

## DIPLOMARBEIT

# CFD - Simulation von Kavitationserscheinungen in einer Radialpumpe

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

unter der Leitung von

Projektass. Dipl.-Ing. Markus LENARCIC

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. Christian BAUER

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaft

von

Gregor Gadermaier

Matr.Nr. 0826528

Arsenal 9A, 1030 Wien

Wien, am 22. Oktober 2015

.....

(Gregor Gadermaier)

# Kurzfassung

Aufgrund des flexiblen Betriebs von hydraulischen Maschinen abseits des Auslegungspunktes werden Kavitationserscheinungen zu einem immer wichtigeren Thema. Daher ist es essentiell, die Kavitationsart und die Positionierung mithilfe von CFD-Simulationen zu erfassen. Am Laborprüfstand der Technischen Universität Wien wurden daher Kavitationsmessungen an einer Radialpumpe durchgeführt und fotografisch festgehalten.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Modellierung der Radialpumpenkomponenten sowie der Aufbereitung des Modells für die Durchführung numerischer Strömungsrechnungen mithilfe kommerzieller Software *Ansys*®.

Für die Auswahl eines passenden Berechnungsnetzes wird im Vorfeld eine Netzunabhängigkeitsstudie durchgeführt. Nach der Definition dreier Betriebspunkte mit jeweils zunehmender Kavitation werden die zweiphasigen stationären sowie transienten Simulationen ausgeführt. Dazu wird das Zweiphasen-Kavitationsmodell des Softwarepaktes angewendet.

Bei der Auswertung werden die Simulationsergebnisse für die Förderhöhe mit den gemessenen Werten am Laborprüfstand verglichen. Zur anschaulichen Darstellung der Kavitationserscheinungen erfolgt abschließend eine Gegenüberstellung der Kavitationsbilder vom Laborversuch mit jenen aus der Simulation.

Die Ergebnisse der simulierten Förderhöhe liegen dabei erwartungsgemäß etwas höher (ca. 4-5%) als die Messwerte. Die Kavitationsgebiete werden durch die CFD für alle Betriebspunkte sehr realitätsgetreu abgebildet.

# Abstract

Due to new requirements in terms of flexibility, hydraulic machines are often operated at off-design conditions. In this operation state cavitation effects become more and more important. Therefore, it is essential to detect the type and the position of cavitation using CFD- simulations. For this reason, cavitation measurements were carried out and captured photographically in a radial pump on the hydraulic test rig at the Vienna University of Technology.

This thesis deals with modelling a radial pump and performing the corresponding CFD- simulations at three different operating points using the commercial software *Ansys*®.

In order to select a suitable grid for the simulations a grid convergence study is conducted in advance. To carry out the steady- state and transient two- phase simulations, the cavitation model of the software package is used.

In the evaluation, the calculated head results and the cavitation development are compared with the measured values from the lab test.

As expected, the results for the simulated head are slightly higher (approx. 4-5 %) compared to the measured values. The simulation captures the cavitation areas very realistically for all operating points.

# Symbolverzeichnis

Formelzeichen	SI-Einheit	Bezeichnung
$c$	$m/s$	Geschwindigkeit
$D$	$m$	Durchmesser
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
$H$	$m$	Förderhöhe
$h$	$m$	mittlere Zellhöhe
$H_D$	$m$	Verdampfungsdruckhöhe
$M$	$Nm$	Drehmoment
$n$	$U/min$	Drehzahl
$p$	$Pa$	Druck
$P_{mech}$	$W$	mechanische Leistung
$p_{tot}$	$Pa$	Totaldruck
$p_v$	$Pa$	Verdampfungsdruck
$Q$	$m^3/s$	Durchfluss
$r$	-	Netzverfeinerungsrate
$Y$	$J/kg$	Spez. Förderarbeit
$z$	$m$	Höhenkote
$\varepsilon$	%	rel. Fehler
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\varrho$	$kg/m^3$	Dichte
$s$		Saugseite
$d$		Druckseite

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Einführung . . . . .	1
1.2	Ziel der Arbeit . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Allgemeines</b>	<b>3</b>
2.1	Radialpumpen . . . . .	3
2.1.1	Aufbau und Funktionsweise . . . . .	4
2.1.2	Betriebsparameter und Kennwerte . . . . .	6
2.2	Kavitation . . . . .	8
2.2.1	Entstehung von Kavitation . . . . .	9
2.2.2	Auswirkungen von Kavitation . . . . .	10
2.3	Numerische Strömungssimulation . . . . .	11
2.3.1	Navier- Stokes Gleichungen . . . . .	12
2.3.2	Shear- Stress Transport (SST) Turbulenzmodell . . . . .	13
2.3.3	Kavitationsmodellierung . . . . .	15
2.3.4	Ablauf einer CFD- Simulation . . . . .	17
<b>3</b>	<b>Modellierung und Diskretisierung</b>	<b>18</b>
3.1	Pumpenprüfstand . . . . .	18
3.2	Zuleitung . . . . .	20
3.3	Laufgrad . . . . .	21
3.4	Spirale . . . . .	24
<b>4</b>	<b>Numerisches Setup</b>	<b>25</b>

---

4.1	Randbedingungen . . . . .	25
4.2	Löser- Einstellungen . . . . .	27
4.3	Betriebspunkte . . . . .	29
<b>5</b>	<b>Netzunabhängigkeitsstudie</b>	<b>31</b>
5.1	Rechenetze . . . . .	31
5.2	Auswertung . . . . .	32
<b>6</b>	<b>Parametervariation</b>	<b>35</b>
6.1	Einfluss der Keimgröße . . . . .	36
6.2	Einfluss der Keimanzahl . . . . .	37
<b>7</b>	<b>Simulationsergebnisse</b>	<b>39</b>
7.1	Auswertung der stationären Simulationen . . . . .	39
7.1.1	Einphasige Berechnungen . . . . .	39
7.1.2	Zweiphasige Berechnungen . . . . .	41
7.1.3	Vergleich der Kavitationsbilder . . . . .	43
7.2	Auswertung der transienten Simulationen . . . . .	45
7.2.1	Auswertung von Druck und Förderhöhe . . . . .	46
7.2.2	Vergleich der Kavitationsbilder . . . . .	48
<b>8</b>	<b>Conclusio</b>	<b>53</b>

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Einführung

Kreiselpumpen, zu denen auch die Radialpumpen gehören, gibt es in ähnlicher Form wie wir sie heute kennen bereits seit 1689. Aufgrund des langen Bestehens und der fast ebenso langen und intensiven Forschung an diesen Strömungsmaschinen sind sie heutzutage schon sehr weit entwickelt und zählen zu den weltweit meist verwendeten Pumpenbauarten [5].

Um einen hohen Wirkungsgrad der Pumpe im Betrieb zu erreichen, ist es jedoch notwendig, die Spezifikationen an die Anlage anzupassen, in der sie eingesetzt wird. Dabei spielen vor allem die geforderte Förderhöhe, der Durchfluss und das Druckniveau eine sehr wichtige Rolle. Mit diesen Parametern kann die Pumpe für die jeweilige Anlage optimiert werden.

Aufgrund der komplexen Strömungsvorgänge in Kreiselpumpen erfolgt die Entwicklung von Laufrädern, Leiträdern, Spiralgehäusen und Einlaufbögen traditionell auf Basis empirischer Daten. Zur Gestaltung der komplexen Geometrien stützt man sich dabei oft auf Erfahrungswerte und Koeffizienten, die aus Versuchen stammen. Die Güte der Pumpenkomponenten wird anschließend meist durch einen oder mehrere Modellversuche überprüft. Diese haben den Nachteil, dass sie mit nicht unwesentlichem finanziellen Aufwand verbunden sind. Außerdem können mit einem Modell nur eine beschränkte Bandbreite von Varianten untersucht werden [11].

Abhilfe schaffen in diesem Bereich die seit ca. 1970 verfügbaren Verfahren der numerischen Strömungsberechnung. Anfangs konnten damit nur einfachste Problemstellungen mit großem Aufwand simuliert werden. Aufgrund der rasanten Entwicklung in der Computertechnik gab es jedoch auch in der numerischen Strömungssimulation enorme Fortschritte. So stehen heutzutage eine Reihe von erprobten und robusten Programmpaketen zur Verfügung, welche die Simulation von komplexen Strömungsproblemen erlauben [16].

