



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

## DIPLOMARBEIT

### **Messtechnische Untersuchungen an radialen Kreiselpumpenlaufrädern mit niedriger spezifischer Drehzahl**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

o. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Dr. h.c. H.-B. Matthias

ausgeführt am Institut für  
Thermodynamik und Energieumwandlung  
der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenbau

von

Christoph Lang  
Matrikelnummer: 0026192  
Hoffingergasse 12-14/8/4  
1120 Wien

Wien, im August 2007

## Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich bei meiner Familie für die Unterstützung während meines Studiums bedanken, dessen Abschluss diese Diplomarbeit am Institut für Thermodynamik und Energieumwandlung der Technischen Universität Wien darstellt.

Mein herzlicher Dank gilt auch dem Institutsvorstand, Herrn Prof. Dr. Heinz-Bernd Matthias, für die Möglichkeit der Abfassung dieser Arbeit.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Otmar Promper, bedanken, der mir bei meinen Anliegen und Probleme jederzeit mit Rat und Tat zur Verfügung stand.

Mein Dank gilt auch allen Assistenten am Institut für Wasserkraftmaschinen und Pumpen und dem Labormitarbeiter, Herrn Josef Herig für die Hilfestellung bei der praktischen Umsetzung.

Wien, im August 2007

## Kurzfassung

Für den aus dem Jahr 2002 stammenden Modellversuchsstand für Strömungsuntersuchungen an radialen Kreiselpumpen wurde, im Rahmen einer früheren Diplomarbeit [8], zur Wirkungsgradverbesserung ein radiales Kreiselpumpenlaufrad mit Hilfe von CFD-Rechnung (Computational Fluid Dynamics) entworfen.

Im Zuge der, hier vorliegenden, Diplomarbeit wurde dieses Laufrad an die bestehenden Pumpenkomponenten angepasst und gefertigt.

Damit wurde die Möglichkeit geschaffen, einen Vergleich zwischen den, in der CFD-Rechnung ermittelten, Pumpenkennwerten und jenen aus der Messung im Labor herzustellen.

Bei den Pumpenkennfeldmessungen wurde der aus der CFD-Rechnung ermittelte Wirkungsgradgewinn des neuen Laufrades nicht erreicht.

Die Pumpenkennfelder deuteten aber auf eine Wirkungsgradbeeinflussung durch die Spaltströmung hin. Deshalb wurde neben einer analytischen Abschätzung dieser Spaltströmung versucht, mittels PIV-Messung (Particle Image Velocimetry) diese im Spaltraum zwischen Laufrad und Gehäuse zu messen.

In weiterer Folge wurden mehrere Laufradmodelle, mit einem Aufsatzring an der Deckscheibe, zur Reduktion der Spaltströmung, analytisch berechnet und einer CFD-Simulation unterzogen.

Aufgrund der dabei gewonnenen Erkenntnisse, wurden im Labor für das bestehende und das neue Laufrad Ringscheiben angefertigt und die Pumpenkennfeldmessungen wiederholt.

Dabei konnte beim neuen Laufrad durch die Reduktion des Spaltstromes ein Wirkungsgradgewinn bei niedrigen und mittleren Drehzahlen erzielt werden.

Im letzten Kapitel wurden die Ergebnisse einer CFD-Rechnung des aktualisierten Pumpenmodells mit den Labormessungen verglichen. Aufgrund der kleinen Modellabmessungen ist bei der CFD-Rechnung ein starker Wandeinfluss auf die Strömung vorhanden. Aufgrund der dadurch verursachten Probleme wurde die CFD-Rechnung nur im Bestpunkt bei der Höchstdrehzahl durchgeführt.

## Abstract

The purpose of this diploma thesis was to find a comparison between the simulation data with CFD (computational fluid dynamics) and the measuring data of a radial centrifugal pump.

In a former diploma thesis [8] a new impeller with higher efficiency was developed by numerical calculation with CFD for a pump test rig.

In this diploma thesis this impeller was adapted to fit in the old pump components and was manufactured.

The further measurements show, that the pump efficiency didn't reach the simulation efficiency by CFD. The reason for that is a high gap flow between the rotating impeller and the casing.

Therefore the gap flow was calculated analytically and by CFD simulation.

A possibility to reduce this gap flow is an additional circle ring at the front of the impeller.

It was made an analytical calculation and CFD simulation of different ring models.

The ring with greatest gap flow reduction was built and assembled in the laboratory of the institute.

Then the pump measurements with the new adapted impeller were repeated. The measurement datas indicate increasing pump efficiency by gap flow reduction.

At last the simulation data and the measurement data were compared.

## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	2
Kurzfassung .....	3
Abstract .....	4
1    Kreiselpumpen.....	7
1.1  Einleitung .....	7
1.2  Strömungskinematik im Laufrades .....	8
1.3  Energieumsetzung.....	10
1.4  Strömungsvorgänge im Laufrad .....	11
1.5  Sekundärströmung .....	13
2    Verluste in Strömungsmaschinen .....	15
2.1  Verlustarten .....	15
2.1.1  Hydraulische Verluste.....	15
2.1.2  Mengenverluste .....	15
2.1.3  Radreibungsverluste.....	15
2.1.4  Äußere Verluste.....	16
2.2  Gesamtwirkungsgrad.....	17
2.3  Kennlinien einer Kreiselpumpe .....	17
2.3.1  Drosselkennlinien.....	17
2.4  Radreibungsverluste.....	21
3    Numerische Strömungsberechnung .....	25
3.1  Einleitung .....	25
3.2  Strömungsmechanik.....	25
3.3  Turbulenzmodelle .....	27
3.4  Methode der Wandfunktion.....	28
3.5  K- $\omega$ SST Modell .....	30
3.6  Diskretisierungsmethoden .....	32
3.6.1  Finite Volumen Methoden.....	32
4    Herstellung des neuen Laufrades.....	37
5    Modellversuchsstand.....	40
5.1  Versuchsaufbau.....	41
5.2  Messungsdurchführung .....	43
5.2.1  Aufnahme eines Pumpenkennfeldes .....	43
5.2.2  Messergebnisse neues Laufrad.....	43
5.2.3  Messergebnisse bestehendes Laufrad.....	46
5.2.4  Vergleich neues und bestehendes Laufrad .....	48
5.3  PIV Particle Image Velocimetry .....	50
5.3.1  Grundlagen .....	50
5.3.2  Einflussfaktoren auf die Messung.....	51
5.3.3  Kreuzkorrelation .....	52
5.3.4  Vorteile und Nachteile der PIV .....	53
5.3.5  Durchführung der PIV-Messung .....	54
5.3.6  Interpretation der Messergebnisse.....	57
5.4  Analytische Berechnung der Spaltströmung.....	58
6    Modifizierung des Radseitenraumes .....	61

6.1	Analytische Berechnung der Spaltströmung mit Ringscheibe .....	61
6.2	Simulation des Spaltstrommodells.....	64
6.2.1	Durchführung der Simulation.....	64
7	Herstellung der Ringscheiben.....	71
8	Messung der modifizierten Laufräder .....	73
8.1	Versuchsaufbau.....	73
8.2	Messungsdurchführung .....	73
8.2.1	Pumpenkennfeld .....	73
8.2.2	Messergebnisse neues Laufrad mit Ringscheibe .....	73
8.2.3	Messergebnisse des bestehenden Laufrads mit Ringscheibe.....	76
8.2.4	Vergleich neues und bestehendes Laufrad mit Ringscheibe .....	78
8.2.5	Fazit der Messergebnisse.....	80
9	Erstellung eines neuen Simulationsmodells der Pumpe.....	82
9.1	Gambit .....	83
9.2	Fluent.....	84
9.3	Simulationsmodelle .....	85
9.3.1	Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und strukturiert vernetzter Spirale 86	
9.3.2	Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und Spirale .....	87
9.3.3	Ursprüngliches Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und Spirale von Kunst [7].....	89
9.3.4	Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und strukturiert vernetzter Spirale mit hoher Auflösung im Wandbereich.....	91
9.4	Vergleich der Simulationsmodelle mit der Labormessung.....	93
9.5	Strömungsvergleich der Simulationsmodelle.....	96
9.5.1	Totaldruckverteilung .....	96
9.5.2	Geschwindigkeitsverteilung im Diffusor der Spirale .....	98
10	Zusammenfassung und Ausblick.....	103
11	Literaturverzeichnis .....	105
12	Abkürzungsverzeichnis.....	107
13	Abbildungsverzeichnis.....	107
14	Tabellenverzeichnis.....	109
15	Symbolverzeichnis.....	110

# 1 Kreiselpumpen

## 1.1 Einleitung

Der erste Prototyp einer Kreiselpumpe wurde 1689 von dem französischen Physiker Denis Papin gebaut. Unter einer Kreiselpumpe versteht man eine Strömungsmaschine zum Fördern von Flüssigkeiten, indem ein Volumenstrom auf ein spezifiziertes Druckniveau gebracht wird. Bohl [1]

Die Pumpenwelle mit dem gegossenen Laufrad wird in einem Gehäuse gelagert. In den meisten Fällen wird die Pumpenwelle über eine Kupplung von einem Elektromotor angetrieben. Die Wellenabdichtung erfolgt mit einer Stopfbuchse oder einer Gleitringdichtung.

Das Laufrad selbst besteht aus einem Nabenkörper mit angeformter Tragscheibe, den Schaufeln und der Deckscheibe.

Heute haben die Kreiselpumpen ein sehr breites Einsatzspektrum. Sie werden für Förderströme von 0,001 bis 60m<sup>3</sup>, Förderhöhen von 1 bis 5000 m und Drehzahlen von 100 bis 30000 min<sup>-1</sup> verwendet.

Es können heiße, kalte, wässrige Flüssigkeiten, aber auch dickflüssige Medien gefördert werden. Gülich [2]

Ihre Vorteile sind:

- Gleichmäßige Förderung
- Hohe Zuverlässigkeit => niedrige Betriebs- und Wartungskosten
- Hohe Drehzahl => direkt über E-Motor antreibbar
- Dadurch kleine Abmessungen

Die Nachteile sind:

- Niedriger Wirkungsgrad bei kleinen Volumenströme
- Bis auf Sonderbauarten nicht selbstansaugend Bohl [1]

Typische Einsatzgebiete von Kreiselpumpen sind:

- Prozesspumpen in der Verfahrenstechnik
- Kesselspeisepumpen in Kraftwerken
- Abwasserpumpen in Kläranlagen
- Speicherpumpen für Pumpspeicherkraftwerke
- Trinkwasserpumpe für Wasserversorgungsanlagen
- Förderpumpen in der Lebensmitteltechnik
- Blutpumpen in der Medizinaltechnik Gülich [2]

## 1.2 Strömungskinematik im Laufrades

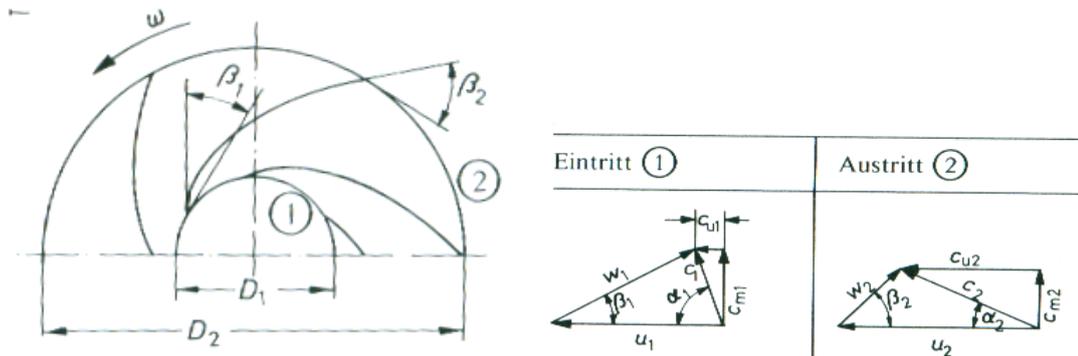
Zur Beschreibung der Strömung im Laufrad benutzt man Geschwindigkeitsdreiecke, welche durch folgende drei Geschwindigkeitskomponenten gebildet werden:

- Absolutgeschwindigkeit  $c$
- Umfangsgeschwindigkeit  $u$
- Relativgeschwindigkeit  $w$

Die Absolutgeschwindigkeit erhält man durch vektorielle Addition von Umfangs- und Relativgeschwindigkeit:

$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ [m/s]	<b>Glg 1-1</b>
-------------------------------------	----------------

Der Laufradeintritt wird mit Index 1, der Laufradaustritt mit Index 2 bezeichnet.



**Abbildung 1-1 Radiales Laufrad mit Geschwindigkeitsdreiecken [1]**

Die Umfangsgeschwindigkeiten erhält man mit:

$u_1 = r_1 \cdot \omega \quad [\text{m/s}]$	$u_2 = r_2 \cdot \omega \quad [\text{m/s}]$	<b>Glg 1-2</b>
---	---	----------------

Die Meridiankomponenten der Absolutgeschwindigkeit berechnet man mit:

$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1} \quad [\text{m/s}]$	$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \quad [\text{m/s}]$	<b>Glg 1-3</b>
---	---	----------------

$\dot{V}$  ... Volumenstrom [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$D_1$  ... Laufraddurchmesser am Eintritt [mm]

$D_2$  ... Laufraddurchmesser am Austritt [mm]

$b_1$  ... Laufradbreite am Eintritt [mm]

$b_2$  ... Laufradbreite am Austritt [mm]

Die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit  $c$  sind:

$c_{u1} = 0$ bei axialer Zuströmung [m/s]	$c_{u2} = \frac{Y_{th\infty}}{u_2} \quad [\text{m/s}]$	<b>Glg 1-4</b>
---	--	----------------

$Y_{th\infty}$  ... theoretische erforderliche spezifische Stutzenarbeit [ $\text{J/kg}$ ] – siehe nächster Abschnitt!

### 1.3 Energieumsetzung

Das zu fördernde Medium gelangt durch den Saugstutzen zum Laufrad. Bei der radialen Kreiselpumpe wird das axial zuströmende Fluid im Laufrad radial umgelenkt. Über die Laufschaufeln des Laufrades erhält das Fluid die zur Förderung notwendige Druck- und Geschwindigkeitsenergie. Das dadurch in Umfangsrichtung beschleunigte Fluid gelangt nach dem Laufrad, in eine Leitvorrichtung – Spirale, in der es verzögert wird, um einen möglichst großen Anteil der kinetischen Energie zur Erhöhung des statischen Drucks zu nutzen. Gülich [2]

Die Berechnung des Energieumsatzes einer Strömung im Laufrad erfolgt mit der Euler'schen Turbinengleichung:

$Y_{th\infty} = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \quad [\text{J/kg}]$	<b>Glg 1-5</b>
--	----------------

$Y_{th\infty}$  ... theoretisch erforderliche spezifische Stutzenarbeit [J/kg]

$c_{u1}, c_{u2}$  ... Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt

$u_1, u_2$  ... Umfangsgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt [m/s]

Bei der Euler'schen Turbinengleichung müssen folgende Voraussetzungen erfüllt sein:

- Inkompressibles und reibungsfreies Fluid
- Die Strömung muss exakt schaufelkongruent verlaufen
- Alle Stromfäden müssen dieselbe Form haben
- Der Einfluss der Schwere wird vernachlässigt
- Stationärer Strömungsverlauf

Die theoretisch erforderliche spezifische Stutzenarbeit vermindert sich noch um den inneren Wirkungsgrad  $\eta_i$ , welcher Reibungsverluste berücksichtigt, und um den Minderleistungsfaktor  $\mu$ , in welchem die endliche Schaufelzahl eingeht.

Man erhält die von der Pumpe erzeugte tatsächliche spezifische Stutzenarbeit:

$Y = Y_{th\infty} \cdot \eta_i \cdot \mu \quad [\text{J/kg}]$	<b>Glg 1-6</b>
---	----------------

Die spezifische Stutzenarbeit  $Y$  ist die durch die Pumpe dem Fluid zugeführte, nutzbare Totalenergie pro Masseneinheit, die bei inkompressiblen Medien identisch mit der zugeführten Totalenthalpie  $\Delta h_{tot}$  ist.

$Y = \Delta h_{tot} = \frac{P_{2,tot} - P_{1,tot}}{\rho} = g \cdot H \quad [\text{J/kg}]$	<b>Glg 1-7</b>
---	----------------

$P_{1,tot}$  ,  $P_{2,tot}$  ... Totaldruck am Ein- und Austritt [Pa]

Die zwischen dem Saug- und Druckstutzen gemessene Förderhöhe  $H$  ist:

$H = \frac{Y}{g} \quad [\text{m}]$	<b>Glg 1-8</b>
------------------------------------	----------------

Die Förderleistung einer Pumpe erhält man mit folgender Formel:

$P_u = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad [\text{W}]$	<b>Glg 1-9</b>
---	----------------

$Q$  ... Förderstrom [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Den Wirkungsgrad einer Pumpe erhält man aus:

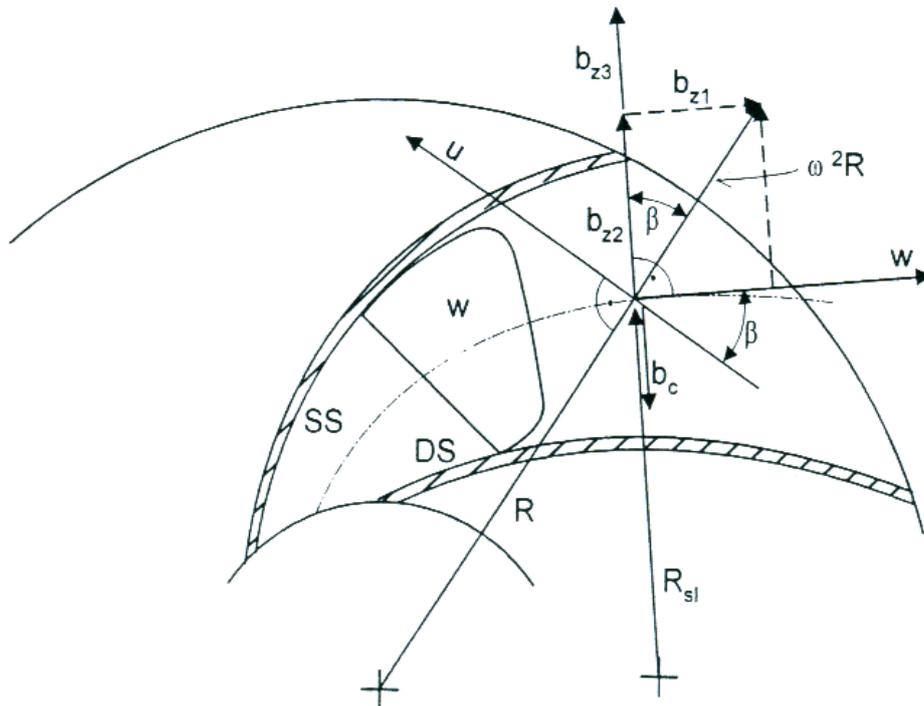
$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P} \quad [\%]$	<b>Glg 1-10</b>
--	-----------------

$P$  ... an der Kupplung notwendige Antriebsleistung [W]

## 1.4 Strömungsvorgänge im Laufrad

Die Strömungsverteilung im Schaufelkanal einer radialen Kreiselpumpe ist dreidimensional und, aufgrund der Rotation des Laufrades und der Kanalform, sehr komplex. Da aber diese Strömungsvorgänge einen großen Einfluss auf die Energieumsetzung und damit auf den Wirkungsgrad einer Pumpe haben, ist eine genaue Untersuchung dieser Kanalströmung ratsam.

In Abb. 1.2 ist ein radiales Laufrad mit rückwärts gekrümmten Schaufeln dargestellt:



**Abbildung 1-2 Beschleunigung an einem Fluidteilchen in Radialrad [2]**

Auf ein Fluidteilchen, welches an einem gegebenen Punkt mit der Relativgeschwindigkeit  $w$  auf einer Bahn mit dem Radius  $R_{s1}$  strömt, wirken neben den Druckkräften noch folgende Beschleunigungen:

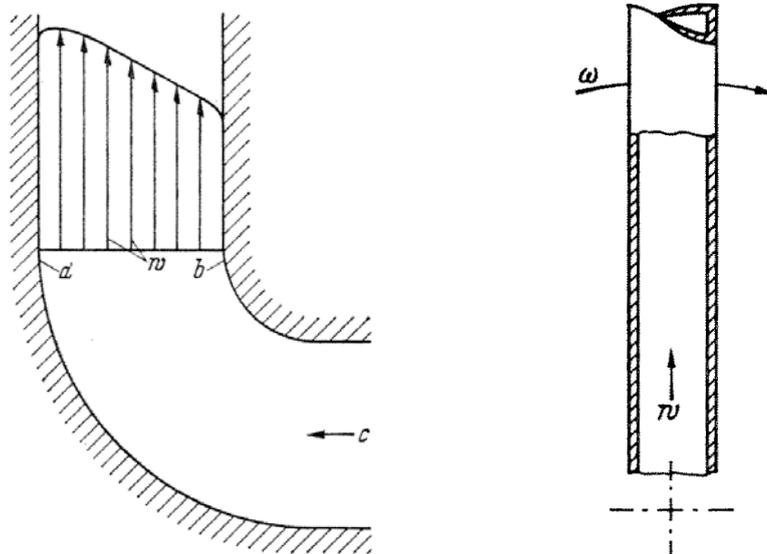
- Die Komponente der Zentrifugalbeschleunigung  $b_{z1} = \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\beta)$  in Richtung der Relativgeschwindigkeit  $w_1$
- Die Komponente der Zentrifugalbeschleunigung  $b_{z2} = \omega^2 \cdot R \cdot \cos(\beta)$  normal zur Relativgeschwindigkeit  $w$
- Die Bahnbeschleunigung  $b_{z3} = w^2 / R_{s1}$  senkrecht zur Relativgeschwindigkeit  $w$
- Die Coriolisbeschleunigung  $b_c = 2 \cdot w \cdot \omega$  senkrecht zur Relativgeschwindigkeit  $w$ , aber entgegengesetzt zu  $b_{z2}$  und  $b_{z3}$

Das Verhältnis der Beschleunigungen  $\frac{b_{z2} + b_{z3}}{b_c}$  normal zur Relativgeschwindigkeit  $w$  beeinflusst die Sekundärströmung maßgeblich und liegt abhängig von der Laufradgeometrie zwischen Null und eins.

### 1.5 Sekundärströmung

Berücksichtigt man noch den Reibungseinfluss, so treten am Schaufelkanalaustritt an der Schaufelvorderseite wesentlich größere Geschwindigkeiten auf, als an der Schaufelrückseite.

Hierzu betrachtet man zunächst die Strömungsverhältnisse in einem Krümmer und in einem geraden, umlaufenden Schaufelkanal wie in Abb. 1-3 dargestellt:



**Abbildung 1-3 Geschwindigkeitsprofil am Krümmeraustritt und rotierender gerader Kanal [3]**

a ... Druckseite

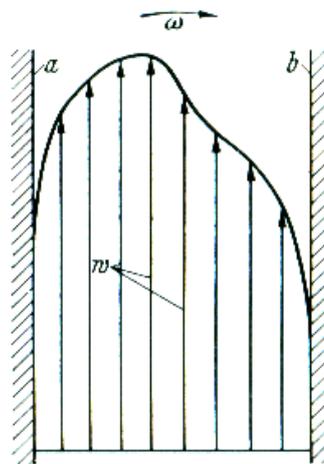
b ... Saugseite

w ... Relativgeschwindigkeit [m/s]

Innerhalb der Strömung entstehen im Krümmer Zentrifugalkräfte und im rotierenden Kanal Corioliskräfte. Dies führt in beiden Fällen zu einer statischen Drucksteigerung in Richtung der Kanalrückseite, was die Bildung von Sekundärströmungen zur Folge hat.

Die Strömungsgeschwindigkeit in Wandnähe ist aufgrund der Reibung kleiner als in Kanalmitte. In Kanalmitte sind dadurch beim Krümmer die Zentrifugalkräfte und beim rotierenden Kanal die Corioliskräfte größer als in Wandnähe. Dadurch wird nach einer gewissen Anlaufstrecke die Flüssigkeit von der Kanalmitte zur Druckseite befördert. Sowohl im Krümmer, als auch im rotierenden Kanal stellt sich eine Sekundärströmung quer zur Strömungsrichtung ein, weshalb am Austritt an der Druckseite eine höhere Strömungsgeschwindigkeit herrscht, als an der Saugseite.

Bei einem rotierenden Kanal stellt sich am Kanaleintritt ein Geschwindigkeitsprofil wie in Abb. 1-3 abgebildet ein, welches sich aufgrund der Sekundärströmung bis zum Kanalaustritt so verändert wie in Abb. 1-4 dargestellt:



**Abbildung 1-4 Geschwindigkeitsverteilung im Kanalende [3]**

a ... Druckseite

b ... Saugseite

w ... Relativgeschwindigkeit [m/s]

## 2 Verluste in Strömungsmaschinen

### 2.1 Verlustarten

#### 2.1.1 Hydraulische Verluste

Zu den hydraulischen Verlusten zählt man jene Verluste, welche innerhalb der Maschine durch Reibung, Querschnitts- und Richtungsänderungen verursacht werden. Da sie größtenteils in den Schaufelkanälen entstehen, werden sie auch als Schaufelverluste bezeichnet. Sie stellen den größten Verlustanteil einer Strömungsmaschine dar. Die hydraulischen Verluste bewirken eine Druckabsenkung und werden mit  $Z_h$  bezeichnet.

Die Pumpe muss neben der spezifischen Stutzenarbeit  $Y$  auch noch die Verlustarbeit  $Z_h$  aufbringen. Man erhält für die, von den Laufradschaufeln übertragene, spezifische Arbeit  $Y_{Sch}$ : Pfeleiderer [3]

$Y_{Sch} = Y + Z_h \text{ [J/kg]}$	<b>Glg 2-1</b>
------------------------------------	----------------

#### 2.1.2 Mengenverluste

Dazu werden Spaltverluste gezählt, die aufgrund des erforderlichen Spaltes bei der Abdichtung zwischen Gehäuse und Welle, entstehen. Dadurch fließt ein Teil des Arbeitsmediums im Spalt, zwischen der Deckscheibe und dem Gehäuses, von der Druckseite zur Saugseite zurück.

#### 2.1.3 Radreibungsverluste

Diese Verluste entstehen durch die Relativbewegung zwischen der Trag- und Deckscheibe des Laufrades und dem Fluid aufgrund von Flüssigkeitsreibung. Sie werden in Kap.2.4 ausführlich behandelt.

All die jetzt genannten Verluste gehen als Wärme in das Arbeitsmedium über und werden auch als innere Verluste bezeichnet. Die Leistung, die von der Welle in die Pumpe hineingeführt wird, bezeichnet man als innere Leistung  $P_i$  und berechnet diese wie folgt: Pfeleiderer [3]

$P_i = (\rho \cdot \dot{V} + \rho \cdot \dot{V}_{sp}) \cdot Y_{Sch} + P_r$	<b>Glg 2-2</b>
--	----------------

$\rho$  ... Dichte des Mediums [kg/m<sup>3</sup>]

$\dot{V}$  ... nutzbarer Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s]

$\dot{V}_{sp}$  ... Mengenverlust [m<sup>3</sup>/s]

$Y_{Sch}$  ... spezifische Schaufelarbeit [J/kg]

$P_r$  ... Radreibungsleistung [W]

### 2.1.4 Äußere Verluste

Dazu werden Gleitflächenverluste, wie sie in Lagern oder in Stopfbüchsen entstehen, hinzugezählt. Da die Verlustwärme größtenteils nicht in das Arbeitsmedium übergeht, werden diese Verluste auch als äußere Verluste bezeichnet. Die erforderliche Wellenleistung wird mit folgender Formel berechnet: Pfeleiderer [3]

$P_w = P_i + P_m = \rho \cdot (\dot{V} + \dot{V}_{sp}) \cdot Y_{Sch} + (P_r + P_m)$ [W]	<b>Glg 2-3</b>
---	----------------

$\rho$  ... Dichte des Mediums [kg/m<sup>3</sup>]

$\dot{V}$  ... nutzbarer Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s]

$\dot{V}_{sp}$  ... Mengenverlust [m<sup>3</sup>/s]

$Y_{Sch}$  ... spezifische Schaufelarbeit [J/kg]

$P_r$  ... Radreibungsleistung im Radseitenraum zwischen Laufrad und Gehäuse [W]

$P_m$  ... mechanische Verlustleistung z.B. Lagerreibung, ... [W]

$P_i$  ... innere Leistung [W]

## 2.2 Gesamtwirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad umfasst alle inneren und äußeren Verluste und setzt sich wie folgt zusammen: Pfeleiderer [3]

$\eta = \frac{\dot{m} \cdot Y}{P_w} = \eta_i \cdot \eta_m \quad [\%]$	<b>Glg 2-4</b>
---	----------------

$\dot{m}$  ... durch das Laufrad strömender Massenstrom [kg/s]

$P_w$  ... Wellenleistung

$\eta_i$  ... innerer Wirkungsgrad berücksichtigt die inneren Verluste

$\eta_m$  ... mechanischer Wirkungsgrad berücksichtigt die äußeren Verluste

## 2.3 Kennlinien einer Kreiselpumpe

Die Kennlinien einer Pumpe beschreiben die gegenseitige Beeinflussung der Größen Drehzahl, spezifischer Volumenstrom und spezifische Leistung. Vereinfachend setzt man die Dichte als konstant voraus. Da bei einer radialen Kreiselpumpe eine drallfreie Zuströmung  $c_{u1} = 0$  angenommen wird, beträgt die theoretische, spezifische Stutzenarbeit  $Y_{th\infty} = u_2 \cdot c_{u2}$ .

### 2.3.1 Drosselkennlinien

In der Praxis ermittelt man diese Abhängigkeit an einer Pumpe, indem man diese mit konstanter Drehzahl betreibt, den Förderstrom variiert und dann die Messgrößen  $\dot{V}_x$  und  $Y_x$  erfasst. Weichen diese beiden Größen vom Berechnungspunkt ab, so werden sie mit der Fußnote x gekennzeichnet.

Die reale Drosselkennlinie unterscheidet sich von der idealen Drosselkennlinie dadurch, dass sie folgende Verluste berücksichtigt: Pfeleiderer [3]

- Endliche Schaufelzahl
- Kanalreibung in der gesamten Pumpe
- Stoßverluste infolge Falschanströmung
- Leckverluste durch Dichtspalten

Durch die endliche Schaufelzahl kommt es zu einer Minderumlenkung des Fluids. Dies wird mit der Minderleistungszahl  $p$  berücksichtigt.

Die spezifische Schaufelarbeit für endliche Schaufeln erhält man durch folgenden Zusammenhang:

$Y_{Schx} = \frac{1}{1+p} \cdot Y_{Schx\infty}$	<b>Glg 2-5</b>
---	----------------

$Y_{Schx}$ ... spezifische, variable Schaufelarbeit für endliche Schaufelzahl  
[J/kg]

$Y_{Schx\infty}$ ...spezifische, variable Schaufelarbeit für unendliche  
Schaufelzahl [J/kg]

$p$ ... Minderleistungszahl [-]

Bei einem Radialrad lautet die Formel für die Minderleistungszahl  $p$ : Pfeleiderer [3]

$p = 2 \cdot \frac{\psi'}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad [\text{J/kg}]$	<b>Glg 2-6</b>
---	----------------

$r_1$ ... Radius an der Austrittskante des Laufrades [mm]

$r_2$ ... Radius an der Eintrittskante des Laufrades [mm]

$z$  ... Schaufelzahl [-]

$\psi'$  ... Erfahrungszahl abhängig von der Laufradform und der nachgeschalteten Leitvorrichtung [-]

Für ein radiales Laufrad mit einem Spiralgehäuse als Leitvorrichtung kann man die Erfahrungszahl mit folgender Formel bestimmen: Pfeleiderer [3]

$\psi' = (0.65 \dots 0.85) \left( 1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) \quad [-]$	<b>Glg 2-7</b>
---	----------------

$\beta_2$ ... Schaufelaustrittswinkel [°]

Die Kanalreibung  $Z_{hx}$  umfasst die Reibungsverluste im Lauf- und Leitrad, sowie jene in den Verbindungskanälen zwischen Saug- und Druckstutzen. Pfeleiderer [3]

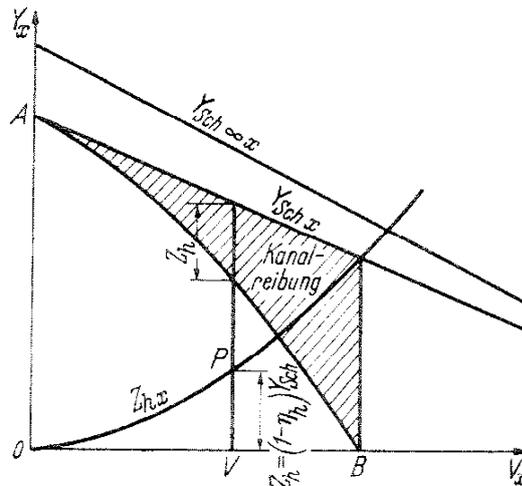
Im Auslegungspunkt P beträgt die Kanalreibung:

$Z_h = (1 - \eta_h) \cdot Y_{Sch} \quad [\text{J/kg}]$	<b>Glg 2-8</b>
--	----------------

$Y_{Sch}$ ... spezifische Schaufelarbeit für endliche Schaufelzahl

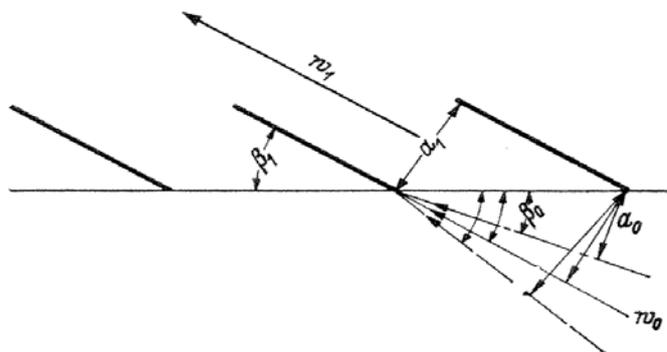
$\eta_h$ ... Schaufelwirkungsgrad

In Abb. 2.1 ist der Kanalreibungsverlust und der Minderleistungseffekt dargestellt. Der Verlauf der Kanalreibung  $Z_{hx}$  ist bei veränderlichem Volumenstrom  $\dot{V}_x$  parabelförmig.



**Abbildung 2-1 Kanalreibungsverlust und Minderleistungseffekt Pfeleiderer [3]**

Die Ursache der Stoßverluste ist eine nicht tangentielle Zuströmung an den Eintrittskanten von Lauf- und Leitrad, wodurch eine Stoßkomponente in Umfangsrichtung entsteht.



**Abbildung 2-2 Schematische Anströmung im Eintrittsbereich [3]**



tangential, wodurch der Stoßverlust wegfällt. Ist der Volumenstrom kleiner als im Auslegungspunkt, dann erfolgen Verzögerungsstöße. Ist der Volumenstrom größer als im Auslegungspunkt, dann entstehen Beschleunigungsstöße.

Leckverluste durch Dichtspalten verschieben die Drosselkurve in horizontaler Richtung nach links.

## 2.4 Radreibungsverluste

Rotiert ein Zylinder in einem Fluid, so entstehen an seinen Oberflächen, abhängig vom örtlichen Reibungsbeiwert Schubspannungen. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Reynoldszahl und der Oberflächenrauigkeit.

