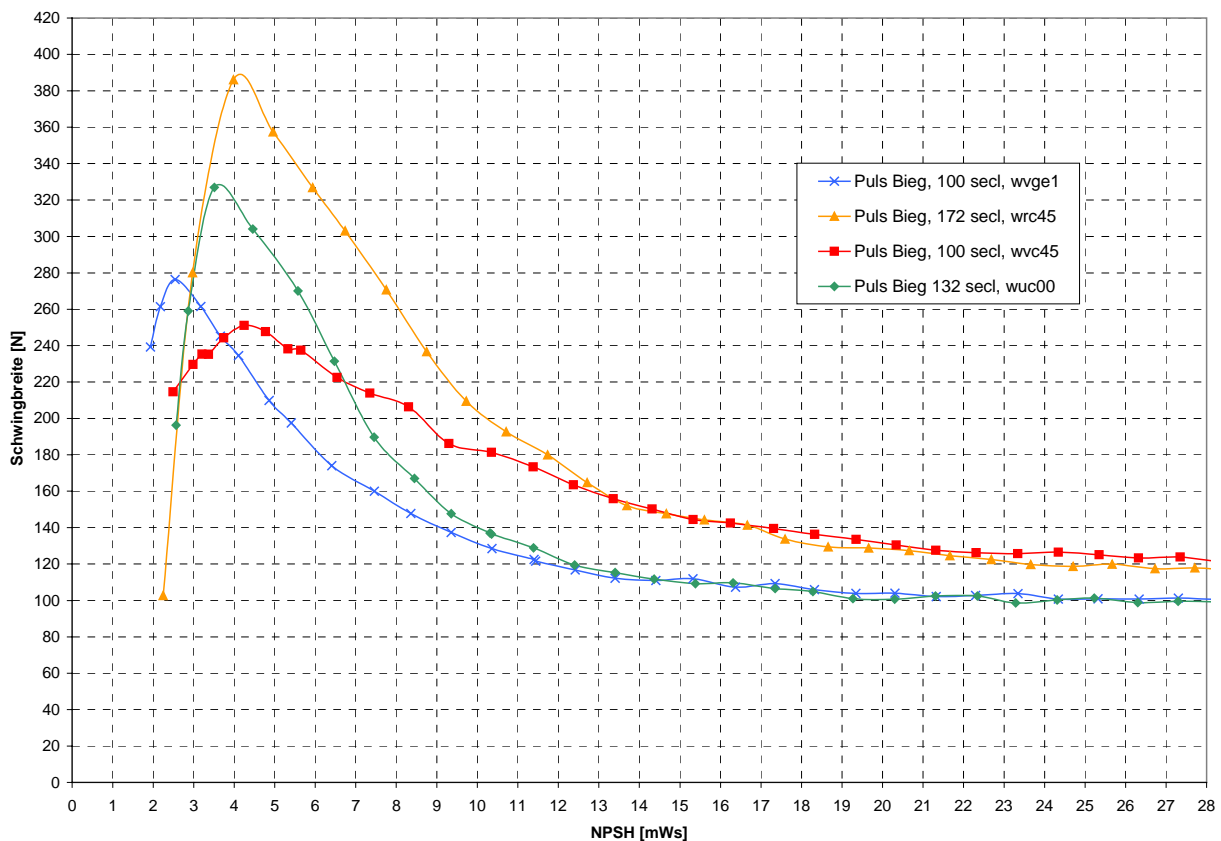


Bild 6 Schwingbreite der Biegebelastung

Ist der Druckaufbau in der Schaufel massiv von Ablösungen und Sekundäreffekten gestört, so wird die Biegebelastung stark abhängig vom Vordruck, da in allen leichten Unterdruckzonen das Fördergut verdampft, und so lokal die gleichen Vorgänge auftreten, als sie bei der Messung der Mittelwertsbelastung besprochen wurden.

Bild 6 zeigt den Belastungsverlauf der Biegung an vier ausgewählten Förderströmen links vom Instabilitätspunkt in Abhängigkeit des Vordrucks. Bereits ab sehr hohen Vordrücken (NPSH etwa 20m) ist der Einfluss der Kavitation auf die Belastung des Schaufelblattes merkbar. Bei NPSH-Werten von 4m erreichen die Biegebelastungen ihr Maximum, bevor die Schaufel bei Totalkavitation wieder entlastet wird.