Die numerische Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics, CFD) kann somit zur Vorauslegung von Komponenten und der Untersuchung von verschiedensten Betriebsbereichen angewendet werden. Dadurch können Entwicklungskosten reduziert und Modellversuche zielgerichtet eingesetzt werden. Des Weiteren ist es möglich, Erkenntnisse über Strömungsvorgänge, die experimentell nicht oder nur mit sehr großem Aufwand gewonnen werden könnten, zu erfassen [11], [16].

Ein Effekt, dem beim Betrieb von hydraulischen Strömungsmaschinen große Bedeutung zukommt, ist die Kavitation. Darunter versteht man die Ausbildung örtlicher Dampfgebiete in der Strömung, sobald der Absolutdruck der Flüssigkeit den Dampfdruck erreicht oder unterschreitet. Da Kavitation zur Verringerung des Wirkungsgrades und sogar zur Zerstörung von Pumpenkomponenten führen kann, ist die Simulation und Vorhersage dieses dynamischen und komplexen Vorganges von großem Interesse.

## 1.2 Ziel der Arbeit

Am Laborprüfstand der Technischen Universität Wien wurden Kavitationsmessungen an einer Radialpumpe durchgeführt und fotografisch festgehalten. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Modellierung der Radialpumpe und die Diskretisierung des Modells für die anschließenden numerischen Strömungsberechnungen mittels kommerzieller Software *Ansys CFX*®. Besonderes Augenmerk soll dabei auf die Simulation von Kavitationserscheinungen gelegt werden. Die Ergebnisse der stationären und transienten Simulationen an ausgewählten Betriebspunkten sollen anschließend ausgewertet und mit den experimentellen Daten und Kavitationsbildern aus der Labormessung verglichen werden.

# Kapitel 2

## Allgemeines

Im folgenden Kapitel werden die zum Verständnis der Arbeit notwendigen theoretischen Grundlagen erläutert. Die Ausführungen sind sehr kurz gefasst und beziehen sich nur auf die in der Arbeit vorkommenden Themengebiete. Zur genaueren Einlese sei auf die angegebenen Literaturquellen verwiesen.

### 2.1 Radialpumpen

Dieses Kapitel samt Unterkapiteln wurde unter Zuhilfenahme von [4], [5] und [11] erstellt. Radialpumpen gehören zur Familie der Kreiselpumpen und arbeiten nach dem Strömungsprinzip. Dies bedeutet, dass die Förderung der Flüssigkeit durch eine gleichmäßige Rotationsbewegung eines Laufrades erzeugt wird. Die Aufgabe von Radialpumpen besteht allgemein darin, einen am Eintritt zufließenden auf ein gefordertes Druckniveau am Austritt zu bringen.

Die Anwendungsgebiete sind sehr breit gefächert und reichen von standardisierten, massenfertigten Kleinpumpen wie Heizungsumwälzpumpen und Kfz- Kühlwasserpumpen, bis zu Spezialanfertigungen von großen Speicherpumpen und Pumpturbinen mit über 250 MW in Kraftwerken.

### 2.1.1 Aufbau und Funktionsweise

Da es Radialpumpen in verschiedensten Ausführungen und Baugrößen gibt, beschränkt sich dieses Kapitel nur auf eine der einfachsten und am häufigsten eingesetzten Bauweisen: die einstufige, einflutige Radialpumpe mit Spiralgehäuse (Abbildung. 2.1). Diese Bauart wird auch im weiteren Verlauf der Arbeit für die Untersuchungen herangezogen. Die Hauptkomponenten dieses Pumpentyps sind ein rotierendes Laufrad (rot), eine Antriebswelle und ein Spiralgehäuse (blau). Das Spiralgehäuse wurde in Abbildung 2.1 teilweise aufgeschnitten, um den Blick auf das Laufrad zu ermöglichen.

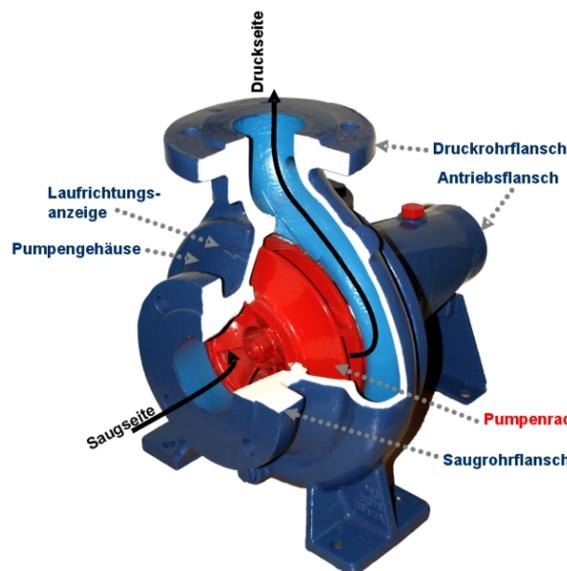


Abbildung 2.1: Modell einer einstufigen, einflutigen Radialpumpe (Modell aus dem Wasserwerk Delmenhorst) [8]

Anhand von Abbildung 2.2 soll die Arbeitsweise einer Radialpumpe erläutert werden. Das Fluid strömt über den Saugstutzen (1) zum Laufrad (2). Die Antriebswelle (3) ist im Gehäuse gelagert und überträgt das Antriebsmoment auf das fliegend gelagerte Laufrad (2). Durch die Drehbewegung wird das Fördermedium dabei entlang der Laufradschaufeln radial nach außen in die Spirale (4) befördert. Dies hat eine Beschleunigung in Umfangsrichtung und eine Druckzunahme zur Folge. Durch den sich erweiternden Querschnitt der Spirale wirkt diese wie ein Diffusor und verzögert die Strömung, sodass ein Großteil der kinetischen Energie in statische Druckenergie umgewandelt wird. Über den Druckstutzen (5) verlässt das Fördermedium schließlich die Pumpe.

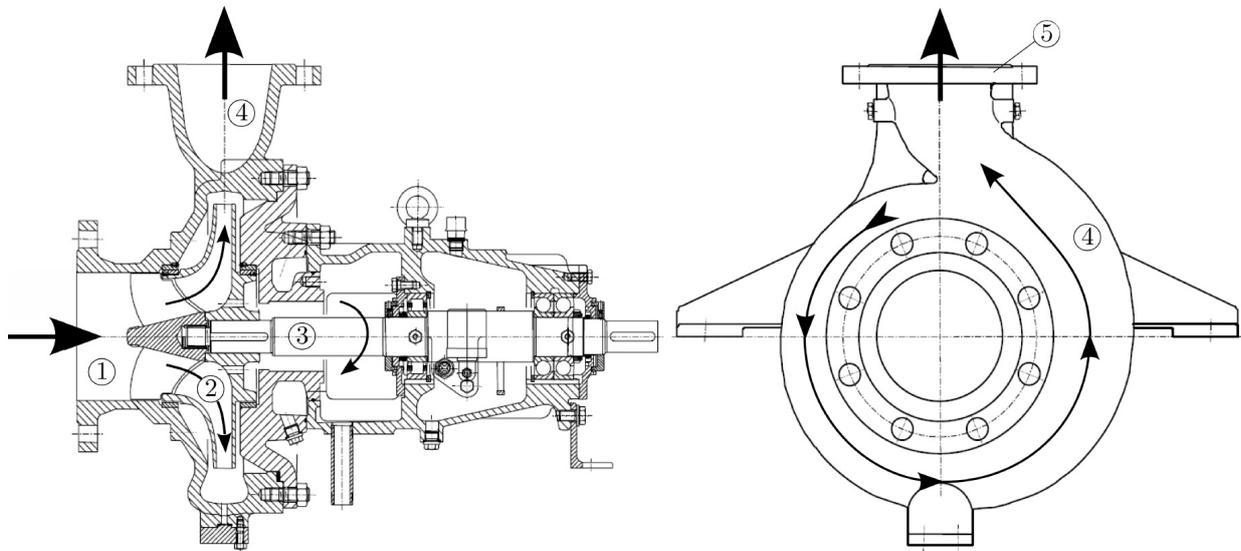


Abbildung 2.2: Meridianschnitt (links) und Seitenansicht (rechts) einer Radialpumpe [4]

Das Laufrad (Abbildung 2.3) besteht aus einer Tragscheibe, welche auch die Nabe zur Anbindung an die Antriebswelle darstellt. Auf dieser Tragscheibe befinden sich eine oder meist mehrere Laufschaufeln, welche gleichmäßig am Umfang angeordnet sind. Auf der oberen Seite schließt eine Deckscheibe das Laufrad ab. Diese kann bei bestimmten Laufradtypen entfallen, wobei man dann von halboffenen Laufrädern spricht.