Bei Kreiselpumpen ist die Geschwindigkeitsverteilung zwischen Laufrad und Gehäusewand abhängig von den Spaltweiten und den sich bildenden Grenzschichten.

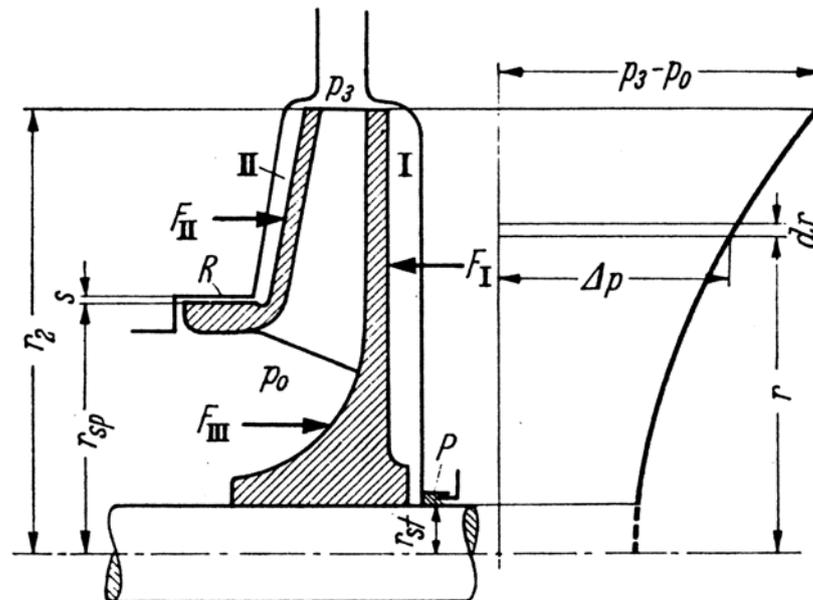


Abbildung 2-4 Radseitenräume bei einem radialen Laufrad und Druckverlauf [3]

In Abb.2-4 herrscht im Radseitenraum I zwischen Grundscheibe und Gehäuse aufgrund der Abdichtung der Welle zum Gehäuse kein nennenswerter Durchfluss. Setzt man voraus, dass der Seitenraum sehr schmal ist, so kann man das Fluid als rotierenden, festen Körper annehmen. Bei annähernd gleicher Oberflächenbeschaffenheit und Größe von Scheibe und Gehäuse rotiert die Flüssigkeit mit ca. der halben Winkelgeschwindigkeit der Scheibe. Das Reibungsmoment

zwischen Radscheibe und Fluid sowie Fluid und Gehäusewand ergibt sich bei einer inkompressiblen Flüssigkeit zu: Pfeleiderer [3]

$M = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (\Delta\omega)^2 \cdot J \quad [\text{Nm}]$ $J = \int_{r_{st}}^{r_{\max}} \xi \cdot r^3 \cdot dA \quad \text{Integral normalerweise unterschiedlich für Radscheibe und Gehäusewand}$	<b>Glg 2-9</b>
--	----------------

$\Delta\omega$  ... Unterschied der Winkelgeschwindigkeit des Fluids gegenüber der betrachteten Wand [rad]

$\rho$  ... Dichte der Flüssigkeit [kg/m<sup>3</sup>]

$r_{st}$  ... Radius der Welle [mm] – siehe Abb. 2-4

$r_{\max}$  ... äußerer Radius der Scheibe [mm] – siehe Abb. 2-4

$\xi$  ... örtlich geltender Widerstand abhängig von Re und Wandrauigkeit

$dA$  ... Flächenelement der Scheibe oder Gehäuse

Setzt man einen engen Spalt am äußeren Umfang des Radseitenraumes voraus, dann findet kein nennenswerter Impulsaustausch zwischen der aus dem Laufrad kommenden Strömung, und jener aus dem Radseitenraum statt. Unter Berücksichtigung des Winkelgeschwindigkeitsverhältnisses

$\frac{\omega_{Fl}}{\omega} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{J_{Gehäuse}}{J_{Scheibe}}}} \quad [-]$	<b>Glg 2-10</b>
---	-----------------

folgt das Moment an der Radscheibe, welches jenem an der Gehäusewand entspricht: Pfeleiderer [3]

$M = M_{Scheibe} = M_{Gehäuse} = \frac{\rho \cdot \omega^2 / 2}{\left( \frac{1}{\sqrt{J_{Gehäuse}}} + \frac{1}{\sqrt{J_{Scheibe}}} \right)^2} \quad [\text{Nm}]$	<b>Glg 2-11</b>
--	-----------------

Das von der Radscheibe auf das Fluid übertragene Moment ist von der Größe und der Rauigkeit der Scheibe und der Gehäusewand abhängig. Da die radiusabhängigen, örtlichen Widerstandbeiwerte unbekannt sind, führt man die Erfahrungszahl k ein.

Diese entspricht einem Mittelwert von  $\xi$  und man erhält mit ihr die, durch die Radreibung verursachte, Verlustleistung: Pfeleiderer [3]

$\Delta P_{v,Rads} = k \cdot \rho \cdot u^3 \cdot D \cdot (D + 5 \cdot e) \text{ [W]}$	<b>Glg 2-12</b>
--	-----------------

D... Radaußendurchmesser [mm]

e...Breite der zylindrischen Fläche am äußeren Umfang der Radscheibe [mm]

u... Umfangsgeschwindigkeit am Radaußendurchmesser [m/s]

k... Erfahrungszahl [-]

Die Erfahrungszahl k hängt neben der Reynoldszahl und der Rauigkeit auch stark von der Breite des Radseitenraumes ab. Setzt man glatte ebene Rad- und Gehäusewände voraus, dann kann für  $Re \geq 10^6$  die Erfahrungszahl nach folgender Formel ermittelt werden: Pfeleiderer [3]

$k = 7.3 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{10^6}{Re} \right)^{1/6} \text{ mit } Re = \frac{u \cdot D / 2}{\nu}$	<b>Glg 2-13</b>
--	-----------------

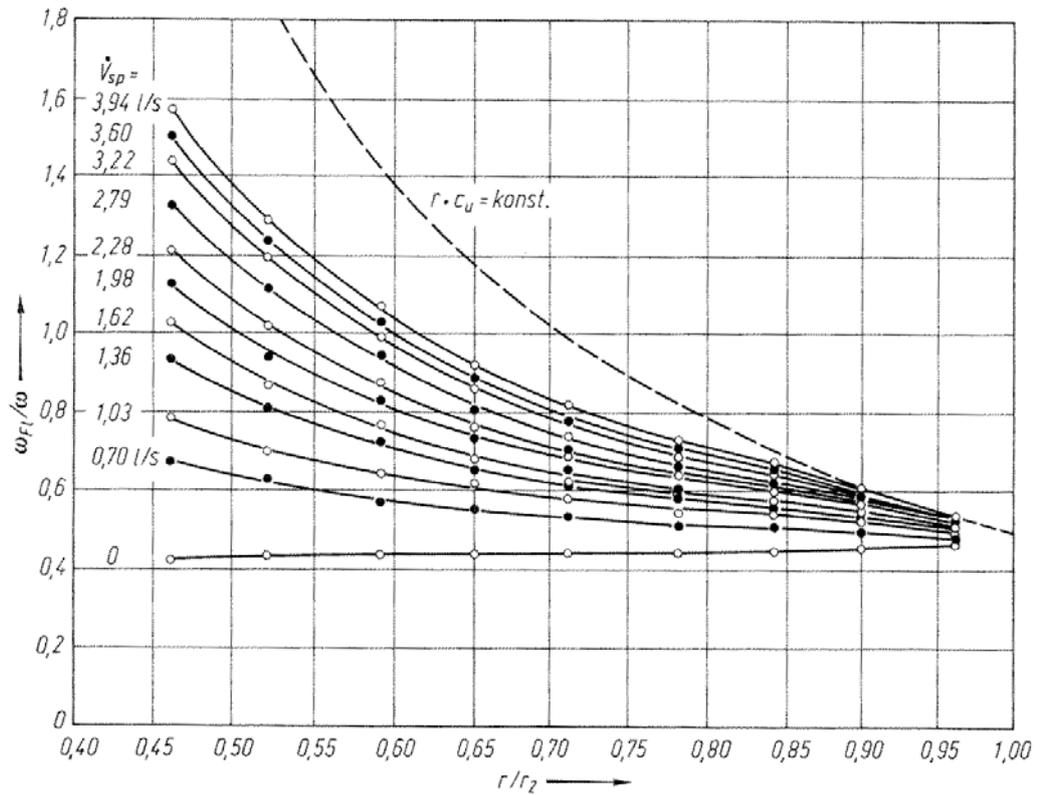
D... Radaußendurchmesser [mm]

u... Umfangsgeschwindigkeit am Radaußendurchmesser [m/s]

$\nu$  ... kinematische Viskosität [m<sup>2</sup>/s]

Betrachtet man jetzt in Abb. 2-4 den Radseitenraum II zwischen Deckscheibe und Gehäuse, so herrscht hier ein Spaltstrom, welcher aufgrund des vorhandenen Druckniveaus von außen nach innen gerichtet ist. Der Spaltstrom tritt außen, durch die Umfangsgeschwindigkeitskomponente  $c_{u2}$  drallbehaftet ein. Nach dem Drallsatz  $r \cdot c_u = const$  vergrößert sich bei einer reibungsfreien Strömung die Umfangskomponente  $c_u$  um den Faktor  $1/r$ , von außen nach innen. Durch die Reibung wird die Vergrößerung der Umfangskomponente abgeschwächt.

Im Radseitenraum II steigt somit die Winkelgeschwindigkeit der Strömung  $\omega_{FI}$  nach innen mit größer werdendem Spaltstrom stärker an, was mit einer entsprechenden Druckabnahme von außen nach innen verbunden ist – siehe Abb.2-5:



**Abbildung 2-5 Radiusbezogenes Winkelgeschwindigkeitsverhältnis im Radseitenraum für verschiedene Spaltvolumenströme [3]**

Ist, wie im Radseitenraum I, kein nennenswerter Spaltstrom vorhanden, dann ist das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis  $\omega_{FI}/\omega$  ca. konstant und man erhält einen waagrechten Kurvenverlauf.

Im Seitenraum II fällt hingegen, abhängig vom Volumenstrom, das Verhältnis  $\omega_{FI}/\omega$  mit zunehmendem Radiusverhältnis  $r/r_2$ . Pfeleiderer [3]

## 3 Numerische Strömungsberechnung

### 3.1 Einleitung

Neben der experimentellen Untersuchung hat sich die numerische Strömungsberechnung für die Analyse von komplexen Strömungsvorgängen etabliert. Die Vorteile der in den letzten Jahren verstärkt zum Einsatz kommenden, numerischen Verfahren sind: Güllich [2]

- Erhöhung der Treffsicherheit bei der Vorausberechnung
- Reduzierung der Versuchskosten
- Systematische Optimierung der Komponenten

### 3.2 Strömungsmechanik

Die Berechnung von Strömungsvorgängen eines Fluids kann mit den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie (Navier Stokes Gleichungen) erfolgen. Um die Navier-Stokes-Gleichungen lösen zu können, müssen das Lösungsgebiet und die partiellen Differentialgleichungen diskretisiert werden.

Für Kaltwasserströmungen in einem engen Temperaturbereich können die Dichte und die Temperatur als konstant angenommen werden.

- **Kontinuitätsgleichung - Massenbilanz**

$\frac{\partial v_k}{\partial x_k} = 0$	<b>Glg 3-1</b>
---	----------------

- **Navier-Stokes Gleichung – Impulsbilanz**

Die Beschreibung des Geschwindigkeitsprofils einer reibungsbehafteten Strömung erfolgt mit der Impulsbilanz: Oertel jr. [4]

$\frac{\partial v_j}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_j}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{\partial v_j}{\partial x_k} \right)$	<b>Glg 3-2</b>
--	----------------

Index j=1-3

Index k=1-3

$v_1$  .. Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung = u

$v_2$  .. Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung = v

$v_3$  .. Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung = w

$x_1$  .. Koordinate in Richtung x

$x_2$  .. Koordinate in Richtung y

$x_3$  .. Koordinate in Richtung z

$\nu$  ... kinematische Viskosität

$p$  ... Druck

Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung erhält man für eine dreidimensionale Strömung ein Gleichungssystem mit vier Differentialgleichungen zweiter Ordnung für die unbekanntes Geschwindigkeiten und den unbekanntes Druck. Dieses Gleichungssystem wird für vorgegebene Anfangs- und Randbedingungen gelöst. Oertel jr. [4]

Während man die Zustandsgrößen laminarer Strömungen mit den Navier-Stokes Gleichungen direkt berechnen kann, ist dies bei turbulenten Strömungen, aufgrund der beschränkten Rechnerleistungen in den meisten Fällen kaum möglich.

Für die Beschreibung turbulenter Strömungen wird deshalb vereinfachend nach Reynolds eine physikalischen Größe  $f$  in einen stationären Mittelwert  $\bar{f}$  mit überlagertem, instationären Schwankungsanteil  $f'$  aufgeteilt: Oertel jr. [4]

$f(t) = \bar{f} + f'$	<b>Glg 3-3</b>
-----------------------	----------------

Dabei wird der Mittelwert wie folgt berechnet:

$\bar{f} = \lim_{T \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{T} \cdot \int_0^T f \cdot dt \right)$	<b>Glg 3-4</b>
--	----------------

Die reynoldsgemittelte Massenbilanz und Impulsbilanz lauten:

- **Kontinuitätsgleichung - Massenbilanz**

$\frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} = 0$	<b>Glg 3-5</b>
---	----------------

• **Navier-Stokes Gleichungen – Impulsbilanz**

$\bar{v}_k \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial v_j}{\partial x_k} - \overline{v'_k v'_j} \right)$	<b>Glg 3-6</b>
---	----------------

Den letzten Term in (Glg.3-6) bezeichnet man als den turbulenten oder Reynolds'schen Spannungstensor:

$(\tau_{jk})_{tur} = -\rho \overline{v'_k v'_j}$ $(\tau_{jk})_{tur} = -\rho \begin{Bmatrix} v'_1 v'_1 & v'_1 v'_2 & v'_1 v'_3 \\ v'_2 v'_1 & v'_2 v'_2 & v'_2 v'_3 \\ v'_3 v'_1 & v'_3 v'_2 & v'_3 v'_3 \end{Bmatrix}$	<b>Glg 3-7</b>
--	----------------

Aufgrund der Symmetrie des Spannungstensors bleiben sechs unbekannte Größen bei unveränderter Anzahl an Gleichungen übrig, wodurch das Gleichungssystem nicht mehr geschlossen ist. Um dieses Gleichungssystem trotzdem lösen zu können, werden Turbulenzmodelle eingesetzt.

### 3.3 Turbulenzmodelle

Mit den Turbulenzmodellen werden die Reynoldsspannungen der turbulenten Strömungen ermittelt. Man kann die Turbulenzmodelle wie folgt einteilen:

- RANS – Reynoldsgemittelte Navier-Stokes Gleichungen
  - ) Wirbelviskositätsmodelle
  - ) Reynoldsspannungsmodelle
- LES – Large Eddy Simulation
- DNS – Direkte numerische Simulation

Für stark turbulente Strömungen mit einem großen Wandeinfluss wird bei vielen praktischen Anwendungen das Zweigleichungsmodell verwendet.

Das im Kapitel 3-5 vorgestellte Zweigleichungsmodell basiert auf dem Wirbelviskositätsprinzip von Boussinesq. Hierbei werden die sechs unbekanntenen Schwankungsgrößen des Reynolds'schen Spannungstensors auf eine unbekannte Größe - Wirbelviskosität  $\mu_t$  - reduziert: Oertel jr. [4]

$(\tau_{jk})_{tur} = \mu_t \cdot \left( \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \cdot k \delta_{jk}$	<b>Glg 3-8</b>
--	----------------

$\mu_t$  ... turbulente Viskosität- Austauschgröße

$k$  ... turbulente kinetische Energie

$\delta_{ij}$  ... Kronecker-Symbol  $\delta_{ij} = 1$  wenn  $i=j$

$\delta_{ij} = 0$  wenn  $i \neq j$

Die kinetische Energie wird wie folgt berechnet: Oertel jr. [4]

$k = \frac{1}{2} \cdot \sum \overline{v_i'^2}$	<b>Glg 3-9</b>
--	----------------

### 3.4 Methode der Wandfunktion

In der numerischen Strömungsmechanik müssen auch Randbedingungen in Wandnähe berücksichtigt werden. Aufgrund der dünnen Grenzschicht muss dieser wandnahe Bereich für eine genaue Darstellung der Strömung fein vernetzt werden. Durch diese feine Auflösung steigt die Anzahl der Gitterelemente rasch an. Um die Rechenzeit zu beschränken, unterteilt man in der Modellbildung die Grenzschicht in einen Außen- und einen Wandbereich. Da der Einfluss der Außenströmung auf den Wandbereich sehr gering ist, wird dieser Bereich nicht aufgelöst, sondern das Geschwindigkeitsprofil analytisch durch eine Wandfunktion bestimmt.

Innerhalb der Grenzschicht ist die Wandschubspannung konstant: Willinger [12]

$\tau_w = \underbrace{\mu \frac{\partial u}{\partial y}}_{\text{viskose-Spannung}} - \underbrace{\rho \overline{u'v'}}_{\text{turbulente-Spannung}} = const \text{ [N/mm}^2\text{]}$	<b>Glg 3-10</b>
--	-----------------

In der Abbildung 3-1 ist die Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht dargestellt. Dabei sind die dimensionslose Geschwindigkeit und der dimensionslose Wandabstand wie folgt definiert: Willinger [12]

$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad \dots \text{ dimensionslose Geschwindigkeit [-]}$	<b>Glg 3-11</b>
$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad \dots \text{ dimensionsloser Wandabstand [-]}$	

$u_\tau$  ... Schubspannungsgeschwindigkeit [m/s]

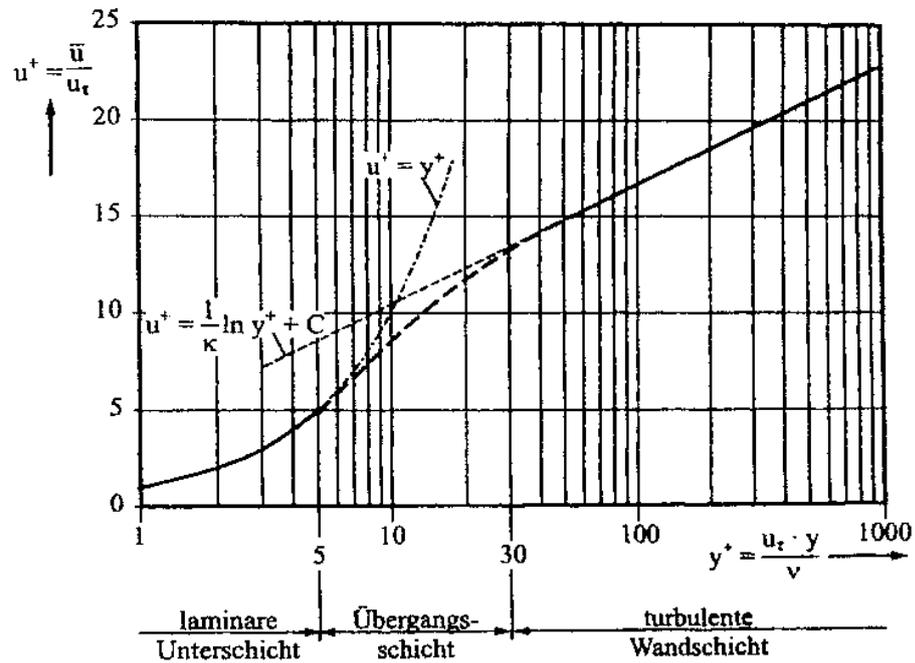


Abbildung 3-1 Universelle Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht [12]

Die Grenzschicht setzt sich aus einer laminaren Unterschicht und einer turbulenten Schicht zusammen. Diese beiden Bereiche sind durch eine Übergangsschicht unterteilt.

- Laminare Unterschicht für  $0 < y^+ < 5$ :

In diesem Bereich ist die Wandschubspannung: Willinger [12]

$$\tau_w = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = const \quad [\text{N/mm}^2]$$

Glg 3-12

Unter Berücksichtigung der Wandschubspannung bei  $y=0$  folgt das Prandtl'sche Wandgesetz: Willinger [12]

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad [-] \quad \text{bzw.} \quad u^+ = y^+ \quad [-] \quad \text{mit}$$

Glg 3-13

- Turbulente Schicht für  $y^+ > 30$

In der turbulenten Grenzschicht gilt: Willinger [12]

$\left  \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right  \ll \left  -\rho \overline{u'v'} \right $	<b>Glg 3-14</b>
---	-----------------

Die dimensionslose Geschwindigkeit  $u^+$  wird mit dem logarithmischen Wandgesetz bestimmt: Willinger [12]

$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad [-]$	<b>Glg 3-15</b>
--	-----------------

$\kappa = 0,41 \dots$  Karman-Konstante

$E = 9,0 \dots$  für hydraulisch glatte Rohre

### 3.5 *K- $\omega$ SST Modell*

Das von MENTER entwickelte Schubspannungs-Transport  $k-\omega$  Modell verbindet die Vorteile des  $k-\omega$  Modells mit jenen des  $k-\varepsilon$  Modells. Fluent [11]

Für den Wandbereich der Grenzschicht wird das  $k-\omega$  Modell angewendet, während für den Außenbereich der Grenzschicht das  $k-\varepsilon$  Modell benützt wird. Innerhalb der Grenzschicht findet der Übergang zwischen den beiden Modellen statt. Eine Übergangsfunktion sorgt für den stetigen Übergang zwischen diesen beiden Modellen. Außerdem wird beim  $k-\omega$  Modell die maximale turbulente Schubspannung durch einen Dämpfungskoeffizienten reduziert, sodass man für abgelöste Strömungen bessere Ergebnisse erzielt. Wojtaszek [5]

$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{a_1 \omega} \right]}$	<b>Glg 3-16</b>
$a_1 = \sqrt{C_\mu} \approx 0.3 \dots$ Bradshaw-Konstante	

$\Omega \dots$  Wirbelstärke

$\alpha^* \dots$  Dämpfungskoeffizient bei niedrigen Reynoldszahlen

$F_2 \dots$  Übergangsfunktion

$a_1 = 0,31 \dots$  Konstante

Während der Quellterm der Transportgleichung für  $k$  unverändert vom  $k$ - $\omega$ -Modell übernommen wird, wird jener der Transportgleichung für  $\omega$  um einen Diffusionsterm erweitert:

- Transportgleichung für die kinetische turbulente Energie  $k$ :

$\frac{\partial}{\partial x}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k$	<b>Glg 3-17</b>
---	-----------------

- Transportgleichung für die auf  $k$  bezogene spezifische Dissipationsrate  $\omega$ :

$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega$	<b>Glg 3-18</b>
---	-----------------

$G_k, G_\omega$  ... Produktionsraten

$\Gamma_k, \Gamma_\omega$  ... Diffusionskoeffizienten

$Y_k, Y_\omega$  ... Dissipationsraten

$S_k, S_\omega$  ... Quellterme

### **3.6 Diskretisierungsmethoden**

Die in den vorherigen Kapiteln vorgestellten Navier-Stokes Gleichungen enthalten partielle Differentialoperatoren, in denen die Änderungen der Zustandsgrößen kontinuierlich in den räumlichen Richtungen und in der Zeit ausgedrückt werden. Diese partiellen Differentialgleichungen sind meist nicht direkt lösbar, weshalb man auf die näherungsweise numerische Lösung des Differentialgleichungssystems übergeht. Dabei werden die Zustandsgrößen nur in einigen diskreten Punkten im Raum zu bestimmten Zeitpunkten definiert. Zwischen diesen diskreten Punkten wird das Verhalten der Funktionswerte approximiert. Oertel [6]

In vielen Fällen wird das zu untersuchende Strömungsvolumen mit einem CAD-System erzeugt. Bei der Diskretisierung wird dieses Volumen vernetzt. Man definiert dabei die Diskretisierungspunkte und verbindet diese Punkte mit Linien, sodass ein Netz entsteht. Dabei unterscheidet man folgende Netzstrukturen:

- Strukturierte Netze
- Unstrukturierte Netze
- Hybridnetze

Nach der Festlegung des Netzes erfolgt die räumliche Diskretisierung der Strömungsgrößen und ihrer Ableitungen bezüglich ihrer Koordinaten  $x$ ,  $y$  und  $z$  zu einem bestimmten Zeitpunkt  $t$ . Dafür bieten sich folgende Möglichkeiten an:

Oertel [6]

- Finite-Differenzen Methoden FDM
- Finite-Elemente Methoden FEM
- Finite-Volumen Methoden FVM

#### **3.6.1 Finite Volumen Methoden**

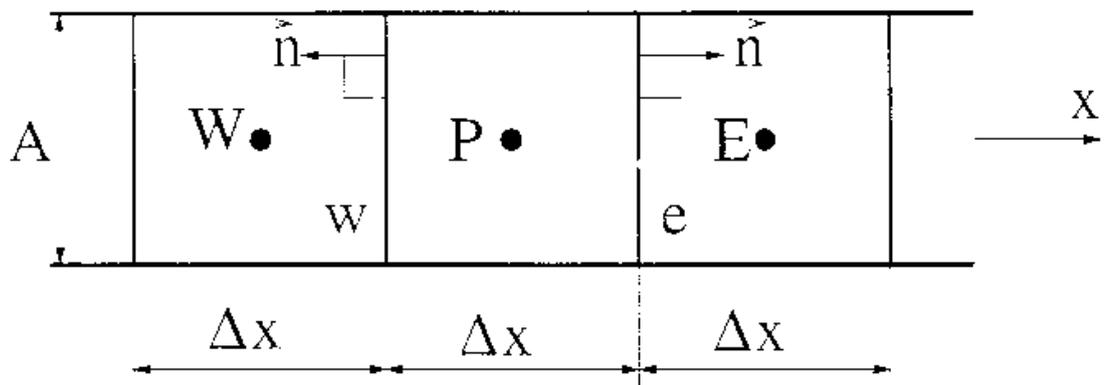
Die finite Volumen Methode ist ein numerisches Verfahren zur Lösung der Grundgleichungen der Strömungsmechanik. Diese Differentialgleichungen beschreiben den Zustand im Kontinuumsystem. Das Kontinuumsystem besitzt unendlich viele Freiheitsgrade.

Bei der finiten Volumen Methode wird das gesamte Integrationsgebiet in eine endliche Anzahl diskreter Kontrollvolumen (finite-Volumen) unterteilt. In jeder Zelle gilt der Erhaltungssatz für die Masse und den Impuls. Die Grundgleichungen werden über jedes Kontrollvolumen integriert. Die Volumenintegrale werden nach dem Integralsatz von Gauß in Oberflächenintegrale umgewandelt: Oertel [6], Willinger [12]

$\int_V \operatorname{div} \vec{v} dV = \int_A \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad \text{mit} \quad \operatorname{div} \vec{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$ $\vec{v}(x, y, z) = \begin{pmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{pmatrix}$	<b>Glg 3-19</b>
--	-----------------

$\vec{n}$  ...nach außen gerichteter Einheitsvektor

In den Gleichungen 3-20 und 3-21 ist die Integration der Massenbilanz und der Impulsbilanz für das Kontrollvolumen Abb.3-2 dargestellt:



**Abbildung 3-2 Kontrollvolumen mit den Knotenpunkten W, P und E [12]**

$\int_V \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dV = \int_A \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dA = 0$	<b>Glg 3-20</b>
---	-----------------

$\int_V \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2) dV + \int_V \frac{\partial p}{\partial x} dV - \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) dV = 0$ $\int_A \rho u^2 dA + \int_A p dA - \int_A \eta \frac{\partial u}{\partial x} dA = 0$ <p>Mit <math>A = const</math> und dem Massenstrom <math>J = \rho \cdot u \cdot A</math> folgt:</p> $J_e u_e - J_w u_w + (p_e - p_w)A - \eta \left( \frac{u_E - u_P}{\Delta x} \right) A + \eta \left( \frac{u_P - u_W}{\Delta x} \right) A_w = 0$	<b>Glg 3-21</b>
--	-----------------

$u_e, u_w \dots$  Unbekannte an den Rändern des Kontrollvolumens

$u_E, u_P, u_W \dots$  Unbekannte in den Knoten

Für die exakte Lösung der Integrale ist es erforderlich, die Integranden auf der gesamten Fläche zu kennen. Da aber die Zustandsgrößen nur in den Knotenpunkten der Kontrollvolumina gespeichert werden, sind diese an den Seitenrändern unbekannt. Deshalb ist eine Interpolation der Zustandsgrößen auf die Ränder der Kontrollvolumen erforderlich, um damit die Oberflächenintegrale näherungsweise berechnen zu können. In der Gleichung 3-21 werden deshalb die Größen an den Rändern  $u_e, u_w$  durch die Größen in den Knotenpunkten  $u_E, u_P, u_W$  angenähert.

Zwei wichtige Interpolationsverfahren zur Diskretisierung der konvektiven und diffusiven Flüsse sind:

- Zentrale Differenzen Verfahren (CDS – central differencing scheme)

$\Phi_w = \frac{\Phi_W - \Phi_P}{2} \qquad \Phi_e = \frac{\Phi_P - \Phi_E}{2}$	<b>Glg 3-22</b>
--	-----------------

An den Rändern werden die Werte  $\Phi_w$  und  $\Phi_e$  linear interpoliert. Bei Pecletzahlen  $Pe > 2$  neigt dieses Verfahren zu numerischen Oszillationen. In diesen Fällen wird das UDS - Verfahren verwendet:

- Aufwärtsgerichtete Differenzenverfahren UDS (upwinding differencing scheme)

$\Phi_w = \begin{cases} \Phi_w \dots \dots u > 0 \\ \Phi_p \dots \dots u < 0 \end{cases}$	$\Phi_e = \begin{cases} \Phi_p \dots \dots u > 0 \\ \Phi_E \dots \dots u < 0 \end{cases}$	<b>Glg 3-23</b>
---	---	-----------------

Dieses Verfahren ist bedingungslos stabil. Man hat aber den Nachteil der numerischen Dissipation.

Bei der Berechnung von instationären Strömungen muss noch zusätzlich eine Zeitdiskretisierung erfolgen, da die Zustandsgrößen nur zu bestimmten Zeitpunkten berechnet werden.

Die dafür verwendeten Zeitschrittverfahren weisen je nach Anwendung unterschiedliche Genauigkeiten und Stabilitätsverhalten auf.

So können Rundungs- oder Approximationsfehler eine Größenordnung erreichen, dass physikalische Phänomene nicht oder falsch wiedergeben werden und die Lösung somit unbrauchbar wird. Da diese numerischen Fehler nie komplett vermieden werden können, gibt es mathematische Hilfsmittel, mit denen das Fehlverhalten und die Brauchbarkeit der Berechnung eingeschätzt werden kann: Oertel [6]

- Konvergenz

Geht der numerische Fehler mit größer werdender Anzahl an Diskretisierungsstellen gegen einen festen Wert, dann liegt ein konvergentes Verfahren vor.

- Konsistenz

Geht der numerische Fehler mit größer werdender Anzahl an Diskretisierungsstellen gegen Null, dann liegt ein konsistentes Verfahren vor.

- Stabilität

Wird ein einmal vorhandener numerischer Fehler mit jedem Zeitschritt kleiner, dann liegt ein stabiles Verfahren vor.

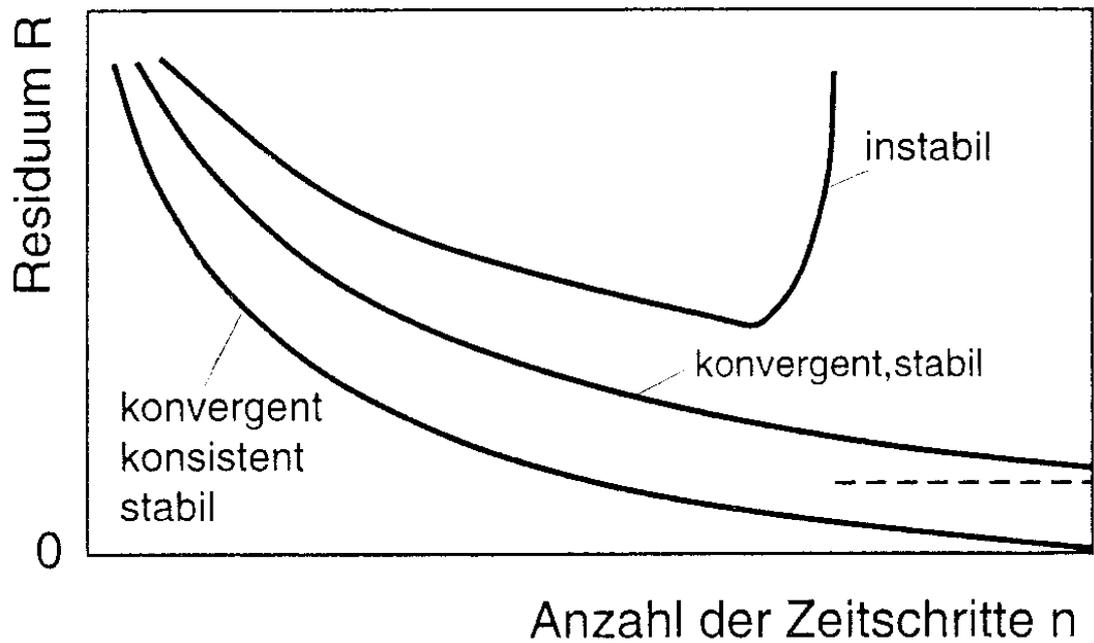


Abbildung 3-3 Konvergenz, Konsistenz und Stabilität [6]

In Abb-3-3 ist auf der vertikalen Achse anstelle des Fehlers das Residuum aufgetragen, das den Unterschied zur exakten Lösung des stationären Randwertproblems darstellt. Das Residuum ist ein integrales Maß für die zwischen den Zeitschritten eingetretene Änderung der Strömungsgrößen im gesamten Berechnungsgebiet.

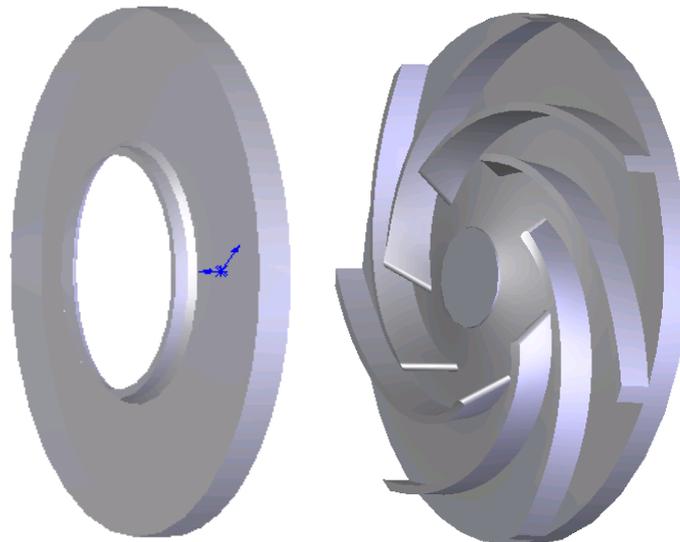
## 4 Herstellung des neuen Laufrades

In einer früheren Diplomarbeit von Kunst [7] wurde für den bestehenden Pumpenprüfstand im Labor des Institutes für Thermodynamik und Energieumwandlung ein neues Laufrad mit verbesserter Schaufelkanalgeometrie entworfen, um den Pumpenwirkungsgrad zu erhöhen. Eine Steigerung des Pumpenwirkungsgrades wird hauptsächlich durch die Erhöhung der spezifischen Drehzahl erreicht, da dadurch die Radreibungsverluste verringert werden.

