

**MESSUNG DER PERIODISCH-INSTATIONÄREN STRÖMUNG IM LAUFRAD UND IM
BESCHAUFELTEN DIFFUSOR EINER RADIALEN KREISELPUMPE KLEINER
SPEZIFISCHER DREHZAHLE MIT LDV**

F.-K. Benra, J. Feng, H. J. Dohmen
Universität Duisburg-Essen,
Fakultät für Ingenieurwissenschaften
Institut für Energie- und Umweltverfahrenstechnik
Strömungsmaschinen
Lotharstr. 1, 47057 Duisburg
Friedrich.benra@uni-due.de

Kurzfassung

In dem vorliegenden Beitrag wird die periodisch-instationäre Strömung in einer Kreiselpumpe kleiner spezifischer Drehzahl mittels des LDV Verfahrens erfasst, um die auftretenden Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen zu beschreiben. Die Messungen werden für verschiedene Laufradstellungen relativ zur Diffusorbeschaufelung durchgeführt. Neben Messungen im Auslegungspunkt der Pumpe werden auch umfangreiche Untersuchungen im Teillastbereich der Maschine bis zu sehr kleinen Volumenströmen durchgeführt.

Eine detaillierte Analyse der experimentellen Ergebnisse zeigt die stromauf und stromab auftretenden Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen, die bei unterschiedlichen Laufradpositionen entstehen. Neben der Beschreibung der Turbulenzeffekte durch den Turbulenzgrad der Strömung, werden zur weiteren Bewertung des Einflusses der Laufradschaufelstellung auf die phasengemittelten Geschwindigkeiten zwei neue Größen definiert. Diese beiden so genannten Unstetigkeitsparameter ermöglichen eine quantitative Bestimmung der Veränderung der phasengemittelten Laufradströmung auf der einen Seite und der Leitradströmung auf der anderen Seite in Abhängigkeit von der Laufradposition relativ zur Leitradstellung.

Einleitung

Die Relativbewegung zwischen dem rotierenden Laufrad und dem feststehenden Leitrad von radialen Kreiselpumpen erzeugt Wechselwirkungen, die eine periodisch instationäre Strömung in der Pumpe zur Folge haben. Diese Strömungswechselwirkungen haben erheblichen Einfluss auf das Strömungsfeld und können somit das Betriebsverhalten der Pumpe negativ beeinflussen und im Extremfall zu instationären Strömungsphänomenen wie z. B. rotierenden Ablösungen führen.

Numerische Untersuchungen des zeitabhängigen Strömungsfeldes wurden z. B. von Bert et al. [1], Ardizzon und Pavesi [2, 3], He und Sato [4] und Benra und Dohmen [5] durchgeführt. Experimentelle Untersuchungen der zeitabhängigen Strömung können vorteilhaft mit optischen Methoden durchgeführt werden, da sie keinerlei Störung der Strömung verursachen. Die PIV-Methode wurde z. B. von Akin und Rockwell [6] sowie von Benra et al. [7] benutzt, um die Strömungswechselwirkungen zu beschreiben. Sinha et al. [8] benutzten die PIV-Methode, um die Struktur der instationären Strömung sowie die Turbulenz in einer Radialpumpe mit beschaufeltem Diffusor zu erfassen. Wuibaut et al [9 - 11] wendeten ebenfalls die PIV-Methode an, um das Strömungsfeld im Laufrad eines Prüfstandes zu messen, der mit Luft betrieben wurde. Alle ausgeführten Untersuchungen tragen zum Verständnis der komplexen instationären Strömung infolge von Laufrad/Leitrad Wechselwirkungen in Radialpumpen mit beschaufeltem Diffusor bei. Aber gerade bei Pumpen mit kleiner spezifischer Drehzahl, die bei kleinen Volumenströmen hohe Drücke erzeugen, können die instationären

Wechselwirkungen erhebliche Auswirkungen auf das Betriebsverhalten haben. Aus diesem Grunde wird in diesem Beitrag die periodisch instationäre Strömung in einer derartigen Pumpe im Laufrad und im Leitrad mit der LDV Methode eingehend untersucht. Die Messungen fanden bei halber Schaufelhöhe im Auslegungspunkt sowie im Teillastbetrieb der Pumpe statt und wurden für verschiedene relative Positionen zwischen Laufrad und Leitrad ausgewertet.

Prüfstandsaufbau

Die untersuchte Pumpe besteht aus einem Laufrad, einem beschaukelten Diffusor und einem beschaukelten Rückführkanal. Die spezifische Drehzahl der Pumpe ist mit $n_s = 22,6$ klein und steht für eine große Förderhöhe bei relativ geringem Volumenstrom. Das Laufrad hat sechs rückwärts gekrümmte Schaufeln mit einem Austrittswinkel von $\beta_s = 22,5^\circ$, der Diffusor und der Rückführkanal sind jeweils mit neun Schaufeln bestückt. Der radiale Abstand zwischen dem Laufradaußendurchmesser und dem Diffusoreintritt beträgt 3% vom Laufradradius. Alle Schaufeln der Pumpe sind zylindrisch und mit konstanter Dicke ausgeführt, um die optischen Strömungsuntersuchungen zu erleichtern. Nahezu unbegrenzter optischer Zugang wird durch die Anfertigung aller wesentlichen Bauteile aus transparentem Kunststoffmaterial erreicht. In Bild 1 ist ein Schnitt durch die Prüfstandpumpe sowie die gemessene Förderhöhenkennlinie der Pumpe dargestellt. Weitere Einzelheiten über den Prüfstand und die Pumpe können früheren Veröffentlichungen der Autoren [12, 13] entnommen werden.

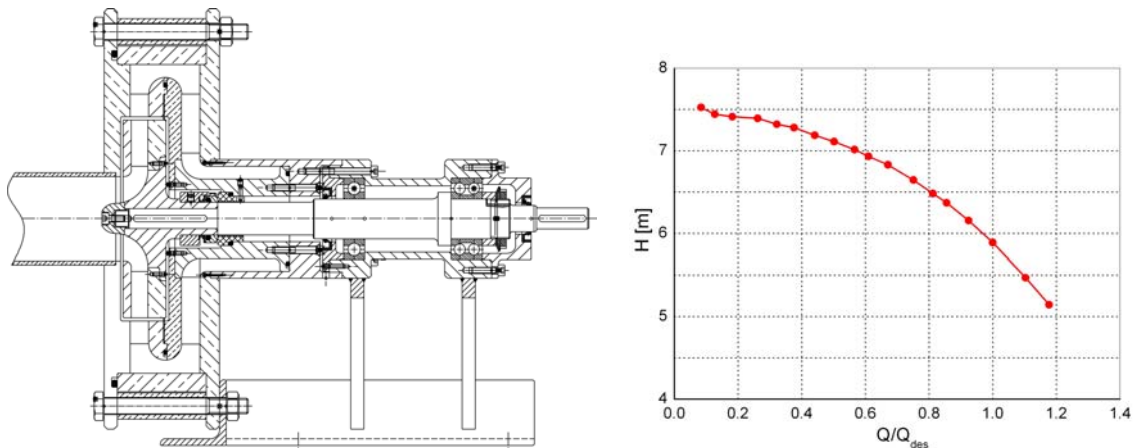


Bild 1: Schnitt durch die Prüfstandpumpe und gemessene Förderhöhenkennlinie

Die Pumpe wird über einen Zahnriemen von einem drehzahlregelbaren Elektromotor angetrieben. Ein Tank mit einem Fassungsvermögen von etwa 3 m^3 versorgt die Pumpe über eine gerade Ansaugleitung mit Wasser. In der Druckleitung sind ein magnetisch induktives Durchflußmessgerät und ein Drosselventil zur Einstellung des Betriebspunktes angebracht. Anschließend wird das Wasser wieder in den Tank zurück geleitet. Bild 2 zeigt ein Foto des gesamten Prüfstandaufbaus.