Die Biegebelastung, besonders ihr dynamischer Anteil, ist in hohem Maße von den Sekundärströmungen beeinflusst, deren Ausprägung wieder von der geometrischen Form der Schaufel bestimmt wird. Die Torsionsbelastung der Schaufel ist zu einem großen Anteil von der Schaufelgeometrie bestimmt. Die Sekundärströmungen wirken sich anteilig auf die Torsionsbelastung geringer aus als auf die Biegebelastung.

Bild 7 zeigt den Verlauf der Schwingbreite der Torsionsbelastung über die gesamte Kennlinie.

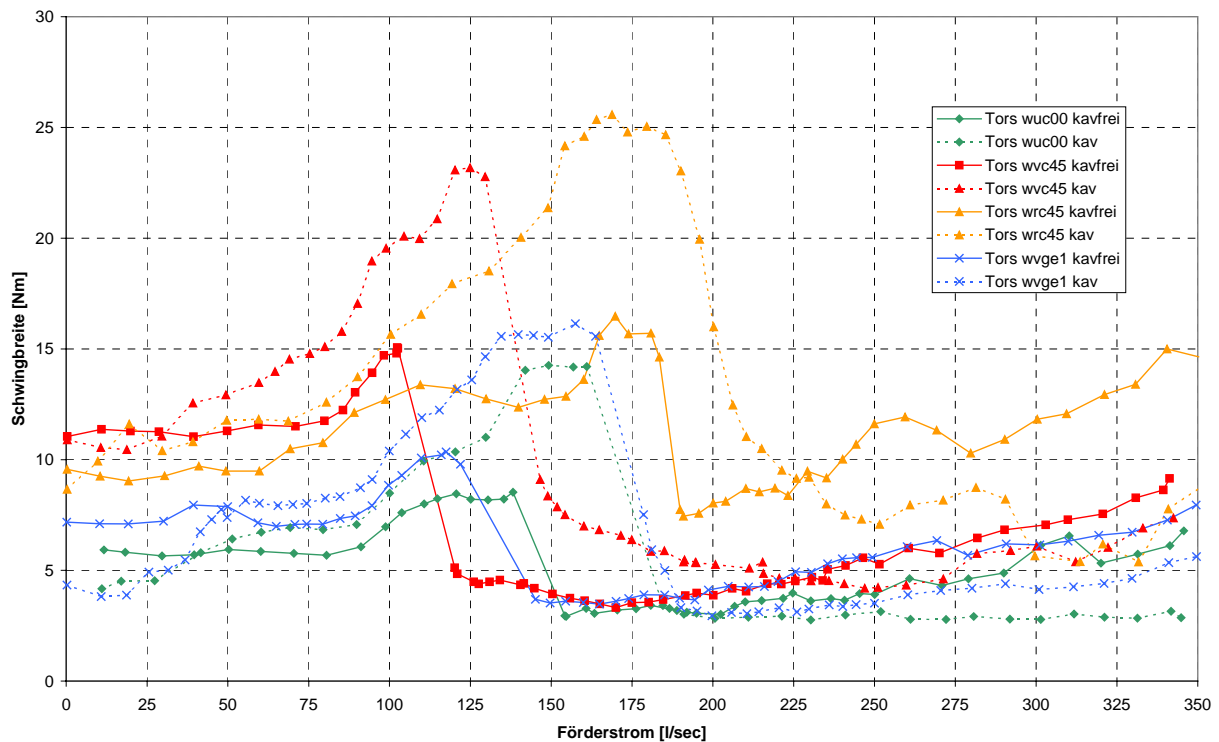


Bild 7 Pulsationen der Torsionsbelastung am Schaufelblatt

Wieder nimmt hier die rückwärts gepfeilte Schaufel wrc45 eine besondere Stellung ein. Die Pulsationen der Torsionsmomente sind hier bereits im kavitationsfreien Betrieb, verglichen mit den restlichen Schaufeln, sehr hoch. Verglichen mit dem Auslegungspunkt steigen die dynamischen Torsionsbelastungen auf den fünffachen Wert. Sinken die Werte der Biegungspulsationen nach Verlassen der Instabilitätszone wieder (vgl. Bild 5), so bleiben die Torsionspulsationen bis zur Nullförderleistung auf sehr hohem Niveau, dies auch stark unabhängig von der Kavitation. Das kann durch die kontinuierliche Ausbreitung des Teillastwirbels auf der Schaufelaußenseite erklärt werden, welcher mit fortschreitender Teillast anwächst, dadurch mehr versperert, und sich die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit so kaum ändert.