Aufgrund des bestehenden Spiralgehäuses wurde die spezifische Drehzahl  $n_q = 19.23 \text{ min}^{-1}$  und die Förderhöhe mit 10m beibehalten. Durch die bessere Strömungsumlenkung in den Schaufelkanälen konnte bei der damals durchgeführten CFD-Rechnung, im Vergleich zum bestehenden Laufrad, ein 3,5% höherer Wirkungsgrad im Bestpunkt erreicht werden.

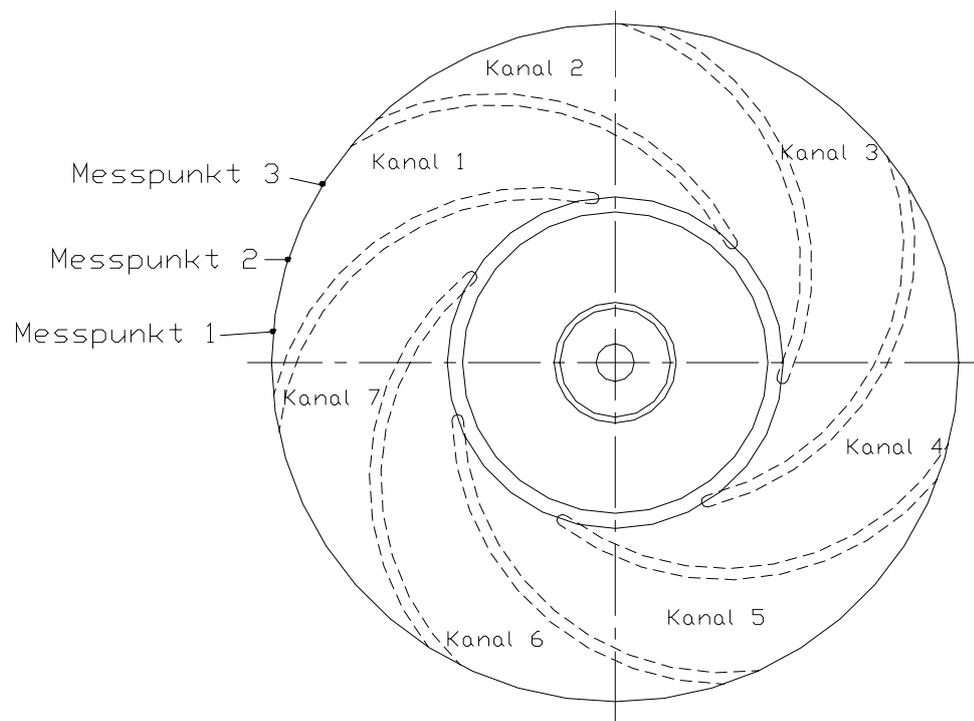
Ausgehend von diesem, damals mit dem CAD Programm SolidWorks konstruierten, neuen Laufrad, wurden für die Fertigung des Laufrades folgende Änderungen vorgenommen:

- Änderung auf Linkslauf durch Spiegelung der Schaufeln, da die bestehenden Komponenten des Prüfstandes im Labor auf Linkslauf ausgelegt sind
- Anpassung der Außenkontur an das bestehende Spiralgehäuse und Konstruktion der Nabe mit Bohrungen für die bestehende Welle
- Trennung des Modells in Grundscheibe mit Schaufeln und Deckscheibe



**Abbildung 4-1 Modifiziertes Laufrad bestehend aus Grundscheibe mit Schaufeln und zugehöriger Deckscheibe**

Dieses geänderte CAD-Modell wurde dann für die Fertigung eines Laufrades als Step-Datei gespeichert. Anhand dieser Daten erfolgte bei einer externen Firma die Herstellung der Grundscheibe und der Deckscheibe mit dem Stereolithografie-Verfahren mit einer garantierten Genauigkeit von 0.1 mm. Um eine spätere PIV-Messung der Schaufelkanäle zu ermöglichen, musste das Laufrad aus transparentem Material gefertigt werden. Deshalb wurden die Negativformen des Grundkörpers und der Deckscheibe aus Silikon erzeugt. Aus diesen Silikonformen wurden die beiden Laufradteile aus transparentem PMMA gegossen. Im Labor wurde die Grundscheibe mit der Deckscheibe verklebt, überdreht und anschließend das Laufrad auf Maßgenauigkeit überprüft. Es erfolgte die Vermessung des Außendurchmessers und der Breiten von Grundkörper, Kanal und Deckscheibe am Schaufelkanalaustritt aller sieben Schaufelkanäle nach dem Muster in Abb.4-2. Pro Schaufelkanal wurden die Breiten an drei, in gleichen Abständen am Laufradumfang, positionierten Messpunkten aufgenommen.



**Abbildung 4-2 Skizze der Messpunkte am Laufradumfang**

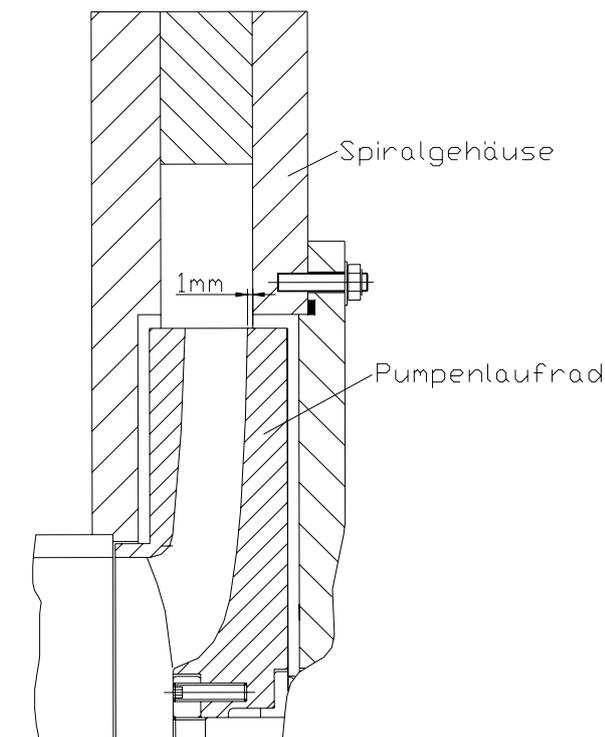
Aufgrund von Herstellfehler beim Gießen der Laufradteile aus PMMA und Ungenauigkeiten bei der nachfolgenden spanenden Bearbeitung traten folgende Maßabweichungen auf:

	Laufraddurchmesser	Kanalbreite
Sollwert	180,00mm	9,90mm
Maximale Abweichung	0,6%	5,2%

**Tabelle 4-1 Maximale Maßabweichungen**

Der mittlere Laufradaußendurchmesser ist mit 179mm 1mm zu klein. Ebenso ist die Gesamtbreite des Laufrades mit 29mm um 1mm zu schmal. Obwohl der Mittelwert der Kanalbreite nur 0,14mm vom Sollwert abweicht, gibt es auch hier Maßabweichungen von bis zu 0,35mm. Zudem schwankt die Lage des Kanalaustrittes zum Spiralgehäuse in axialer Richtung um bis zu 1,48mm.

Aufgrund des bestehenden Spiralgehäuses musste das Laufrad darin, in axialer Richtung stark versetzt werden. Der axiale Abstand des Schaufelkanalaustritts zur Gehäusewand beträgt ca. 1mm – siehe Abb.4-3. Durch die um 1mm geringere Gesamtbreite des neuen Laufrades, vergrößert sich die axiale Spaltweite zwischen Laufrad und Gehäuse im Vergleich zum bestehenden Laufrad



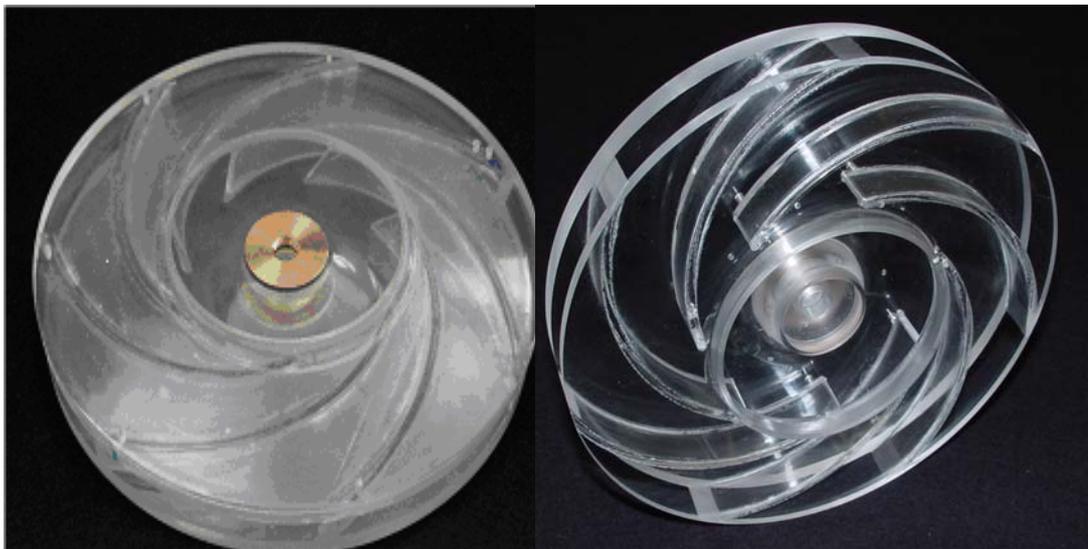
**Abbildung 4-3 Meridianschnitt des schematischen Laufrades**

## 5 Modellversuchstand

Für die Messungsdurchführung wurde im Laboratorium des Institutes für Thermodynamik und Energieumwandlung das neu gefertigte Pumpenlaufrad in den bestehenden Pumpenprüfstand eingebaut.



**Abbildung 5-1 Pumpenprüfstand**



**Abbildung 5-2 Neues Laufrad und bestehendes Laufrad**

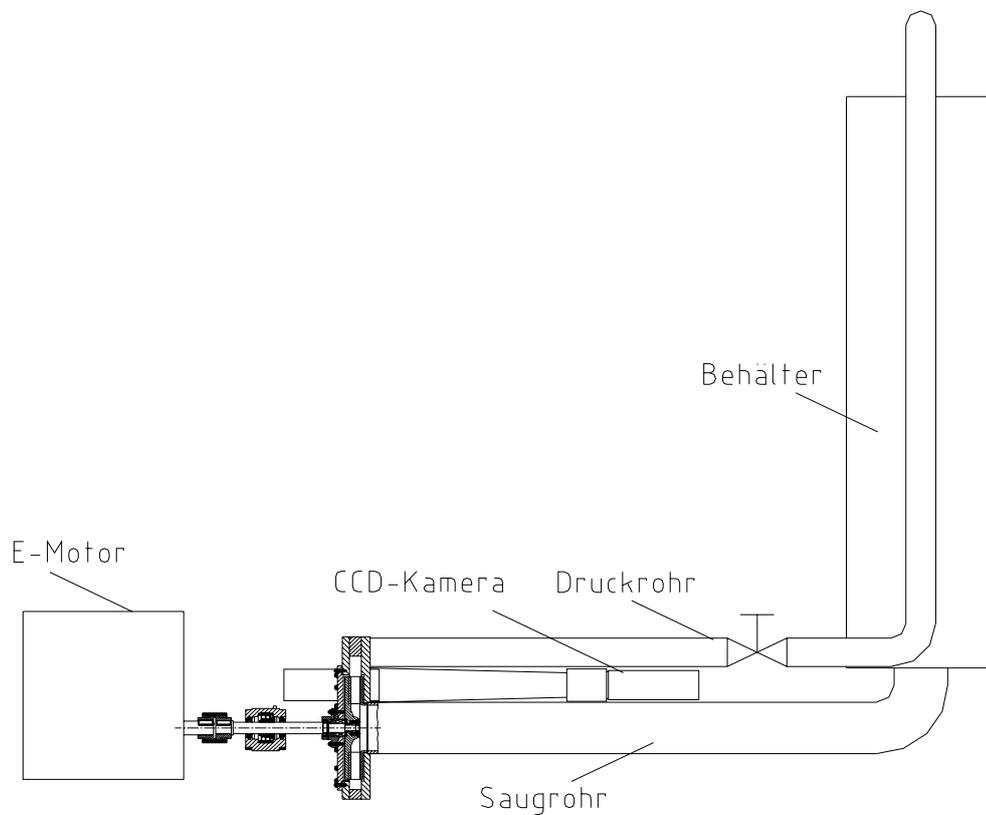
## 5.1 Versuchsaufbau

Kernstück des Pumpenprüfstandes ist die radiale Kreiselpumpe, welche sich aus dem neuen Laufrad und dem bestehenden Spiralgehäuse zusammensetzt.

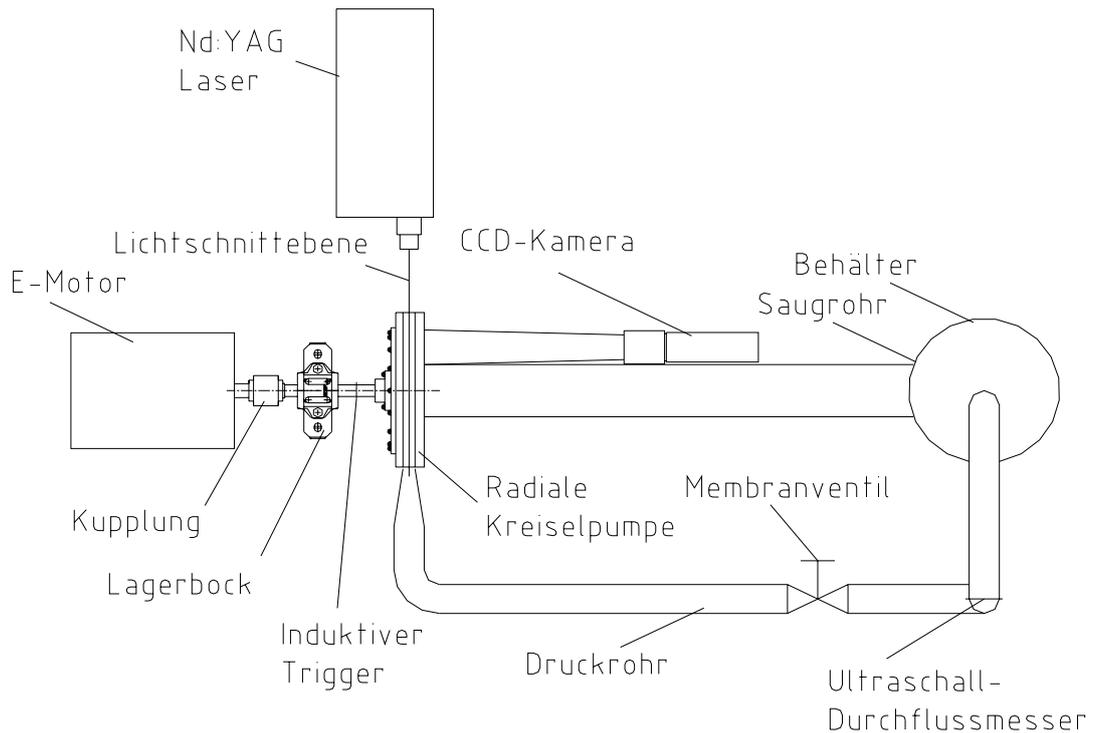
Die Pumpe wird von einem vierpoligen 3-Phasen Wechselstrommotor über eine Bogenzahnkupplung angetrieben.

Die Motordrehzahlregelung erfolgt mit einem Frequenzumrichter in einem Frequenzbereich von 0 bis 50Hz, was unter Berücksichtigung des Schlupfes einem Drehzahlbereich zwischen 0 und  $1450\text{min}^{-1}$  entspricht.

Der Förderstrom  $Q$  wird druckseitig über ein Membranventil eingestellt.



**Abbildung 5-3 Pumpenprüfstand - Aufriss [8]**



**Abbildung 5-4 Pumpenprüfstand - Grundriss [8]**

Für die Messung wurden folgende Geräte verwendet:

- Druckaufnehmer saugseitig: Hottinger P6, Seriennr. E67795, Absolutdruck  $p=2\text{bar}$
- Druckaufnehmer druckseitig: Hottinger P4AK, Seriennr. 05167, Absolutdruck  $p=5\text{bar}$
- Ultraschalldurchflussmessgerät: Panametrics DF868 mit Messkopf Nr.24, Messbereich:  $0\text{-}20\text{mA} = 0\text{-}10\text{l/s}$
- Trägerfrequenzmessbrücke: Hottinger Spider 7
- Software: HBM Catman V3.1

Mit dem Ultraschalldurchflussmesser im vertikalen Druckrohr wurde der Durchfluss  $Q$  gemessen. Die Druckmessung im Druck- und Saugstutzen der Pumpen erfolgte über Druckaufnehmer. Für die Wirkungsgradbestimmung der Pumpe wurde die Leistungsaufnahme des Elektromotors erfasst. Die Wassertemperatur wurde mit einem Widerstandsthermometer kontrolliert.

Mit der Software *Catman* von *HBM* wurden mit diesen Messgrößen die hydraulische Leistung und der Pumpenwirkungsgrad wie folgt bestimmt:

$P_h = (p_d - p_s) \cdot Q \quad [\text{W}]$	<b>Glg 5-1</b>
--	----------------

$p_d, p_d \dots$  Drücke im Druck- und Saugstutzen [bar]

Q ...Durchfluss [l/s]

$\eta = \frac{P_h}{P_{el}} \quad [\%]$	<b>Glg 5-2</b>
--	----------------

Alle Messdaten wurden für die weitere Auswertung in MS-Excel importiert.

## 5.2 Messungsdurchführung

### 5.2.1 Aufnahme eines Pumpenkennfeldes

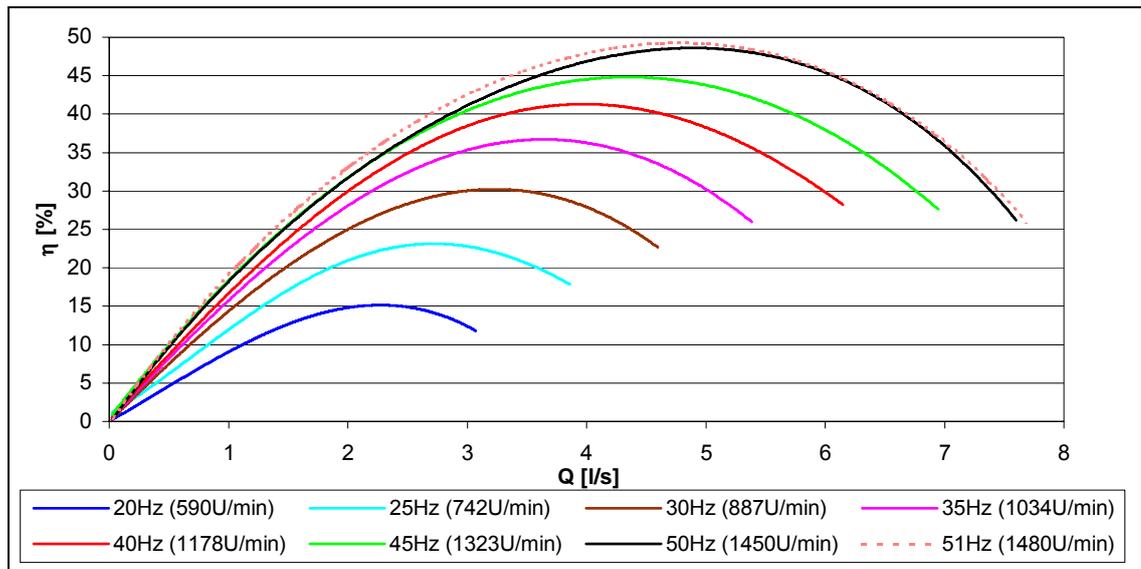
Es wurden die Pumpenkennlinien für Frequenzen zwischen 20 und 50Hz in 5Hz Schritten aufgenommen. Unter Berücksichtigung des Schlupfes entspricht das einem Drehzahlbereich zwischen 590 und 1450min<sup>-1</sup>. Dabei wurde für jede Drehzahl das Membranventil ganz geöffnet, pro Messpunkt fünf Messwerte erfasst, und anschließend der Durchfluss in 0,5l/s Schritten reduziert, bis das Membranventil vollständig geschlossen war, was der Nullförderhöhe entspricht. Im Bereich der Wirkungsgradmaxima wurde bei den relevanten Drehzahlbereichen ab 40Hz (1178 min<sup>-1</sup>) die Schrittweite des Durchflusses auf 0,25l/s verkleinert. Die pro Messpunkt erhaltenen fünf Messwerte wurden gemittelt.

Es wurden mit dem neuen und dem bestehenden Laufrad folgende Messungen durchgeführt:

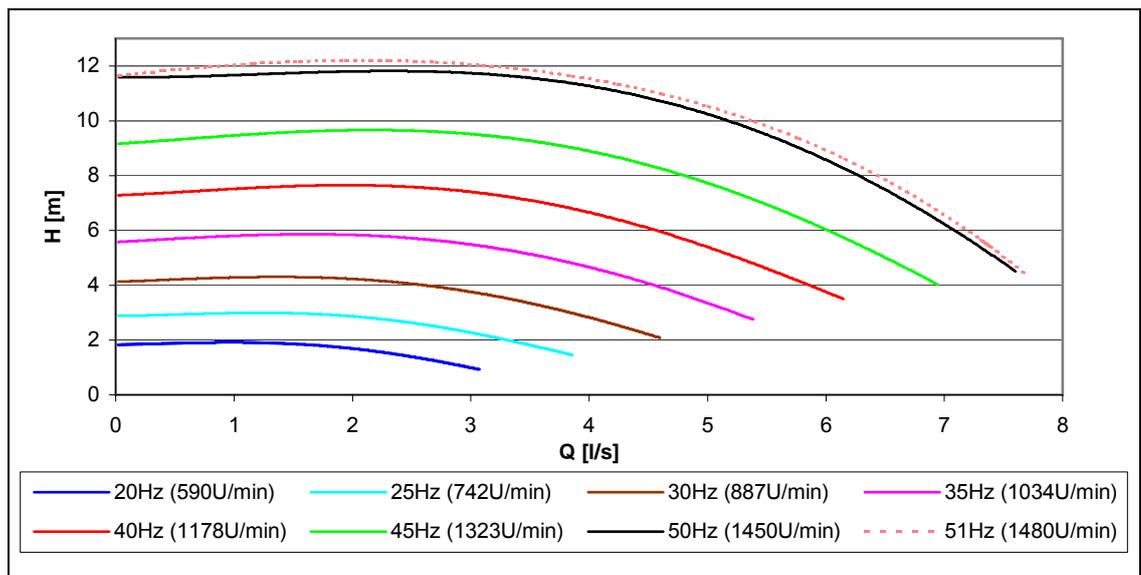
### 5.2.2 Messergebnisse neues Laufrad

Bei der Wirkungsgradmessung stellte sich nicht der, in der damaligen CFD-Rechnung ermittelte, Wirkungsgradgewinn ein. Vielmehr liegen die Wirkungsgrade des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich unter denen, des bestehenden Laufrades. Eine mögliche Ursache dafür sind die Maßabweichungen des neuen Laufrades.

Um den um 1mm zu kleinen Laufraddurchmesser auszugleichen, wurden deshalb der Wirkungsgrad und die Förderhöhe bei einer Frequenz von 51Hz (1480U/min) aufgenommen.

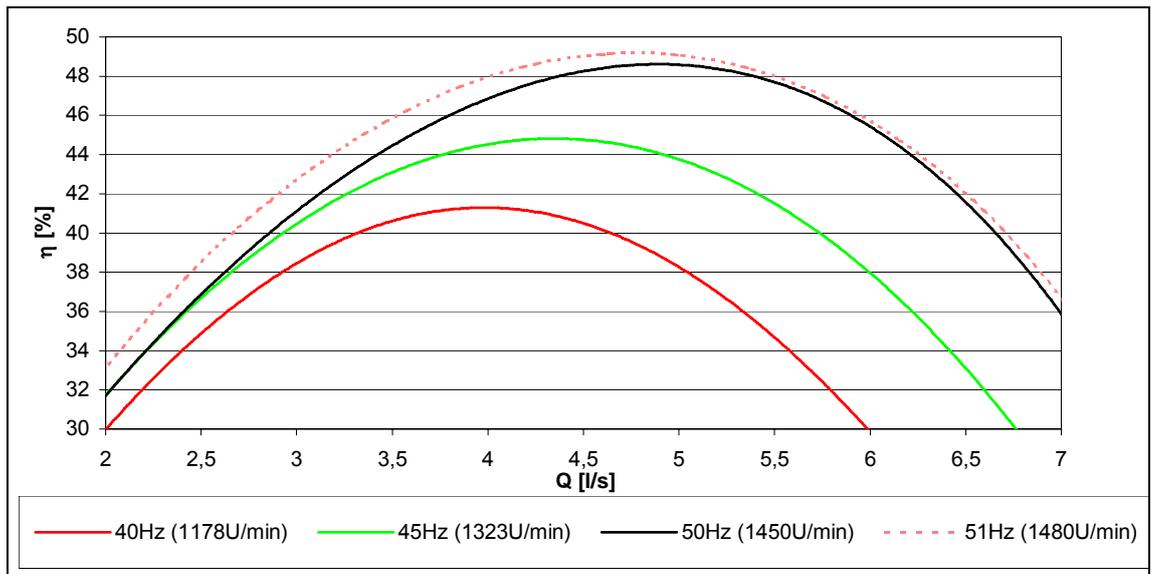


**Abbildung 5-5 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich**

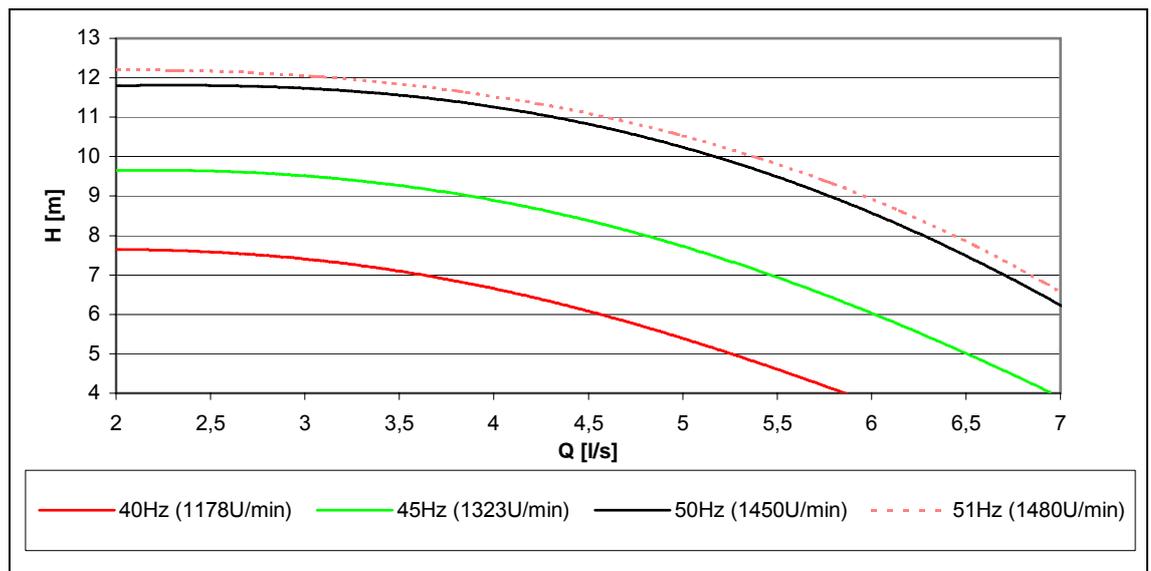


**Abbildung 5-6 Q-H-Kennlinien des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich**

In den folgenden Diagrammen wurden die optimalen Arbeitsbereiche der Pumpe im Drehzahlbereich von 1178 bis 1480U/min dargestellt.



**Abbildung 5-7 Wirkungsgrad des neuen Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1480U/min**



**Abbildung 5-8 Q-H-Kennlinie des neuen Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1480U/min**

Man erreicht mit dem neuen Laufrad bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) einen maximalen Wirkungsgrad von 48,9% bei einem Durchfluss von 5l/s. Bei 51Hz ( $1480\text{min}^{-1}$ ) erreicht der Wirkungsgrad 49,5% bei 4,9l/s Durchfluss. Die Förderhöhe bei maximalem Wirkungsgrad beträgt bei 50Hz 10,25m und bei 51Hz 10,50m.

### 5.2.3 Messergebnisse bestehendes Laufrad

Obwohl die Wirkungsgrade und Förderhöhen des bestehenden Laufrades bereits aus einer früheren Diplomarbeit bekannt waren, wurde eine neue Pumpenkennfeldmessung durchgeführt. Es sollten damit Einflüsse auf die Messung, aufgrund eines abweichenden Zustandes der Pumpe (z.B. eingelaufene Lager) ausgeschlossen werden.

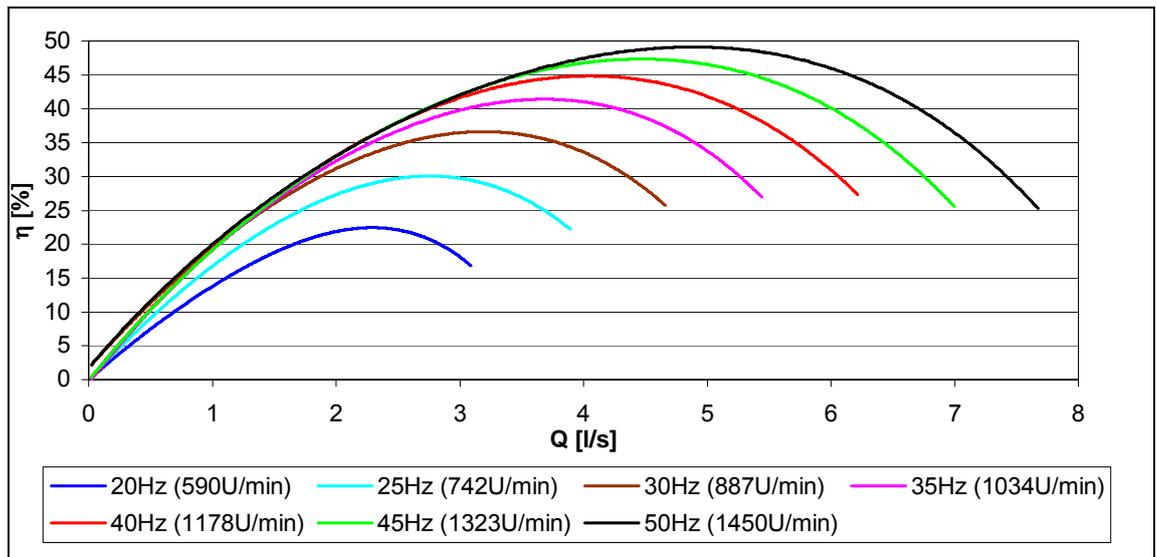


Abbildung 5-9 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades im gesamten Drehzahlbereich

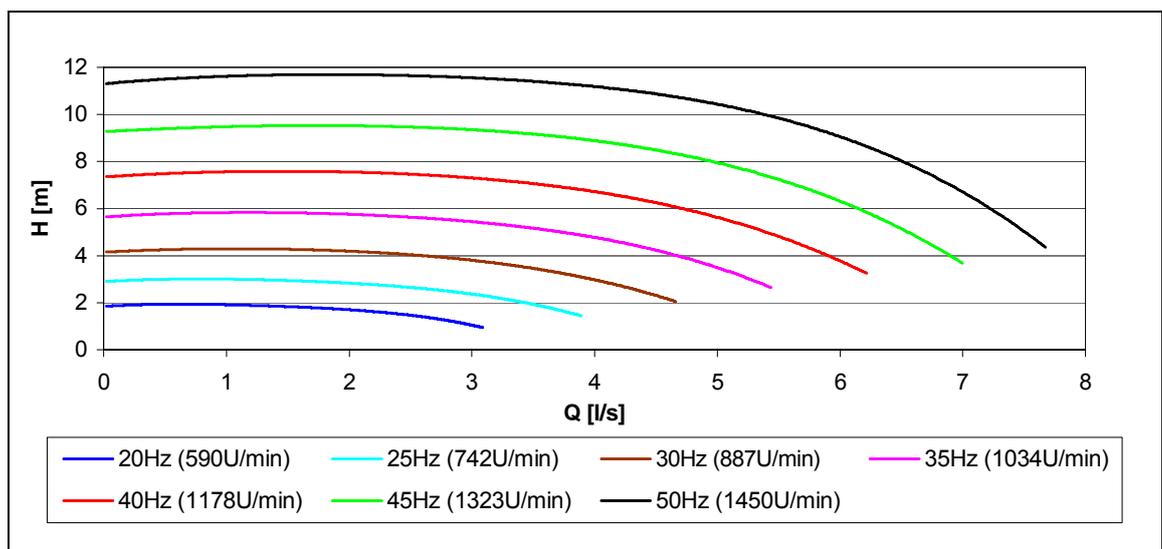


Abbildung 5-10 Q-H-Kennlinien des bestehenden Laufrades im gesamten Drehzahlbereich

In den folgenden Diagrammen wurden die optimalen Arbeitsbereiche der Pumpe im Drehzahlbereich von 1178 bis 1450U/min dargestellt.