LDV System

Die Lichtquelle des LDV Systems ist ein Argon-Ionen Laser mit einer maximalen Leistung von 5 Watt. Es werden die Wellenlängen $514,5 \text{ nm}$ (grün) und 488 nm (blau) ausgekoppelt und über eine Optik mit einer Brennweite von 500 mm durch die saugseitige Gehäusewand in die Pumpe geleitet. Die Optik ist an einer in zwei Koordinatenrichtungen beweglichen Traversiereinrichtung befestigt, um das durch die Lichtstrahlen gebildete Messvolumen entsprechend der gewünschten Messpositionen zu verfahren (s. Bild 2 und 3).

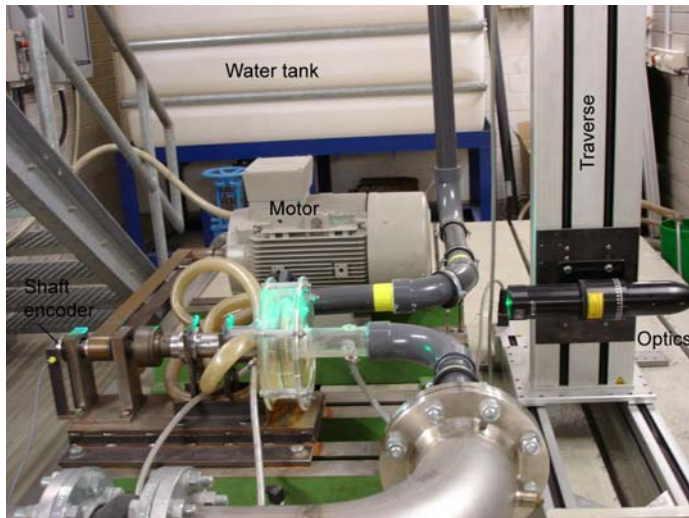


Bild 2: Pumpenprüfstand

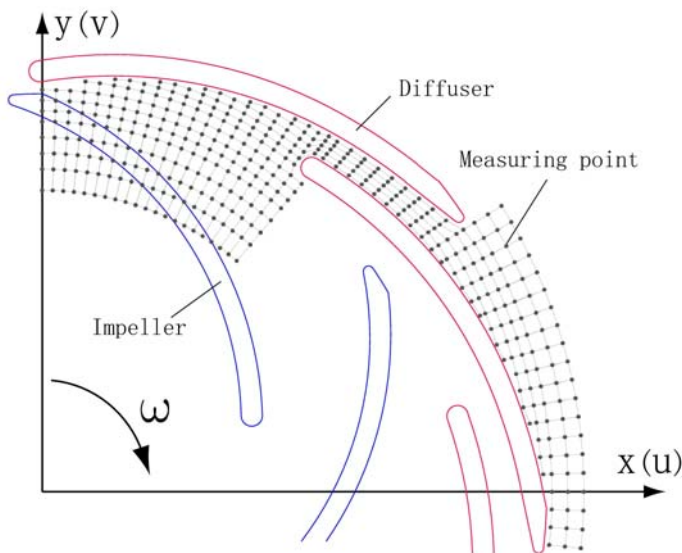


Bild 3: Definierte Messpunkte für LDV-Messung

Der in Bild 3 dargestellte Messbereich umfasst den äußeren Teil des Laufrades, beginnend bei dem Radienverhältnis $r/R_2 = 0,757$ sowie einen kompletten Diffusorschaukelkanal. Im Laufrad wurden an sieben Radien jeweils 21 Messpositionen in Umfangsrichtung erfasst. Im Radialspalt zwischen Laufrad und Diffusor wurden ebenfalls an 21 Positionen bei einem Radienverhältnis $r/R_2 = 1,01$ die Geschwindigkeiten über eine komplette Schaukelteilung des Diffusorkanals gemessen. Innerhalb des beschaukelten Diffusors wurden die Geschwindigkeiten an insgesamt 217 Punkten gemessen, was eine gute Auflösung des Strömungsfeldes im Diffusorkanal ermöglichte. Um die Messwerte in Relation zur Laufradstellung erfassen zu können, wurde ein auf der Pumpenwelle befestigter optischer Signalgeber benutzt, der pro Umdrehung in einer vordefinierten Laufradstellung ein Signal abgab. Die Zeit zwischen zwei Impulsen wurde mittels der eingesetzten Software in gleiche Zeitintervalle entsprechend einem Grad Drehwinkel geteilt und die Messwerte unter Annahme einer konstanten Pumpendrehzahl der entsprechenden Laufradstellung zugewiesen. Alle in diesem Beitrag vorgestellten Messungen wurden bei halber Schaukelhöhe durchgeführt. Für jeden Messpunkt im Laufrad wurden 100000 und für jeden Messpunkt im Diffusor 50000 koinzidente Datensätze generiert.

Datenauswertung

Die gewonnenen Messdaten stellen Signale dar, die die zeit- und ortsabhängigen Geschwindigkeitskomponenten in den Koordinatenrichtungen x und y , nämlich u und v enthalten. Diese Geschwindigkeiten bestehen entsprechend der Gleichungen (1) und (2) aus einem phasengemittelten und in einem stochastischen Teil. Der phasengemittelte Teil lässt sich jeweils entsprechend der Gleichungen (3) und (4) aus den Messdaten bestimmen. Die turbulente kinetische Energie K wird aus den stochastischen Komponenten entsprechend Gleichung (5) berechnet und die Turbulenzintensität durch den Bezug auf die Laufradumfangsgeschwindigkeit bestimmt. N ist die Anzahl der Messsignale innerhalb eines Zeitintervalls oder entsprechend einer durch den Winkel φ beschriebenen Laufradposition.

$$u_i(x, y, \varphi) = \bar{u}(x, y, \varphi) + u'_i(x, y, \varphi) \quad i = 1, \dots, N \quad (1)$$

$$v_i(x, y, \varphi) = \bar{v}(x, y, \varphi) + v'_i(x, y, \varphi) \quad i = 1, \dots, N \quad (2)$$

$$\bar{u}(x, y, \varphi) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i(x, y, \varphi) \quad (3)$$

$$\bar{v}(x, y, \varphi) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i(x, y, \varphi) \quad (4)$$

$$K(x, y, \varphi) = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N [u_i'^2(x, y, \varphi) + v_i'^2(x, y, \varphi)] \quad (5)$$

$$T_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{K(x, y, \varphi)}}{U_2} \quad (6)$$

Um die stromauf wirkenden Effekte des Diffusors auf die phasengemittelte Relativströmung im Laufrad zu beschreiben, wird eine Instationaritätsintensität des Laufrades in Gleichung (7) definiert. Ein zeitlich gemittelter Betrag wird durch Integration über ein entsprechendes Zeitintervall nach Gleichung (8) berechnet. Es ist wichtig zu bemerken, dass die betrachteten Messpunkte im Relativsystem als ortsfest zu betrachten sind.