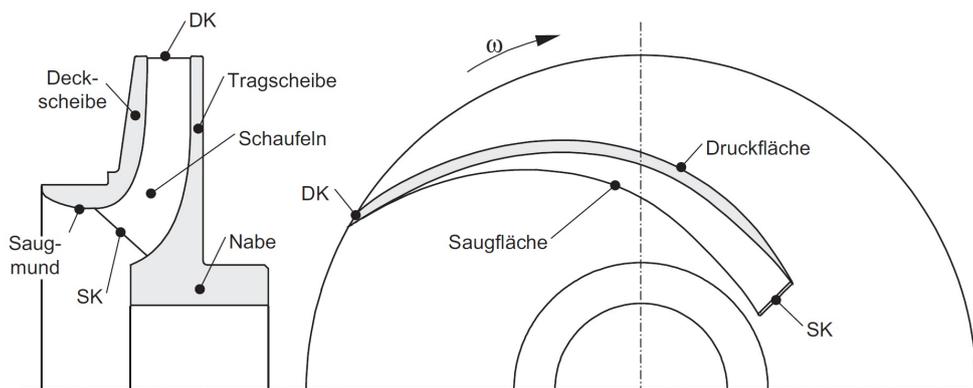


Abbildung 2.3: Meridianschnitt (links) und Grundriss (rechts) eines radialen Laufrades [11]

Im Grundriss von Abbildung 2.3 (rechts) sind noch einige für die Charakterisierung des Laufrades wichtige Bezeichnungen angeführt. An der Eintritts- oder Saugkante (SK) wird das Fördermedium geteilt, wobei sich auf den beiden Seiten unterschiedliche Druckverhält-

nisse einstellen. Auf der Druckfläche herrscht dementsprechend ein höherer Druck als auf der Saugfläche. Die Austritts- oder Druckkante (DK) stellt das Ende der Laufschaufel in Strömungsrichtung dar. Aufgrund ihrer räumlich gekrümmten Geometrie werden Laufräder meist als Gussstücke hergestellt.

## 2.1.2 Betriebsparameter und Kennwerte

Die wichtigsten Parameter und Kennwerte für den Betrieb einer Radialpumpe sind:

- **Förderstrom bzw. Durchfluss**  $Q$  in  $m^3/s$  :

Er definiert den nutzbaren Volumenstrom der durch den Druckstutzen aus der Pumpe austritt. Aufgrund von Leckagen innerhalb der Pumpe ist er nicht mit dem durch den Saugstutzen eintretenden Volumenstrom ident. Da jedoch bei numerischen Strömungssimulationen diese Leckagen meist vernachlässigt werden, wird in diesem Fall der Durchfluss durch die Pumpe als konstant angesehen.

- **Spez. Förderarbeit**  $Y$  in  $J/kg$  bzw. **Förderhöhe**  $H = Y/g$  in  $m$ :

$Y$  beschreibt die dem Fluid von der Pumpe zugeführte Totalenergie pro Masseneinheit zwischen Saug- und Druckstutzen. In der Praxis wird jedoch meist die Förderhöhe  $H$  verwendet, welche als potentielle Totalenergie verstanden werden soll. Die beiden Werte können mit Hilfe der Totaldrücke an Druck- ( $p_{d,tot}$ ) und Saugstutzen ( $p_{s,tot}$ ), der Dichte  $\rho$  und der Erdbeschleunigung  $g$  wie folgt berechnet und ineinander umgewandelt werden:

$$Y = \frac{p_{d,tot} - p_{s,tot}}{\rho} = g \cdot H \quad (2.1)$$

Zur Berechnung von  $H$  werden dabei der statischer Druck, die geodätische Höhe und die Geschwindigkeitsenergie als entsprechende „Energiehöhen“ im Saug- bzw. Druckstutzen ausgedrückt:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + z_d - z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.2)$$

- **Drehzahl**  $n$  der Antriebswelle bzw. des Laufrades in  $U/min$ .
- **Leistungsbedarf**  $P_{mech}$  in  $W$ :  
Er beschreibt die vom Motor (meist Elektromotor) zur Verfügung gestellte Leistung die zum Antrieb des Laufrades erforderlich ist.
- **Wirkungsgrad**  $\eta$  in %:  
Ist definiert als der Quotient der tatsächlich am Austritt der Pumpe zur Verfügung gestellten Leistung zur zugeführten Leistung über die Antriebswelle ( $P_{mech}$ ).

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P_{mech}} \quad (2.3)$$

- **NPSH -Wert** (Net Positive Suction Head) in  $m$ :  
Als NPSH- Wert wird im Pumpenbau die Netto- Energiehöhe im *Eintrittsquerschnitt* der Pumpe bezeichnet. Diese ergibt sich aus der Differenz der absoluten Energiehöhe ( $H_{s,abs}$ ) am Saugstutzen und der Verdampfungsdruckhöhe ( $H_D$ ) des Fluids. Die Verdampfungsdruckhöhe errechnet sich aus

$$H_D = \frac{p_v}{\rho \cdot g} \quad (2.4)$$

wobei  $p_v$  den Verdampfungsdruck bei der jeweiligen Betriebstemperatur des Fördermediums darstellt.

Der NPSH- Wert ist ein wichtiger Kennwert zur Beschreibung von Kavitationsvorgängen in hydraulischen Anlagen. Man unterscheidet zwischen dem in der Anlage zur Verfügung stehenden NPSH- Wert  $NPSH_A$  und einem experimentell bestimmten, für die Pumpe spezifischen Wert  $NPSH_R$ , der benötigt wird, um Kavitation zu unterdrücken. Für den kavitationslosen Betrieb einer Pumpe muss daher folgende Bedingung gelten:

$$NPSH_A \geq NPSH_R \quad (2.5)$$

Für die genaue Bestimmung dieser Werte, die verschiedenen Kavitationskriterien sowie detailliertere Informationen sei hier auf die Literatur [4], [5] und [11] verwiesen.

## 2.2 Kavitation

Unter Kavitation versteht man die Ausbildung örtlicher Dampfgebiete (Dampfblasen bzw. engl. „cavities“) im Innern von strömenden Flüssigkeiten. Dieser Effekt tritt auf, wenn der statische Absolutdruck der Flüssigkeit den temperaturabhängigen Dampfdruck erreicht oder unterschreitet. Der Vorgang ist in Abbildung 2.4 in einem Dampfdruckdiagramm für Wasser dargestellt. Die darin dargestellte Kurve beschreibt den temperatur- und druckabhängigen Übergang zwischen den Phasen „flüssig“ (Wasser) und „gasförmig“ (Wasserdampf).