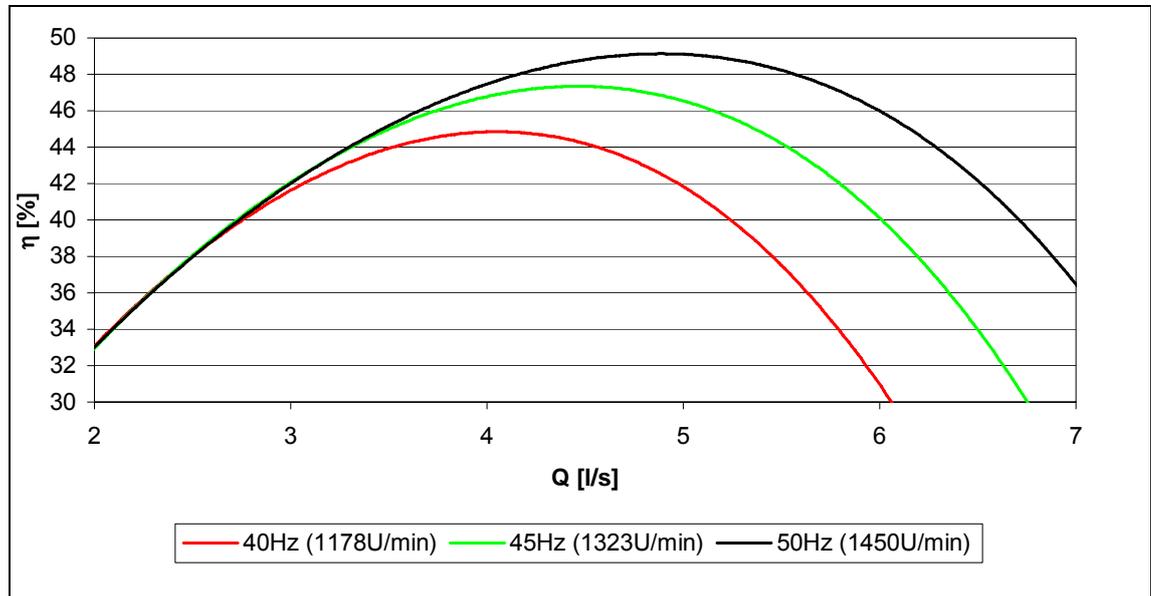


Abbildung 5-11 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min

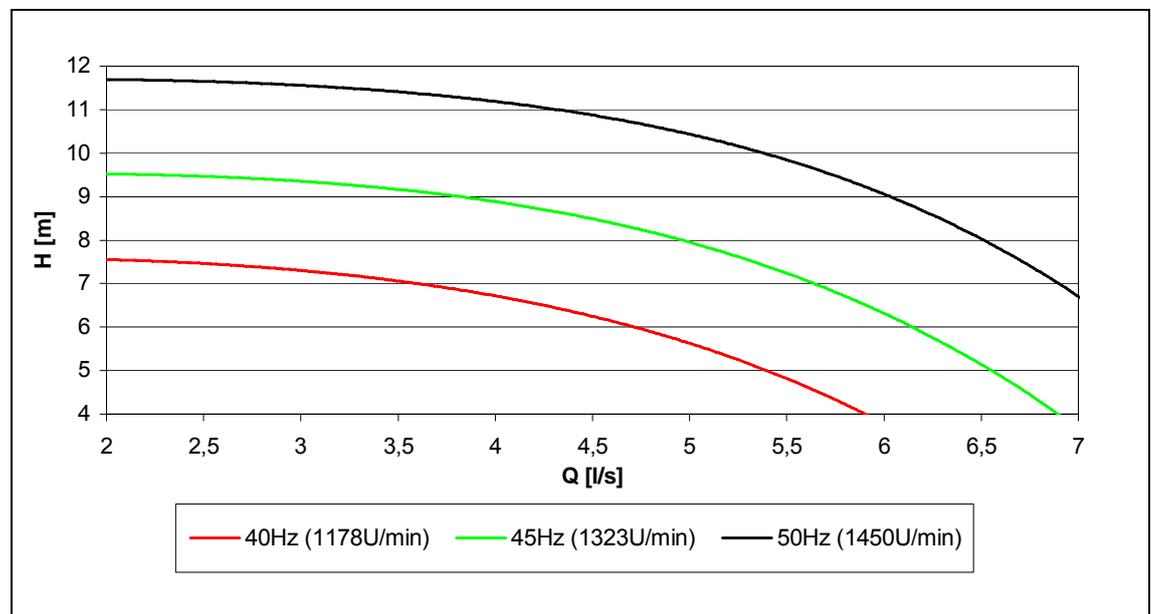


Abbildung 5-12 Q-H- Kennlinien des bestehenden Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min

Der maximale Wirkungsgrad beträgt bei 50Hz 49,17% bei einem Durchfluss von 5l/s. Die Förderhöhe im Bestpunkt beträgt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) 10,19m.

Vergleicht man diese Messwerte mit jenen der früheren Diplomarbeit von Krenn [8], so gibt es folgende Abweichungen:

Bei 20Hz ( $590\text{min}^{-1}$ ) ist der Wirkungsgrad der aktuellen Messung um 5,28% größer. Diese Wirkungsgraddifferenz nimmt bei steigenden Drehzahlen jedoch ab und beträgt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) 2,17%. Da an der Pumpe keine Änderungen vorgenommen wurden, kann man folgende Ursachen für diese Abweichungen in Betracht ziehen:

- Kalibrierungsgenauigkeiten
- Durch eingelaufene Lager geringere Lagerreibung
- Beeinflussung der Lagerreibung durch die Anzugsmomente der Lagerschrauben

### 5.2.4 Vergleich neues und bestehendes Laufrad

In diesem Abschnitt wurden die Pumpenkennfelder des neuen und des bestehenden Laufrades gegenübergestellt.

Die Förderhöhen beider Laufräder sind im gesamten Drehzahlbereich gleich groß. Es wurden deshalb in den folgenden Diagrammen nur die Wirkungsgrade beider Laufräder verglichen.

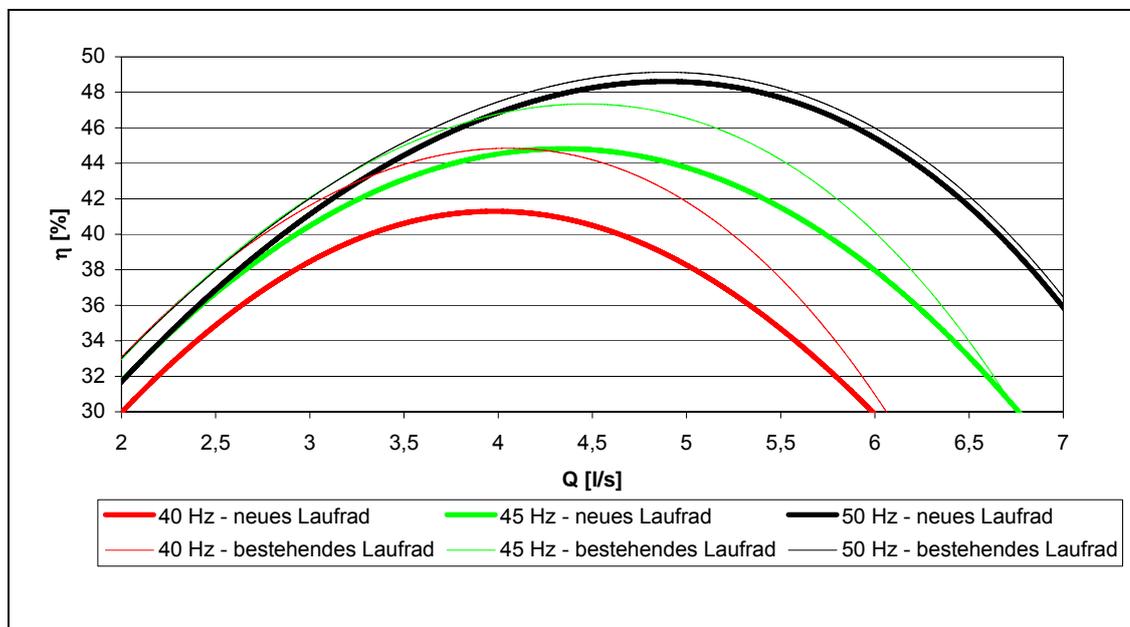
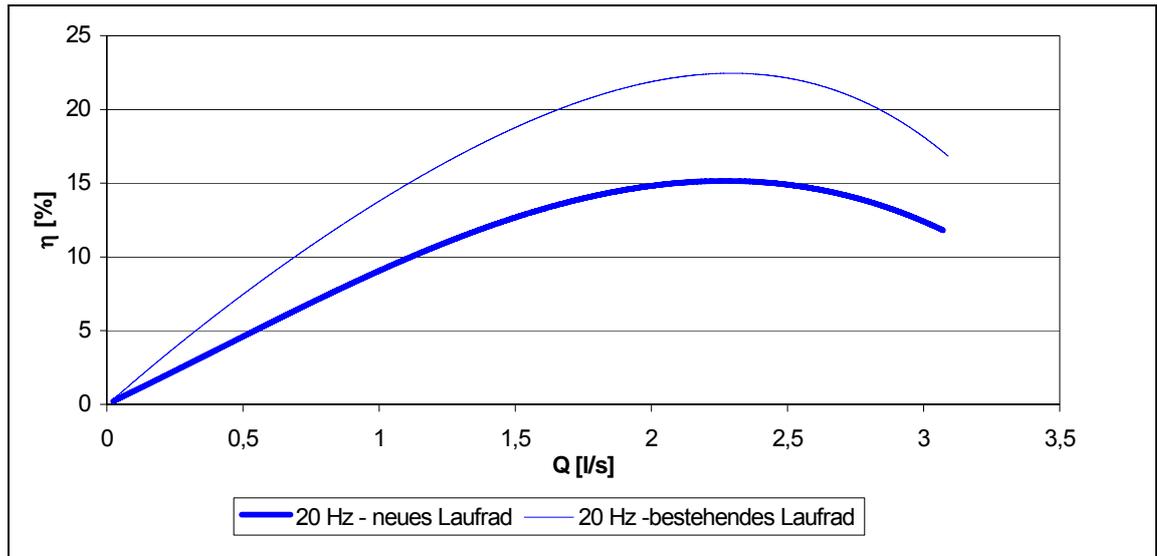


Abbildung 5-13 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min



**Abbildung 5-14 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder bei 590U/min**

Bei 20Hz ( $590\text{min}^{-1}$ ) liegt der Wirkungsgrad des neuen Laufrades um 7,4% unter jenem, des bestehenden Laufrades – siehe Abb.5-14.

Die Bestpunktlage und der maximale Durchfluss des neuen und des alten Laufrades sind bei dieser Drehzahl gleich groß.

Mit zunehmender Drehzahl verringert sich dieses Wirkungsgraddefizit des neuen Laufrades. Bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) liegt der Wirkungsgrad des neuen Laufrades nur noch 0,2% unter dem Wirkungsgrad des bestehenden Laufrades. Die Bestpunkte beider Laufräder liegen bei 5l/s – siehe Abb.5-13.

Zusammenfassend bleibt festzustellen, dass sich beim neuen Laufrad nicht der, in Diplomarbeit von Kunst [7] mit Fluent ermittelte, Wirkungsgradgewinn von 3,5% einstellt.

Vielmehr ist der Wirkungsgrad des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich kleiner als beim bestehenden Laufrad. Der deutliche Wirkungsgradabfall bei niedrigen Drehzahlen deutet auf einen beträchtlichen Einfluss der Spaltströmung aufgrund der größeren Spaltweiten zwischen der Deckscheibe und dem Gehäuse der Pumpe hin. Eine weitere mögliche Ursache für den schlechteren Wirkungsgrad des neuen Laufrades stellt der schwankende axiale Abstand des Schaufelkanalaustritts zur Spiralgehäusewand dar, wodurch im Spiralgehäuse Druckpulsationen auftreten können. Der um 1mm kleinere Durchmesser des neuen Laufrades hat nur einen geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad (siehe Kap. 5.5.2).

### **5.3 PIV Particle Image Velocimetry**

Da der Pumpenwirkungsgrad des neuen Laufrades in allen Drehzahlbereichen unter dem Wirkungsgrad des bestehenden Laufrads lag, wurde versucht die möglichen Ursachen herauszufinden.

Der um 1mm kleinere Außendurchmesser und die um 1mm geringere Gesamtbreite des neuen Laufrades ergeben, im Vergleich zum bestehenden Laufrad, größere axiale und radiale Spaltweiten zwischen Laufrad und Spiralgehäuse.

Diese größeren Spaltweiten können eine Erhöhung des Spaltvolumenstromes im Radseitenraum zur Folge haben und dadurch den Pumpenwirkungsgrad beeinflussen. Deshalb erschien eine genaue Untersuchung der Spaltströmung ratsam.

Da das Laufrad und das Spiralgehäuse aus transparentem PMMA gefertigt sind, wurde die berührungslose, optische PIV-Messung angewendet.

Das Ziel der PIV-Messung war, die Geschwindigkeit und die Richtung der Spaltströmung im Radseitenraum zwischen Deckscheibe und Spiralgehäuse zu ermitteln.

#### **5.3.1 Grundlagen**

Bei der Particle Image Velocimetry handelt es sich um eine optische Messmethode zur Untersuchung und Analysierung von stationären und instationären, strömungstechnischen Vorgängen. Das Messprinzip basiert auf der Beobachtung kleiner Partikel, die dem strömenden Fluid beigemischt werden. Die Belichtung erfolgt mit einem gepulsten Laser, welcher über ein optisches Linsensystem dünne Lichtschnitte von dem, zu untersuchenden, Strömungsraum erzeugt. Strömen nun Partikel durch diesen Strömungsraum, dann reflektieren diese das Laserlicht und werden sichtbar. Mit einer hochauflösenden CCD-Kamera – Charge-Coupled-Device – wird, normal zum Lichtschnitt, in einem definierten Zeitintervall die Bildebene zweimal erfasst. Aufgrund dieser beiden Aufnahmen ist es möglich, die jeweilige Position der Partikel zu bestimmen und damit deren Ortsverschiebungen und lokalen Strömungsgeschwindigkeiten zu korrelieren.

Die Aufnahmen werden im digitalen Bildspeicher der CCD-Kamera gespeichert und am PC verarbeitet und ausgewertet. Krenn [8]

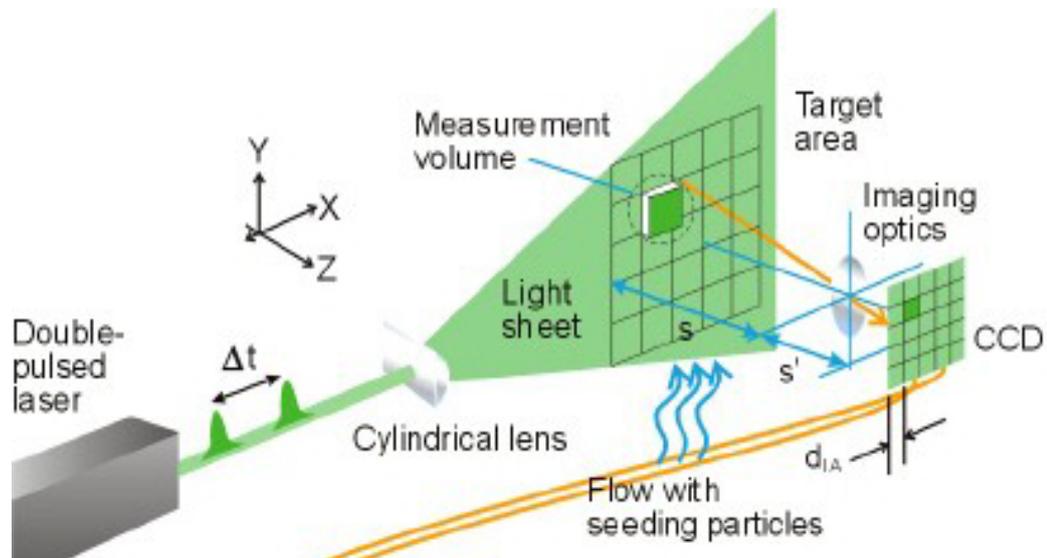


Abbildung 5-15 Versuchsaufbau für ein PIV-System [9]

### 5.3.2 Einflussfaktoren auf die Messung

Da man bei der PIV-Messung die Geschwindigkeit des strömenden Fluids durch die Beobachtung der mitbewegten Partikel misst, spricht man auch von einem indirekten Messverfahren. Damit die Seeding Partikel der Fluidströmung genau folgen, soll sich die Dichte der Partikel von der Fluiddichte geringstmöglich unterscheiden.

$U_s = d_p^2 \frac{(\rho_p - \rho)}{18 \cdot \eta} \cdot a \quad [\text{m/s}]$	<b>Glg 5-3</b>
--	----------------

$U_s$  ... Geschwindigkeitsdifferenz [m/s]

$d_p$  ... Partikeldurchmesser [mm]

$\rho_p$  ... Partikeldichte [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho$  ... Fluiddichte [kg/m<sup>3</sup>]

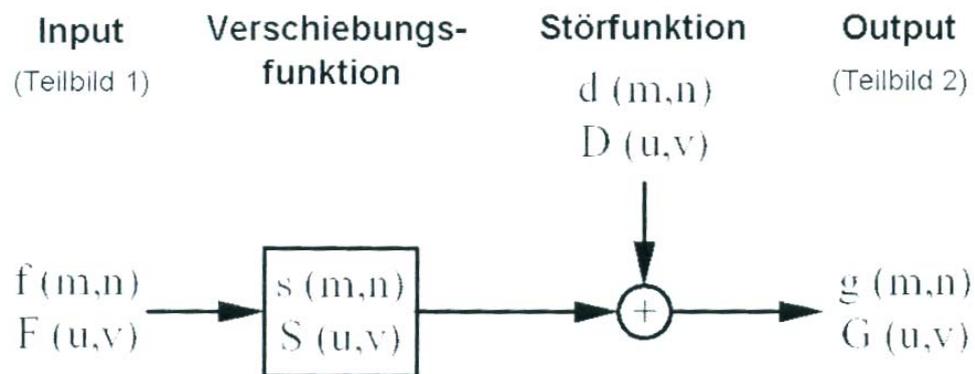
$a$  ... Beschleunigung des Fluids [m/s<sup>2</sup>]

Da sich in Glg.5-3 der Partikeldurchmesser mit dem Quadrat auf die Geschwindigkeitsdifferenz auswirkt, sollte dieser Durchmesser möglichst klein gewählt werden. Mit kleiner werdendem Durchmesser verringert sich aber die Menge des reflektierten Lichts. Da für einen guten Kontrast ein hohes Reflexionsvermögen der

Partikel erforderlich ist, muss man bei der Messung einen Kompromiss zwischen gutem Bildkontrast und geringer Geschwindigkeitsdifferenz finden. Krenn [8]

### 5.3.3 Kreuzkorrelation

Die durch die CCD-Kamera angefertigten Doppelbilder müssen vom PIV-Prozessor in zweidimensionale Vektorfelder konvergiert werden. Dazu werden die beiden Aufnahmen in Interrogation Areas unterteilt, deren Größe man in Pixel angibt. Innerhalb der einzelnen Interrogation Area werden beide Bilder kreuzkorreliert, um den durchschnittlichen Verschiebungsvektor zu bestimmen.



**Abbildung 5-16** Digitales Signalverarbeitungsmodell mit dem der Zusammenhang zwischen den beiden Teilbildern beschrieben wird [9]

Im Signalverarbeitungsmodell beschreibt die Eingangsfunktionen  $f(m,n)$  die Lichtintensität in der Interrogation Area des Teilbildes 1 zum Zeitpunkt  $t$  und die Ausgangsfunktion  $g(m,n)$  jene in der Interrogation Area des Teilbildes 2 zum Zeitpunkt  $t+\Delta t$ .

Ziel der PIV ist es, die Verschiebungsfunktion aufgrund der gemessenen Werte von  $f(m,n)$  und  $g(m,n)$  zu bestimmen. Dafür wird das statistische Verfahren der Kreuzkorrelation angewendet:

$\Phi_{fg}(m,n) = \sum_{k=-\infty}^{k=\infty} \sum_{l=-\infty}^{l=\infty} f(k,l) \cdot g(k+m,l+n)$	<b>Glg 5-4</b>
--	----------------

$m,n$  ... Pixelkoordinaten

Wir betrachten in unserem Fall nur die Relativwerte der Kreuzkorrelationsfunktion. Stehen sehr viele Partikel des ersten Teilbildes in Zusammenhang mit Partikel des

zweiten Bildes, dann erhält man einen hohen Korrelationswert. Die Übereinstimmung der beiden Funktionen  $f(m, n)$  und  $g(m, n)$  ist groß und man bezeichnet das als true correlation. Herrscht aber nur eine Übereinstimmung von einem Partikel zwischen den Teilbildern, dann ist der Korrelationswert niedrig, was man als random correlation bezeichnet. Krenn [8]

#### **5.3.4 Vorteile und Nachteile der PIV**

Die Vorteile der PIV sind:

- Berührungslose optische Messmethode
- Messung von stationären und instationären Strömungen
- Das Geschwindigkeitsfeld der Strömung wird über in seiner ganzen Ebene innerhalb einer kurzen Zeitspanne erfasst
- Dreidimensionale Strömungen sind durch Erweiterung des Systems mit einer zweiten Kamera messbar

Die Nachteile der PIV sind:

- Messobjekte und das Fluid müssen optisch transparent sein
- Für die Messung müssen dem Fluid spezielle Partikel zugemischt werden
- Räumliche Auflösung ist abhängig vom Abbildungsmaßstab und von der Pixelanzahl
- Bildwiederholfrequenz durch die Kamera limitiert

### 5.3.5 Durchführung der PIV-Messung

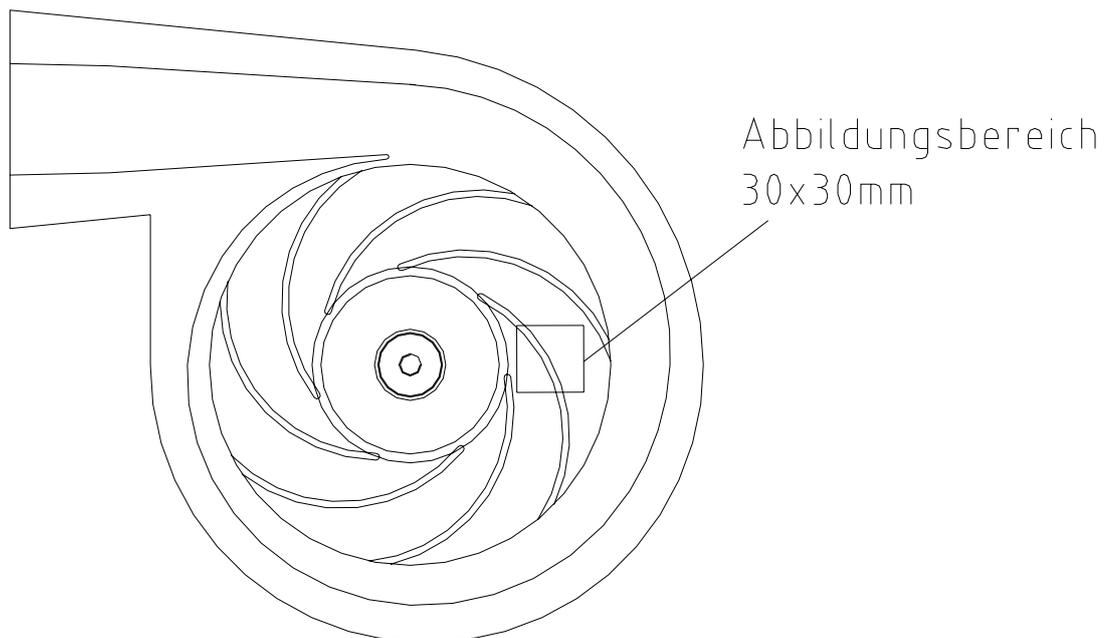
Für die PIV-Messung am Pumpenprüfstand wurden folgende Komponenten verwendet:

- Dantec PIV Equipment bestehend aus
- Dantec PIV-Processor 2100
- New Wave Research Minilaser III/15Hz Nd:YAG-Laser, 532nm/100mJ/6ns
- Kodak Megaplug ES 1.0 CCD Kamera

Für die Geschwindigkeitsmessung wurde dem Wasser folgende Partikel beigemischt:

- Polyamid Seedingpartikel  $\rho=1,016\text{g/cm}^3$ ,  $d_{50}=45\mu\text{m}$

Die Kamera wurde so positioniert, dass man die Spaltströmung zwischen der Laufraddeckscheibe und der Gehäusewand in der Spaltmitte analysieren kann.



**Abbildung 5-17 Kameraanordnung für die Spaltströmung [8]**

Die Bildwiederholfrequenz wurde abhängig von der Laufraddrehzahl in einem Bereich zwischen 50 und 80  $\mu\text{s}$  bestimmt. Die Drehzahl wurde von 20 Hz ( $590\text{min}^{-1}$ ) in 5 Hz

Schritten bis 50 Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) gesteigert und der Durchfluss im Spaltraum für den jeweiligen Bestpunkt eingestellt.

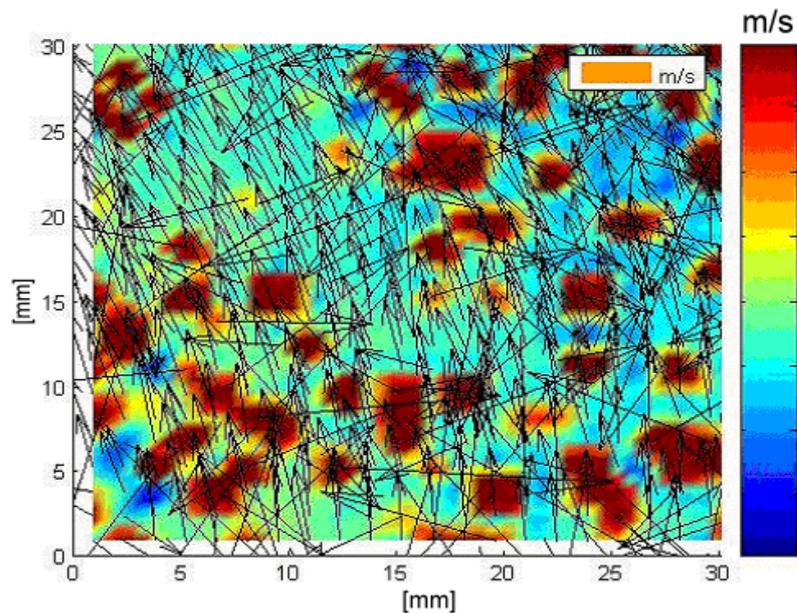
Die beiden von der Kamera aufgezeichneten Bilder wurden mit der Software Flow Manager in Vektorfelder konvergiert.

Der Abbildungsbereich beträgt  $30\times 30\text{mm}$  –siehe Abb.5-17.

Es wurden folgende Geschwindigkeitsfelder der Absolutgeschwindigkeit im Spalraum dargestellt.

- Geschwindigkeitsfeld im Bestpunkt des neuen Laufrades bei 50Hz - Abb.5-18
- Geschwindigkeitsfeld im Bestpunkt des bestehenden Laufrades bei 50Hz - Abb.5-19
- Geschwindigkeitsfeld im Teillastpunkt des neuen Laufrades bei 50Hz und einem Durchfluss von  $Q=2\text{l/s}$  - Abb.5-20

Die Höhe der Absolutgeschwindigkeit kann in den Diagrammen anhand der nebenstehenden Geschwindigkeitsskala bestimmt werden. Die Vektoren in den Geschwindigkeitsfeldern kennzeichnen die Strömungsrichtung.



**Abbildung 5-18 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom neuen Laufrad bei 50 Hz**

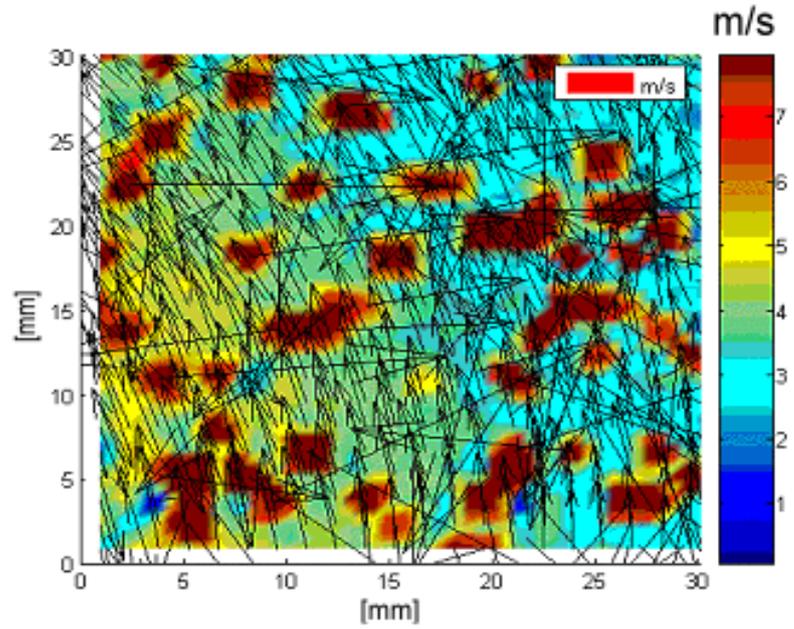


Abbildung 5-19 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom bestehenden Laufrad bei 50 Hz

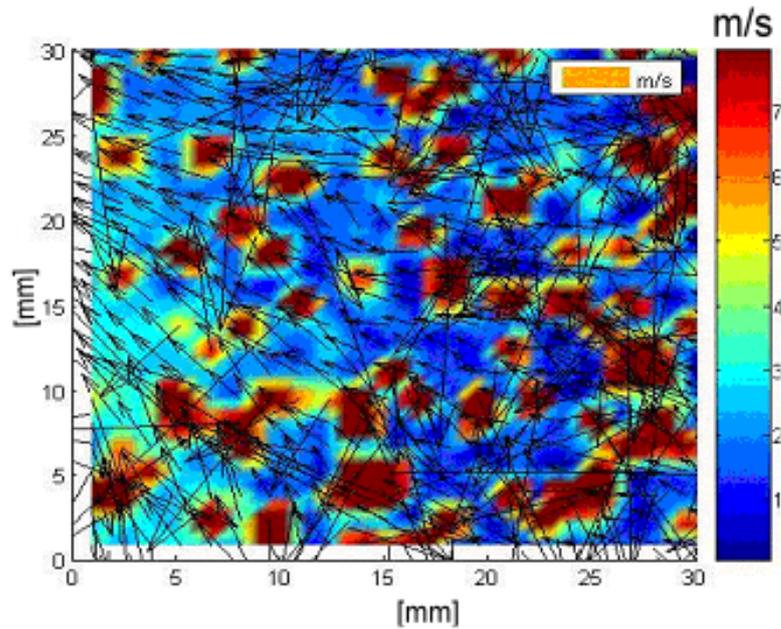


Abbildung 5-20 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom neue Laufrad bei 50 Hz im Teillastbereich mit einem Durchfluss von  $Q=2l/s$

### 5.3.6 Interpretation der Messergebnisse

In den Bestpunkten bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) ist die Verteilung der Absolutgeschwindigkeit des neuen und des bestehenden Laufrades sehr ähnlich – siehe Abb. 5-18/19. Die durchschnittliche Absolutgeschwindigkeit beider Laufräder liegt bei ca. 4 m/s. Mit zunehmendem Radius nimmt die Absolutgeschwindigkeit beider Laufräder ab. Die Vektoren der Absolutgeschwindigkeit sind beim neuen und beim bestehenden Laufrad radial leicht nach außen gerichtet. Diese Richtungstendenz ist radiusunabhängig und widerspricht der Annahme einer Spaltströmung.

In Abb. 5-20 wurde bei einer Drehzahl von 50 Hz der Volumenstrom auf 2l/s gedrosselt, um einen Teillastpunkt zu messen. Ein Großteil der Absolutgeschwindigkeitsvektoren hat sich dadurch auf 1 m/s verringert. Auch hier nimmt die Absolutgeschwindigkeit radial nach außen ab. Es sind nun aber die meisten Vektoren der Absolutgeschwindigkeit radial nach innen gerichtet.

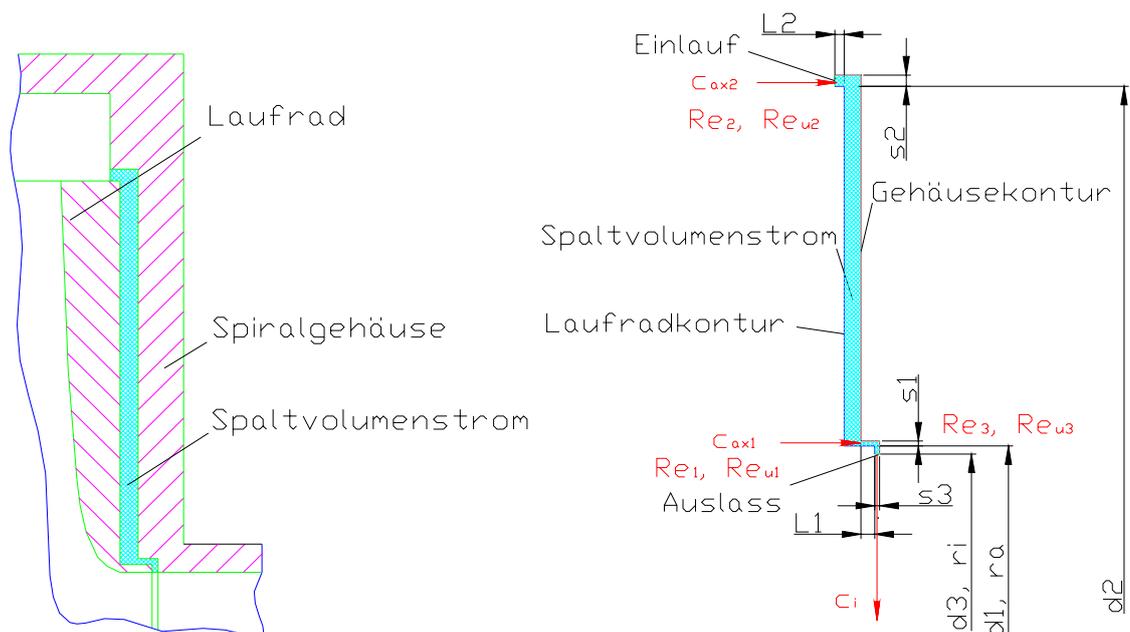
Zusammenfassend kann man feststellen, dass durch die PIV-Messung keine klare Aussage über die Spaltströmung getroffen werden kann. Man stößt hier an die Grenzen der PIV-Messung.

Die Spaltströmung ist aufgrund der Laufradrotation und der Geometrie des Radseitenraumes stark turbulent und räumlich. Bei der PIV-Messung betrachtet man allerdings nur einen ebenen Abbildungsbereich, wodurch die Geschwindigkeitsverteilung in Spalttiefe nicht erfasst wird.

Dies hat bei der Korrelation den Verlust an zusammengehörigen Partikelpaaren zur Folge. Dabei bewegen sich die Partikel sowohl in x, y-Richtung (In Plane) und vor allem in z-Richtung (Out-Of-Plane) aus dem Messvolumen heraus. Da der mittig betrachtete Spalt mit 3,5 mm, im Vergleich zu einer Laufradkanalmessung, sehr schmal ist, könnte auch die Reflexion der, dahinter rotierenden, Deckscheibe bei der Belichtung die Messung verfälschen.

## 5.4 Analytische Berechnung der Spaltströmung

Da die PIV-Messung der Spaltströmung zwischen der Deckscheibe und dem Spiralgehäuse kein eindeutiges Ergebnis lieferte, wurde in diesem Kapitel der Spaltvolumenstrom im Bestpunkt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) und einem Gesamtvolumenstrom von  $5\text{l/s}$  mit Hilfe der Abschätzungsformeln von Gülich [2] ermittelt.



**Abbildung 5-21 Skizze des Radseitenraumes zwischen Laufrad und Gehäuse**

Auslegungsdaten:

$$\begin{aligned}
 d_1 &:= 86\text{mm} & r_a &:= \frac{d_1}{2} & r_a &= 43\text{mm} & s_1 &:= 0.5 \cdot \text{mm} & L_1 &:= 4.5 \cdot \text{mm} & v &:= 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \\
 d_2 &:= 179 \cdot \text{mm} & & & & & s_2 &:= 3.5 \cdot \text{mm} & L_2 &:= 2.35 \cdot \text{mm} & & \\
 d_3 &:= 80 \cdot \text{mm} & r_i &:= \frac{d_3}{2} & r_i &= 40\text{mm} & s_3 &:= 0.5 \cdot \text{mm} & L_3 &:= r_a - r_i & L_3 &= 3\text{mm} \\
 \text{Förderhöhe:} & H &:= 10 \cdot \text{m} & R_G &:= 0.75 & & L_{\text{sp}} &:= L_1 + L_3 + s_3 & L_{\text{sp}} &= 8\text{mm} & & \\
 \text{Drehzahl:} & n &:= 1450 \cdot \text{min}^{-1} & & & & & & & & & \\
 \text{Durchfluss:} & V &:= 5 \cdot \frac{1}{\text{s}} & & & & & & & & & 
 \end{aligned}$$

Man unterteilt den Radseitenraum in radiale und axiale Bereiche. Während bei axialer Spaltströmung der Radius konstant bleibt, ändert sich dieser bei einer radialen Spaltströmung. Wie in Abb. 5-21 ersichtlich, gelangt der Spaltvolumenstrom, aufgrund der Druckdifferenz, über den axialen Einlauf zum radialen Abschnitt zwischen dem rotierenden Laufrad und dem Gehäuse. Durch die Rotation des Laufrades wird der Spaltströmung zusätzlich eine Umfangsströmung überlagert. Der untere Dichtspalt setzt sich wieder aus einem axialen und einem radialen Abschnitt zusammen. Die folgende Druckverlustberechnung betrachtet die einzelnen Spaltabschnitte als seriell geschaltete Widerstände.