Die phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten im Diffusor lassen sich gleichfalls in zwei Anteile entsprechend der Gleichungen (9) und (10) zerlegen: ein zeitlich gemittelter Anteil und ein Anteil, der sich aufgrund der Laufraddrehung ändert. Somit kann auch hier eine Instationaritätsintensität, verursacht durch die Laufraddrehung, nach Gleichung (11) definiert werden. Auch hier wird der zeitlich gemittelte Betrag (Gl. (12)) durch Integration über ein bestimmtes Zeitintervall berechnet.

$$I_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} \left[W_u(x, y, \varphi) - \frac{1}{T} \int_0^T \bar{W}_u(x, y, \varphi_t) dt \right]^2 + \frac{1}{2} \left[W_r(x, y, \varphi) - \frac{1}{T} \int_0^T \bar{W}_r(x, y, \varphi_t) dt \right]^2}}{U_2} \quad (7)$$

$$\bar{I}_u(x, y, \varphi) = \frac{1}{T} \int_0^T I_u(x, y, \varphi_t) dt \quad (8)$$

$$\tilde{u}(x, y, \varphi) = \bar{u}(x, y, \varphi) - \frac{1}{T} \int_0^T \bar{u}(x, y, \varphi_t) dt \quad (9)$$

$$\tilde{v}(x, y, \varphi) = \bar{v}(x, y, \varphi) - \frac{1}{T} \int_0^T \bar{v}(x, y, \varphi_t) dt \quad (10)$$

$$S_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} [\tilde{u}^2(x, y, \varphi) + \tilde{v}^2(x, y, \varphi)]}}{U_2} \quad (11)$$

$$\bar{S}_u(x, y, \varphi) = \frac{1}{T} \int_0^T S_u(x, y, \varphi_t) dt \quad (12)$$

Ergebnisse

Auslegungspunkt (Q_{des})

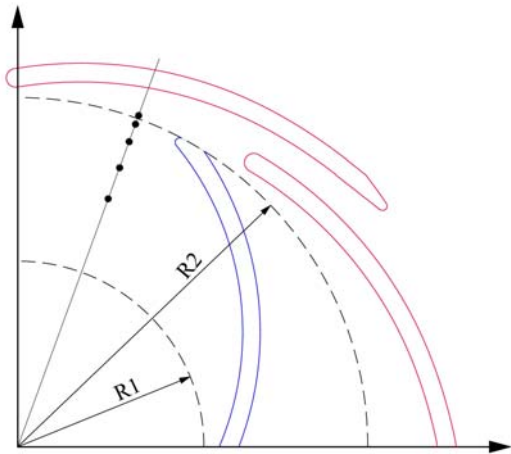
In diesem Abschnitt werden zunächst die Messergebnisse für den Auslegungspunkt der Pumpe diskutiert. In Bild 4 sind die Radial- und Umfangsgeschwindigkeitskomponenten an vier verschiedenen Radien im Laufrad der Pumpe und an einem Radius im radialen Spalt zwischen Laufrad und Leitrad über dem Laufraddrehwinkel φ aufgetragen. Die in Bild 4a dargestellten Punkte liegen in einer radialen Ebene genau zwischen den Eintrittskanten von zwei Diffusorschaukeln. Das Laufrad dreht sich im Uhrzeigersinn. Da die Punkte während der Messung diese Position im Absolutsystem nicht verändern, ergeben sich durch die Laufraddrehung unterschiedliche Strömungszustände. Obwohl es vermutlich wegen des Durchlaufs der Laufradschaufeln durch das Messvolumen einige wenige, stark abweichende Messergebnisse gab, ist zu erkennen, dass sich die Geschwindigkeitsverteilungen an allen untersuchten radialen Positionen entsprechend der Schaufelzahl des Laufrades sechs mal pro Umdrehung fast exakt wiederholen. Dies ist ein Zeichen dafür, dass die Periodizität der Strömung pro Schaufelkanal sehr gut ist.

Bei näherer Betrachtung der Messergebnisse an den verschiedenen Radien, kann eine auffällige Entwicklung der Geschwindigkeitskomponenten mit wachsendem Laufradradius festgestellt werden. Am kleinsten durch die Messung erfassbaren Radius ($r/R_2 = 0,757$) ist die radiale Geschwindigkeitskomponente an der Druckseite der Laufradschaufel (PS) wesentlich kleiner als an der Saugseite der Schaufel (SS). In der Nähe der Saugseite befindet sich das Maximum der Radialgeschwindigkeit, während das Minimum etwa in der Laufschaufelkanalmitte festzustellen ist. Die Umfangsgeschwindigkeitskomponente erreicht ein Maximum an der Druckseite der Schaufel, während sich das Minimum in der Nähe der Saugseite befindet. Insgesamt ist ein starker Gradient in Umfangsrichtung vorhanden.

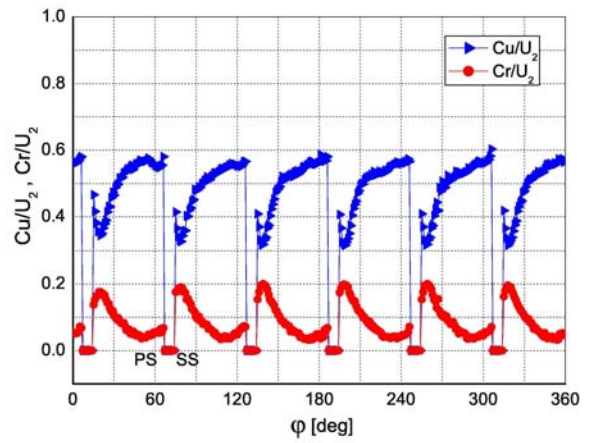
Beim nächsten größeren Radius ($r/R_2 = 0,85$) ist die Radialgeschwindigkeit an der Saugseite wesentlich kleiner geworden und ist damit etwa gleich der Radialkomponente an der Druckseite. Die Umfangskomponente wird im Mittel größer und das Maximum wandert von der Druckseite in Richtung Schaufelkanalmitte. Am nächsten Radius ist die Radialgeschwindigkeit an der Druckseite bereits höher als an der Saugseite der Schaufel und auch die Umfangskomponente hat ihre Verteilung in Umfangsrichtung derart geändert, dass nun die größten Werte an der Saugseite der Schaufel auftreten.