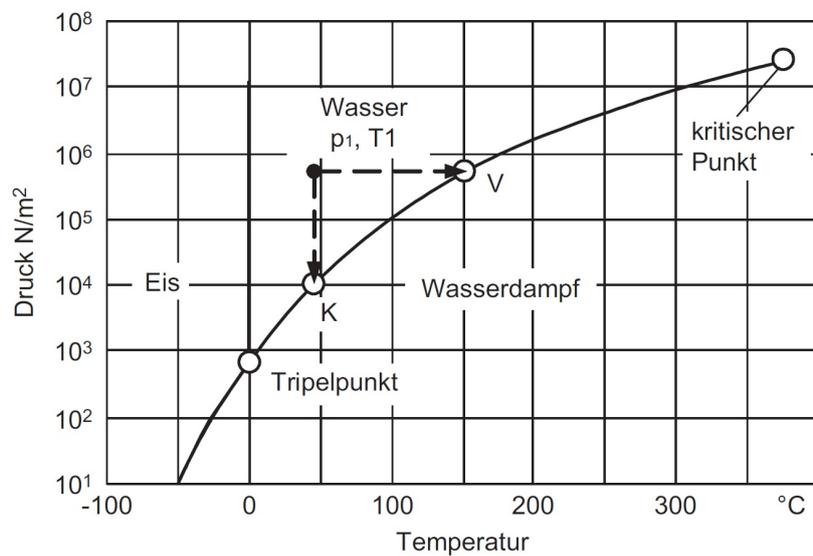


Abbildung 2.4: Dampfdruckkurve von Wasser [11]

Die Bildung der Dampfblasen bei Kavitation tritt nun nicht aufgrund einer Temperaturerhöhung (horizontaler Pfeil in Abbildung 2.4), sondern wegen einer hydrodynamischen Druckabsenkung (vertikaler Pfeil) als Folge von lokalen Übergeschwindigkeiten in bestimmten Bereichen der Strömung auf. Die entstehenden Dampfblasen werden von der Strömung mitgenommen und fallen implosionsartig zusammen (Stoßkondensation), wenn der Druck wieder über den Dampfdruck ansteigt [5], [13] und [23].

## 2.2.1 Entstehung von Kavitation

Eine Bedingung zur Entstehung von Kavitation ist, wie bereits erwähnt, das lokale Unterschreiten eines kritischen Druckes im Strömungsgebiet. Dieser kritische Druck liegt in der Regel knapp unterhalb des Dampfdruckes des jeweiligen Fördermediums. Zusätzlich zum Druckabfall ist jedoch auch die Präsenz von Kavitationskeimen in der Flüssigkeit eine notwendige Voraussetzung. Diese treten in Form von Ansammlungen von kleinen Gas- oder Dampfmolekülen mit Durchmessern im Bereich von  $10^{-1}$  bis  $10^{-3}$  mm auf [11]. Der Beginn der Kavitation wird ausschließlich durch die größten Keime bestimmt. Die gleichzeitige Anwesenheit von kleineren Keimen ist für den Kavitationsbeginn unerheblich und beeinflusst nur bei weiterer Druckabsenkung das Ausmaß der Kavitation [23].

Die Keime beginnen anschließend im unterkritischen Druckbereich rasch zu wachsen, bis die Dampfblase ihre maximale Größe erreicht hat. Je länger die Zone tiefen Druckes ist und je niedriger der örtliche Druck absinkt, desto mehr Kavitationsblasen entstehen.

Gelangen die Blasen wieder in Gebiete, in denen der örtliche Druck den Dampfdruck übersteigt, so kommt es zuerst zu einer Deformation und schlussendlich zu einer Implosion der Blasen. Abbildung 2.5 zeigt diesen Vorgang einerseits für eine Gasblase, deren Abstand zur nächsten Wand wesentlich größer ist als deren maximaler Blasendurchmesser (a) und andererseits für eine Blase in Wandnähe (b) [5], [11].

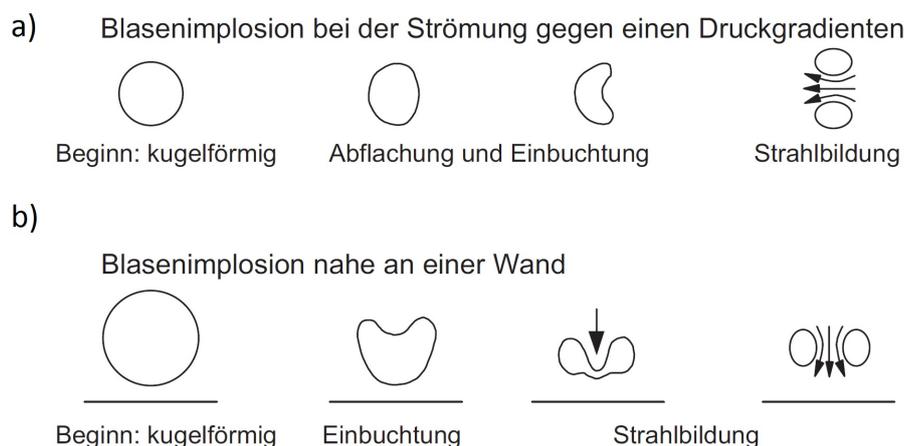


Abbildung 2.5: Vorgang der Blasenimplosion in ausreichendem Abstand zur Wand (a) und in Wandnähe (b) [11]

Der Durchmesser der Blase zu Implosionsbeginn liegt meist zwischen 1 bis 5 mm und beträgt gegen Ende lediglich wenige Zehntelmillimeter [24]. Durch den Kollaps bildet sich, wie in Abbildung 2.5 ersichtlich, ein Flüssigkeitsstrahl mit sehr hoher Geschwindigkeit (Mikrojet). Hohe Druckspitzen sind nur in unmittelbarer Nähe der Blase und gegen Ende der Implosion zu erwarten, können aber Drücke von bis zu 1000 bar erreichen [13].

Bei Radialpumpen kommt es aufgrund der Geschwindigkeitssteigerung an der Laufradeintrittskante zur Kavitation. Die Schaufelseite, auf der Kavitation auftritt, hängt vom Anstellwinkel der Laufradschaufel ab. Bei positivem Anstellwinkel tritt sie bevorzugt auf der Saugseite, bei negativem Anstellwinkel auf der Druckseite auf ([11], [18]).

### 2.2.2 Auswirkungen von Kavitation

Die bedeutendsten Auswirkungen von Kavitation während des Betriebes von hydraulischen Strömungsmaschinen sind nach [3], [5] und [6]:

- Durch die entstehenden Dampf- und Gasblasen bildet sich eine Zwei-Phasen-Strömung, wodurch sich die effektiven Strömungsquerschnitte verengen. Bei sehr starker Kavitation kann es dadurch sogar zu einer Querschnittsversperrung kommen. Auswirkungen im Betrieb sind eine Abnahme der Förderhöhe und eine Reduzierung des Durchflusses. Folglich kommt es dadurch auch zu einer Wirkungsgradverminderung.
- Die mit Dampfblasen gefüllten Bereiche sind meist nicht in allen Laufschaufelkanälen gleich groß. Durch die unterschiedliche Flüssigkeitsfüllung kommt es daher zu mechanischer Unwucht und die ungleiche Druckverteilung bedingt eine Dynamische. Dadurch werden auch die Antriebswelle und die Lagerungen stark beansprucht.
- Durch die Entstehung und dem laufenden Zerfall der Blasen kommt es durch die Druckstöße zu starken Schwingungen und erheblichen Geräuscentwicklungen. Diese erreichen bei wachsender Kavitation ein Maximum und nehmen bei Vollkavitation infolge der dämpfenden Wirkung der auftretenden Dampfblasen in der Flüssigkeit wieder ab.

- Druckstöße in unmittelbarer Wandnähe können bei zu geringer Werkstofffestigkeit zu Schädigungen durch Materialabtrag führen. Durch den Abtrag werden ursprünglich vorhandene Schutzschichten auf der Werkstoffoberfläche zerstört und eine Neubildung verhindert. Folglich kann eine zusätzliche Oxidation, Erosion und Korrosion selbst bei schwach ausgebildeter Kavitation eine Zerstörung des Bauteils hervorrufen. Diesen Vorgang bezeichnet man als Kavitationserosion. Um die Ausmaße zu verdeutlichen zeigt Abbildung 2.6 einen fortgeschrittenen Schaden am Laufrad einer Radialpumpe.



Abbildung 2.6: Ein durch Kavitationserosion zerstörtes Laufrad einer Radialpumpe [13]

Aufgrund der genannten negativen Auswirkungen sollte der Betrieb bei Kavitation vermieden oder zumindest unter Kontrolle gehalten werden.

## 2.3 Numerische Strömungssimulation

Um eine reale Strömung vollständig beschreiben zu können, ist die Lösung der strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen erforderlich. Dies sind nichtlineare, gekoppelte, partielle Differentialgleichungen, die sich im allgemeinen Fall nicht geschlossen lösen lassen. Bei der numerischen Strömungssimulation (engl.: Computational Fluid Dynamics, kurz CFD) werden die komplexen Gleichungen nicht exakt gelöst, sondern näherungsweise mithilfe von numerischen Verfahren bestimmt.