Aufgrund der rotierenden Laufradkontur wird neben der Reynoldszahl für die axiale und radiale Spaltströmung auch noch die Umfangs-Reynoldszahl definiert:

$\text{Re}_u = \frac{2s \cdot u}{\nu}$ <p><math>s</math> ... Spaltweite [mm]  <math>u</math> ... Umfangsgeschwindigkeit [m/s]</p>	<b>Glg 5-5</b>
---	----------------

Für den radialen Dichtspalt erhält man:

$\text{Re}_u = \frac{2s\omega \cdot r_a}{\nu} \sqrt{a_r}$ <p><math>a_r</math> ... Radiusverhältnis am Laufradmund</p>	<b>Glg 5-6</b>
---	----------------

Bei turbulenter Strömung ist der Reibungsbeiwert  $\lambda$  vom Verhältnis zwischen der Umfangsgeschwindigkeit und der Axial- bzw. Radial-Reynoldszahl abhängig. Man ermittelt zuerst den Reibungsbeiwert  $\lambda_0$  des stillstehenden Rotors:

$\lambda_0 = \frac{0.31}{\left\{ \log \left( A + \frac{6.5}{\text{Re}} \right) \right\}^2}$ <p><math>A</math> ... Konstante [ ]</p>	<b>Glg 5-7</b>
---	----------------

Den Reibungsbeiwert des rotierenden Rotors erhält man aus folgendem Verhältnis:

$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \left\{ 1 + 0.19 \left( \frac{\text{Re}_u}{\text{Re}} \right)^2 \right\}^{0.375}$	<b>Glg 5-8</b>
--	----------------

Für die Druckdifferenz bei einer radial einwärts strömenden Leckage gilt folgender Zusammenhang:

---



## 6 Modifizierung des Radseitenraumes

Die bisherigen Messungen deuteten auf einen nicht unerheblichen Spaltvolumenstrom im Radseitenraum zwischen Deckscheibe und Gehäuse hin. Im vorigen Kapitel wurde dieser Spaltvolumenstrom analytisch abgeschätzt. Dieser Spaltvolumenstrom hat insbesondere bei kleinen Laufrädern einen erheblichen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Pumpe.

Zur Reduktion des Spaltvolumenstromes gibt es folgende Möglichkeiten:

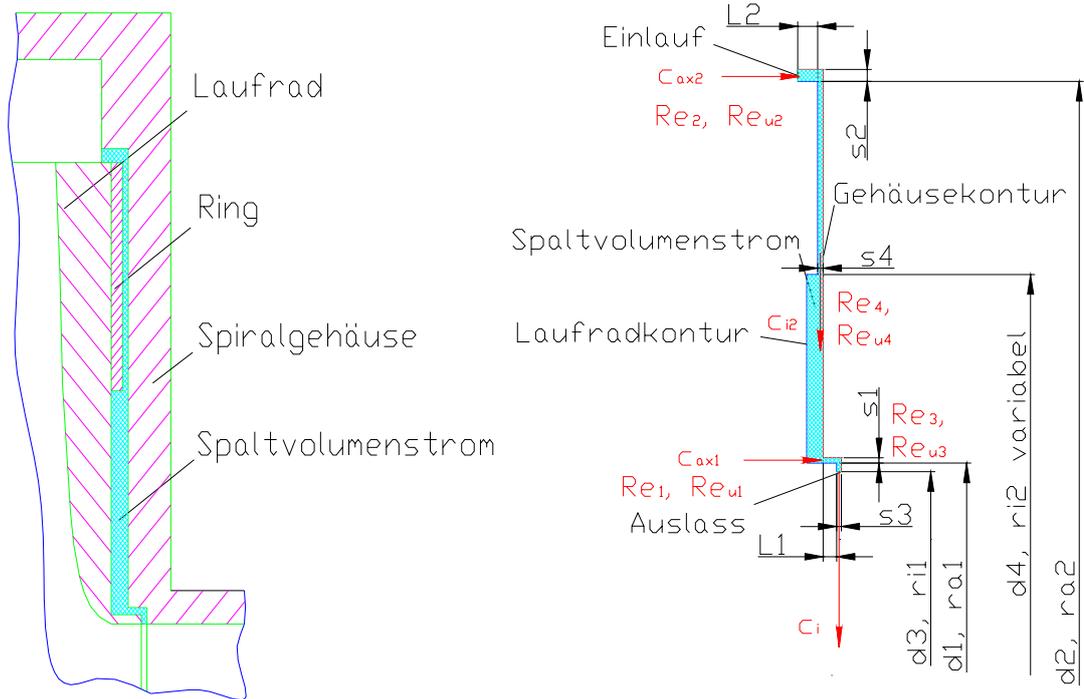
- Modifikation des Axialspaltes am Laufradeintritt
- Profilierung der Dichtflächen
- Zusätzliche Ringscheibe an der Laufraddeckscheibe

Der Axialspalt zwischen dem Saugrohr und dem Saugmund des Laufrades konnte bei dieser Pumpe nicht reduziert werden. Ebenso konnte aus fertigungstechnischen Gründen keine Profilierung der Dichtflächen durchgeführt werden, womit nur die dritte Möglichkeit bestehen bleibt.

Deshalb wurde in diesem Kapitel untersucht, wie stark der Volumenstrom durch eine Reduktion der Spaltweiten, zwischen Laufrad und Gehäuse, mit einer zusätzlichen Ringscheibe reduziert werden kann.

### **6.1 Analytische Berechnung der Spaltströmung mit Ringscheibe**

Es wurde, wie im Kap. 5-4 beschrieben, mit Hilfe der Abschätzungsformeln von Gülich [2], die Abhängigkeit der Spaltströmung von der Spaltweite bei 50 Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) und einem Gesamtvolumenstrom von 5 l/s ermittelt. Dabei sollte durch die, zusätzlich an der Deckscheibe angebrachte, Ringscheibe die Spaltströmung reduziert werden – siehe Abb. 6-1.



**Abbildung 6-1 Skizze des Radseitenraumes zwischen Laufrad mit Ringscheibe und Gehäuse**

Spaltstrom:

$$d_1 := 86\text{mm} \quad r_a := \frac{d_1}{2} \quad r_a = 43\text{mm} \quad s_1 := 0.5 \cdot \text{mm} \quad L_1 := 4.5 \cdot \text{mm} \quad v := 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$d_2 := 179 \cdot \text{mm} \quad s_2 := 3.5 \cdot \text{mm} \quad L_2 := 2.35 \cdot \text{mm}$$

$$d_3 := 80 \cdot \text{mm} \quad r_i := \frac{d_3}{2} \quad r_i = 40\text{mm} \quad s_3 := 0.5 \cdot \text{mm} \quad L_3 := r_a - r_i \quad L_3 = 3\text{mm}$$

Variable Größen:  $L_{sp} := L_1 + L_3 + s_3 \quad L_{sp} = 8\text{mm}$

Durchmesser  $d_4$  und Spaltweite  $s_4$

Förderhöhe:  $H := 10 \cdot \text{m} \quad R_G := 0.75$

Drehzahl:  $n := 1450 \cdot \text{min}^{-1}$

Durchfluss:  $V := 5 \cdot \frac{1}{\text{s}}$

In der mit dem Programm Mathcad durchgeführten Iterationsrechnung wurde die Abhängigkeit des Spaltvolumenstromes von der Spaltweite  $s_4$  und vom Ringinnendurchmesser  $d_4$  ermittelt.

- Spaltvolumenstrom mit einer Ringscheibe mit 0,2mm Spaltweite und variablem Innendurchmesser  $d_4$ :

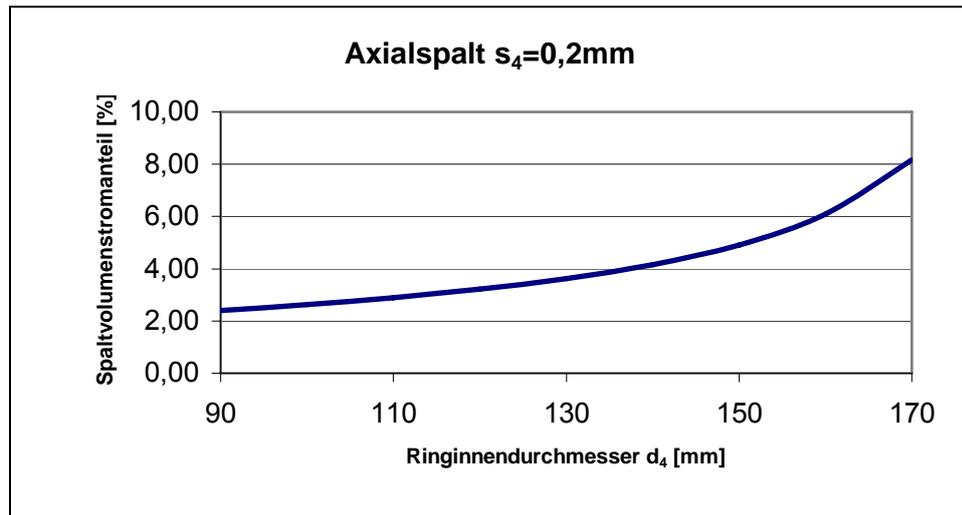


Abbildung 6-2 Abhängigkeit des Spaltstromes vom Ringinnendurchmesser

- Spaltvolumenstrom mit einer Ringscheibe mit 130 mm Innendurchmesser und variabler Spaltweite:

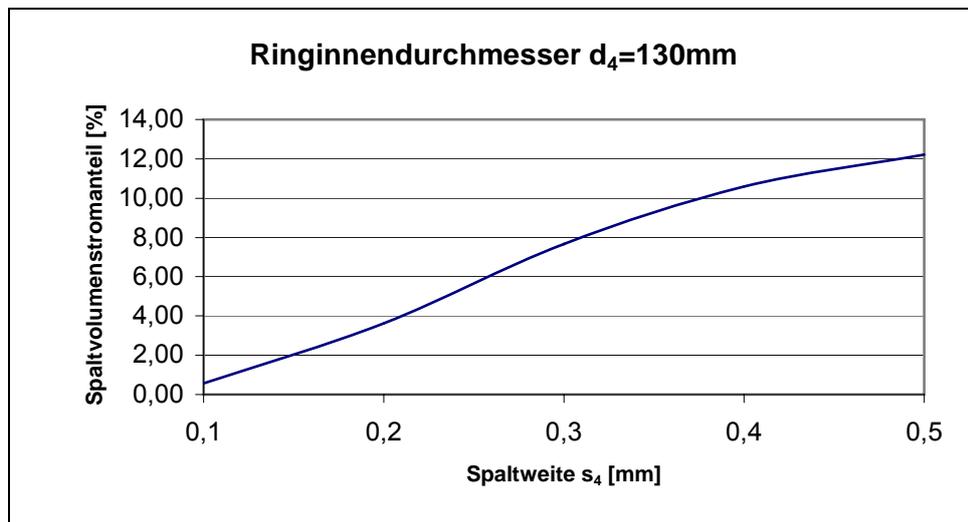


Abbildung 6-3 Abhängigkeit des Spaltstromes vom Axialspalt

Wie aus den Diagrammen Abb.6-2/3 ersichtlich ist, kann der Spaltvolumenstrom durch den Einsatz einer zusätzlichen Ringscheibe verringert werden. In Abb.6-2 wurde bei konstanter Spaltweite von 0,2mm durch die Änderung des Ringscheibeninnendurchmessers die Länge des Dichtspaltes variiert. Der Spaltvolumenstrom steigt erst bei einem Ringscheibeninnendurchmesser von ca. 150mm stark an.

In Abb.6-3 wurde der Ringinnendurchmesser mit 130mm festgelegt und die Spaltweite variiert. Der Spaltvolumenstromverlauf steigt mit zunehmender Spaltweite stetig an und flacht erst bei einer Spaltweite von ca. 0,5mm ab.

Aus den Abb.6.2 und 6.3 ist erkennbar, dass der Spaltvolumenstrom weniger durch die Spaltlänge, sondern viel stärker durch die Spaltweite beeinflusst wird.

## **6.2 Simulation des Spaltstrommodells**

Aus der analytischen Berechnung der Spaltströmung ging hervor, dass der Spaltstrom durch die Verringerung der Spaltweiten mit einer zusätzlich angebrachten Ringscheibe deutlich reduziert werden kann.

Es wurde jetzt versucht, mit einer numerischen Simulation den Druckabbau im Radseitenraum zu untersuchen. Dafür wurden in diesem Kapitel drei zweidimensionale Modelle des Radseitenraumes mit unterschiedlicher Ringscheibengeometrie entworfen. Das Ziel dieser stationären Simulationen war, den Anteil der Ringscheibe am Druckabbau im Radseitenraum zu analysieren. Für die numerische Strömungssimulation wurde das Programmpaket Fluent 6.2 mit dem Preprocessor Gambit eingesetzt.

### **6.2.1 Durchführung der Simulation**

Im Preprocessor Gambit wurden drei Varianten mit verschiedenen Ringscheiben an der Deckscheibe für die Simulation in Fluent erstellt und vernetzt.

Es sollte die Möglichkeit einer späteren PIV-Messung im Laufrad bestehen bleiben. Deshalb wurde der Innendurchmesser der Ringscheibe mit 160 mm festgelegt. Die Modelle wurden dann in Fluent zweidimensional und stationär numerisch berechnet. Um den Einfluss der Randbedingungen am Ein- und Austritt zu reduzieren, wurden an diesen Stellen Ein- und Auslassstrecken modelliert.

Als Randbedingungen wurden die statischen Drücke am Ein- und Austritt mit 1bar und 0bar festgelegt. Die resultierende Druckdifferenz von 1bar zwischen Ein- und Austritt

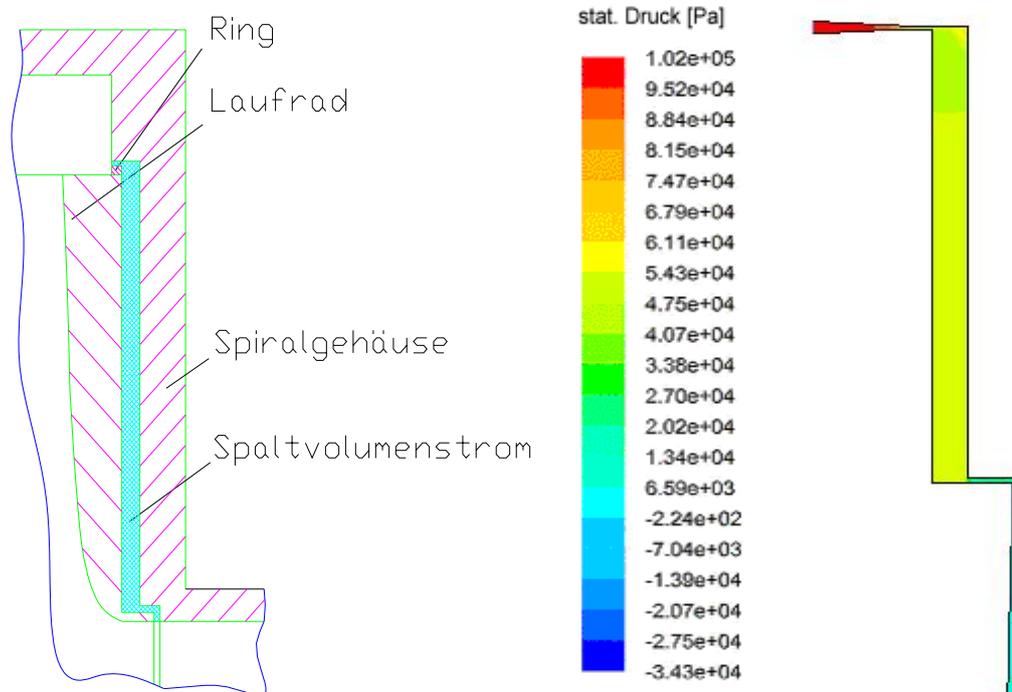
entspricht der gemessenen Druckdifferenz beider Laufräder im Bestpunkt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ). Als Medium wurde Wasser gewählt. Die stationäre Berechnung erfolgte mit der Solvereinstellung „segregated solver“. Für die räumliche Diskretisierung wurde die „second order upwinding“ Methode angewandt; die Druckkorrektur erfolgte mit dem „simple“ – Algorithmus. Als Turbulenzmodell wurde das  $k-\omega$  SST – Modell verwendet. Als Kennzahlen für das Turbulenzmodell wurden für die hydraulischen Durchmesser am Ein- und Austritt die entsprechenden Spaltweiten und der Turbulenzgrad mit 5% und 8% festgelegt.

- Variante 1 mit einem Kreisring nur am Umfang der Deckscheibe und einer radialen Spaltweite von 0,3 mm.

Vernetzungstyp	Anzahl der Elemente	Dimensionsloser Wandabstand $y^+$
Quad/Map	7780	$y^+ < 21,3$

**Tabelle 6-1 Vernetzung – Modellvariante 1**

Obwohl bei dieser Modellvariante durch den Kreisring nur der radiale Dichtspalt reduziert wurde, konnte das Druckgefälle von 1bar um ca. 47% abgebaut werden kann – siehe Abb.6-4.



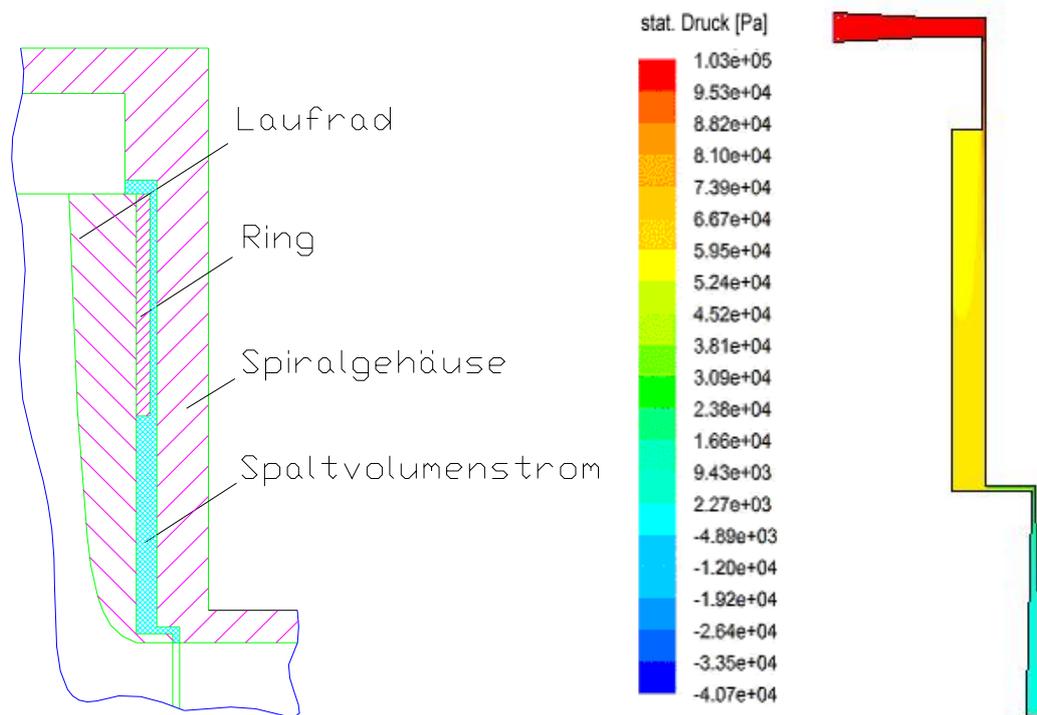
**Abbildung 6-4 Modellvariante 1 mit Druckverteilung**

- Variante 2 mit Ringscheibe an der Stirnfläche der Deckscheibe und einer axialen Spaltweite von 0,5mm.

Vernetzungstyp	Anzahl der Elemente	Dimensionsloser Wandabstand $y^+$
Quad-Map	7650	$y^+ < 34,9$

**Tabelle 6-2 Vernetzung – Modellvariante 2**

Bei diesem Modell betrug der Druckabbau durch die Ringscheibe ca. 48% - siehe Abb. 6-5.



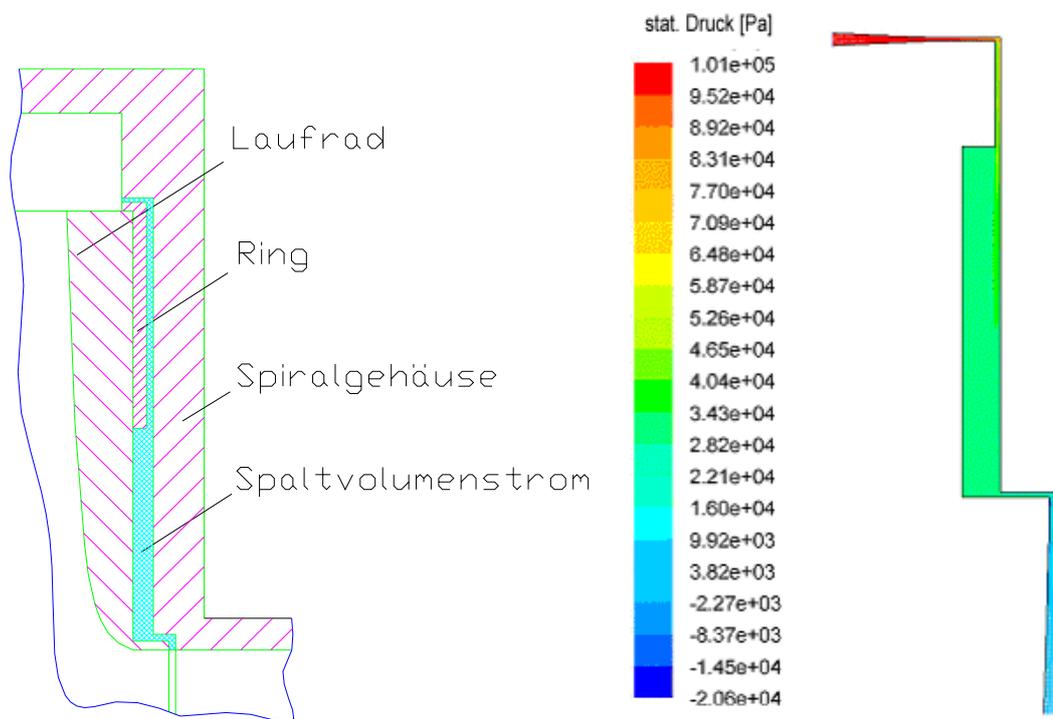
**Abbildung 6-5 Modellvariante 2 mit Druckverteilung**

- Variante 3 mit Aufsetzring an der Stirnfläche und an der Umfangsfläche der Deckscheibe. Die radiale Spaltweite am Umfang beträgt 0,3mm und die axiale Spaltweite an der Stirnfläche ist mit 0,5mm festgelegt worden.

Vernetzungstyp	Anzahl der Elemente	Dimensionsloser Wandabstand $y^+$
QuadMap	7180	$y^+ < 2,9$

**Tabelle 6-3 Vernetzung – Modellvariante 3**

Wie in Abb. 6-6 ersichtlich konnte mit dieser Ringscheibe das Druckgefälle um ca. 60% abgebaut werden.



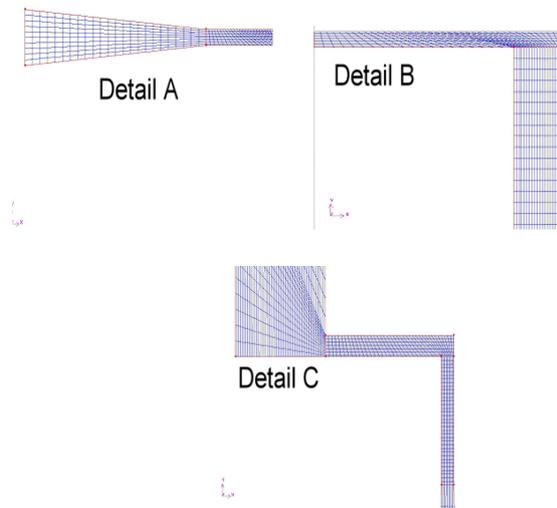
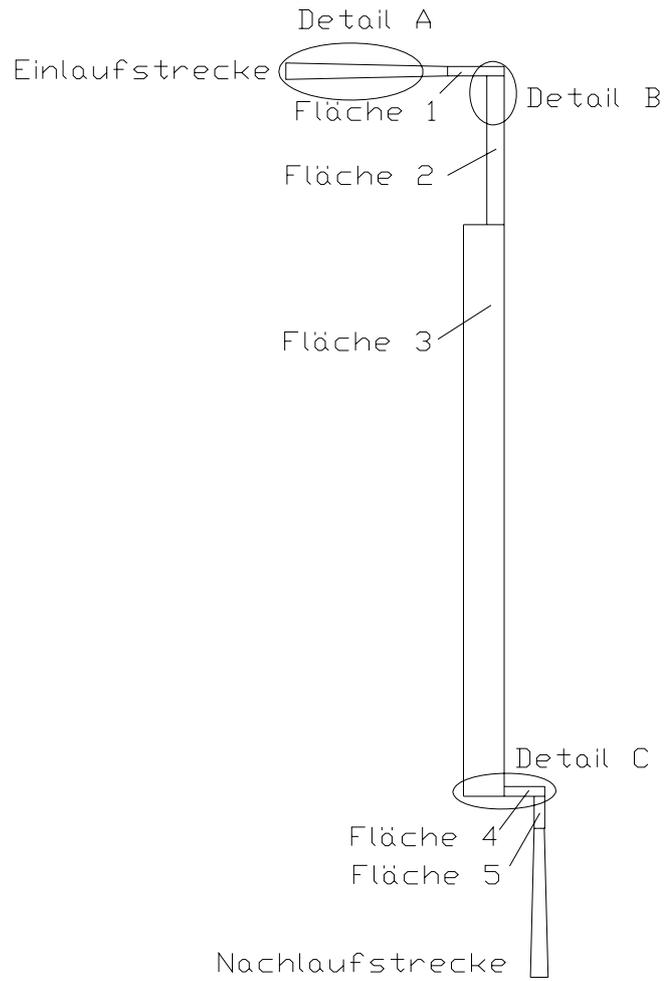
**Abbildung 6-6 Modellvariante 3 mit Druckverteilung**

Der Spaltvolumenstrom konnte mit der dritten Variante am stärksten reduziert werden. Bei der ersten Variante war der Druckabbau durch die Ringscheibe am kleinsten. Folge dessen wurde für das neue und das alte Laufrad eine Ringscheibe aus PMMA, entsprechend der dritten Variante, im Labor gefertigt und in weiterer Folge wiederum die Wirkungsgrade und Förderhöhen am Pumpenprüfstand ermittelt – siehe Kapitel 8.

Es stellte sich heraus, dass sowohl aus fertigungs-, materialtechnischen und betrieblichen Gründen die vorgesehenen Spaltweiten nicht eingehalten werden konnten. Deshalb wurde der Axialspalt auf 1,2 mm und der Radialspalt auf 0,4 mm vergrößert. In Gambit wurden bei der dritten Modellvariante die ursprünglichen Spaltweiten auf die tatsächlichen Werte abgeändert. Das Spaltmodell setzt sich aus fünf verlinkten Flächen und den Ein- und Auslaufstrecken zusammen – siehe Abb.6-7.

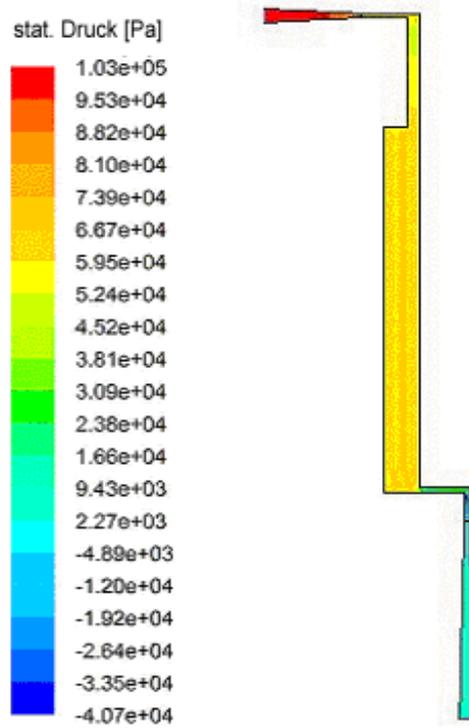
Vernetzungstyp	Anzahl der Elemente	Dimensionsloser Wandabstand $y^+$
Quad/Map	7100	$y^+ < 23,8$

**Tabelle 6-4 Vernetzung – Endgültiges Modell**



**Abbildung 6-7 Endgültiges Modell in Gambit**

Die numerische Simulation in Fluent lieferte folgendes Ergebnis für dieses abgeänderte Modell:



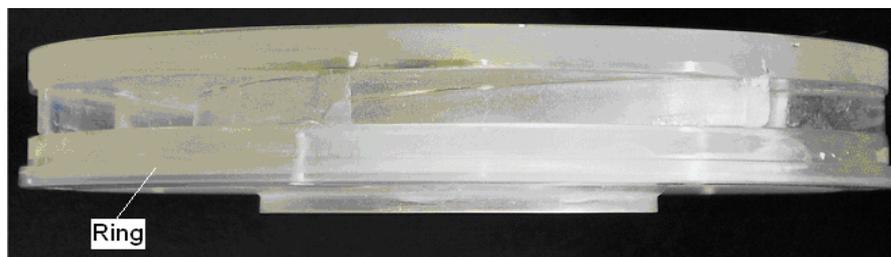
**Abbildung 6-8 Druckverteilung des endgültiges Modell**

In Abb. 6-8 ist ersichtlich, dass der Druck durch den Aufsatzring, trotz vergrößerter Spaltweiten, um ca. 40% abgebaut werden konnte.

## 7 Herstellung der Ringscheiben

Für das bestehende und das neue Laufrad wurden die Ringscheiben auf der Drehmaschine gefertigt. Dabei war das Ziel, den Spaltstrom beider Laufräder durch gleiche Spaltweiten anzugleichen. Beim Betrieb beider Laufräder mit Ringscheibe stellte sich heraus, dass die ursprünglich geplante radiale Spaltweite von 0,3mm und die axiale Spaltweite von 0,5mm aufgrund von Laufradunwuchten nicht realisierbar sind. So wurde der Axialspalt auf 1,2 mm und der Radialspalt auf 0,4 mm vergrößert. Die verhältnismäßig starke Vergrößerung der axialen Spaltweite hat mehrere Gründe. Aufgrund der Einspannung auf der Drehmaschine kann die schmale Umfangsfläche des Ringes mit einer höheren Genauigkeit, als die Stirnfläche gedreht werden. Eine weitere Ursache ist die Lagerkonsole und das Spiralgehäuse aus PMMA. Durch die, im Vergleich zu Stahl, geringere Festigkeit, besteht die Gefahr der Schiefstellung des Laufrades zum Gehäuse, wenn die Lagerschrauben unterschiedlich stark festgezogen werden. Dabei ist zu beachten, dass der Axialspalt von 1,2mm nur an einer Stelle am Umfang gemessen werden kann. Durch eine eventuelle Schrägstellung des Laufrades kann dieser Wert am Umfang deutlich variieren.

Aufgrund der größeren Unwucht des neuen Laufrades ist der axiale Spalt ca. 0,1mm größer, als beim alten Laufrad. Die Befestigung des Ringes erfolgte anfangs durch sieben M2 Schrauben an der Stirnseite der Deckscheibe. Da die Ringscheibe aber bei den anschließenden Messungen zwischen den einzelnen Befestigungsschrauben abhob, wurde der Ringscheibe an der gesamten Umfangsfläche der Deckscheibe geklebt.



**Abbildung 7-1 Neues Laufrad mit Ringscheibe – Seitenansicht**

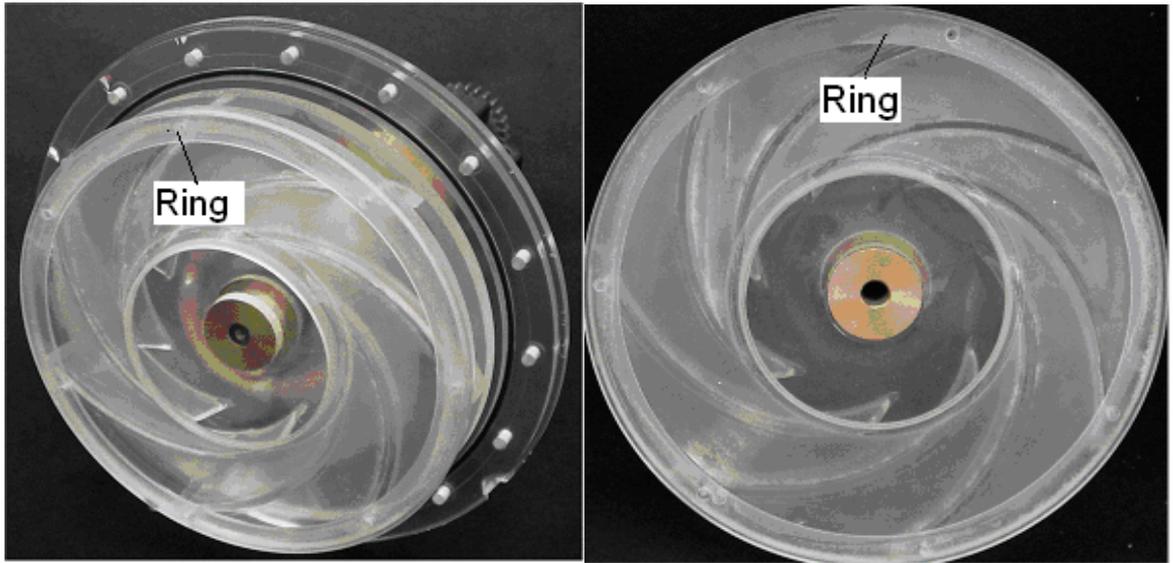


Abbildung 7-2 Neues Laufrad mit Ringscheibe

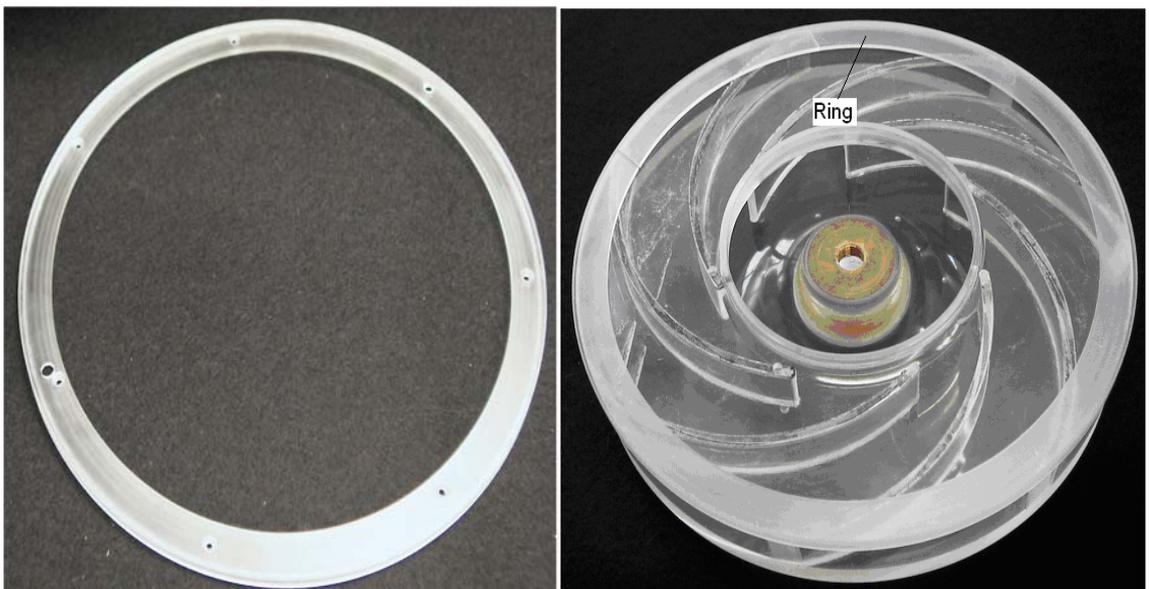


Abbildung 7-3 Ringscheibe mit Bohrungen und altes Laufrad mit Ringscheibe

## 8 Messung der modifizierten Laufräder

### 8.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau und die Anordnung der Messgeräte wurden unverändert von der Pumpenkennfeldmessung der Laufräder ohne Ringscheiben übernommen und sind in Kapitel 5.1 beschrieben.