Kurz vor Erreichen des Laufradaußendurchmessers ($r/R_2 = 0,983$) hat die Radialkomponente in der Nähe der Saugseite weiter abgenommen und erreicht dort Werte in der Nähe von Null. Im Bereich der Schaufelkanalmitte ist ein relativ flacher Verlauf festzustellen, während an der Druckseite die höchsten Radialgeschwindigkeiten auftreten. Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit steigt an der Saugseite an dieser radialen Position auf Werte an, die annähernd die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades erreichen. In Schaufelkanalmitte ist auch für die Umfangskomponente ein relativ flacher Verlauf festzustellen. Zur Druckseite hin fällt die Umfangskomponente mit einem starken Gradienten auf kleine Werte ab.

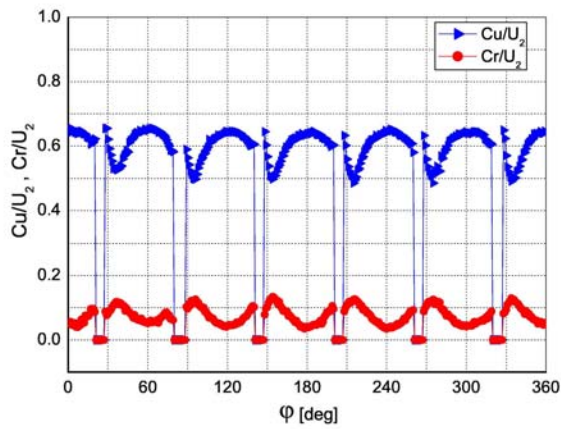
Für die radiale Position ($r/R_2 = 1,01$) im radialen Spalt zwischen Laufrad und Diffusor können im Bereich der Laufradschaufelsaugseite negative Radialgeschwindigkeiten festgestellt werden. Diese werden durch die Schaufelnachlaufdüse hervorgerufen und zeigen lokale Rückströmungsgebiete an. Die Umfangsgeschwindigkeitskomponente hat in der Nähe der Schaufelsaugseite immer noch ihren höchsten Wert, ist aber gegenüber der letzten untersuchten radialen Position innerhalb des Laufrades um mehr als 20% kleiner geworden. In der Mitte zwischen zwei Laufradschaufeln fällt die Umfangskomponente mit einem leichten Gradienten in Richtung Druckseite ab, während in der Nähe der druckseitigen Schaufeloberfläche ein starker Abfall auf kleine Umfangsgeschwindigkeiten festzustellen ist.



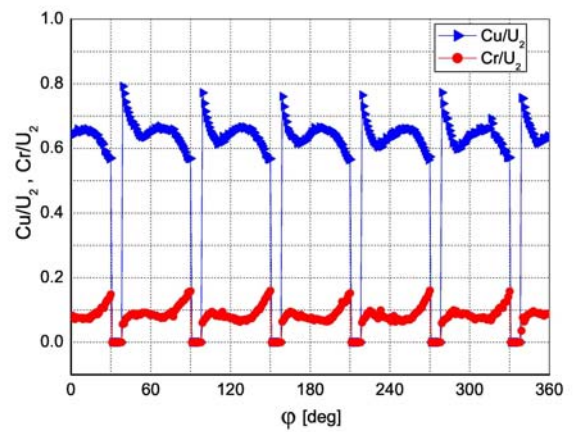
a) Bezeichnung der Messpunkte



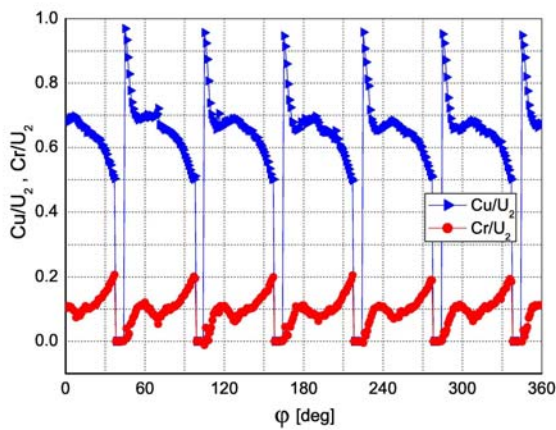
b) $r/R_2 = 0,757$



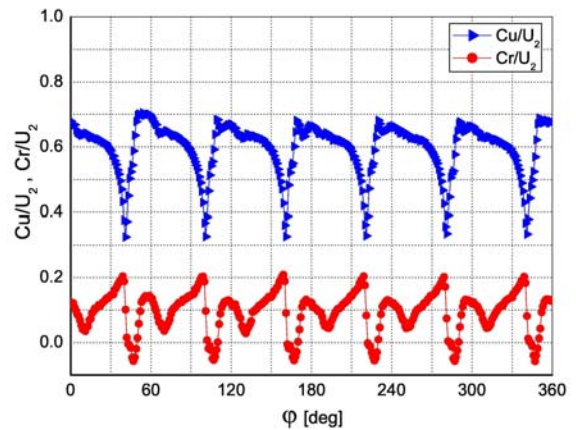
c) $r/R_2 = 0,85$



d) $r/R_2 = 0,93$



e) $r/R_2 = 0,983$

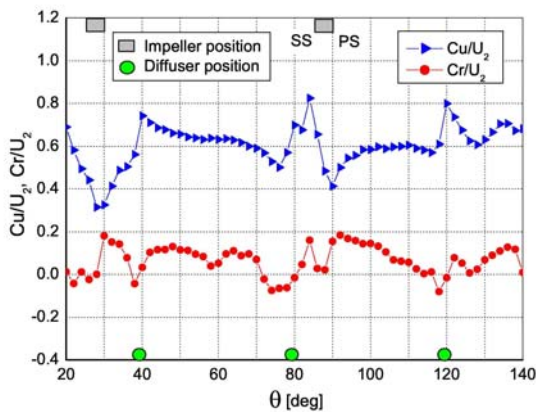


f) $r/R_2 = 1,01$

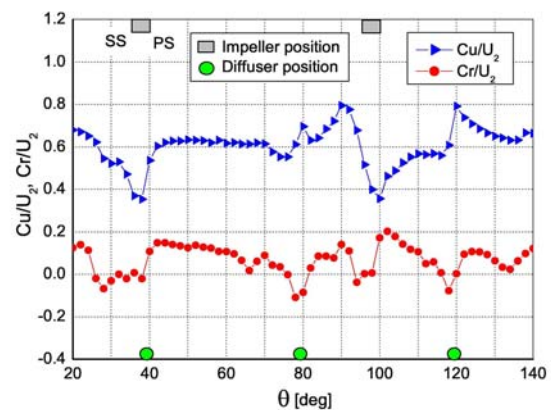
Bild 4: Radial- und Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Laufrad im Auslegungspunkt bei halber Schaufelhöhe

Im Bild 5 sind die Umfangs- und Radialkomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Radialspalt zwischen Laufrad und Leitrad für vier verschiedene Laufradstellungen relativ zu den Diffusorscheufeln über der Umfangskoordinate Θ dargestellt. Um die Positionen des Laufrades in Relation zu den Diffusorscheufeln deutlich zu machen, sind zwei Laufradschaufelhinterkanten im oberen Teil und drei Diffusorscheufelvorderkanten im unteren Teil eines jeden Bildes durch Symbole dargestellt. Das Laufrad bewegt sich von links nach rechts, während die Diffusorbeschaufelung ortsfest im Absolutsystem ist. Die Ausgangsstellung des Laufrades ist die Position $\varphi = 0^\circ$, wenn die Hinterkante einer Laufradschaufel der Vorderkante einer Leitrad-schaufel genau gegenüber steht.