Aufgrund der rasanten Entwicklung in der Computertechnologie haben auch die seit ca. 1970 zur Verfügung stehenden numerischen Methoden enorme Fortschritte erfahren. Bei der Entwicklung von Radialpumpen werden diese Simulationsverfahren verbreitet angewendet, um die Treffsicherheit der Vorausberechnung zu erhöhen, Versuchskosten zu reduzieren und alle Möglichkeiten der Komponenteoptimierung auszuschöpfen [9], [11] und [21].

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden überblicksmäßig die Grundlagen der numerischen Strömungssimulation behandelt. Der Umfang beschränkt sich allerdings wiederum auf die für die Arbeit relevanten Aspekte. Für detailliertere Betrachtungen finden sich in den angegebenen Literaturquellen sehr umfangreiche Abhandlungen zum Thema ([9] bis [17] und [22]).

### 2.3.1 Navier- Stokes Gleichungen

CFD- Programme lösen die fünf Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik, um die Strömung von Gasen oder Flüssigkeiten zu berechnen. Die Gleichungen beschreiben die

- Massenerhaltung,
- Impulserhaltung in x- Richtung,
- Impulserhaltung in y- Richtung,
- Impulserhaltung in z- Richtung und die
- Energieerhaltung

Dieses System an Gleichungen wird als Navier- Stokes Gleichungen bezeichnet und kann eine Strömung vollständig (d.h. auch mit den kleinsten Wirbeln und Turbulenzen) beschreiben [15]. Die Navier- Stokes Gleichungen bilden ein gekoppeltes, nichtlineares Gleichungssystem und konnten bisher nur für Spezialfälle analytisch gelöst werden, weshalb man auf numerische Lösungen angewiesen ist.

Die Gleichungen lassen sich auf unterschiedliche Art und Weise darstellen (Skalar-, Vektor- oder Divergenzform). Sehr kurz und elegant ist dabei die Vektorform (Gl. 2.6), welche auch

für die Umsetzung in Computerprogrammen verwendet wird:

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{U} + \frac{\partial}{\partial x} \vec{E} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{F} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{G} = \vec{Q} \quad (2.6)$$

mit dem Erhaltungsvektor  $\vec{U}$ , den Flussvektoren  $\vec{E}$ ,  $\vec{F}$ ,  $\vec{G}$  in x-, y- und z- Richtung und dem Quellterm  $\vec{Q}$ .

Da detaillierte Herleitungen und Betrachtungen den Umfang dieses Kapitels übersteigen würden, wird an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen. Genaue Ausführungen finden sich in [14], [15] und [17].

Die Lösung der vollständigen Navier- Stokes Gleichungen ist grundsätzlich numerisch möglich, allerdings wird der Rechenaufwand für turbulente Strömungen unvertretbar groß, da auch noch die kleinsten Turbulenzen aufgelöst werden müssten.

Heutige ingenieurtechnische Anwendungen von CFD- Programmen basieren daher auf den Reynolds- gemittelten Navier- Stokes- Gleichungen (RANS), welche die Physik der Strömung entsprechend wiedergeben und akzeptable Rechenzeiten aufweisen. Es werden dabei Strömungsgrößen wie Geschwindigkeiten, Drücke, usw. durch einen Mittelwert und einen infolge von Turbulenz schwankenden Anteil beschrieben. Kleine Turbulenzen im Strömungsgebiet werden nicht mehr aufgelöst, sondern durch sogenannte Turbulenzmodelle modelliert [9], [15].

### 2.3.2 Shear- Stress Transport (SST) Turbulenzmodell

Turbulenzmodelle sind ein sehr wichtiger Bestandteil der numerischen Strömungssimulation, da die Genauigkeit der gesamten Lösung von der Qualität des Modells abhängt. Zur Modellierung von Turbulenzen existieren verschiedenste Ansätze, von denen keiner als allgemein gültig anerkannt ist [16]. Die Bandbreite reicht von einfachen algebraischen Gleichungen bis zu Differentialgleichungssystemen 2. Ordnung. Die Genauigkeit der numerischen Lösung erhöht sich mit zunehmender Komplexität der Turbulenzmodelle, was jedoch wiederum zu einem Anstieg der Rechenzeit führt. Abbildung 2.7 zeigt eine mögliche Einteilung [15], [16].

In der Gruppe der Verfahren, die auf Turbulenzmodelle zurückgreifen, beschreiben laut

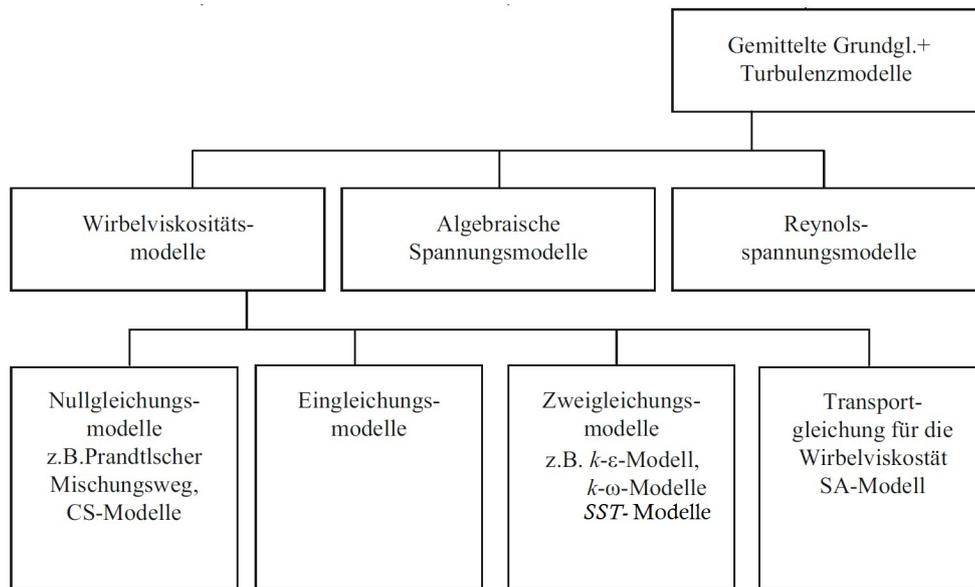


Abbildung 2.7: Einteilung der Turbulenzmodelle [16]

[16] aus heutiger Sicht die Reynoldspannungsmodelle die Strömungsverhältnisse am besten. Jedoch hat der hohe Rechenaufwand, der mit ihrer Anwendung verbunden ist, dazu geführt, dass in der Praxis meist Wirbelviskositätsmodelle Verwendung finden. So wurden auch in dieser Arbeit Wirbelviskositätsmodelle in Form von Zweigleichungsmodellen angewendet, weshalb ausschließlich auf diese etwas detailliert eingegangen wird.

Zweigleichungsmodelle sind immer dann anzuwenden, wenn der Transport von Turbulenz eine Rolle spielt. Die Turbulenz wird in den Grenzschichten entlang der Schaufelprofile erzeugt und von den Rotorschaukeln weitertransportiert .

Diese Modelle gehören zur Kategorie der Transportmodelle. Sie beruhen auf der Verteilungsmodellierung charakteristischer Turbulenzgrößen im Strömungsfeld mit Hilfe von Transportgleichungen. Als Transportmechanismen gelten die Konvektion (Transport mit der Strömung) und die Diffusion (Transport durch Vermischung). Die zugrundeliegende Vorstellung ist, dass die Turbulenz an bestimmten Orten in der Strömung produziert, an andere Orte transportiert und dort durch Reibung dissipiert wird [14].