### 8.2 Messungsdurchführung

#### 8.2.1 Pumpenkennfeld

Die Aufnahme der Pumpenkennlinien für den Frequenzbereich zwischen 20 und 50Hz (590 bis 1450min<sup>-1</sup>) in 5Hz Schritten erfolgte wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben. Im Bereich der maximalen Wirkungsgrade wurde bei den relevanten Drehzahlbereichen ab 40Hz (1178min<sup>-1</sup>) wieder die Schrittweite des Durchflusses zur genaueren Beschreibung auf 0,25 l/s verkleinert. Die fünf Messwerte pro Messpunkt wurden gemittelt.

Es wurden mit dem neuen und dem bestehenden Laufrad jeweils mit Ringscheibe folgende Messungen durchgeführt:

#### 8.2.2 Messergebnisse neues Laufrad mit Ringscheibe

Aus Vergleichsgründen wurden in den folgenden Diagrammen auch die Messwerte des neuen Laufrades ohne Ringscheibe dargestellt.

Es konnte durch die Ringscheibe eine Wirkungsgradsteigerung erzielt werden. Der Wirkungsgradvorteil des neuen Laufrades mit Ringscheibe nimmt jedoch mit steigender Drehzahl ab und verschwindet schließlich bei 50Hz (1450min<sup>-1</sup>). Die Bestpunkte liegen beim Laufrad mit Ringscheibe bei geringfügig kleineren Durchflüssen. Die Wirkungsgradkurven des Laufrades mit Ringscheibe fallen rechts vom Bestpunkt stärker ab – siehe Abb.8-1.

In Abb.8.2 wurden die Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades jeweils mit und ohne Ringscheibe bei 20Hz (590min<sup>-1</sup>) verglichen. Durch die Ringscheibe konnte hier der Wirkungsgrad um 6,5% gesteigert werden. Der Bestpunkt verschiebt sich geringfügig in Richtung kleinerer Durchflüsse.

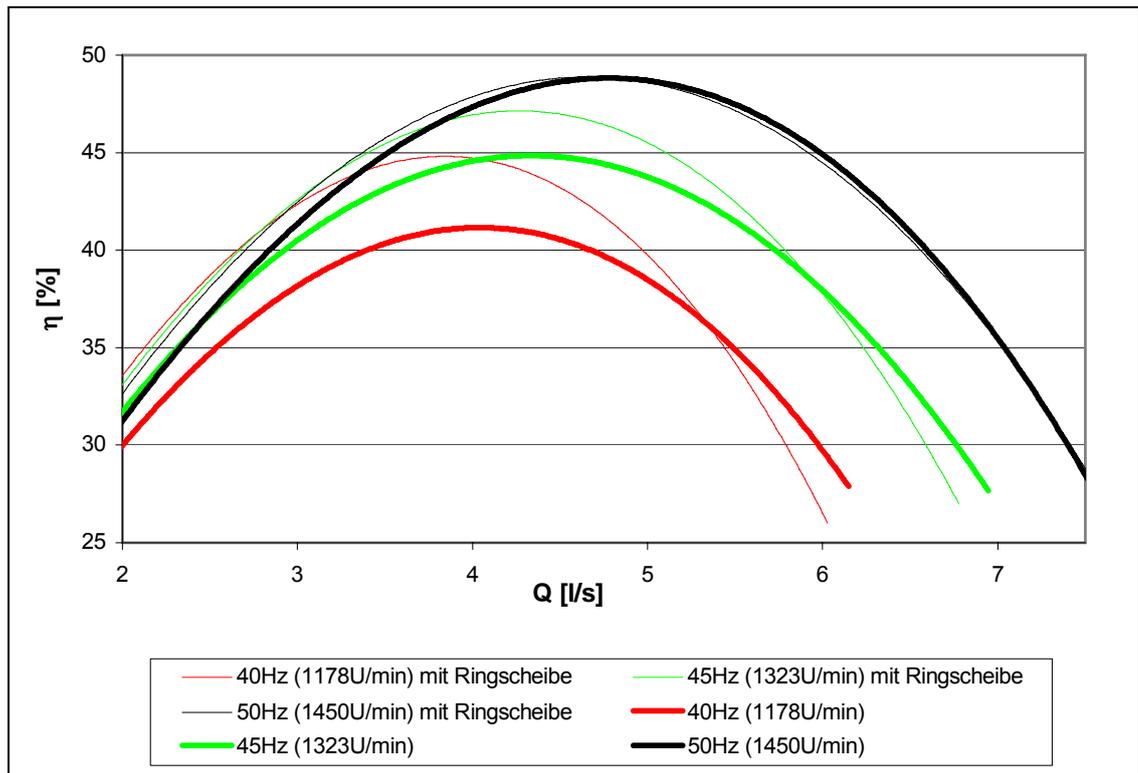


Abbildung 8-1 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min

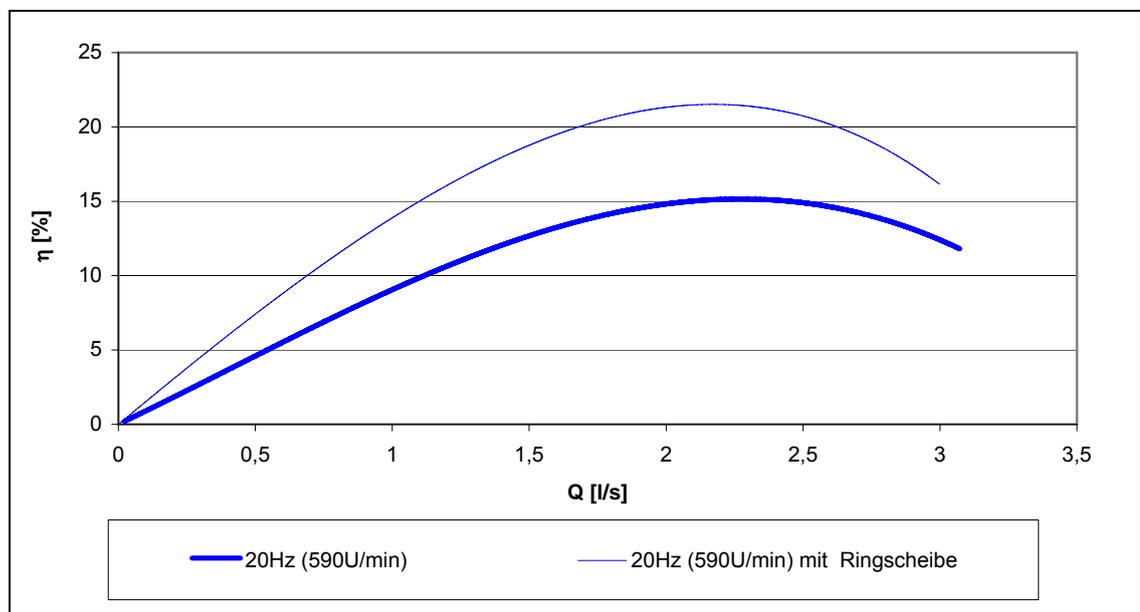
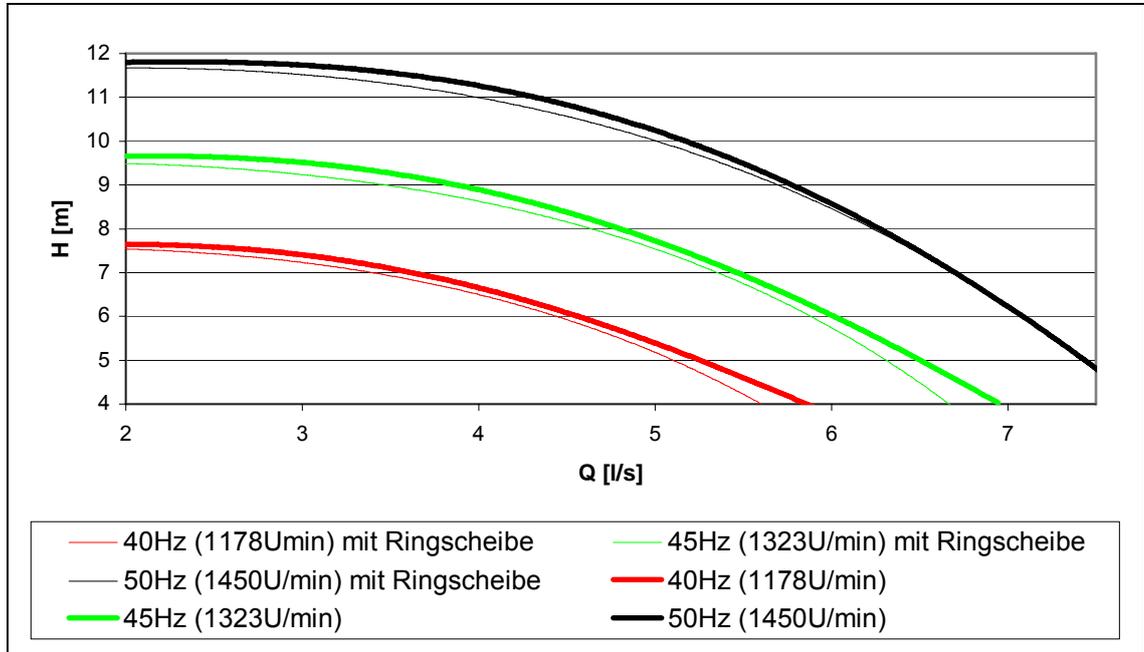


Abbildung 8-2 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei 20Hz (590min<sup>-1</sup>)

Die Ringscheibe hat nur bei höheren Drehzahlen einen Einfluss auf die Förderhöhe – siehe Abb.8-3.



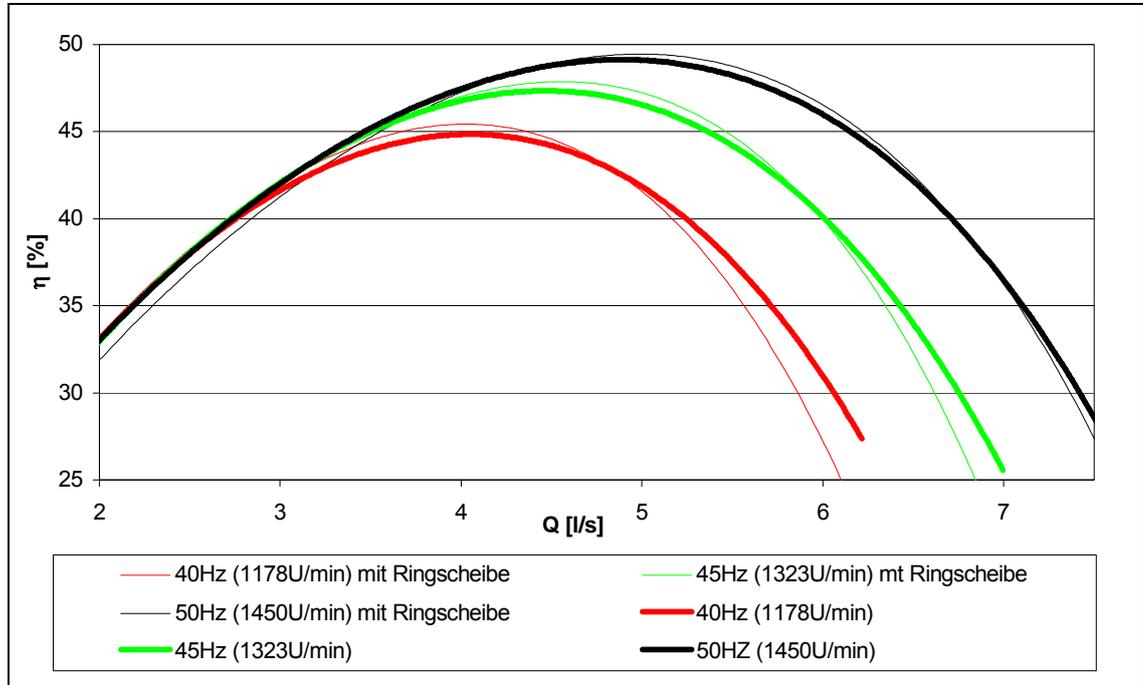
**Abbildung 8-3 Q-H - Kennlinien des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min**

Die Förderhöhe des Laufrades mit Ringscheibe liegt generell unter jener, des Laufrades ohne Ringscheibe und fällt bei großen Durchflüssen stärker ab.

Zusammenfassend kann man festhalten, dass die Wirkungsgrade des neuen Laufrades durch die zusätzliche Ringscheibe bei kleinen und mittleren Drehzahlen deutlich gesteigert werden konnten. Mit zunehmender Drehzahl nimmt der Wirkungsgradvorteil jedoch immer mehr ab. Die Bestpunkte verschieben sich etwas in Richtung kleinerer Durchflüsse. Eine Ursache dafür könnte der begrenzte Strömungsquerschnitt der Spirale sein, welcher größere Durchflüsse verhindert. Durch die Ringscheibe konnte jedoch bei allen Drehzahlen der Bereich mit hohen Wirkungsgraden verbreitert werden.

### 8.2.3 Messergebnisse des bestehenden Laufrads mit Ringscheibe

Aus Vergleichsgründen wurden in den folgenden Diagrammen auch die Messwerte des bestehenden Laufrades ohne Ringscheibe dargestellt.

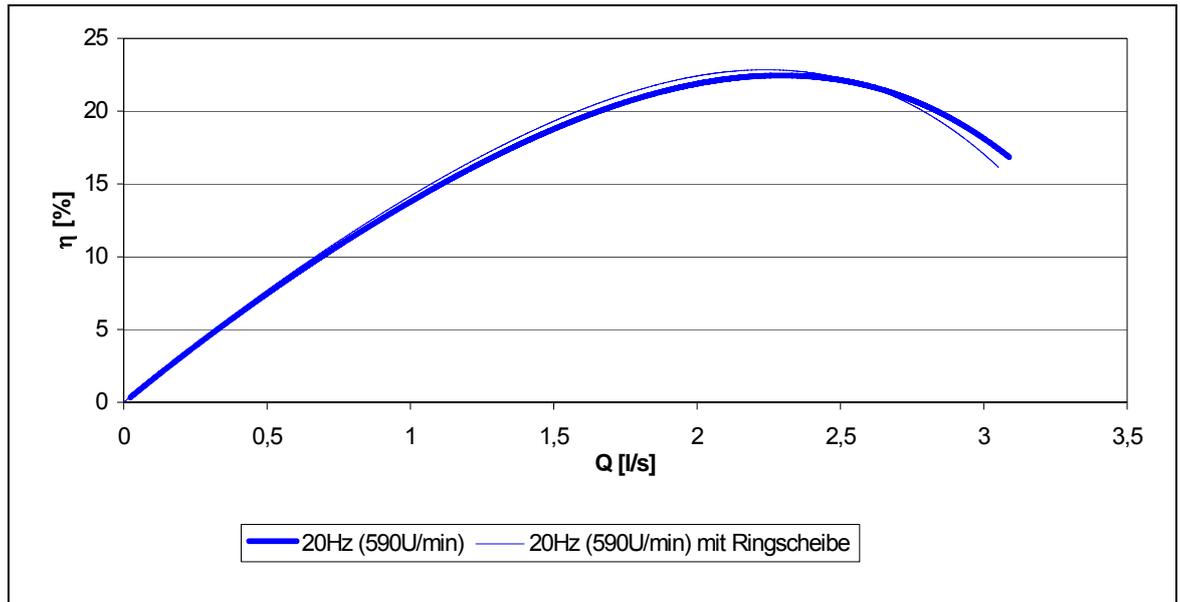


**Abbildung 8-4 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min**

Bei höheren Drehzahlen liegen die Wirkungsgrade des bestehenden Laufrades mit Ringscheibe nur zwischen 0,5 und 1% über jenem ohne Ringscheibe – siehe Abb. 8-4. Die Ringscheibe hat keinen Einfluss auf die Bestpunktlage

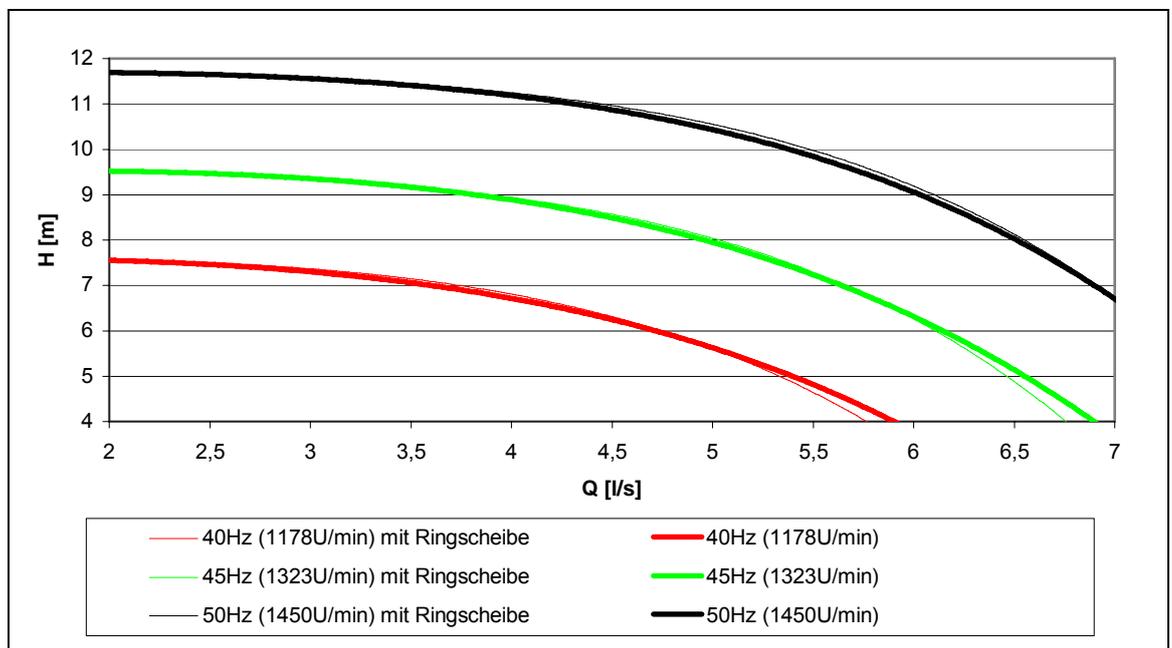
Bei zunehmenden Durchflüssen ist jedoch beim bestehenden Laufrad mit Ringscheibe ein größerer Abfall des Wirkungsgrades beobachtbar. Im Gegensatz zum neuen Laufrad, führt hier die Reduktion der Spaltverluste durch die Ringscheibe zu keiner nennenswerten Wirkungsgradsteigerung.

In Abb. 8.5 ist erkennbar, dass auch bei 20Hz im Bestpunkt die Wirkungsgradsteigerung nur 0,5% beträgt. Der Bestpunkt wird durch die Ringscheibe geringfügig in Richtung kleinerer Durchflüsse verschoben.



**Abbildung 8-5 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei 20Hz (590min<sup>-1</sup>)**

Da die Ringscheibe bei 20Hz (590min<sup>-1</sup>) keinen Einfluss auf die Förderhöhe hat, wurde in Abb. 8-6 nur die Q-H-Kennlinien bei höheren Drehzahlen dargestellt.

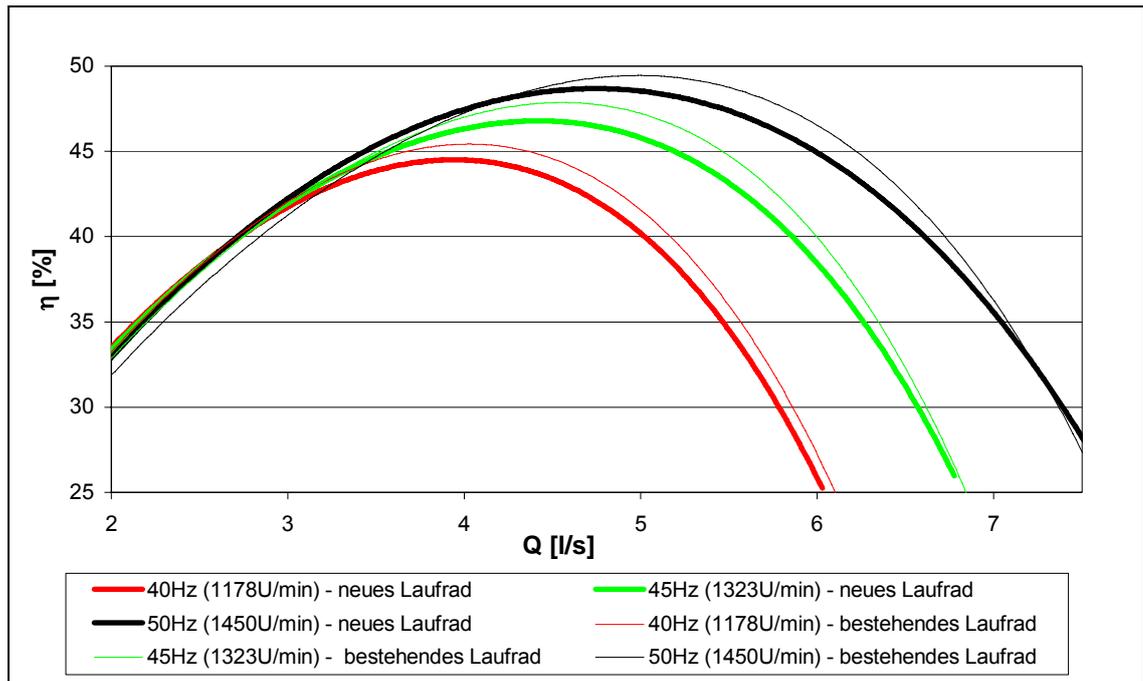


**Abbildung 8-6 Q-H - Kennlinie des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min**

Bei zunehmenden Durchflüssen ist beim bestehenden Laufrad mit Ringscheibe ein größerer Abfall der Förderhöhe beobachtbar.

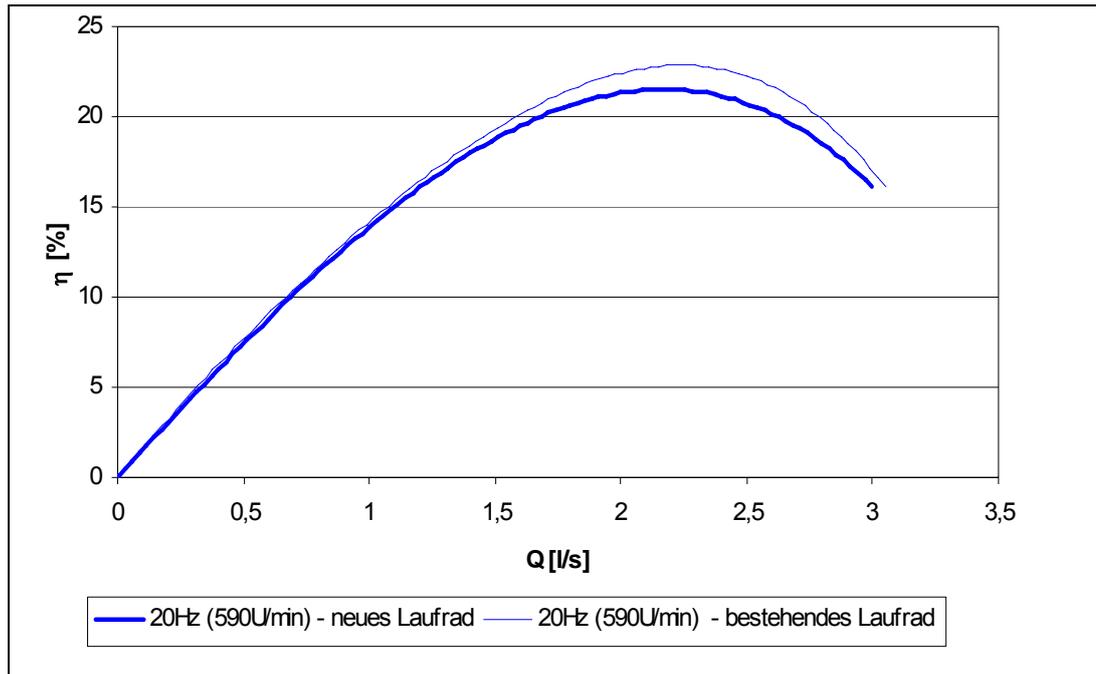
Offensichtlich ist beim bestehenden Laufrad der Einfluss der Spaltströmung, im Vergleich zum neuen Laufrad, geringer.

### 8.2.4 Vergleich neues und bestehendes Laufrad mit Ringscheibe



**Abbildung 8-7 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min**

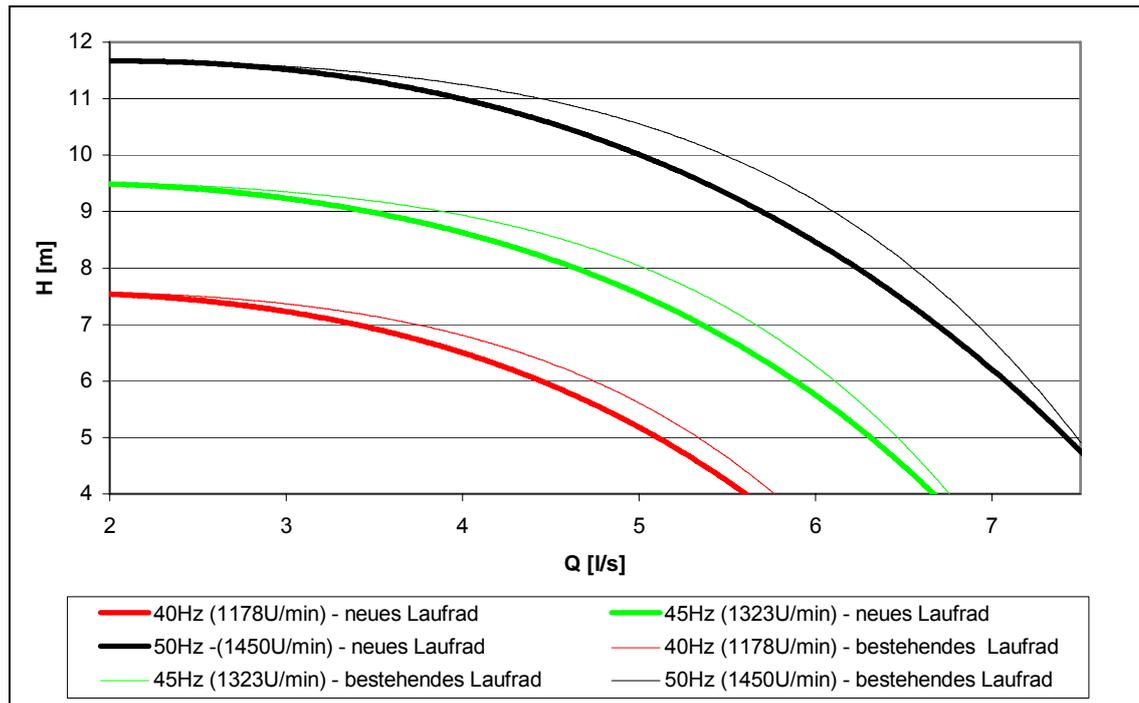
In den Bestpunkten sind bei hohen Drehzahlen die Wirkungsgrade des neuen Laufrads, trotz der Wirkungsgradsteigerung durch die Ringscheibe, zwischen 0,5 und 1,7% kleiner, als beim bestehenden Laufrads mit Ringscheibe – siehe Abb.8-7. Die Bestpunkte des neuen Laufrades mit Ringscheibe liegen bei höheren Drehzahlen bei etwas geringeren Durchflüssen.



**Abbildung 8-8 Wirkungsgradkurvenvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei 20Hz (590U/min)**

Obwohl durch die Ringscheibe bei 20Hz ( $590\text{min}^{-1}$ ) der Wirkungsgrad des neuen Laufrades um 6,5% gesteigert werden konnte, liegt er noch immer unter dem Wirkungsgrad des bestehenden Laufrades mit Ringscheibe – siehe Abb.8.8. Bei 20Hz verschiebt sich beim neuen Laufrad der Bestpunkt zu etwas kleineren Durchflüssen.

Bei der Förderhöhe gibt es nur bei höheren Drehzahlen Abweichungen zwischen den beiden Laufrädern mit Ringscheibe. In Abb.8-9 ist ersichtlich, dass die maximale Förderhöhe beider Laufräder gleich groß ist. Bei Durchflüssen rechts von den Bestpunkten ist beim neuen Laufrad mit Ringscheibe ein stärkerer Förderhöhenabfall feststellbar. So liegt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) die Förderhöhe des neuen Laufrades mit Ringscheibe um bis zu 0,8m unter jener, des bestehenden Laufrades mit Ringscheibe.



**Abbildung 8-9 Q-H - Kennlinienvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min**

### 8.2.5 Fazit der Messergebnisse

Durch die Anbringung der Ringscheibe konnte der kleinere Durchmesser und die geringere Breite des neuen Laufrades ausgeglichen werden. Die nun annähernd gleichen Spaltweiten führen zu einer besseren Ausgangsbasis für den Vergleich der beiden Laufräder. Die Vermutung größerer Spaltverluste beim neuen Laufrad wurde durch die Messung bestätigt. Beim alten Laufrad hingegen hat die Ringscheibe nur wenig Einfluss.

Es muss jedoch festgestellt werden, dass der, in einer früheren Diplomarbeit von Kunst [7] mit Fluent berechneten, Wirkungsgradvorteil des neuen Laufrades von ca. 3,5 % auch mit Ringscheibe nicht erreicht wird.

Eine Ursache kann der geringe Abstand des Schaufelkanaustritts zur Kante des Spiralgehäuses von nur 1 mm sein. Dadurch besteht am Schaufelkanaustritt die Möglichkeit, dass die Strömung auf die Kante des Spiralgehäuses trifft. Dies könnte zu einer Vergrößerung der Wandreibungsverluste und zu Strömungsverwirbelungen führen und eine Wirkungsgradverschlechterungen zur Folge haben.

Da sich der Einfluss der Verluste von Laufrad und Spiralgehäuse in den meisten Fällen etwa gleich stark auf den Wirkungsgrad auswirkt, ist die Wirkungsgradverbesserung der Pumpe durch Änderungen am Laufrad nur eingeschränkt möglich.

Damit lässt sich beim neuen Laufrad auch der sinkende Wirkungsgradvorteil durch die Ringscheibe bei steigenden Drehzahlen begründen.

Durch den begrenzten Spiralquerschnitt wird ein höherer Durchfluss in der Pumpe verhindert, was zu einer Stagnation des Wirkungsgrades führt.

## 9 Erstellung eines neuen Simulationsmodells der Pumpe

In einer früheren Diplomarbeit wurde bereits eine Simulation des neuen Pumpenlaufrades durchgeführt. Bei der Herstellung dieses neuen Pumpenlaufrades kam es jedoch zu teils beträchtlichen Maß- und Geometrieabweichungen – siehe Kap.4.

Dies kann eine mögliche Ursache für die Wirkungsgraddifferenz des neuen Laufrades zwischen der damaligen Simulation und den, in dieser Diplomarbeit durchgeführten, Labormessungen sein.

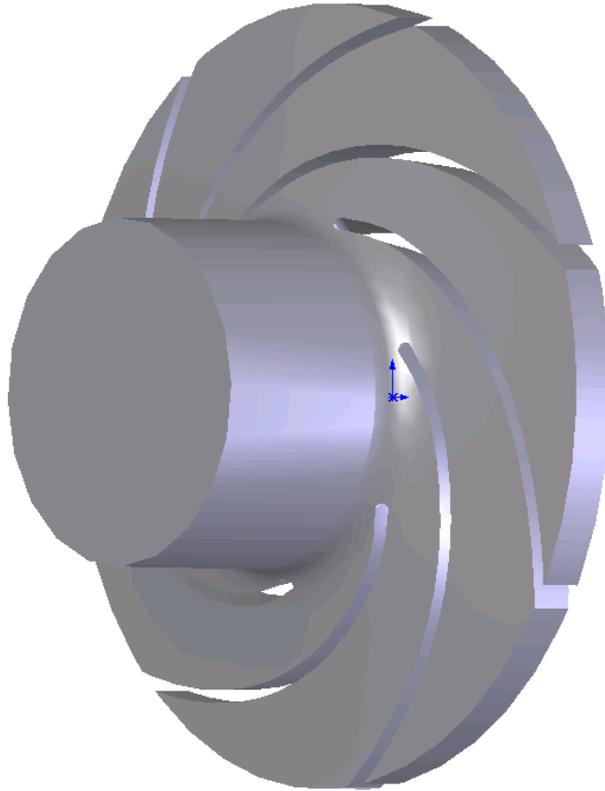
Aus diesen Gründen war eine Anpassung des neuen Laufrades und des Spiralgehäuses an die tatsächlichen Gegebenheiten notwendig.

In diesem Kapitel wurde deshalb eine numerische Strömungsberechnung bzw. Strömungssimulation des neuen Laufrades und des Spiralgehäuses mit den tatsächlichen Geometrien und Abmessungen durchgeführt, um einen Vergleich zu den Labormessungen zu erhalten.

Des Weiteren wurde diese Simulation der ursprünglichen Simulation von Kunst [7] gegenübergestellt, um den Einfluß der geometrischen Abweichungen auf das Simulationsergebnis zu untersuchen.