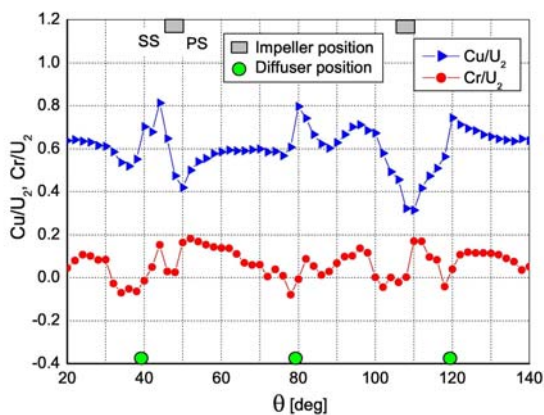
Für die Radialgeschwindigkeitskomponente ist bei allen dargestellten Laufradstellungen keine Tendenz der Verteilung über der Umfangsrichtung erkennbar. Auf einem niedrigen Niveau wechseln sich Berge mit Tälern ab. In der Nähe der Diffusorscheufelvorderkante ergibt sich für alle Stellungen ein lokales Minimum der Radialkomponente mit geringem negativem Wert. Für die Verteilung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über der Umfangsrichtung ergibt sich für alle Laufradstellungen ein lokales Minimum an der Druckseite der Laufradschaufel von ca. 40% der Umfangsgeschwindigkeit. Von dort steigt die Umfangskomponente in Richtung Saugseite stark an, während in der Mitte zwischen zwei Laufradschaufeln ein eher geringer Gradient vorhanden ist. Im Bereich der Vorderkanten der Diffusorscheufeln sind hohe Umfangsgeschwindigkeitskomponenten zu verzeichnen. Eine Ausnahme stellt der Fall $\varphi = 0^\circ$ dar, wenn sich Laufradschaufelhinterkante und Diffusorscheufelvorderkante gegenüber stehen.



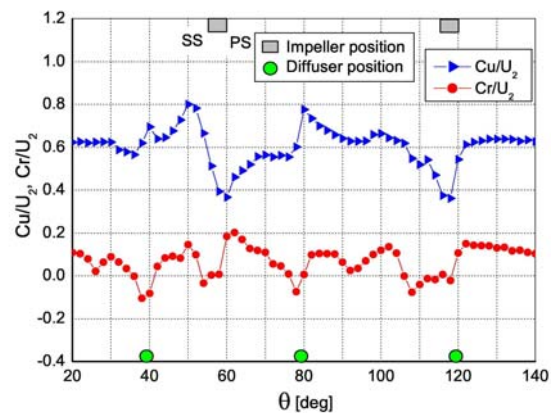
a) $\varphi = -10^\circ$



b) $\varphi = 0^\circ$

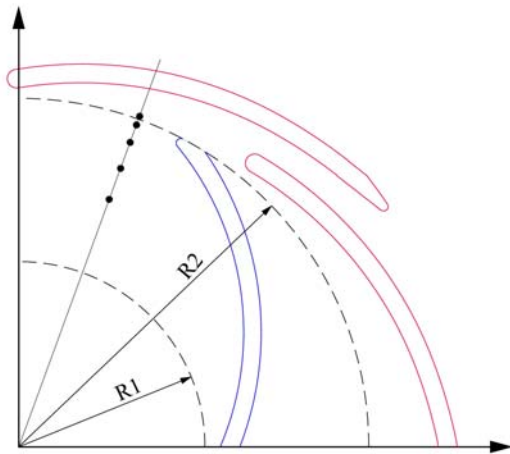


c) $\varphi = 10^\circ$

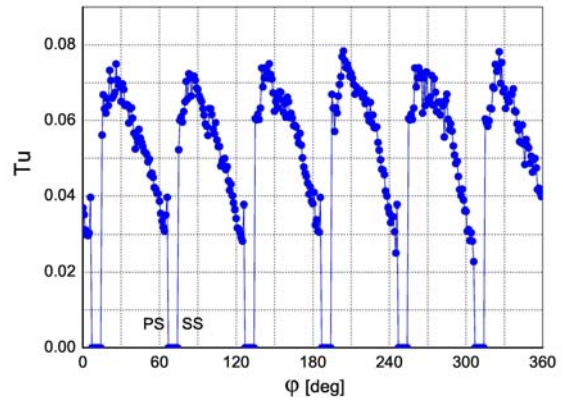


d) $\varphi = 20^\circ$

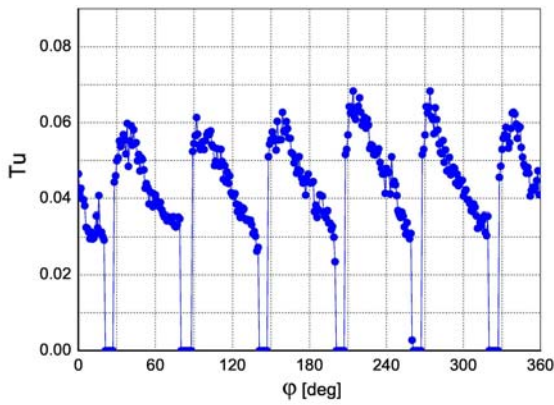
Bild 5: Verteilung der Radial- und Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Radialspalt zwischen Laufrad und Leitrad ($r/R_2 = 1,01$) in Umfangsrichtung