Die wichtigsten Zweigleichungsmodelle sind [15]:

- Das  $k$ - $\varepsilon$ - Modell war lange Zeit Industriestandard, da es stabil ist und nur wenig zusätzlichen Rechenaufwand benötigt. Es ist vor allem für die Berechnung der Strömung im Inneren des Strömungsfeldes gut geeignet, hat allerdings Probleme mit der Berechnung von Strömungen, die aufgrund von Druckgradienten an der Wand ablösen. Der Beginn der Ablösung wird zu spät und das Ablösegebiet zu klein berechnet. Das  $k$ - $\varepsilon$ - Modell liefert daher meist zu optimistische Ergebnisse bei Wandablösungen.
- Das  $k$ - $\omega$ - Modell liefert in Wandnähe genauere Ergebnisse, ist dem  $k$ - $\varepsilon$ - Modell allerdings im Inneren der Strömung unterlegen.
- Das *Shear-Stress Transport* Modell (SST) kombiniert nun die guten Eigenschaften des  $k$ - $\omega$ - Modells in Wandnähe und dem  $k$ - $\varepsilon$ - Modell in der restlichen Strömung. Dadurch liefert es im gesamten Strömungsfeld auch für abgelöste Strömungen gute Ergebnisse und ist dennoch robust bei akzeptabler Rechenzeit. Daher wird dieses Modell derzeit als Standard für industrielle Anwendungen herangezogen.

### 2.3.3 Kavitationsmodellierung

Kavitation fällt unter die Kategorie der Mehr- Phasen- Strömung, was bedeutet, dass in der Strömung Stoffe unterschiedlichen Aggregatzustandes auftreten. Im Falle der Kavitation sind dies die flüssigen und gasförmigen Zustände (siehe Kapitel 2.2) [22].

Die einfachste Möglichkeit zur Vorhersage von Kavitation ist die Identifikation mittels Dampfdruckisobaren im Strömungsfeld der einphasigen Berechnung. Damit lässt sich jedoch nur vorhersagen, ob Kavitation auftritt oder nicht. Die Auswirkungen der Kavitation, beispielsweise auf die Förderhöhe und den Wirkungsgrad, können so nicht erfasst werden. Daher wird, mittels numerischer Methoden versucht, die Auswirkungen zweiphasiger Strömungen abzubilden. Es existieren eine Vielzahl von unterschiedlichen Modellen zur Kavitationsbeschreibung, welche je nach Anwendungsfall Vor- und Nachteile aufweisen. Man unterscheidet zwischen zwei prinzipiell unterschiedlichen Methoden:

Die **Interface- Tracking Methode** beruht auf der Annahme einer fest definierten Phasengrenze zwischen Flüssigkeits- und Dampfgebiet mit konstantem Dampfdruck im Kavitationsgebiet. Dies ist physikalisch nicht korrekt, weshalb dieses Verfahren nur für stationäre Prozesse geeignet ist.

Im Gegensatz dazu wird bei **Interface- Capturing bzw. Continuum Methoden** die Strömung beider Phasen berechnet. Der Phasenübergang wird durch eine geeignete Beziehung zwischen der variablen Dichte des Wasser- Dampf Gemisches und den übrigen Zustandsgrößen ermittelt. Für diese Arbeit wurde ein Modell verwendet, bei dem das Wachstum und der Zerfall der Blasen in einem konstanten Druckfeld mit den Grundgleichungen der Blasendynamik beschrieben wird. Da es wegen der hohen Anzahl von Kavitationsblasen nicht möglich ist, jede einzelne aufzulösen, werden alle Blasen einer Rechenzelle aufsummiert und gleich behandelt. Dies setzt voraus, dass die Blasen homogen verteilt und klein gegenüber den Abmessungen der Rechenzelle sind. Man spricht in diesem Fall von „homogenen“ Kavitationsmodellen. Um die Blasendynamik zu beschreiben, den Phasenanteil in Abhängigkeit vom Blasenradius zu bestimmen und anschließend die Gemischdichte zu berechnen, kann die Rayleigh- Plesset Gleichung herangezogen werden. Dabei ist es notwendig, die Keimverteilung, den konvektiven Wärmetransport, die Volumenänderung sowie die Wachstums- und Kollapsgeschwindigkeit zu erfassen [10], [12].

Die Modellierung von Kavitation bei Radialpumpen hat zum Ziel, den Kavitationsbeginn, die Blasenfeldlänge und den dadurch verursachten Förderhöhenabfall vorherzusagen. Da Kavitationsbeginn und Blasenfeldlänge sehr empfindlich auf die Beschaffenheit der Geometrie reagieren, ist es besonders wichtig, die Eintrittskantengeometrie genau zu modellieren. Zudem muss das Netz in diesem Bereich entsprechend fein sein. Ebenso haben die Eintrittsbedingungen vor dem Laufrad großen Einfluss auf den Kavitationsbeginn, weshalb diese wirklichkeitsgetreu abgebildet werden müssen [11].

### 2.3.4 Ablauf einer CFD- Simulation

In Abbildung 2.8 sind die wesentlichen Schritte, die bei der Durchführung einer CFD-Simulation durchlaufen werden müssen, übersichtlich dargestellt.

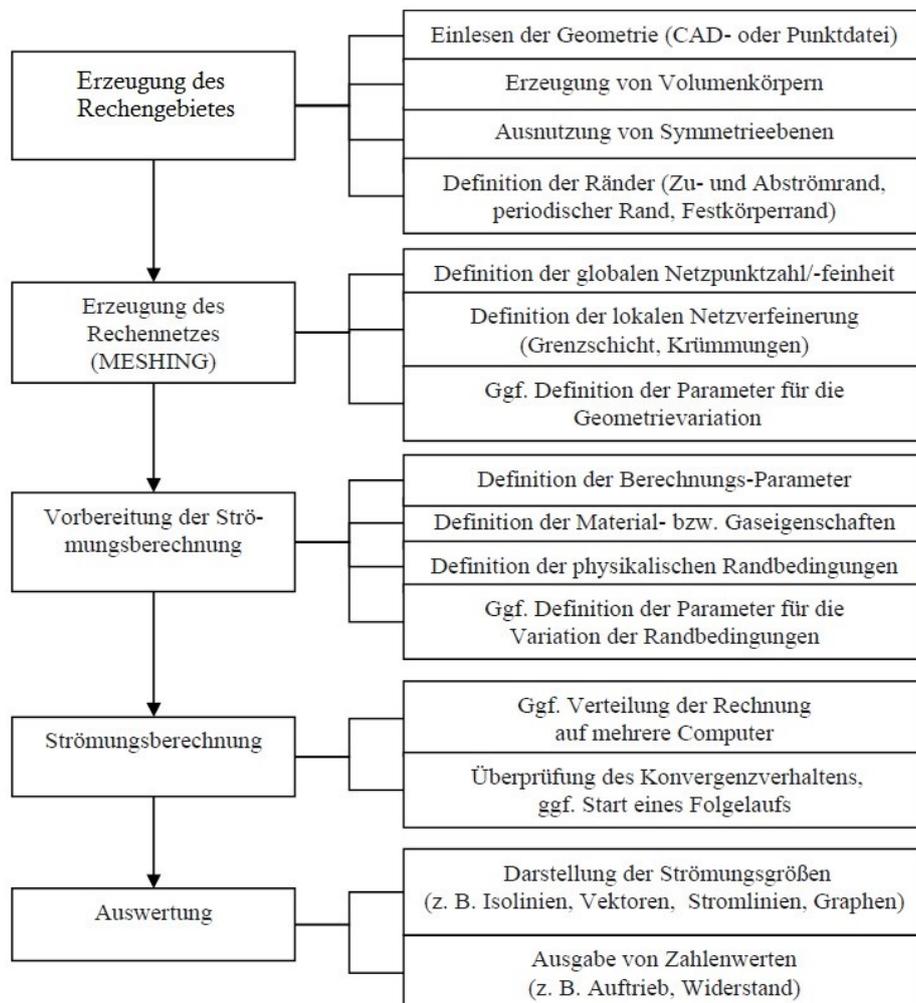


Abbildung 2.8: Übersicht über den Ablauf einer numerischen Strömungssimulation [15]

Detaillierte Erklärungen zu den einzelnen Punkten des Ablaufs können in [15] nachgeschlagen werden.