Wie bereits beschrieben stellt der Instabilitätspunkt auf der Kennlinie einen kritischen Punkt für den Betrieb der Schaufel dar.

Bild 8 zeigt den Bereich um den Instabilitätspunkt für die optimierte vorwärts gepfeilte Schaufel wvge1. Bei diesen Versuchen wurde die Kennlinie auch aufwärts gefahren, um den Einfluss der Hysterese auf die Schaufelbelastung ermitteln zu können.

Stellt man sich den abgerissenen Teil und den "gesunden" Teil der Pumpenkennlinie als zwei voneinander getrennt zu betrachtende Pumpenkennlinien vor, so sind die Pulsationen der Biegungsbelastung unabhängig von der Richtung, welche auf der Kennlinie beschriftet wird. Lediglich der Übersprung auf die höher gelegene Kennlinie bzw. der Abriss auf die untere Kennlinie findet bei einer anderen Menge statt.

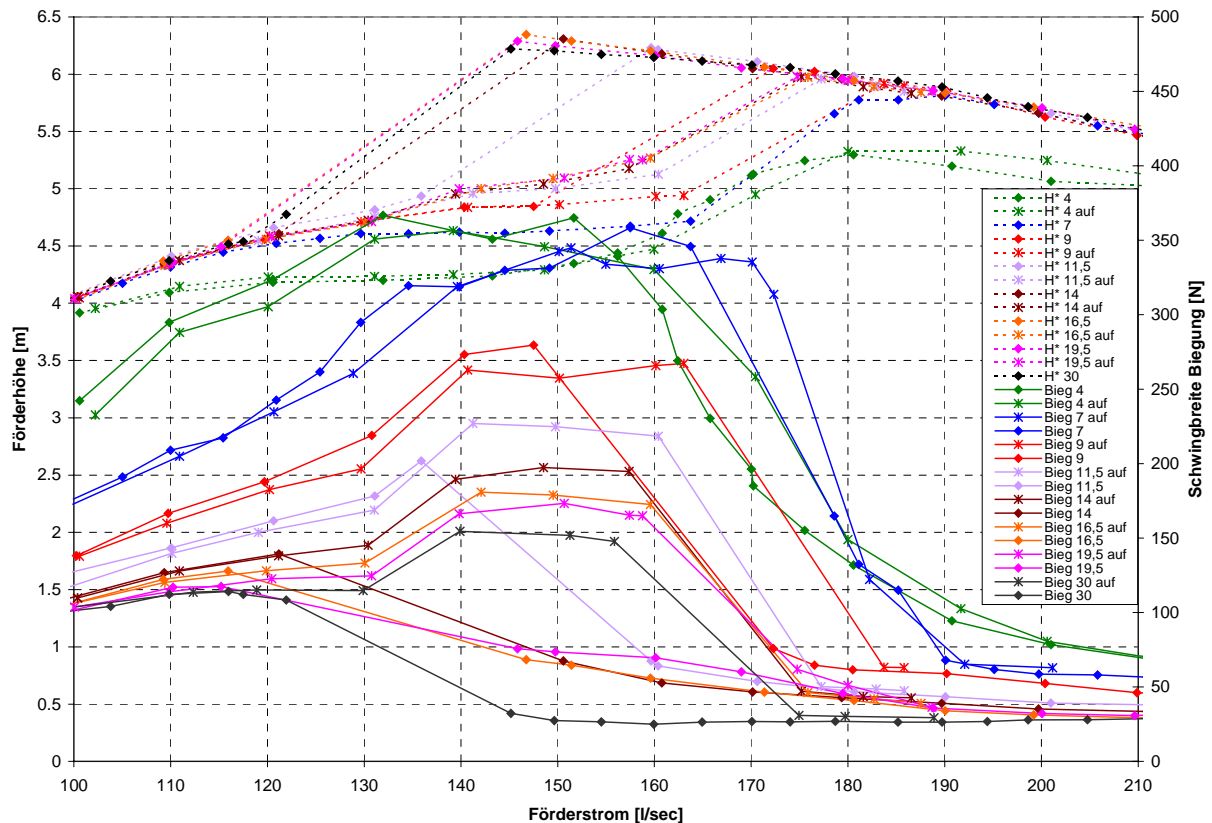


Bild 8 Schwingbreite der Biegungsbelastung im Bereich des Instabilitätspunktes

Rotierendes Abreißen tritt entgegengesetzt zur Drehrichtung des Laufrades, allerdings mit geringerer Umlaufgeschwindigkeit auf, sodass im stehenden System diese Umlaufströmung mit nur einem Bruchteil der Drehfrequenz sichtbar ist.

Im relativen System (Schaufel) ist die Umlaufströmung mit einer Frequenz von 10.3 Hz sichtbar, im absoluten System (Druckaufnehmer) mit einer Frequenz von 8 Hz.