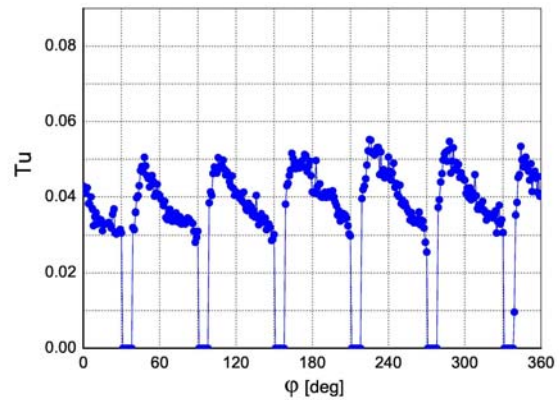
a) Bezeichnung der Messpunkte



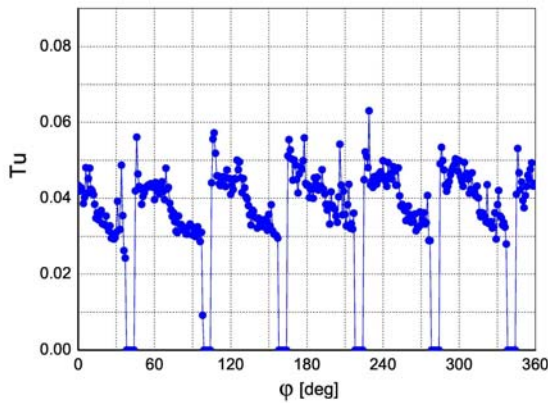
b) $r/R_2 = 0,757$



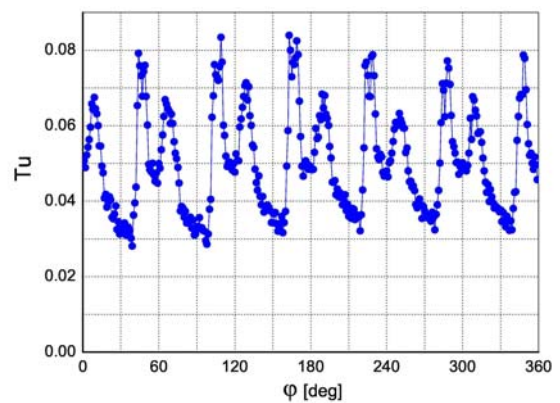
c) $r/R_2 = 0,85$



d) $r/R_2 = 0,93$



e) $r/R_2 = 0,983$



f) $r/R_2 = 1,01$

Bild 6: Gemessene Turbulenzintensität im Laufrad an verschiedenen radialen Positionen im Auslegungspunkt bei halber Schaufelhöhe

Da die Turbulenz der Strömung durch die Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen erheblich ansteigt, kann die Betrachtung von Turbulenzgrößen dazu dienen, eine Bewertung der instationären Strömung vorzunehmen. Die Turbulenzintensität wurde deshalb an den gleichen radialen Positionen wie zuvor die phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten bestimmt und in den Bildern 6b) bis 6f) über dem Drehwinkel φ dargestellt. Auch hier kann wie für die

phasengemittelten Werte festgestellt werden, dass sich für jeden Schaufelkanal ein ähnliches Bild ergibt. Innerhalb des Laufrades ($r/R_2 < 1$) ergibt sich am kleinsten untersuchten Radius ($r/R_2 = 0,757$) die höchste Turbulenzintensität von etwa 8%. Dabei treten die größten Werte in der Nähe der Saugseite der Schaufel auf. Von dort fällt die Turbulenzintensität mit einem starken Gradienten auf Werte von etwa 3% in der Nähe der Druckseite ab. Für die weiteren radialen Positionen innerhalb des Laufrades ist eine ähnliche Verteilung über dem Schaufelkanal zu erkennen, allerdings mit nach außen abnehmenden Werten. Die Begründung für die erheblich größeren Werte der Turbulenzintensität bei kleinen Radien konnte anhand numerischer Untersuchungen aus einer Interaktion der saugseitigen Radialspaltströmung mit der Hauptströmung abgeleitet werden. Die durch die Spaltströmung in die Hauptströmung eingetragene hohe kinetische Energie durch erhebliche turbulente Geschwindigkeitsanteile sorgt für einen hohen Turbulenzgrad, der sich mit der Entfernung von der Eintrittskante des Laufrades wieder abschwächt.

Hinter dem Laufrad steigt die Turbulenzintensität wieder auf ähnliche Werte an, wie schon beim Radius $r/R_2 = 0,757$. Grund dafür ist die hohe Turbulenz innerhalb der Laufradnachaufdelle.

Teillastbetrieb ($Q/Q_{des} < 1$)

In vom Auslegungspunkt einer Pumpe abweichenden Betriebsbedingungen sind andere Strömungsverhältnisse als im Auslegungspunkt innerhalb der Beschauelung zu erwarten. Sie lassen sich durch die veränderten Strömungsgeschwindigkeiten und –winkel am Eintritt sowie durch eine nicht angepasste Schaufelkanalgeometrie erklären. Eine Auswirkung auf die vorhandenen Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen ist ebenfalls zu erwarten. Aus diesem Grunde wurde auch der Teillastbetrieb der Pumpe einer genaueren Untersuchung unterzogen. Dazu sind zunächst in Bild 7 die phasengemittelten Radial- und Umfangsgeschwindigkeitskomponenten im Radialspalt zwischen Laufrad und Leitrad über dem Umfang dargestellt. Im Vergleich zu den bereits in Bild 5b gezeigten Werten für den Auslegungspunkt sind die gemessenen Geschwindigkeitskomponenten bei 75% und bei 50% des Auslegungsvolumenstroms aufgetragen. Für die gezeigte Laufradposition $\varphi = 0^\circ$ ergeben sich für beide Komponenten im betrachteten Mittelschnitt überraschender Weise keine signifikanten Unterschiede der Geschwindigkeitsverteilungen über dem Umfang bei der Verringerung des Volumenstroms. Dies bedeutet, dass die im Teillastbetrieb durch kleinere Meridiangeschwindigkeiten am Eintritt hervorgerufene Stoßanströmung der Schaufelvorderkante am Austritt des Laufrades keinerlei Wirkung mehr auf die phasengemittelten Strömungsgeschwindigkeiten zeigt und nicht als Bewertungskriterium für eine veränderte Laufrad-Leitrad Wechselwirkung dienen kann.