# Kapitel 3

## Modellierung und Diskretisierung

Im folgenden Kapitel wird der Pumpenprüfstand, welcher in dieser Arbeit simuliert werden soll, kurz beschrieben. Anschließend werden die wichtigsten Schritte der Modellierung und die Rechenetze der einzelnen Komponenten behandelt. Die verwendeten Programme zur Netzerstellung waren *Ansys ICEM* ® und *Ansys Turbo Grid* ®15.0.

### 3.1 Pumpenprüfstand

Der Pumpenprüfstand, (Abbildung 3.1) auf dessen Geometrie die CFD- Simulation in dieser Arbeit basiert, befindet sich im hydraulischen Labor der Technischen Universität Wien. Er besteht aus einer Radialpumpe (1) der Firma *Pumpenfabrik Ernst Vogel GmbH* (heute: Xylem Water Solutions Austria), jeweils einem Plexiglas- Konus (2) am Druck- und Saugstutzen (zur Geschwindigkeitsmessung mittels Laser) und den daran angeflanschten Rohrleitungen mit Krümmer (4). Des Weiteren sind am Ein- und Austritt jeweils eine Ringleitung zur Druckmessung installiert (3). In Tabelle 3.1 sind die wichtigsten Kenndaten der Pumpe angeführt.

Tabelle 3.1: Pumpenkenndaten [7]

Hersteller	Pumpenfabrik Ernst Vogel GmbH
Typ	L 100-315 EN
Bauart	einstufige Radialpumpe
Nenndurchfluss	150 m <sup>3</sup> /h
Förderhöhe	30 m
Nenn Drehzahl	1450 U/min
Nennleistung	22 kW
Laufreddurchmesser	296 mm
Schaufelanzahl	6

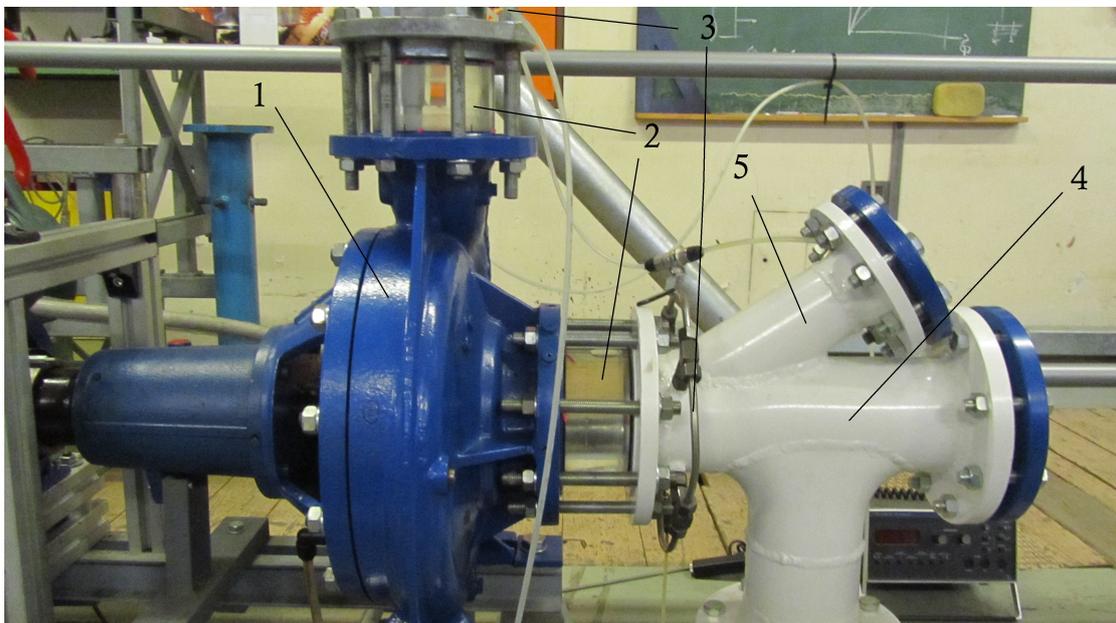


Abbildung 3.1: Pumpenprüfstand der TU Wien

## 3.2 Zuleitung

Die an die Pumpe anschließenden Rohrleitungen werden durch Vermessung am Prüfstand modelliert. Um die Zuströmverhältnisse am Eintritt so genau wie möglich wiederzugeben, wird der T- Krümmer ((4) in Abbildung 3.1) und die zwei stromaufwärts liegenden Rohrbögen (nicht in der Abbildung dargestellt) berücksichtigt. Vor dem ersten Rohrbogen besitzt das Modell ein gerades Rohrstück mit der Länge des zehnfachen Rohrdurchmessers, welche als Einlaufwegstrecke dient.

Im Zuge der Vernetzung wird das schräge Schauglas ((5) in Abbildung 3.1) vernachlässigt. Es wird angenommen, dass es auf die Strömung nur sehr geringe Auswirkungen hat.

Das Netz der Zuleitung ist in Abbildung 3.2 (a) dargestellt. Es wird mit dem Programm *ICEM* erstellt. Die Netzparameter sind in Tabelle 3.2 angeführt. Da das Laufradenetz mit *TurboGrid* angefertigt wurde, liegt das Interface zwischen Zuleitung und Laufrad direkt vor dem Laufrad. In Abbildung 3.2 (b) ist der Bereich des Netzes kurz vor dem Interface zum Laufrad dargestellt. Die konusförmige Erweiterung mit der eingebauten Finne (grün) sind Teil des Einlaufbereiches des Spiralgehäuses. In diesem Bereich stellte vor allem die Vernetzung der Finne eine gewisse Herausforderung dar. Jedoch ist die wirklichkeitsgetreue Modellierung in diesem Gebiet essentiell, da hier die Zuströmverhältnisse zum Laufrad merklich beeinflusst werden (siehe auch Kapitel 2.3.3 und [11]).

Tabelle 3.2: Netzparameter der Zuleitung

Knotenanzahl	1 790 366
Elementanzahl	1 741 915
Volumen	0.0534 m <sup>3</sup>
Min. Winkel	20.8°
Min. Determinante 3x3x3	0.375
$y^+$	> 30

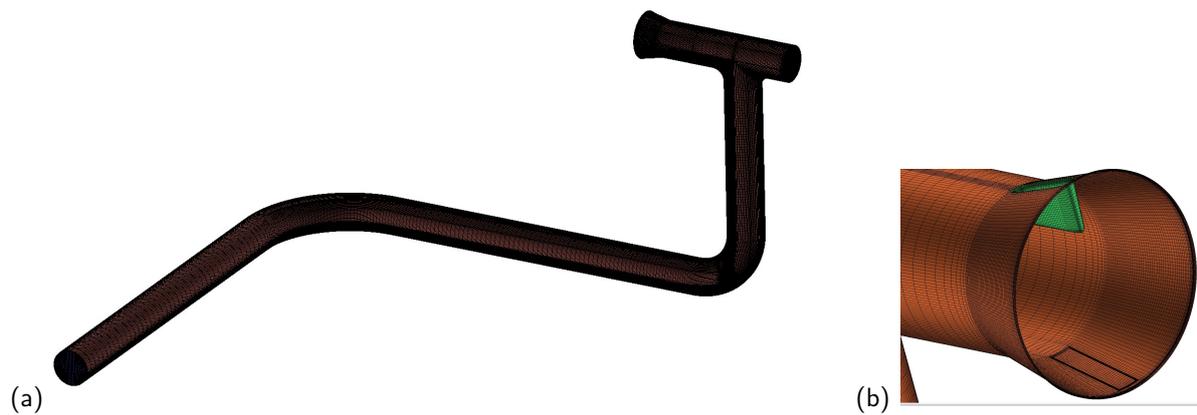


Abbildung 3.2: (a) Netz des gesamten Einlaufbereichs (b) Detail: Bereich kurz vor dem Interface zum Laufrad mit Finne

### 3.3 Laufrad

Zur Modellierung der komplexen, räumlich gekrümmten Geometrie des Laufrades wird das Programm *Ansys BladeGen*  $\text{\textcircled{R}}15.0$  verwendet. Für die Geometrieerstellung stehen ausschließlich die 2-D Konstruktionszeichnungen des Herstellers zur Verfügung. Die Koordinaten der Kurvenverläufe werden mithilfe des Programms *GetData Graph Digitizer* ermittelt und in das CAD Programm *Solid Works*  $\text{\textcircled{R}}2014$  eingelesen. Dort können die für die Eingabe in *BladeGen* notwendigen Kurvenverläufe des Meridianschnittes konstruiert werden. Abbildung 3.3 zeigt die erstellte Geometrie in *BladeGen*.