Bild 9 zeigt die Entwicklung der Biegebelastung aufgrund des rotating stall im Bereich rechts des Instabilitätspunktes, also vor dem Abriss.

Der Startzeitpunkt ist nicht gesichert festzustellen, da Werte unterhalb des "Umgebungsrauschens" nicht exakt zu benennen sind. Alle Schaufeln haben die gleiche Frequenz des rotating stall (10.3 Hz relativ). Die Ausprägung, also seine Auswirkung auf die Schaufeln ist abhängig vom Förderstrom, aber relativ unabhängig vom Pfeilungswinkel.

Es ist auch einleuchtend, dass der Förderstrom, bei dem erstmals die charakteristische Frequenz des rotating stall sichtbar ist, unabhängig von der hier untersuchten Schaufeln ist, da es sich um identische Zylinderschnitte (Profilform am äußersten Radius) handelt. Da der Beginn der Ablösung und damit des rotating stall am Gehäuse ist, ist der Effekt am Beginn ein zweidimensionaler Vorgang, und somit nicht von den Nachbarwinkeln bzw. Nachbarprofilen beeinflusst.

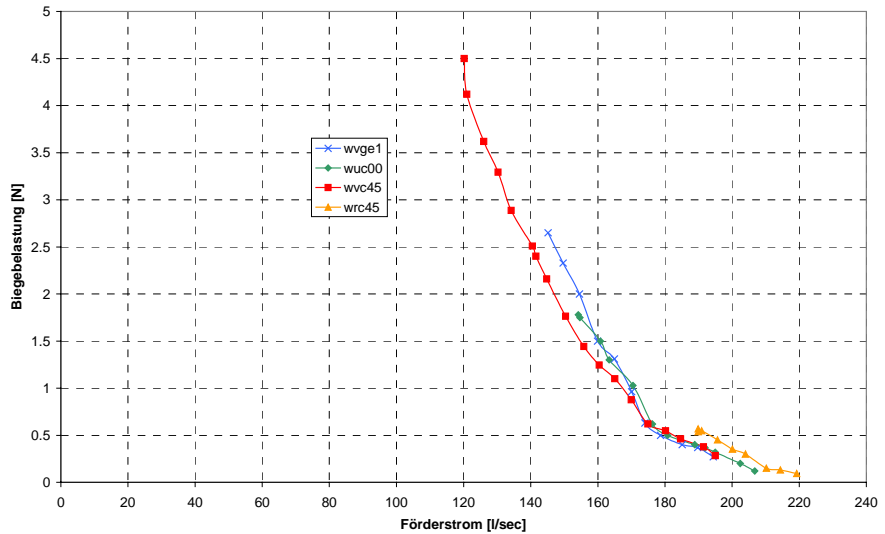


Bild 9 Entwicklung der rotating stall Belastung bis zum Instabilitätspunkt

Bei den hier untersuchten Schaufeln

kann nur festgestellt werden, dass oberhalb eines Förderstroms von etwa 220 Liter/Sekunde und unterhalb eines Förderstroms von 120 Liter/Sekunde keine rotierende, im relativen System gegen die Drehrichtung umlaufende Strömung zu bemerken ist.