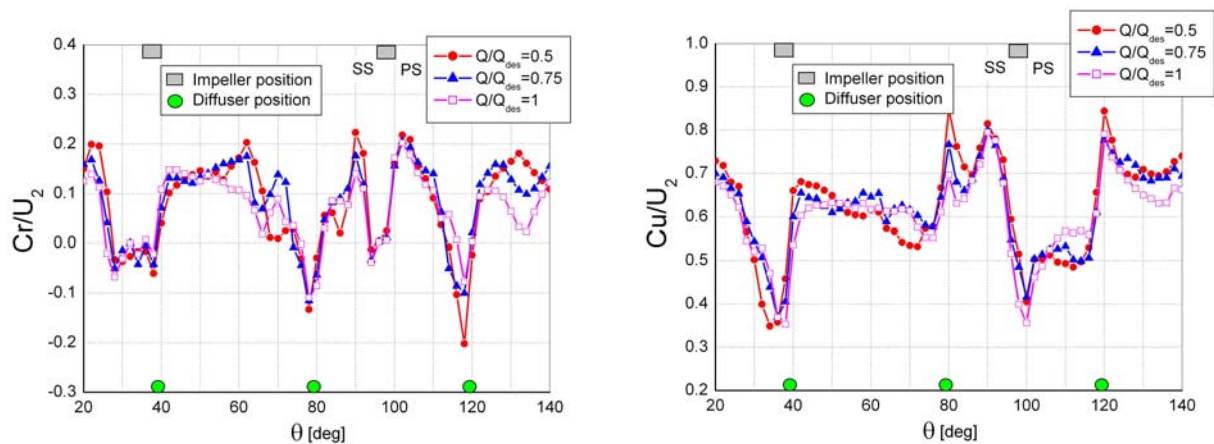
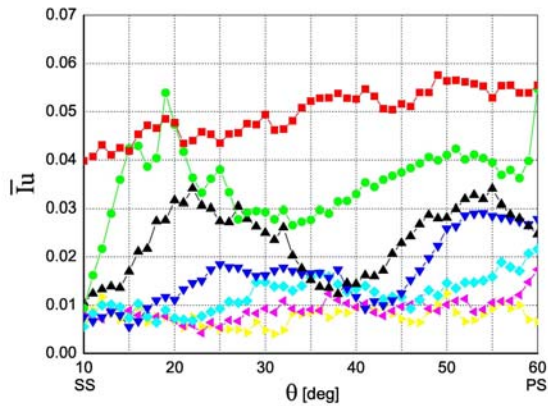
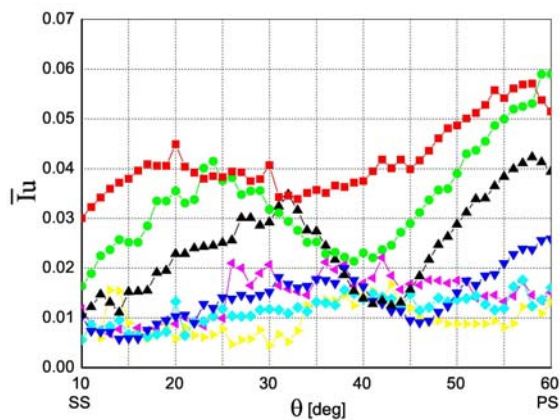


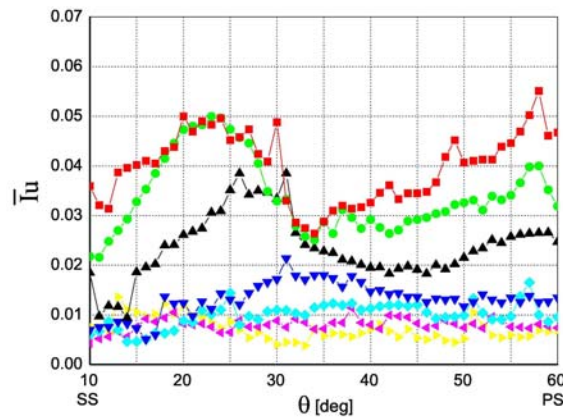
Bild 7: Radial- und Umfangsgeschwindigkeitskomponenten im Radialspalt zwischen Laufrad und Leitrad ($r/R_2 = 1,01$) in verschiedenen Betriebspunkten ($\varphi = 0^\circ$)



a) $Q/Q_{des} = 0,5$



b) $Q/Q_{des} = 0,75$



c) $Q/Q_{des} = 1,0$



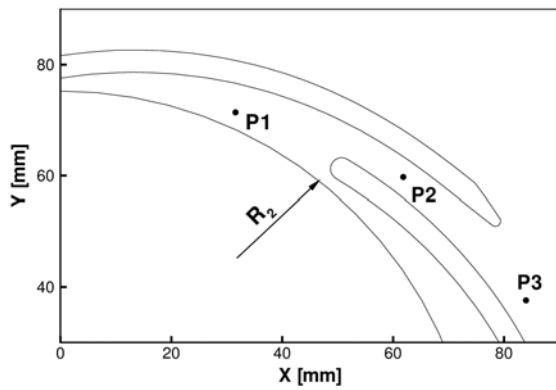
Bild 8: Über die Zeit gemittelte Instationaritätsintensität im Laufrad

Werte wie am Schaufelkanaleintritt hat. Am Ende des Diffusorschaukelkanals an Punkt 3 hat die Instationaritätsintensität nur noch einen unbedeutend kleinen Wert.

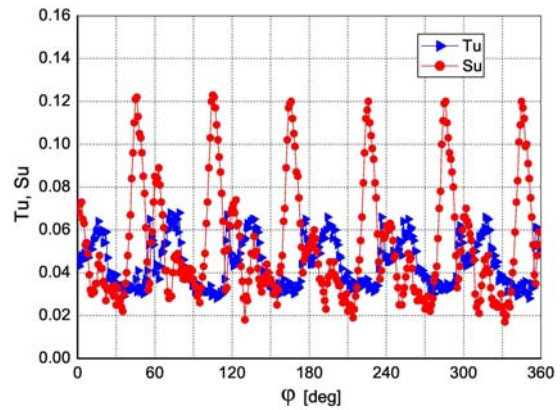
Um eine exakte Bewertung des Einflusses von Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen zu ermöglichen, müssen getrennte Kriterien für die phasengemittelten und die turbulenten Geschwindigkeitsanteile benutzt werden. Durch die in Bild 8 dargestellten zeitlich gemittelten Instationaritätsintensitäten innerhalb des Laufrades lässt sich eine Bewertung der phasengemittelten Relativgeschwindigkeiten vornehmen. In Abhängigkeit vom geförderten Volumenstrom betrachtet, lässt sich feststellen, dass mit kleinerem Volumenstrom die zeitlich gemittelte Instationaritätsintensität im äußeren Laufradbereich zunimmt. Insbesondere die deutliche Abhängigkeit vom Radius zeigt für alle Betriebspunkte, dass die Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen als Rückwirkung vom Diffusor innerhalb des äußeren Teils der Laufradbeschaufelung deutlich zu spüren sind. Weiter stromauf oder zu kleineren Radienverhältnissen wird der Unstetigkeitsparameter rasch kleiner.

Im Bild 9 ist ein Vergleich zwischen dem Turbulenzgrad und der zeitlich gemittelten Instationaritätsintensität für drei Positionen innerhalb der Diffusorbeschaufelung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass am Punkt 1 (am Eintrittsradius, mittig zwischen zwei Diffusorschaukeln) die Instationaritätsintensität mit ca. 12% etwa doppelt so groß ist, wie der Turbulenzgrad. Daraus lässt sich ableiten, dass die Änderung der phasengemittelten Geschwindigkeiten aufgrund der Laufraddrehung, dargestellt durch eine hohe Instationaritätsintensität in diesem Bereich einen wesentlich stärkeren Einfluss hat als die Turbulenz. Somit ist durch Anwendung dieses Unstetigkeitsparameters in diesem Gebiet eine deutlichere Aussage über die Laufrad-Leitrad Wechselwirkungen möglich, als mit dem Turbulenzgrad.