Es wurden in SolidWorks folgende Änderungen an der Laufradgeometrie vorgenommen:

- Abänderung des Laufrades auf die tatsächlichen Maße
- Verlängerung des Laufradeintritts um 50mm, gegenüber dem ursprünglichen Modell, damit eine von der Eintrittsrandbedingung weitgehend unbeeinflusste, homogene Zuströmung am Laufradeintritt gewährleistet ist
- Herstellung der Negativform des Laufrades, welche dem im Laufrad befindlichen Fluidvolumen entspricht
- Speicherung als Parasolid-Datei zur weiteren Verwendung in Gambit



**Abbildung 9-1 Fluidvolumen für die Verwendung in Gambit**

Für die Strömungsberechnung bzw. Strömungssimulation wurde das CFD-Programmpaket FLUENT verwendet. Das Programm FLUENT ermöglicht die Berechnung stationärer und instationärer Strömungs- und Temperaturfelder beliebiger Geometrien. Promper [10]

## **9.1 Gambit**

Im Preprocessor GAMBIT wurde das in SolidWorks aktualisierte Fluidvolumen des Laufrades in die bestehende Spirale importiert. Es wurde die Gambit-Version 2.13.16 mit dem Solver 5/6 verwendet. Aufgrund des kleineren Laufraddurchmessers erfolgte die Reduktion des Spiralinnendurchmessers auf 179mm. Um die Rechenzeit zu begrenzen, wurden die Radialspalten am Laufradumfang und die Radseitenräume nicht berücksichtigt. Dadurch bleibt in den Simulationen die, in der Kreiselpumpe auftretende, Spaltströmung unberücksichtigt. Für alle in weiterer Folge vorgestellten Modellvarianten wurden als Randbedingungen der Massenstrom an der Eintrittsfläche des Laufrades und der statische Druck an der Austrittsfläche der Spirale definiert. Das

Fluidvolumen und die Spirale wurden als Fluid (Flüssigkeit) festgelegt. Die Berührungsflächen des Fluidvolumens und der Spirale wurden als Interfaces definiert. Damit man bei der Simulation das Moment bestimmen kann, wurden die Schaufeloberflächen extra als Wand definiert. Um bei der späteren Simulation den Einfluss der innenliegenden Stirnflächen der Grund- und Deckscheibe am Gesamtmoment untersuchen zu können, wurden diese Flächen zusätzlich definiert. Nicht definierte Flächen legt GAMBIT automatisch als Wände fest.

## **9.2 Fluent**

Die numerische Berechnung und Simulation des Strömungsfeldes erfolgte mit dem Programm Fluent 6.2.

Um die Wechselwirkungen zwischen dem rotierenden Fluidvolumen und der feststehenden Spirale zu berücksichtigen, wurde die Sliding-Mesh-Methode angewandt. Mit diesem instationären Verfahren können die instationären Strömungsverhältnisse (z.B. Druckpulsationen) in der Pumpe erfasst werden. Allerdings muss man eine, im Vergleich zu stationären Verfahren längere Rechenzeit in Kauf nehmen. Bei der Simulation werden die Lösungen der Gleichungen über die, zuvor in Gambit definierten, Berührflächen von einem System in das andere System interpoliert.

Für die instationäre Berechnung wird der „segregated solver“ verwendet. Als Turbulenzmodell wird das SST-k- $\omega$ -Modell ausgewählt und die Turbulenzgrade und die hydraulischen Durchmesser am Ein- und Austritt festgelegt.

Als Fluid wird Wasser definiert.

Die Laufraddrehzahl beträgt  $1450\text{min}^{-1}$ , was bei dem eingestellten Zeitschritt von  $10^{-4}\text{s}$  einer Drehung von  $0,87^\circ$  entspricht. Für eine komplette Laufradumdrehung sind somit 413,793 Zeitschritte erforderlich

Die Werte für die Simulationen wurden von Kunst [7] übernommen und sind in nachstehender Tabelle dargestellt:

<b>Instationäre Berechnung</b>	Sliding-Mesh-Methode
<b>Solvereinstellung</b>	segregated solver
<b>Turbulenzmodell</b>	SST-k- $\omega$ -Modell
<b>Turbulenzgrad:</b>	
Eintritt	5%
Austritt	8%
<b>Hydraulischer Durchmesser:</b>	
Eintritt	0,08m
Austritt	0,02823m
<b>Randbedingung:</b>	
Eintritt	Massenstrom [kg/s]: 5
Austritt	statischer Druck [Pa]: 200.000
<b>Druckalgorithmus</b>	PRESTO!
<b>Druckkorrelation</b>	PISO
<b>Diskretisierung</b>	second order upwind
<b>Winkelgeschwindigkeit des Laufrades</b>	151,844 [rad/s]
<b>Zeitschritt</b>	0,0001 [s]
<b>Anzahl der Iterationen pro Zeitschritt</b>	20

Tabelle 9-1 Eingabedaten in Fluent [7]

### 9.3 Simulationsmodelle

Bei den folgenden Modellen wurden die Laufradeintrittsfläche und die Spiralgehäuseaustrittsfläche für die Totaldruckdruckbestimmung definiert. Der Totaldruck wurde über die Fläche gemittelt erfasst.

Das ursprüngliche Ziel der Simulation war, die Wirkungsgradkennlinie der Pumpe mit dem aktualisierten, neuen Laufrad bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) zu berechnen.

Bei der Durchführung der Simulationen konnte festgestellt werden, dass aufgrund der kleinen Laufrad- und Spiralgehäuseabmessungen der Wandeinfluss die Simulationsergebnisse stark beeinflusst. Vermutlich aus diesem Grund traten bei den Simulationsmodellen an der Laufradeintrittsfläche starke stochastische Totaldruckschwankungen auf, wodurch die, in weiterer Folge ermittelten, Förderhöhen und Wirkungsgrade nicht sehr aussagekräftig sind.

Deshalb lag bei den folgenden Simulationsmodellen das Hauptaugenmerk darauf, diesen stochastischen Druckschwankungen am Laufradeintritt auf den Grund zu gehen und dafür nur den Wirkungsgrad im Bestpunkt bei 50Hz ( $1450\text{min}^{-1}$ ) zu ermitteln.

Es wurden folgende Simulationsmodelle untersucht:

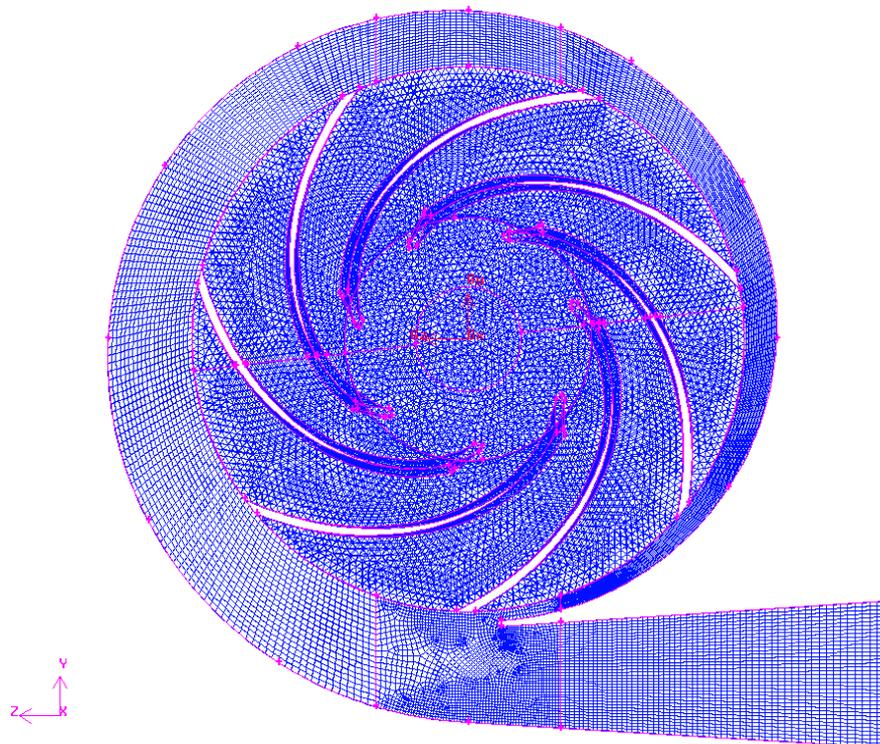
### 9.3.1 Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und strukturiert vernetzter Spirale

Die Vernetzung des Spiralgewässers wurde bei dieser Variante im Spornbereich der Spirale unterteilt. Dieser Bereich wurde feiner vernetzt, um hier Strömungsablösungen möglichst exakt darstellen zu können. Entsprechend dem Pumpenprüfstand ist das Laufrad in der Spirale stark außermittig positioniert. Der Abstand zwischen dem Schaufelkanal und der Spiralgewässerswand beträgt 1mm. Die Art der Vernetzung und die Anzahl der Elemente sind in folgender Tabelle dargestellt:

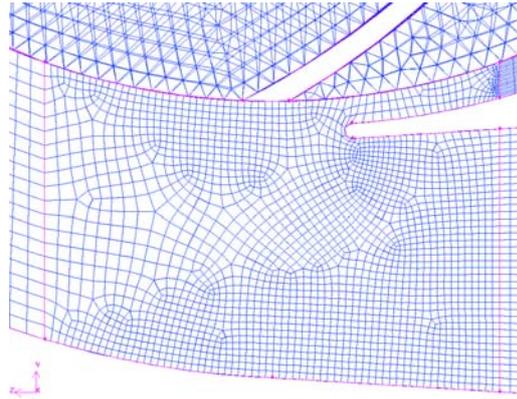
Volumen	Vernetzungstyp	Größe	Anzahl der Elemente
Fluidvolumen - Laufrad	Tet/Hybrid - T-Grid	2,2	225000
Fluidvolumen - Spirale	Hex/Wedge - Cooper	1,7	150000
Fluidvolumen - Spornbereich	Tet/Hybrid - T-Grid	0,8	100000
Gesamtvolumen			475000

**Tabelle 9-2 Vernetzungsdaten**

Der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  liegt im Bereich:  $y^+ < 327$



**Abbildung 9-2 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.1**



**Abbildung 9-3 Detailansicht des Spornbereiches – Kap.9.3.1**

Während bei der Simulation in Fluent am Spiralaustritt der Druck nach einer Einschwingphase nahezu konstant war, traten am Laufradeintritt sehr starke stochastische Druckpulsationen auf.

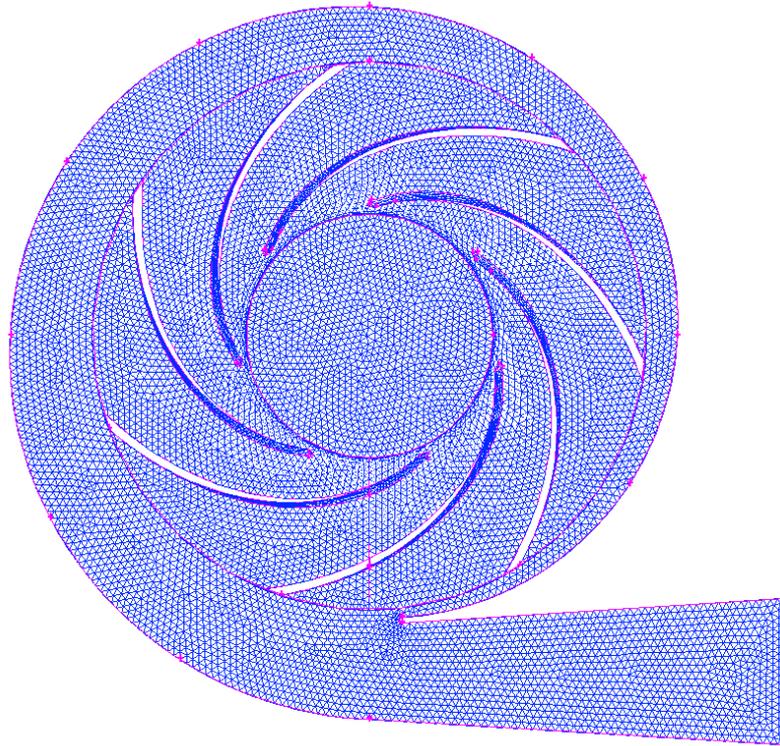
Deshalb wurde diese Modellvariante nicht weiter verfolgt.

Da der Abstand des Schaufelkanals zur Gehäusewand sehr klein ist, könnte eine zu grobe Vernetzung dieses Wandbereiches für die zufälligen Druckschwankungen am Laufradeintritt verantwortlich sein. Eine weitere mögliche Fehlerquelle könnte die Netzunterteilung der Spirale sein. Zwischen den einzelnen vernetzten Volumina müssen die Grenzflächen verlinkt werden. Haben die Volumina stark unterschiedliche Netzstrukturen, so wird ein stetiger Übergang an der Grenzfläche erschwert.

### **9.3.2 Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und Spirale**

Um die vorhandenen Fehlerquellen bei der Simulation zu reduzieren, wurde bei der Spirale die Netzunterteilung am Sporn des vorherigen Modells (Kap.9.3.1) aufgehoben und die Spirale einteilig vernetzt. Dadurch konnte die Anzahl der Spiraltolumina und der dabei verlinkten Flächen minimiert werden. Des Weiteren wurde die Spirale unstrukturiert vernetzt, um die Netzstruktur dem ursprünglichen Simulationsmodell von Kunst [7] anzugleichen. Die unstrukturierte Vernetzung des Laufrades wurde beibehalten.

Volumen	Vernetzungstyp	Elementgröße	Anzahl der Elemente
Fluidvolumen - Laufrad	Tet/Hybrid - T-Grid	2,5	225000
Fluidvolumen - Spirale	Tet/Hybrid - T-Grid	2,5	153058
Gesamtvolumen			378058
<b>Tabelle 9-3 Vernetzungsdaten</b>			



**Abbildung 9-4 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.2**

Um den Einfluss des außermittig positionierten Laufrades zu untersuchen, wurden folgende zwei Modellvarianten mit der in Tab.9-4 dargestellten Vernetzung erstellt:

- Außermittig in der Spirale positioniertes Laufrad mit 1mm Abstand zwischen Schaufelkanal und Spiralgehäuserückwand; dimensionsloser Wandabstand  $y^+ < 685$
- Mittig positioniertes Laufrad mit 5mm Abstand zwischen Schaufelkanal und Spiralgehäuserückwand; dimensionsloser Wandabstand  $y^+ < 676$

Die Ergebnisse der Simulation zeigten aber nahezu unabhängig von der Laufradposition wiederum starke stochastische Pulsationen des Totaldruckes am Laufradeintritt. Der Totaldruckverlauf am Spiralaustritt weist hingegen nur äußerst

geringe Schwankungen auf. Aufgrund dieser zufälligen Totaldruckpulsationen am Laufradeintritt wurde auf die Ermittlung der Förderhöhe und des Wirkungsgrades verzichtet. Es konnten weder durch die geänderte Netzstruktur der Spirale, noch durch die mittige Positionierung des Laufrades in der Spirale die stochastischen Schwankungen des Totaldruckes am Laufradeintritt reduziert werden.

### 9.3.3 Ursprüngliches Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und Spirale von Kunst [7]

Bei den bisherigen Modellen konnte die Ursache für die auftretenden, stochastischen Druckpulsationen am Laufradeintritt nicht gefunden werden.

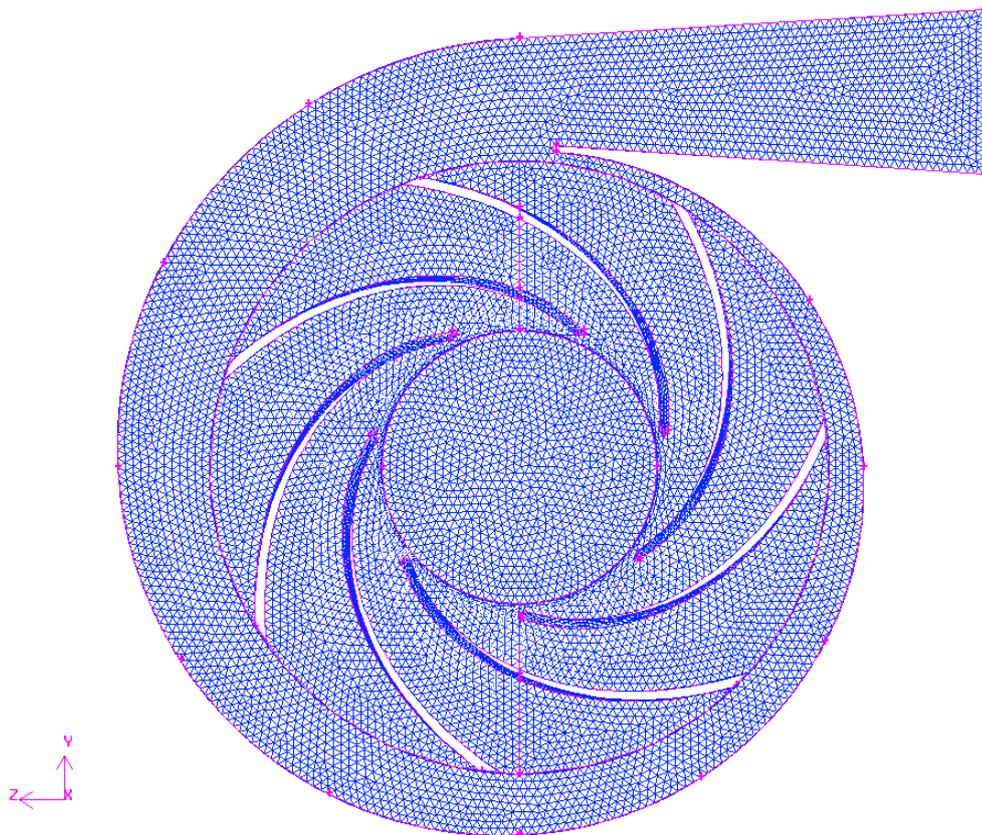
Deshalb wurde das damals mit einer früheren Gambit-Version erstellte, ursprüngliche Modell in der aktuellen Version 2.3.16 für die Simulation in Fluent neu exportiert. Dieses Simulationsmodell hat gegenüber allen anderen in Kap.9.3 vorgestellten Modellen folgende Unterschiede:

- Laufraddurchmesser 180mm statt 179mm
- Rechtsdrehendes statt linksdrehendes Laufrad
- Der Abstand zwischen Schaufelkanal und Gehäusewand beträgt 1,7mm statt 1mm

Das Modell hat eine einteilige unstrukturiert vernetzte Spirale. Das Netz des Laufrades entspricht allen bisher vorgestellten Simulationsmodellen. Das Modell ist wie folgt vernetzt:

Volumen	Vernetzungstyp	Elementgröße	Anzahl der Elemente
Fluidvolumen - Laufrad	Tet/Hybrid - T-Grid	2,5	225000
Fluidvolumen - Spirale	Tet/Hybrid - T-Grid	2,5	153058
Gesamtvolumen			378058
<b>Tabelle 9-4 Vernetzungsdaten</b>			

Bei diesem Modell liegt der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  im Bereich:  $y^+ < 849$



**Abbildung 9-5 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.3**

Überraschenderweise traten bei der Simulation am Laufradeintritt wiederum starke stochastische Schwankungen des Totaldruckes auf.

Um auszuschließen, dass die Randbedingungen für die stochastischen Totaldruckpulsationen verantwortlich sind, wurde am Laufradeintritt, statt des Massenstroms, die Eintrittsgeschwindigkeit als Randbedingung definiert.

In der Simulation hatte diese Änderung jedoch keine Auswirkungen auf die zufälligen Totaldruckpulsationen am Laufradeintritt.

Deshalb wurde versuchsweise in FLUENT 6.2 die bestehende Simulationsrechnung des Modells von Kunst [7] fortgesetzt. Die Totaldruckverläufe am Laufradeintritt und am Spiralaustritt setzten sich in diesem Fall ohne stochastische Druckpulsationen nahtlos fort.

Diese Tatsache legt die Vermutung nahe, dass aufgrund der unterschiedlichen Gambit - Versionen beim Export des Modells für die Simulation das Problem liegen könnte.

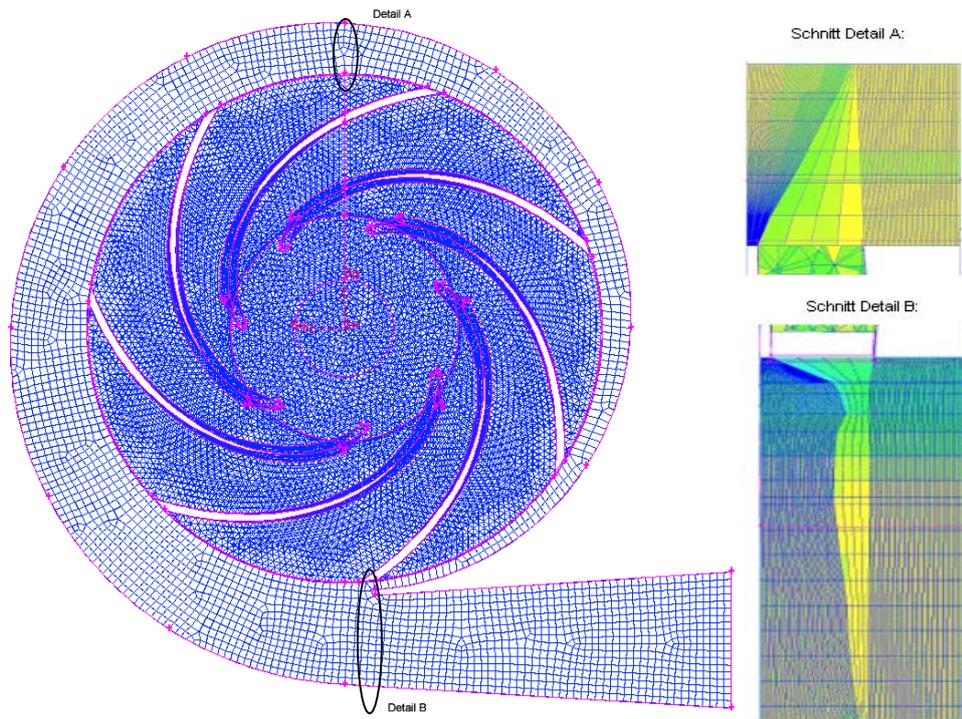
### 9.3.4 Modell mit unstrukturiert vernetztem Laufrad und strukturiert vernetzter Spirale mit hoher Auflösung im Wandbereich

Da bei den bisherigen Simulationsmodellen die auftretenden Totaldruckpulsationen am Laufradeintritt nicht beseitigt werden konnten, wurde ein weiteres Simulationsmodell erstellt. Ziel dieses Modells war es, den möglichen Einfluss einer zu groben Vernetzung der Spiralseitenwand auf die stochastischen Druckpulsationen zu reduzieren. Deshalb wurde bei diesem Modell in Spiraltiefe sehr fein vernetzt, um den Wandbereich hoch aufzulösen. Die Stirnseiten der Spirale wurden gröber vernetzt, um die Anzahl der Elemente in einem vertretbaren Rahmen zu halten. Der Abstand zwischen Schaufelkanal und Gehäusewand beträgt 1mm.

Volumen	Vernetzungstyp	Elementgröße	Anzahl der Elemente
Fluidvolumen - Laufrad	Tet/Hybrid	2,5	153058
Fluidvolumen - Spirale	Hex/Wedge - Cooper	2,5	202354
Gesamtvolumen			355412

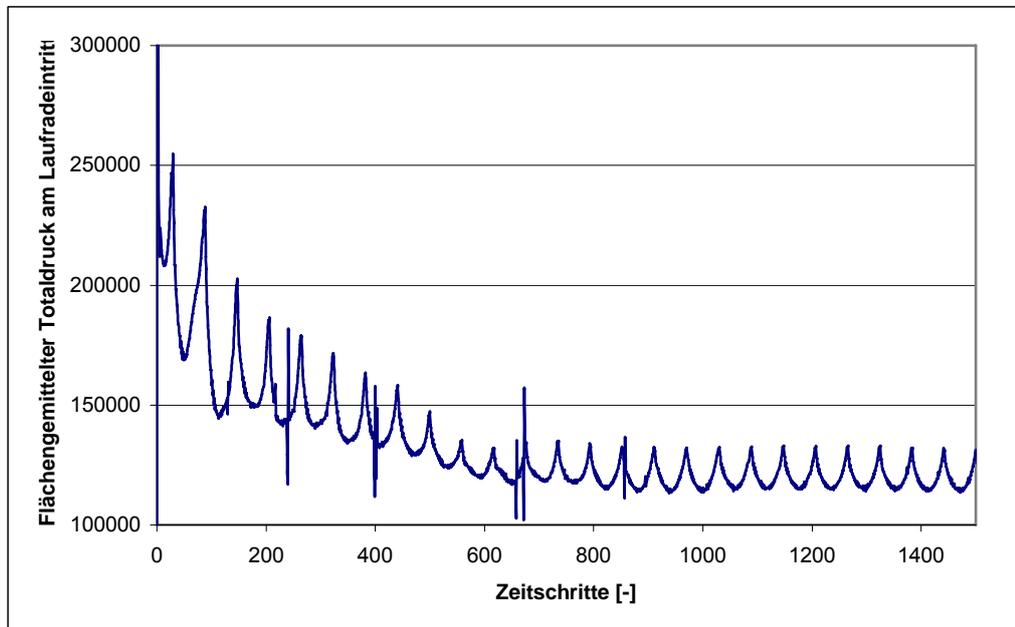
**Tabelle 9-5 Vernetzungsdaten**

Der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  liegt im Bereich:  $y^+ < 374$



**Abbildung 9-6 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale mit Detailansichten – Kap.9.3.4**

Bei der Simulation konnte mit diesem Modell nach der Einschwingphase am Laufradeintritt ein schwach periodischer Totaldruckerlauf ohne stochastische Schwankungen erreicht werden – siehe Abb. 9-7.



**Abbildung 9-7 Totaldruck am Laufradeintritt im eingeschwungenen Zustand**

Die Totaldrücke am Laufradeintritt und am Spiralausritt wurden im eingeschwungenen Zustand gemittelt:

$p_{t, \text{ein}}$ [Pa]	$p_{t, \text{aus}}$ [Pa]
119942	218782

**Tabelle 9-6 Totaldruck am Laufradeintritt und Spiralausritt**

Mit den Totaldrücken am Laufradeintritt und am Spiralausritt kann die Förderhöhe berechnet werden:

$H = \frac{p_{t, \text{aus}} - p_{t, \text{ein}}}{\rho \cdot g}$ <p><math>p_{t, \text{aus}}, p_{t, \text{ein}}</math> ... Totaldrücke am Aus- und Eintritt [Pa]</p> <p><math>\rho</math> ... Dichte des Wassers <math>\rho = 1000</math> [kg/m<sup>3</sup>]</p>	<b>Glg 9-1</b>
---	----------------

Damit erhält man in der Simulation für dieses Modell eine Förderhöhe von 10,1m.

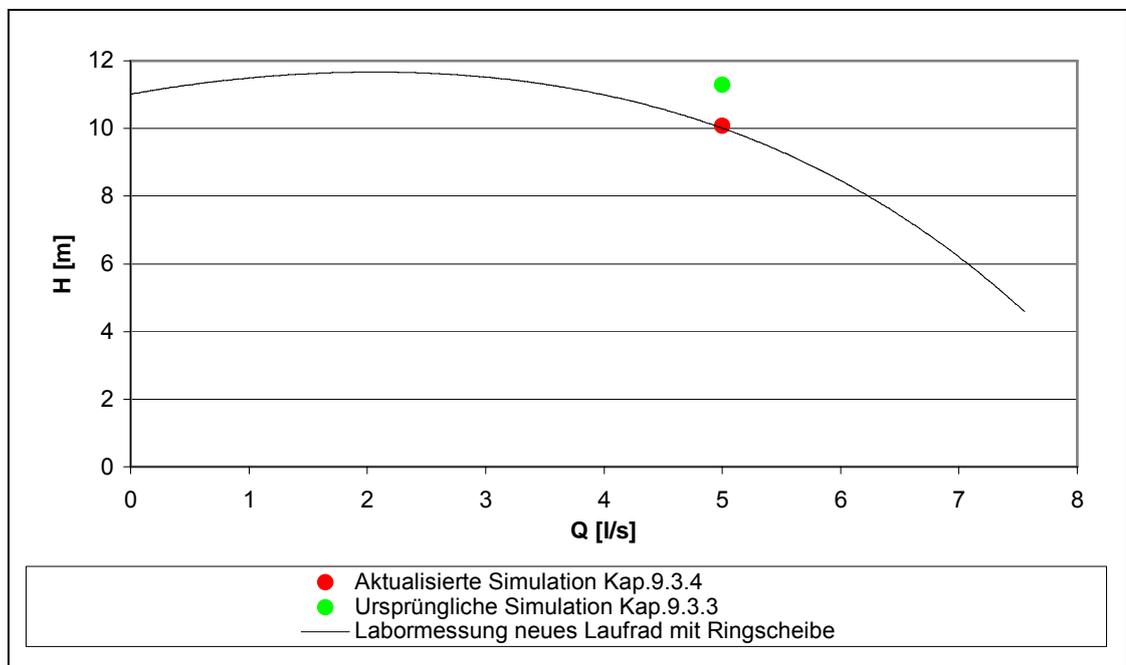


- Durch die nähere Positionierung des Laufrades an der Gehäusewand bei der aktuellen Simulation ist der Wandeinfluss größer
- Probleme bei der Interpolation der Rechengrößen zwischen den Interface-Flächen von Laufrad und Spirale

In Tab.9.8 wurden die Förderhöhen der beiden Simulationen mit der Labormessung des neuen Laufrades mit Ringscheibe (siehe Kap.8.2.2) verglichen:

	Förderhöhe [m]
Ursprüngliche Simulation – Kap.9.3.3	11,3
Aktualisierte Simulation – Kap.9.3.4	10,1
Messung neues Laufrad mit Ringscheibe	10,0

**Tabelle 9-8 Förderhöhenvergleich**



**Abbildung 9-8 Förderhöhenvergleich**

Man kann in Abb. 9-8 erkennen, dass die Förderhöhe der aktualisierten Simulation – Kap.9.3.4 nur um 0,1m über der gemessenen Förderhöhe des neuen Laufrades mit Ringscheibe liegt. Die Förderhöhe der ursprünglichen Simulation ist hingegen um 1,3m größer, als bei der Messung. Obwohl bei beiden Simulationen die Spaltströmung unberücksichtigt bleibt, konnte mit der aktualisierten Simulation – Kap.9.3.4 eine gute Übereinstimmung mit der Labormessung erreicht werden.

Die deutlich größere Förderhöhe der ursprünglichen Simulation – Kap.9.3.3 kann durch den um 1mm größeren Laufraddurchmesser und durch die etwas mittigere Laufradposition in der Spirale begründet werden.

Des Weiteren wurde in der aktualisierten Simulation – Kap.9.3.4 der Anteil der Laufradseitenwände am Schaufelmoment untersucht. Da dieser Anteil bei einem Durchfluss von 5l/s im Bestpunkt nur 1% beträgt, wurde in weiterer Folge das Moment der Laufradseitenflächen nicht berücksichtigt.

Für das Schaufelmoment wurden in den beiden Simulationen folgende Werte ermittelt:

	Schaufelmoment [Nm]
Ursprüngliche Simulation – Kap.9.3.3	4,42
Aktualisierte Simulation – Kap.9.3.4	4,81

**Tabelle 9-9 Schaufelmomentenvergleich**

Mit der Förderhöhe und dem Schaufelmoment lässt sich der Gesamtwirkungsgrad wie folgt abschätzen:

$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{P_{el}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{M \cdot \omega}$	<b>Glg 9-2</b>
--	----------------

Setzt man bei den Pumpen einen gleich großen Durchfluss und die gleiche Drehzahl voraus, und nimmt man die Dichte und die Erdbeschleunigung als konstant an, dann erhält man für das Gesamtwirkungsgradverhältnis zweier Pumpen:

$\frac{\eta^B}{\eta^A} = \frac{H^B}{H^A} \cdot \frac{M^A}{M^B}$	<b>Glg 9-3</b>
---	----------------

Index A ... bestehendes Laufrad

Index B ... neues Laufrad

Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta^A$  der Pumpe mit dem bestehenden Laufrad und Ringscheibe beträgt am Bestpunkt bei 50Hz (1450U/min) 49,8% (siehe Kap.8.2.3). Für die Förderhöhe und das Schaufelmoment des bestehenden Laufrades wurden folgende Simulationswerte von Kunst [7] übernommen:  $H^A = 11,27\text{m}$ ;  $M^A = 4,70\text{m}$

Für die Werte mit Index B wurden die, aus der aktualisierten Simulation – Kap.9.3.4 ermittelten, Werte eingesetzt:  $H^B = 10,08\text{m}$ ;  $M^B = 4,81\text{m}$

Mit diesen Werten konnte für das neue Laufrad folgender Gesamtwirkungsgrad erzielt:

$\eta_B = \eta_A \cdot \frac{H^B}{H^A} \cdot \frac{M^A}{M^B} = 0,498 \cdot \frac{10,08}{11,27} \cdot \frac{4,70}{4,81} = 0,44$	<b>Glg 9-4</b>
--	----------------

Damit erreicht das neue Laufrad in der Simulation einen um ca. 6% niedrigeren Wirkungsgrad, als das bestehende Laufrad.

Bei der Labormessung wurde hingegen mit dem neuen Laufrad mit Ringscheibe ein Wirkungsgrad von 48,73% erzielt (Kap.8.2.2), während der Wirkungsgrad des bestehenden Laufrades mit Ringscheibe bei 49,8% liegt (Kap.8.2.3).

In der aktualisierten Simulation – Kap.9.3.4 wurde die Tendenz des schlechteren Wirkungsgrades des neuen Laufrades wiedergegeben. Allerdings liegt der dabei ermittelte Wirkungsgrad mit 4,73% unter jenem, im Labor gemessenen Wirkungsgrad.

## **9.5 Strömungsvergleich der Simulationsmodelle**

In diesem Kapitel wurde der Einfluss der Laufradposition auf das Strömungsverhalten in der Spirale untersucht.

Aus diesem Grund wurden für den Strömungsvergleich wiederum folgende zwei Simulationsmodelle herangezogen:

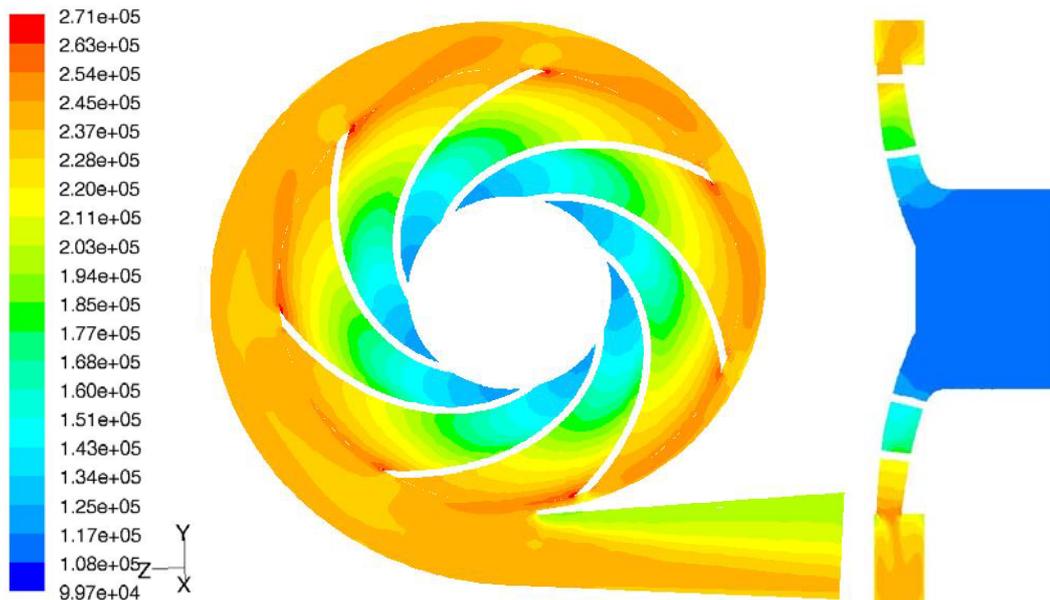
- Ursprüngliches Simulationsmodell von Kunst [7] – Kap.9.3.3; Abstand des Schaufelkanals zur Gehäusewand beträgt 1mm; rechtsdrehend
- Aktualisiertes Simulationsmodell – Kap.9.3.4; Abstand des Schaufelkanals zur Gehäusewand beträgt 1,7mm; linksdrehend

### **9.5.1 Totaldruckverteilung**

Für den Vergleich der Druckverteilung wurden beide Modelle in Kanalmitte des Laufrades geschnitten – siehe Abb. 9-9 und 9-10. In beiden Abbildungen wurde zusätzlich die Druckverteilung im Meridianschnitt dargestellt.