Um die Frage der gegenseitigen Beeinflussung von Schaufelschwingung und Kavitation näher zu klären, entschied man sich, die ungefeilte Schaufel wuc00 und die

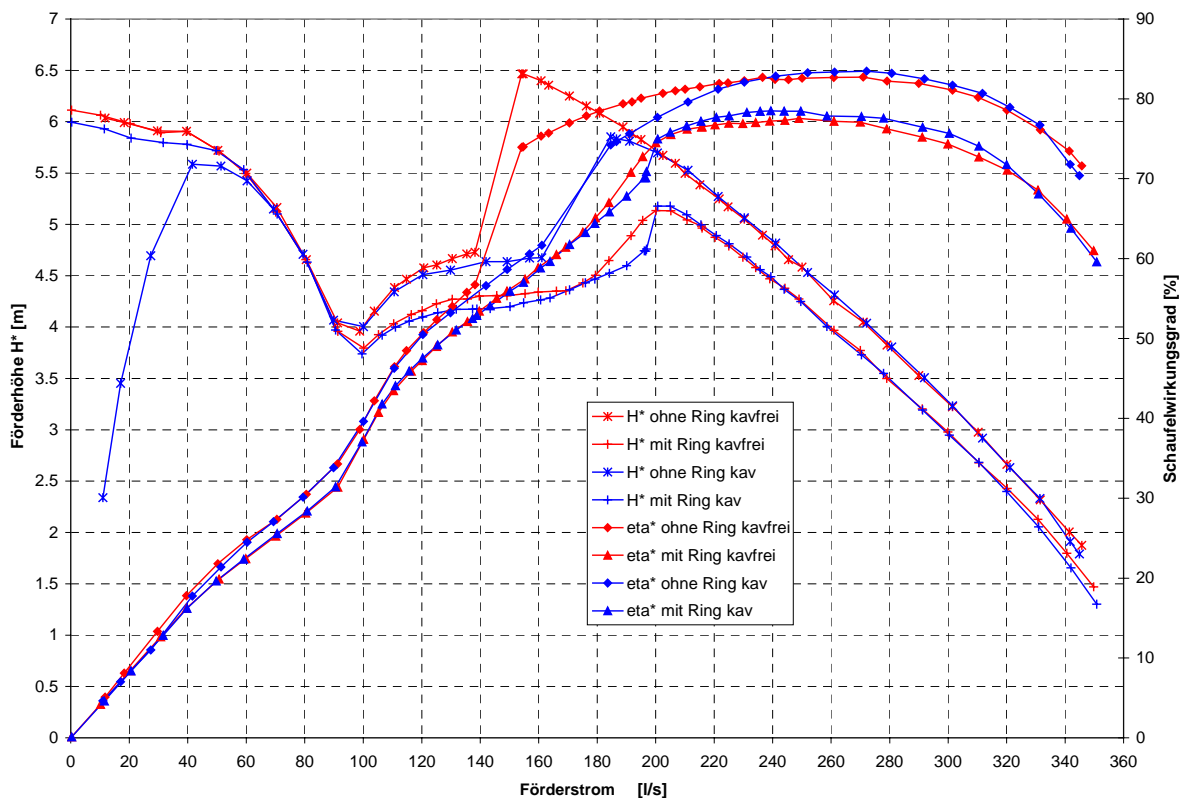


Bild 10 Veränderung der Kennlinie der Schaufel wuc00 mit und ohne Ring

optimierte vorwärts gepfeilte Schaufel wvge1 an der Schwingung zu behindern, bzw. ihre Eigenfrequenz herabzusetzen, da die Eigenfrequenz der Einzelschaukel bereits von Kavitationsimplosionen angeregt wird.

Um die Hauptströmung nicht zu verändern, wurde ein Ring um das Laufrad befestigt, welcher in einer Hinterdrehung des Laufradmantels mitrotierte. Parallel zur Herabsetzung der Eigenfrequenz konnte so auch der allgemeine Einfluss des Ringes festgestellt werden, da mit ihm der Laufradspalt Null wird.