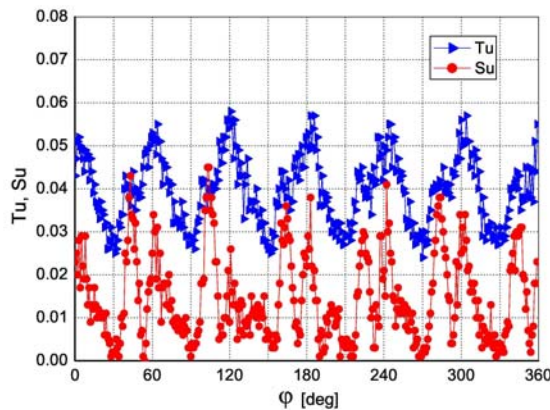
An der Position P2 ist die Instationaritätsintensität bereits kleiner als der Turbulenzgrad, was auf ein starkes Abklingen der Wechselwirkungen aufgrund von Änderungen der phasengemittelten Geschwindigkeiten hindeutet. Die Turbulenzeffekte sind aber weiterhin von Bedeutung, da der Turbulenzgrad etwa gleiche



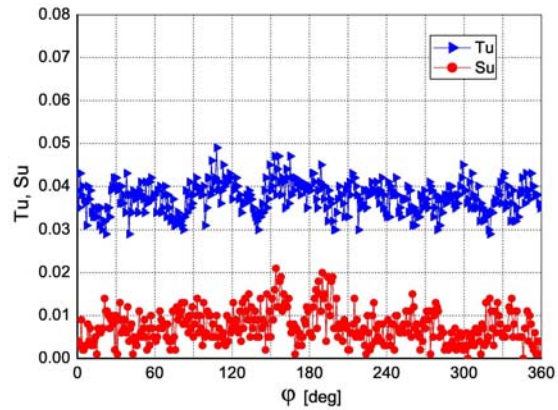
a) Bezeichnung der Messpunkte



b) Punkt P1



b) Punkt P2



c) Punkt P3

Bild 9: Vergleich zwischen Turbulenzgrad und Instationaritätsintensität in der Diffusorbeschaukelung für den Auslegungspunkt

Zusammenfassende Bemerkungen

Die für diesen Beitrag mit der LDV-Methode durchgeführten Messungen des periodisch instationären Strömungsfeldes in einer radialen Kreiselpumpe kleiner spezifischer Drehzahl mit beschaukeltem Diffusor zeigen deutlich die durch die Relativbewegung zwischen Laufrad und Leitrad hervorgerufenen Strömungswchselwirkungen. Im Auslegungspunkt der Pumpe ist innerhalb des Laufrades mit steigendem Radius eine komplette Änderung der Verteilung der phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten in Umfangsrichtung zu verzeichnen. Im Radialspalt zwischen Laufrad und Leitrad ergibt sich insbesondere für die Umfangsgeschwindigkeitskomponente abhängig von der Laufradstellung eine charakteristische Verteilung über der Umfangsrichtung. Die Betrachtung der stochastisch auftretenden turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen zeigt innerhalb des Laufrades ebenfalls ein von der Laufradstellung abhängiges charakteristisches Verhalten.

Durch die Definition zweier Unstetigkeitsparameter, einer für die Relativgeschwindigkeiten innerhalb des Laufrades und einer für die Absolutgeschwindigkeiten innerhalb der Diffusorbeschaukelung, lassen sich die durch die Laufraddrehung hervorgerufenen Instationaritätseffekte besser beschreiben. Die Abhängigkeit der Geschwindigkeitsverteilungen im Laufrad und im Leitrad von der Laufradstellung kann damit auch für vom Auslegungspunkt abweichende Betriebspunkte eindeutig identifiziert werden und eine Unterscheidung zwischen den von der Turbulenz geprägten und den durch die phasengemittelten Geschwindigkeiten verursachten Wechselwirkungseffekten getroffen werden.

Nomenklatur

C	m/s	Absolutgeschwindigkeit	v	m/s	Komponente in y-Richtung
I_u, S_u	-	Instationaritätsintensität	W	m/s	Relativgeschwindigkeit
K	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie	X	mm	x-Koordinate
Q	m^3/h	Volumenstrom	Y	mm	y-Koordinate
r, R	mm	Radius	φ	$^\circ$	Drehwinkel
u	m/s	Komponente in x-Richtung	θ	$^\circ$	Umfangskoordinate
U	m/s	Umfangsgeschwindigkeit	ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und hochgestellte Zeichen

1	Laufrad Eintritt	L	Laufrad
2	Laufrad Austritt		
des	Auslegungspunkt	—	phasengemittelt
D	Diffusor	'	turbulent

Literaturangaben

- [1] Bert, P.F., Combes, J.F. and Kueny. J.L., 1996, "Unsteady flow calculation in a centrifugal pump using a finite element method," XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, Spain, September 16-19.
- [2] Ardizzone, G. and Pavesi, G., 2004, "Analysis of unsteady flow in a vaned diffuser radial flow pump," The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, March 07-11.
- [3] Ardizzone, G. and Pavesi, G., 2004, "Analysis of unsteady impeller diffuser interaction in a centrifugal pump," 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden, June 29 - July 2.
- [4] He, L. and Sato, K., 2001, "Numerical solution of incompressible unsteady flows in turbomachinery," ASME Journal of Fluids Engineering, 123, pp.680-685.
- [5] Benra F.-K. and Dohmen. H. J., 2005, "Numerical investigation of the transient flow in a centrifugal pump stage," 2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition, Houston, TX, USA, June 19-23.
- [6] Akin, O. and Rockwell, D., 1994, "Flow structure in a radial flow pumping system using high-image-density particle image velocimetry," ASME Journal of Fluids Engineering, 116, pp.538–554.
- [7] Benra, F.-K., Dohmen, H. J., Feng, J., 2007, „Untersuchung des periodisch-instationären Geschwindigkeitsfeldes im Laufrad und im beschauelten Diffusor einer radialen Kreiselpumpenstufe kleiner spezifischer Drehzahl mit der PIV-Methode“, 15. Fachtagung „Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik“, GALA 2007, Rostock.
- [8] Sinha, M. and Katz, J., 2000. "Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes. Part I: On flow structures and turbulence," ASME Journal of Fluids Engineering, 122, pp.97-107.
- [9] Wuibaut, G., Bois, G., Dupont, P., Caignaert, G., and Stanislas, M., 2002, "PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and offdesign operating conditions," ASME Journal of Fluids Engineering, 124, pp.791-797.
- [10] Wuibaut, G., Bois, G., Dupont, P., and Caignaert, G., 2002, "Rotor stator interactions in a vaned diffuser of a radial flow pump for different flow rates using PIV measurement technique," 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, USA, September 9-12.
- [11] Wuibaut, G., Dupont, P., Caignaert, G., and Bois, G., 2004, "Rotor stator interactions in a vaned diffuser radial flow pump," 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden, June 29- July 2.
- [12] Benra, F.-K., Feng, J., Dohmen, H. J., „Measurement of the Periodic Flow Field in a Radial Diffuser Pump by the PIV Method“, Proceedings of 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2007-37400, 2007 San Diego, California, USA.
- [13] Feng, J., Benra, F.-K., Dohmen, H. J., „Qualitative Comparison of Unsteady Flow between Numerical and Experimental Results in a Radial Diffuser Pump“, The Visualization Society of Japan, Journal of Visualization, Vol. 10, No. 4 (2007) pp. 349-357.