**Abbildung 9-9 Totaldruckverteilung des ursprünglichen Simulationsmodells – Kap.9.3.3 - Seitenschnitt und Meridianschnitt**



**Abbildung 9-10 Totaldruckverteilung des aktualisierten Simulationsmodells – Kap.9.3.4 - Seitenschnitt und Meridianschnitt**

Die Totaldrücke am Laufradeintritt und am Spiralaustritt sind beim aktualisierten Simulationsmodell in um ca. 0,1bar höher. Beim aktualisierten Simulationsmodell entstehen an der Saugseite des Laufradkanalaustritts örtliche Totaldruckspitzen (siehe

Abb.9-10). Bei beiden Simulationsmodellen beträgt der Totaldruck am Schaufelkanalaustritt ca. 200000Pa.

Da als Randbedingung der statische Druck am Austritt mit 200000Pa vorgeben war, erfolgt im Diffusoraustritt der Spirale kein zusätzlicher Druckanstieg.

Im Diffusoraustritt des aktualisierten Modells ist die Totaldruckverteilung stärker abhängig von der Lage zwischen der Außen- und Innenwand der Spirale.

Im Meridianschnitt der Abb.9.9/10 konnten hingegen beim Vergleich der beiden Simulationsmodelle keine großen Unterschiede der Druckverteilung, aufgrund der unterschiedlichen Laufradposition festgestellt werden.

### 9.5.2 Geschwindigkeitsverteilung im Diffusor der Spirale

In diesem Abschnitt wurde untersucht, welchen Einfluss die unterschiedliche Laufradposition auf die Radialgeschwindigkeitsverteilungen im Diffusor der Spirale hat. Dazu wurden wieder die beiden im Kap.9.5 angeführten Simulationsmodelle herangezogen.

In Fluent wurden bei beiden Simulationsmodelle im Diffusoraustritt der Spirale zwei Liniengitter über die gesamte Spirallbreite von 20mm definiert (Abb.9-11). Auf diesen Gitterlinien wird in weiterer Folge die Geschwindigkeitsverteilung der Strömung dargestellt.

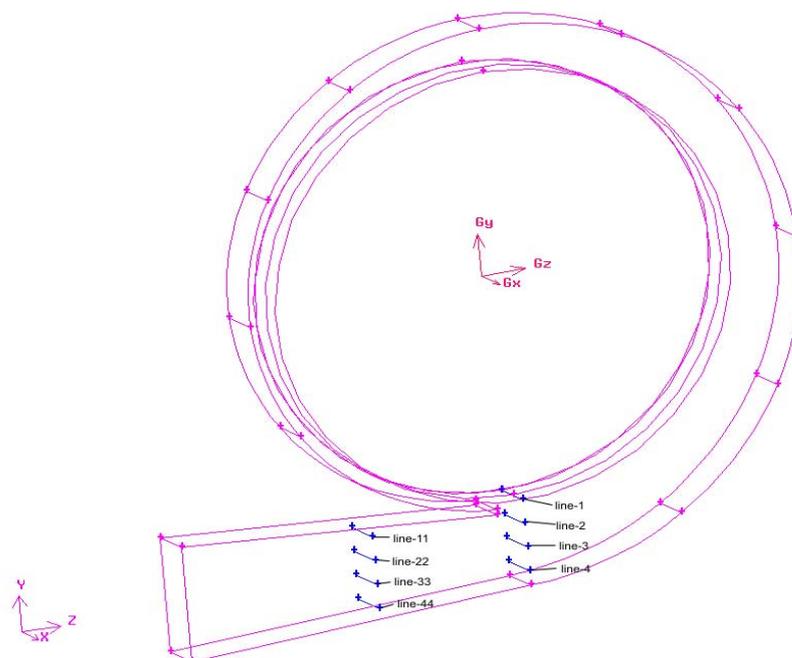
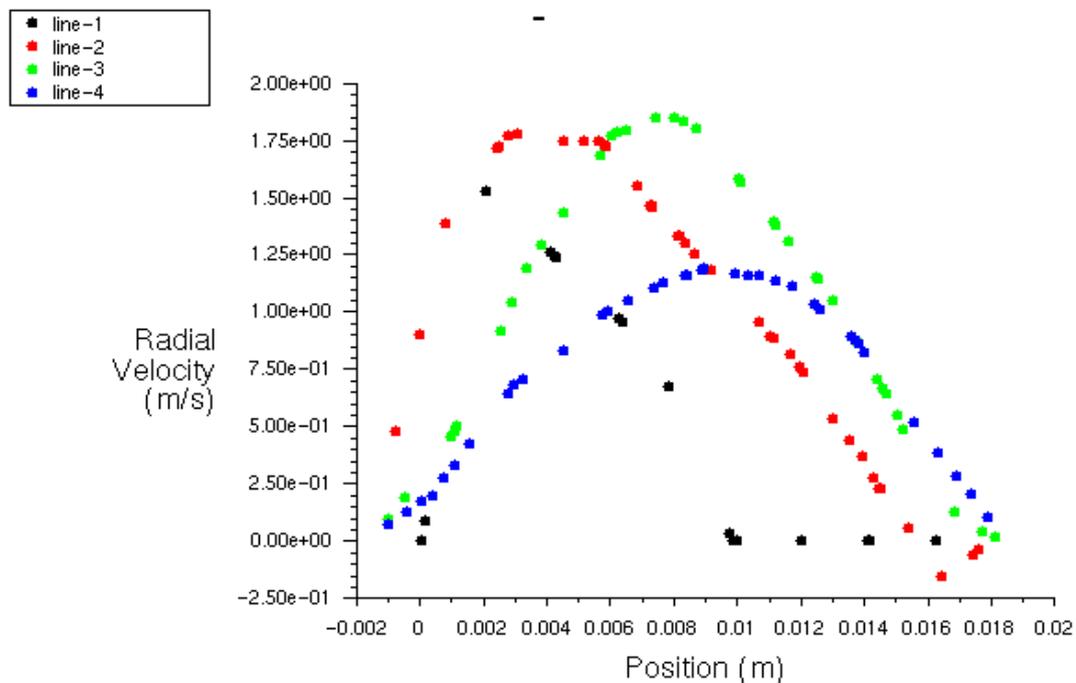


Abbildung 9-11 Gitteranordnung in der Spirale

Das erste Gitter (line\_1...4) befindet sich vor dem Sporn und hat einen, von der Laufradachse definierten, Abstand  $z=0\text{mm}$ . Der Gitterrasterabstand der Linien beträgt  $10\text{mm}$ . Das zweite Liniengitter (line-11...44) wurde in der Spirale mit dem Abstand  $z= -50\text{mm}$  in Richtung Spiralaustritt angeordnet. Der Gitterrasterabstand der Linien beträgt ebenfalls  $10\text{mm}$ .

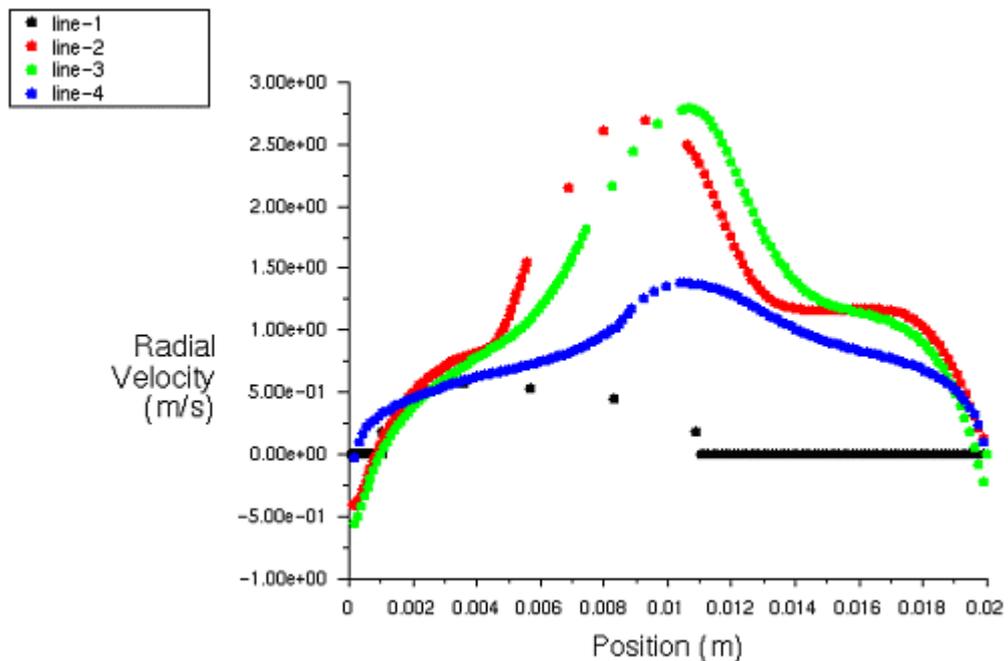
In Abb. 9-12/13 wurde die Radialgeschwindigkeitsverteilung des ursprünglichen und des aktualisierten Simulationsmodells im ersten Gitter vor dem Sporn über die Spiraltiefe dargestellt. Dabei sind positive Geschwindigkeitswerte radial nach außen gerichtet.



**Abbildung 9-12 Radialgeschwindigkeitsverteilung im ersten Gitter vor dem Sporn des ursprünglichen Modells – Kap.9.3.3**

In der Abb.9-12 ist erkennbar, dass beim ursprünglichen Simulationsmodell aufgrund der Laufradposition das Geschwindigkeitsprofil beim Austritt der Strömung aus dem Schaufelkanal stark unsymmetrisches ist (line-1). Entfernt man sich im ersten Gitter weiter radial nach außen, dann stellt sich ein symmetrisches Profil der Radialgeschwindigkeit ein (line-3). An der Spiralaußenwand (line-4) ist das Geschwindigkeitsprofil leicht nach rechts verschoben.

In Abb.9-13 ist das Radialgeschwindigkeitsprofil des aktualisierten Simulationsmodells im ersten Gitter dargestellt. Es stellt sich beim Austritt der Strömung aus dem Laufradkanal in der Spirale, aufgrund der außermittigen Laufradpositionierung ein sehr linkslastiges Geschwindigkeitsprofil ein (line-1). Die Radialgeschwindigkeit ist dabei um ca. 1m/s kleiner, als beim ursprünglichen Modell. In der Spiralmitte ist das Geschwindigkeitsprofil annähernd symmetrisch (line-2 und line-3). Der Maximalwert der Radialgeschwindigkeit beträgt hier 2,9m/s und ist im Vergleich zum ursprünglichen Modell um ca.1m/s höher. An der Spiralaußenwand (line-4) ist das Geschwindigkeitsprofil leicht nach rechts verschoben.



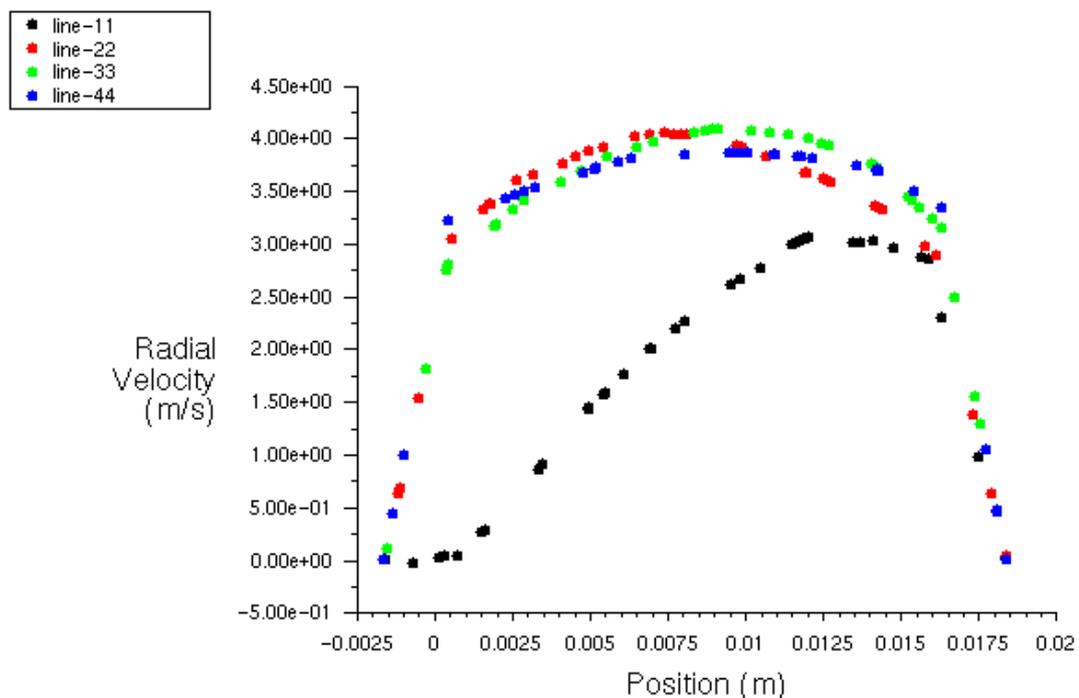
**Abbildung 9-13 Radialgeschwindigkeitsverteilung im ersten Gitter vor dem Sporn des aktualisierten Modells – Kap.9.3.4**

Beim Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung im ersten Gitter stellt sich beim aktualisierten Simulationsmodell, trotz der näheren Positionierung des Laufrades zur Spiralgewandeseitenwand, ein symmetrischeres Radialgeschwindigkeitsprofil ein. Die Abhängigkeit der maximalen Radialgeschwindigkeiten ist hier von der Position im Gitter stärker ausgeprägt.

In der Abb. 9-14/15 ist die Verteilung der Radialgeschwindigkeit beider Simulationsmodelle im zweiten Gitter dargestellt, welches um 50mm zum Spiralaustritt verschoben wurde.

Beim ursprünglichen Simulationsmodell stellt sich aufgrund der Beruhigungsstrecke ein sehr breites, symmetrisches Geschwindigkeitsprofil ein -siehe Abb. 9-14.

Lediglich in der Nähe der Spiralinnenseite (line-11) ist das Geschwindigkeitsprofil stark rechtslastig. Es ist an den Seitenwänden ein sehr starker Radialgeschwindigkeitsanstieg zu verzeichnen.



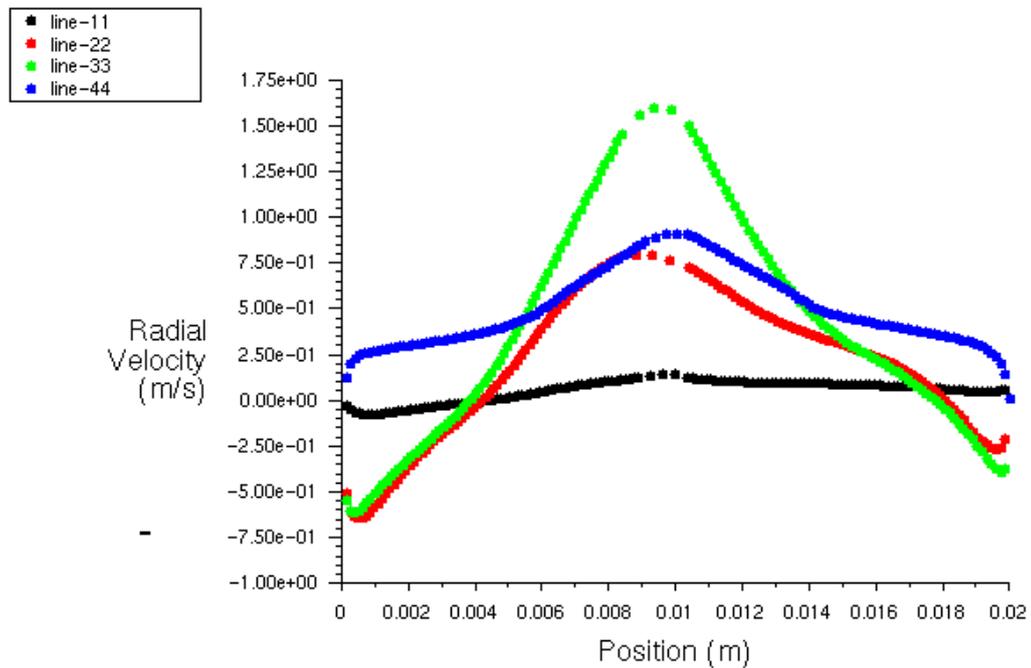
**Abbildung 9-14 Radialgeschwindigkeitsverteilung im zweiten Gitter nach dem Sporn des ursprünglichen Modells – Kap.9.3.3**

In Abb.9-15 ist das Geschwindigkeitsprofil des aktualisierten Modells im zweiten Gitter dargestellt.

Hier stellt sich aufgrund der Beruhigungsstrecke, unabhängig von der Lage im Gitter, ein symmetrisches Radialgeschwindigkeitsprofil ein.

Die Profilbreite der Radialgeschwindigkeit ist hingegen, im Vergleich zum ursprünglichen Modell, wesentlich stärker von der Lage im Gitter abhängig. An den beiden Seitenwandflächen der Spirale ist die Radialgeschwindigkeit der beiden, mittig im Spiralquerschnitt positionierten, Linien (line-22 und line-33) nach innen gerichtet. Die

maximalen Radialgeschwindigkeiten sind im Vergleich zum ursprünglichen Modell deutlich kleiner.



**Abbildung 9-15 Radialgeschwindigkeitsverteilung im zweiten Gitter nach dem Sporn des aktualisierten Modells – Kap.9.3.4**

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich die Radialgeschwindigkeitsverteilungen der zwei betrachteten Simulationsmodelle deutlich unterscheiden. In beiden Geschwindigkeitsgittern sind die Geschwindigkeitsprofile des aktualisierten Modells breiter. Die Symmetrie der Radialgeschwindigkeitsprofile ist beim aktualisierten Modell weniger stark von der Lage im Geschwindigkeitsgitter abhängig.

Die Ursachen für diese Unterschiede bei den Simulationsmodellen sind:

- unterschiedliche Laufradposition in der Spirale
- unterschiedliche Laufraddurchmesser
- unterschiedliche Netzstruktur der Spirale

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden am Pumpenprüfstand Kennfeldmessungen von zwei radialen Laufrädern einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl durchgeführt. Es erfolgte ein Vergleich der Messergebnisse mit den Ergebnissen einer CFD-Rechnung.

Dabei konnten deutliche Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Simulation und der Messung festgestellt werden. Ein Grund für diese Abweichung war die Nichtberücksichtigung der Spaltströmung in der Simulation. Diese Spaltströmung hat bei kleinen Kreiselpumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Pumpe.

Da die PIV-Messung dieser Spaltströmung im Radseitenraum der Kreiselpumpe keine Erkenntnisse brachte, wurde der Anteil des Spaltvolumenstromes am Gesamtvolumenstrom im Bestpunkt analytisch abgeschätzt.

Die Spaltströmung kann durch die Reduktion der radialen und axialen Spaltweiten zwischen Laufrad und Gehäuse verkleinert werden. Deshalb wurden drei Laufradmodelle mit zusätzlicher Ringscheibe an der Deckscheibe des Laufrades in FLUENT stationär und zweidimensional simuliert. Aufgrund der Simulationsergebnisse wurden für beide Laufräder Ringscheiben hergestellt und die Kennfeldmessungen wiederholt.

Dabei konnte beim neuen Laufrad mit dieser Ringscheibe vor allem bei niedrigeren Drehzahlen ein Wirkungsgradgewinn von bis zu 6,5% erzielt werden. Dieser Wirkungsgradgewinn verschwindet allerdings im Bestpunkt bei der Drehzahl von  $1450\text{min}^{-1}$  und dem Durchfluss von  $5\text{l/s}$ . Aufgrund von Maßabweichungen bei der Herstellung des neuen Laufrades schwankt der Abstand des Laufradschaufelkanals zur Spiralgehäusewand um bis zu  $1,48\text{mm}$ . Durch diese Geometrieabweichungen können möglicherweise im Spiralaustritt Druckschwankungen auftreten, die sich auf den Pumpenwirkungsgrad negativ auswirken. Bei der Messung des bestehenden Laufrades konnte durch die Ringscheibe hingegen kein nennenswerter Wirkungsgradzuwachs erreicht werden. Der Einfluss der Ringscheibe auf die Förderhöhe ist bei beiden Laufrädern sehr gering.

In der anschließenden CFD-Rechnung wurden die Modellmaße entsprechend der Kreiselpumpe im Prüfstand abgeändert und eine dreidimensionale, instationäre Berechnung durchgeführt.

Dabei traten jedoch bei der Simulation mit FLUENT 6.2 am Laufradeintritt stochastische Druckschwankungen auf. Deshalb wurden im Preprocessor Gambit 2.13.0 mehrere Modelle mit unterschiedlicher Netzstruktur erstellt.

Dadurch konnte ein Großteil dieser zufälligen Druckschwankungen am Laufradeintritt eliminiert werden. Mögliche Ursachen für die trotzdem noch vorhandenen stochastischen Druckpulsationen könnten Fehler bei den Interfaces, zu grobe Netzstruktur oder Fehler beim Netzimport in FLUENT, aufgrund nicht vollkommen kompatibler Programmversionen sein.

Die Simulationsmodelle wurden deshalb zunächst im Bestpunkt bei Höchstdrehzahl untersucht. Der dabei erzielte Wirkungsgrad von 44% liegt 4,7% unter dem Labormesswert des neuen Laufrades mit Ringscheibe.

Bei der CFD-Rechnung wäre der nächste Schritt die Ursache für die bei einigen Simulationsmodellen auftretenden stochastischen Druckschwankungen zu finden. Des Weiteren wäre durch die Anbringung von Druckaufnehmer im Radseitenraum eine Überprüfung der Druckverteilung möglich. Damit könnte man Rückschlüsse auf die Spaltströmung im Radseitenraum ziehen.

## 11 Literaturverzeichnis

- [1] Willi Bohl  
Strömungsmaschinen 1; Vogel Fachbuch, 7. Auflage
- [2] Johann F. Gülich  
Kreiselpumpen; Springer Verlag, 1999
- [3] Carl Pfeleiderer  
Strömungsmaschinen; Springer Verlag, 6. Auflage
- [4] Herbert Oertel jr.  
Strömungsmechanik; Vieweg, 3. Auflage
- [5] Clemens Wojtaszek  
Numerische Untersuchung des Einflusses der Spaltströmung und des Radseitenraumes auf das Kennfeld von Kreiselpumpen; Diplomarbeit – Institut E305, 2005
- [6] Oertel - Laurien  
Numerische Strömungsmechanik; Springer Verlag, 1995
- [7] Stefan Kunst  
Auslegung, Konstruktion und messtechnische Untersuchung eines Kreiselpumpenlaufrades; Diplomarbeit – Institut E305, 2005
- [8] J. Krenn  
Modellversuchsstand für Strömungsuntersuchungen an Radialpumpen mit PIV; Diplomarbeit – Institut E305, 2002
- [9] M. Raffet  
Particle Image Velocimetry, Springer Verlag, 1998

- [10] O. Promper  
Numerische Simulation einer Biomassebrennkammer mit FLUENT ;  
Diplomarbeit – Institut E302, 2002
- [11] FLUENT  
FLUENT User Guide; Version 6.1
- [12] R. Willinger  
Ratte-Vorlesung

## 12 Abkürzungsverzeichnis

CFD	Computational Fluid Dynamics
PIV	Particle Image Velocimetry
PMMA	Polymethylmethacrylat
SST	Shear Stress Transport

## 13 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 Radiales Laufrad mit Geschwindigkeitsdreiecken [1].....	9
Abbildung 1-2 Beschleunigung an einem Fluidteilchen in Radialrad [2].....	12
Abbildung 2-1 Kanalreibungsverlust und Minderleistungseffekt Pfeleiderer [3].....	19
Abbildung 2-2 Schematische Anströmung im Eintrittsbereich [3].....	19
Abbildung 2-3 Drosselkurve einer Pumpe [3].....	20
Abbildung 2-4 Radseitenräume bei einem radialen Laufrad und Druckverlauf [3].....	21
Abbildung 2-5 Radiusbezogenes Winkelgeschwindigkeitsverhältnis im Radseitenraum für verschiedene Spaltvolumenströme [3].....	24
Abbildung 3-1 Universelle Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht [12].....	29
Abbildung 4-1 Modifiziertes Laufrad bestehend aus Grundscheibe mit Schaufeln und zugehöriger Deckscheibe .....	37
Abbildung 4-2 Skizze der Messpunkte am Laufradumfang .....	38
Abbildung 4-3 Meridianschnitt des schematischen Laufrades .....	39
Abbildung 5-1 Pumpenprüfstand .....	40
Abbildung 5-2 Neues Laufrad und bestehendes Laufrad .....	40
Abbildung 5-3 Pumpenprüfstand - Aufriss [8].....	41
Abbildung 5-4 Pumpenprüfstand - Grundriss [8].....	42
Abbildung 5-5 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich.....	44
Abbildung 5-6 Q-H-Kennlinien des neuen Laufrades im gesamten Drehzahlbereich.....	44
Abbildung 5-7 Wirkungsgrad des neuen Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1480U/min.....	45
Abbildung 5-8 Q-H-Kennlinie des neuen Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1480U/min.....	45
Abbildung 5-9 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades im gesamten Drehzahlbereich .....	46
Abbildung 5-10 Q-H-Kennlinien des bestehenden Laufrades im gesamten Drehzahlbereich.....	46
Abbildung 5-11 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min .....	47
Abbildung 5-12 Q-H- Kennlinien des bestehenden Laufrades bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min .....	47

Abbildung 5-13 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	48
Abbildung 5-14 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder bei 590U/min .....	49
Abbildung 5-15 Versuchsaufbau für ein PIV-System [9] .....	51
Abbildung 5-16 Digitales Signalverarbeitungsmodell mit dem der Zusammenhang zwischen den beiden Teilbildern beschrieben wird [9].....	52
Abbildung 5-17 Kameraanordnung für die Spaltströmung [8] .....	54
Abbildung 5-18 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom neuen Laufrad bei 50 Hz.....	55
Abbildung 5-19 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom bestehenden Laufrad bei 50 Hz.....	56
Abbildung 5-20 Absolutgeschwindigkeit im Spalt vom neue Laufrad bei 50 Hz im Teillastbereich mit einem Durchfluss von $Q=2l/s$ .....	56
Abbildung 5-21 Skizze des Radseitenraumes zwischen Laufrad und Gehäuse .....	58
Abbildung 6-1 Skizze des Radseitenraumes zwischen Laufrad mit Ringscheibe und Gehäuse.....	62
Abbildung 6-2 Abhängigkeit des Spaltstromes vom Ringinnendurchmesser .....	63
Abbildung 6-3 Abhängigkeit des Spaltstromes vom Axialspalt.....	63
Abbildung 6-4 Modellvariante 1 mit Druckverteilung .....	65
Abbildung 6-5 Modellvariante 2 mit Druckverteilung .....	66
Abbildung 6-6 Modellvariante 3 mit Druckverteilung .....	67
Abbildung 6-7 Endgültiges Modell in Gambit.....	69
Abbildung 6-8 Druckverteilung des endgültiges Modell.....	70
Abbildung 7-1 Neues Laufrad mit Ringscheibe – Seitenansicht.....	71
Abbildung 7-2 Neues Laufrad mit Ringscheibe .....	72
Abbildung 7-3 Ringscheibe mit Bohrungen und altes Laufrad mit Ringscheibe .....	72
Abbildung 8-1 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	74
Abbildung 8-2 Wirkungsgradkurven des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei 20Hz ( $590min^{-1}$ ).....	74
Abbildung 8-3 Q-H - Kennlinien des neuen Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	75
Abbildung 8-4 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	76
Abbildung 8-5 Wirkungsgradkurven des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei 20Hz ( $590min^{-1}$ ).....	77
Abbildung 8-6 Q-H - Kennlinie des bestehenden Laufrades mit und ohne Ringscheibe bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	77
Abbildung 8-7 Wirkungsgradvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	78
Abbildung 8-8 Wirkungsgradkurvenvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei 20Hz ( $590U/min$ ) .....	79
Abbildung 8-9 Q-H - Kennlinienvergleich beider Laufräder mit Ringscheiben bei Drehzahlen zwischen 1178 und 1450U/min.....	80
Abbildung 9-1 Fluidvolumen für die Verwendung in Gambit .....	83
Abbildung 9-2 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.1 .....	86
Abbildung 9-3 Detailansicht des Spornbereiches – Kap.9.3.1 .....	87
Abbildung 9-4 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.2 .....	88

---

Abbildung 9-5 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale – Kap.9.3.3 .....	90
Abbildung 9-6 Netzstruktur des Laufrades und der Spirale mit Detailansichten – Kap.9.3.4 .....	91
Abbildung 9-7 Totaldruck am Laufradeintritt im eingeschwungenen Zustand .....	92
Abbildung 9-8 Förderhöhenvergleich .....	94
Abbildung 9-9 Totaldruckverteilung des ursprünglichen Simulationsmodells – Kap.9.3.3 - Seitenschnitt und Meridianschnitt.....	97
Abbildung 9-10 Totaldruckverteilung des aktualisierten Simulationsmodells – Kap.9.3.4 - Seitenschnitt und Meridianschnitt.....	97
Abbildung 9-11 Gitteranordnung in der Spirale .....	98
Abbildung 9-12 Radialgeschwindigkeitsverteilung im ersten Gitter vor dem Sporn des ursprünglichen Modells – Kap.9.3.3 .....	99
Abbildung 9-13 Radialgeschwindigkeitsverteilung im ersten Gitter vor dem Sporn des aktualisierten Modells – Kap.9.3.4.....	100
Abbildung 9-14 Radialgeschwindigkeitsverteilung im zweiten Gitter nach dem Sporn des ursprünglichen Modells – Kap.9.3.3 .....	101
Abbildung 9-15 Radialgeschwindigkeitsverteilung im zweiten Gitter nach dem Sporn des aktualisierten Modells – Kap.9.3.4.....	102

## 14 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1 Maximale Maßabweichungen .....	39
Tabelle 6-1 Vernetzung – Modellvariante 1 .....	65
Tabelle 6-2 Vernetzung – Modellvariante 2 .....	66
Tabelle 6-3 Vernetzung – Modellvariante 3 .....	67
Tabelle 6-4 Vernetzung – Endgültiges Modell.....	68
Tabelle 9-1 Eingabedaten in Fluent [7] .....	85
Tabelle 9-2 Vernetzungsdaten .....	86
Tabelle 9-3 Vernetzungsdaten .....	88
Tabelle 9-4 Vernetzungsdaten .....	89
Tabelle 9-5 Vernetzungsdaten .....	91
Tabelle 9-6 Totaldruck am Laufradeintritt und Spiralaustritt.....	92
Tabelle 9-7 Totaldruckvergleich am Laufradeintritt und Spiralaustritt .....	93
Tabelle 9-8 Förderhöhenvergleich .....	94
Tabelle 9-9 Schaufelmomentenvergleich .....	95

## 15 Symbolverzeichnis

$A$	Fläche	$\text{mm}^2$
$a_0$	auf Schaufelkanal entfallende Weite vor dem Schaufelgitter	$\text{mm}$
$a_1$	Schaufelkanalweite	$\text{mm}$
$b$	Breite der Spirale	$\text{mm}$
$b_c$	Coriolisbeschleunigung	$\text{m/s}^2$
$b_{z1..3}$	Zentrifugalbeschleunigungskomponenten	$\text{m/s}^2$
$c$	Absolutgeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c_m$	Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c_u$	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c_i$	Geschwindigkeit im Radialspalt	$\text{m/s}$
$c_{ax}$	Geschwindigkeit im Axialspalt	$\text{m/s}$
$D$	Radaußendurchmesser	$\text{mm}$
$E$	Kennwert	-
$f$	Physikalische Größe	-
$\bar{f}$	Stationärer Mittelwert einer physikalischen Größe	-
$f'$	Instationärer Schwankungsanteil einer physikalischen Größe	-
$g$	Erdbeschleunigung mit 9,81 festgelegt	$\text{m/s}^2$
$H$	Förderhöhe	$\text{m}$
$h_{tot}$	Spezifische Totalenthalpie	$\text{J/kg}$
$k$	Turbulente kinetische Energie	$(\text{m/s})^2$
$M$	Moment	$\text{Nm}$

$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$n$	Drehzahl	min <sup>-1</sup>
$n_q$	spezifische Drehzahl	min <sup>-1</sup>
$P_w$	Erforderliche Wellenleistung	W
$P_i$	Innere Leistung	W
$P_r$	Radreibungsleistung	W
$P_m$	Mechanische Verlustleistung	W
$P_u$	Förderleistung	W
$P_{el}$	Elektrische Antriebsleistung	W
$p$	Druck	Pa
$Q$	Durchfluss	l/s
$Re$	Reynoldszahl	-
$r_1$	Radius an der Eintrittskante des Laufrades	mm
$r_2$	Radius an der Austrittskante des Laufrades	mm
$s$	Spaltweite	mm
$t$	Zeit	s
$u$	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
$u^+$	Dimensionslose Geschwindigkeit	-
$v_{j,k}$	Geschwindigkeitskomponente	m/s
$\dot{V}$	Gesamtvolumenstrom	l/s
$\dot{V}_{sp}$	Mengenverlust	l/s
$w$	Relativgeschwindigkeit	m/s
$w_0$	Zuströmgeschwindigkeit	m/s

---

$w_1$	Relativgeschwindigkeit im Schaufelkanal	m/s
$x_{j,k}$	Koordinaten	mm
$Y$	spezifische Stutzenarbeit	J/kg
$Y_{th}$	theoretische spezifische Stutzenarbeit	J/kg
$Y_{th\infty}$	spezifische Stutzenarbeit bei schaufelkongruenter Strömung	J/kg
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand	-
$z$	Anzahl der Schaufeln	-
$Z_h$	Kanalreibung	J/kg
$\beta_0$	Anströmwinkel	°
$\beta_1$	Eintrittswinkel	°
$\beta_2$	Austrittswinkel	°
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad	-
$\eta_i$	innerer Wirkungsgrad	-
$\eta_h$	Hydraulischer Wirkungsgrad	-
$\eta$	Pumpenwirkungsgrad	-
$\mu$	Minderleistungsfaktor	-
$\lambda$	Reibungsbeiwert	-
$\nu$	Kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\pi$	Pi	-
$\rho$	Dichte Wasser mit 1000 festgelegt	kg/m <sup>3</sup>
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-
$\kappa$	Karman-Konstante mit 0,41 festgelegt	-
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s = s <sup>-1</sup>

---