Bild 10 zeigt die Veränderung der ungepfeilten Schaufel mit und ohne Ring. Die Förderhöhe nimmt, wie erwartet, deutlich ab, ebenso der Wirkungsgrad. Die leichte Kavitation bei NPSH = 7m führt wiederum zur Verschiebung des Instabilitätspunktes zu höheren Förderströmen hin, die Strömung an der Schaufel mit Ring reißt bereits zu einem Zeitpunkt ab, bei dem etwa der beginnende rotating stall in Bild 9 festgestellt wurde. Die Größe dieses Förderstroms wird dann auch durch Kavitationseinfluss nicht mehr verschoben.

War bei den bisher untersuchten Schaufeln immer ein charakteristischer Instabilitätspunkt zu verzeichnen, das heißt links von diesem fällt die Förderhöhe "sprunghaft" auf eine tiefer liegende Kennlinie, so ist das bei der Schaufel mit Ring nicht mehr der Fall. Es war möglich, stabile Messpunkte in den stark abfallenden Teil der Kennlinie zu legen

Der rotating stall, der bei allen hier bisher untersuchten Schaufeln mit etwa 10.3 Hz relativ in Erscheinung trat, hat bei den Schaufeln mit Ring eine Frequenz von 4.2 Hz relativ und 14.1 Hz absolut. Eine mögliche Erklärung der Verlangsamung dieser Umlaufströmung ist der erhöhte Widerstand aufgrund der Grenzschicht. Die Grenzschicht hat hier (mit Ring) keine Relativgeschwindigkeit in Umfangsrichtung zur Schaufel. Der rotating stall, der ebenfalls bestrebt ist, sich entgegengesetzt der Drehrichtung auszubreiten, dürfte also durch diese Mischung aus am Gehäuse anhaftender Grenzschicht und Spaltströmung beschleunigt werden. Dieses Gedankenmodell stimmt auch recht gut mit den Untersuchungen an stehenden Gittern (z. B. Leitapparaten), an denen ebenfalls rotierende Ablösungen zu beobachten sind, überein.

Misst man nun die höherfrequenten Druckpulsationen in der Schaufelumgebung (hier wurden Frequenzen über 100 Hz bis 2400 Hz gewählt) und filtert die Anteile der Eigenfrequenzen

heraus, so merkt man einen sehr deutlichen Unterschied zwischen den Varianten mit und ohne Ring. Bild 11 zeigt die Messergebnisse der Schaufel wuc00.

Je weiter der Förderstrom von dem Auslegungsförderstrom entfernt ist, desto deutlicher sind die Unterschiede zu erkennen. Die Druckpulse im kavitationsfreien Zustand sind von

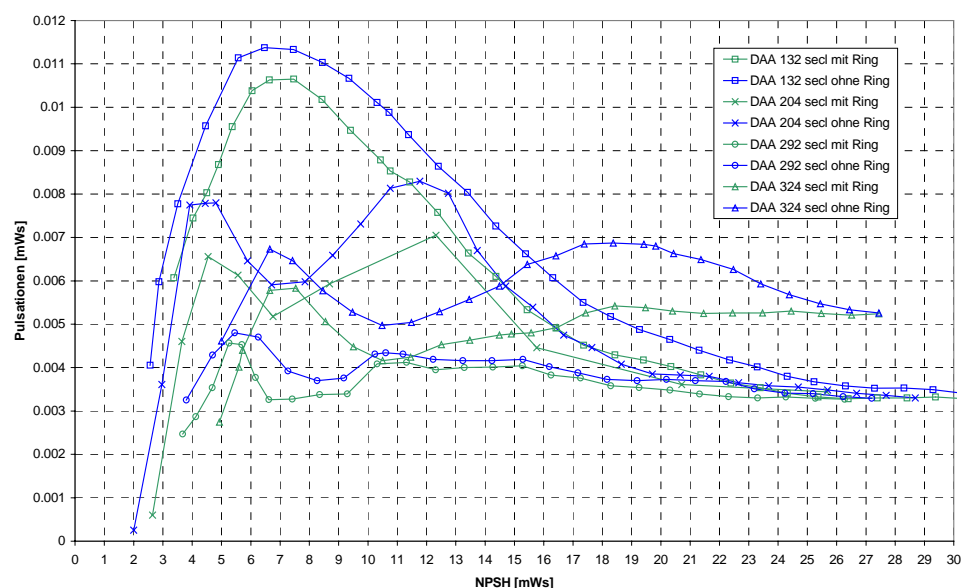


Bild 11 höherfrequente Druckpulsationen der Schaufel wuc00

Die Druckpulse im kavitationsfreien Zustand sind von

gleicher Größe, jedoch bei der Variante mit Ring ergibt sich ein früherer Anstieg der Pulsationen, welcher über den gesamten Messbereich höher bleibt, was zum Teil auf die Spaltkavitation zurückzuführen sein dürfte. Entscheidend für die Feststellung, ob die Varianten mit Ring früher kavitieren oder nicht, sind die Messergebnisse im Überlastbereich, da dort die Spaltkavitation später auftritt als die Kavitation am Schaufelblatt. Die Kurven für 324 Liter/Sekunde führen jedoch zu den gleichen Schlüsse wie die übrigen Kurven. Es darf somit davon ausgegangen werden, dass ein gewisses Maß der Schaufelkavitation bereits ab Kavitationsbeginn auf die Schaufelschwingung zurückzuführen ist.

ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit möglichen Zusammenhängen zwischen Kontinuumsschwingungen, Sekundärströmungen und Kavitation einer Axialpumpe mit und ohne Schaufelpfeilung und deren Auswirkungen auf die mechanische Schaufelbelastung.

Bei korrekter Schaufelpfeilung ist es möglich, bei konstant gutem Wirkungsgrad den Instabilitätspunkt weiter nach Teillast zu verlagern ohne negative Sekundärererscheinungen (z. B. schlechteres Kavitationsverhalten) auszulösen.

Die Lage des Instabilitätspunktes ist nicht unabhängig vom Vordruck, seine Lage wird bei geringem Vordruck stark hin zu größeren Förderströmen verschoben.

Die Frequenz des rotating stall ist abhängig von der Spaltweite zwischen Gehäusewand und Schaufel und unabhängig von der Kavitation (nur bei allzu starker Versperung durch Kavitationsblasen dürfte es eine "Aufteilung" in mehrere Zonen geben).

Die mechanische Belastung auf das Schaufelblatt steigt unter abgesenktem Vordruck (Kavitation) sehr stark an und stellt eine große dynamische Belastung der Schaufel dar. Die Schaufelpfeilung erlaubt es, mechanisch hoch belastete Profile im Betrieb zu entlasten (der hydraulische Schwerpunkt kann durch den Pfeilungswinkel variiert werden).

Bei Axialpumpenschaufeln, welche frei im Verband schwingen können, ist der Punkt beginnender Kavitation durch Strukturschwingungen des Schaufelblattes ausgelöst.

Um bei großen Axialpumpen das begrenzende Kavitationskriterium (welches bereits oft kurz nach $NPSH_i$ liegt) optimieren zu können, erscheint es sinnvoll, die Eigenschwingung auch im Modellversuch zu berücksichtigen (schwingungsexaktes Modell) und eine leichte Vorwärtspfeilung der Schaufel zu realisieren, um den für den Anwender so wichtigen breiten Fahrbereich der Pumpe noch weiter optimieren zu können.

REFERENCES

Forstner (2002), Experimentelle Untersuchung an vor- und rückwärts gepfeilten Axialpumpenschaufeln, Dissertation TU Graz

Glas (2000), Optimierung gepfeilter Pumpenschaufeln mit evolutionären Algorithmen, Dissertation TU Graz

Greitzer (1995), Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aerodynamical Feedback, Journal of Turbomachinery, Vol. 117, Seite 307-319

Hergt (1973), Radialkräfte in Leitradpumpen, KSB Technische Berichte, Nr. 16, Seite 32-39

Ihara (1989), Experimental Research of the Effects of Sweep on Unsteady Hydrofoil Loadings in Cavitation, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 111, Seite 263-270

Kuhn (2000), Experimentelle Untersuchung einer Axialpumpe und Rohrturbine mit gepfeilten Schaufeln, Dissertation TU Graz

Stark (1999), Kennlinienberechnung für Axialventilatoren mit gesichelten Schaufeln, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 7: Strömungstechnik, Nr. 356, VDI Verlag

Stark (2001), Randeffekte in Axialventilatoren mit gesichelten Schaufeln, VDI-Gesellschaft, Tagung Braunschweig