Die Oberfläche ist in vier Fenstern aufgeteilt. Links oben kann die Meridiankontur durch Eingabe der Koordinaten definiert werden. Die Schaufelkonturlinien der Laufrades werden im linken unteren Fenster durch Eingabe der Kurvenlänge (gemessen von der Eintrittskante) in Abhängigkeit des Umschlingungswinkels  $\vartheta$  definiert. Sollte die Schaufel keine konstante Dicke aufweisen, kann im rechten unteren Fenster der Dickenverlauf über den Gesamtumschlingungswinkel vorgegeben werden. Das rechte obere Fenster liefert eine Vorschau auf die Geometrie der Schaufel.

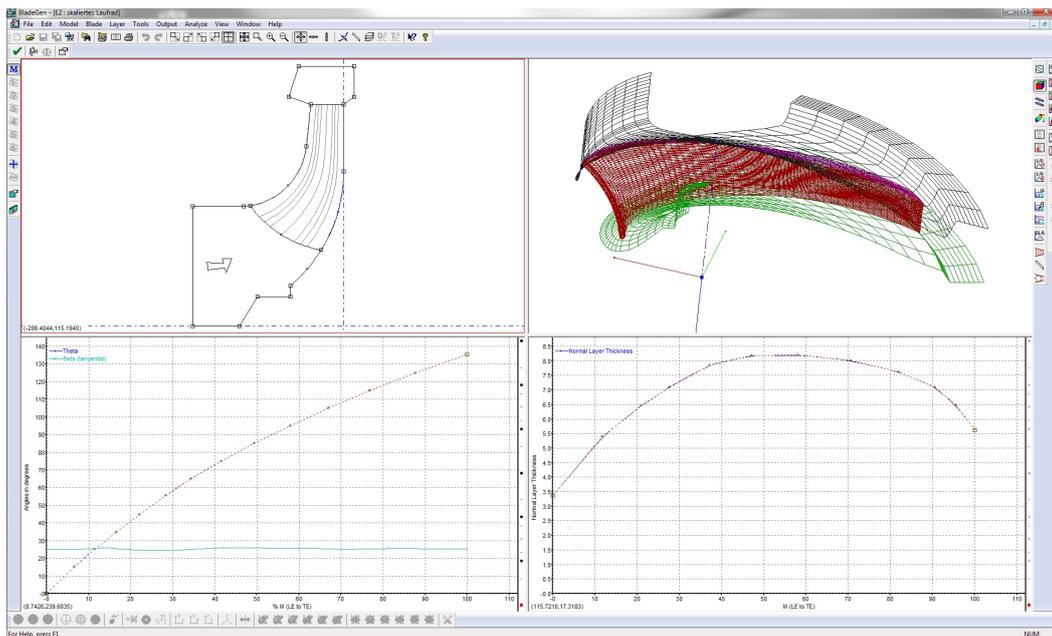


Abbildung 3.3: Erstellung der Laufradschaufelgeometrie in Blade Gen

In Abbildung 3.4 ist das mittels *BladeGen* erstellte Modell dem originalen Laufrad gegenübergestellt.

Abweichungen von Modell und originaler Geometrie ergeben sich wie folgt:

- Der Digitalisierungsvorgang der 2D- Pläne weist eine gewisse Ungenauigkeit auf, da die digitalisierten Bilder der Konstruktionszeichnungen eine grobe Auflösung besitzen.
- Das Laufrad wurde zur Revitalisierung bereits einmal sandgestrahlt und neu lackiert. Dies ergibt vor allem Ungewissheiten hinsichtlich der Dickenverteilung und Profilierung.

Das Laufradnetz wurde mit dem Programm *TurboGrid* erstellt, da dieses Programm direkt mit der Geometrierstellung in *BladeGen* gekoppelt werden kann. Abbildung 3.5 zeigt eine Ebene des erstellten Netzes. In *TurboGrid* erfolgt die Netzerstellung großteils automatisiert. Die Netzparameter finden sich in Tabelle 3.3.

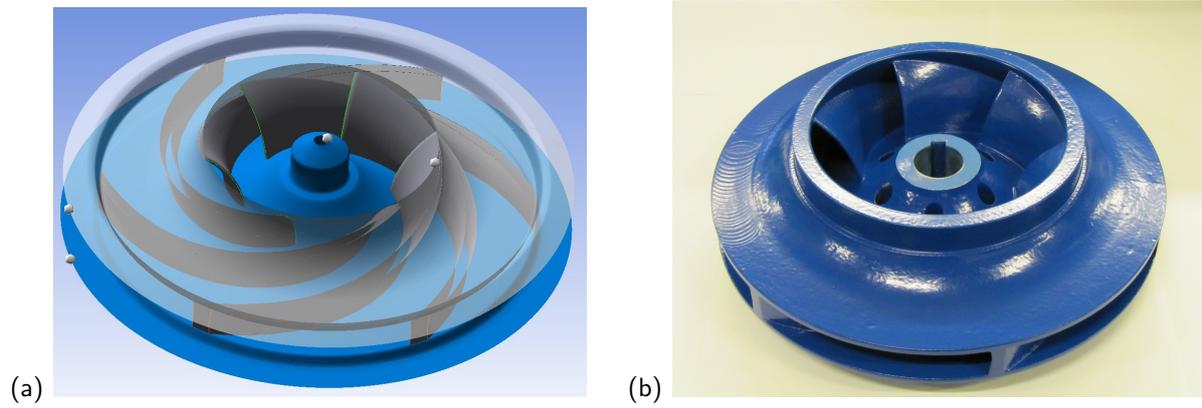


Abbildung 3.4: Gegenüberstellung des Laufradmodells (a) und des originalen Laufrades (b)

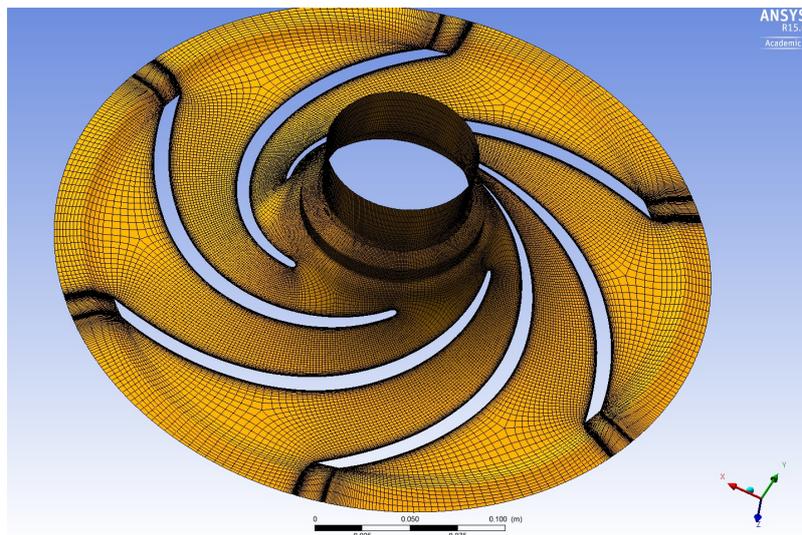


Abbildung 3.5: Laufradnetz

Tabelle 3.3: Netzparameter des Laufrades

Knotenanzahl	3 191 136
Elementanzahl	2 995 740
Volumen	0.003035 m <sup>3</sup>
Min. Winkel	15.15°
$y^+$	> 30

### 3.4 Spirale

Für die Modellierung der Spirallengeometrie steht das 3D CAD- Modell des Herstellers zur Verfügung (Abbildung 3.6 (a)). Daraus kann mithilfe von *Solid Works* der durchströmte Fluidkörper (innerer Hohlraum der Spirale) erstellt werden. Am Spiralenaustritt wird der Plexiglasskonus und die Rohrleitung mitmodelliert. Die Auslaufwegstrecke hat die Länge des dreifachen Rohrdurchmessers.

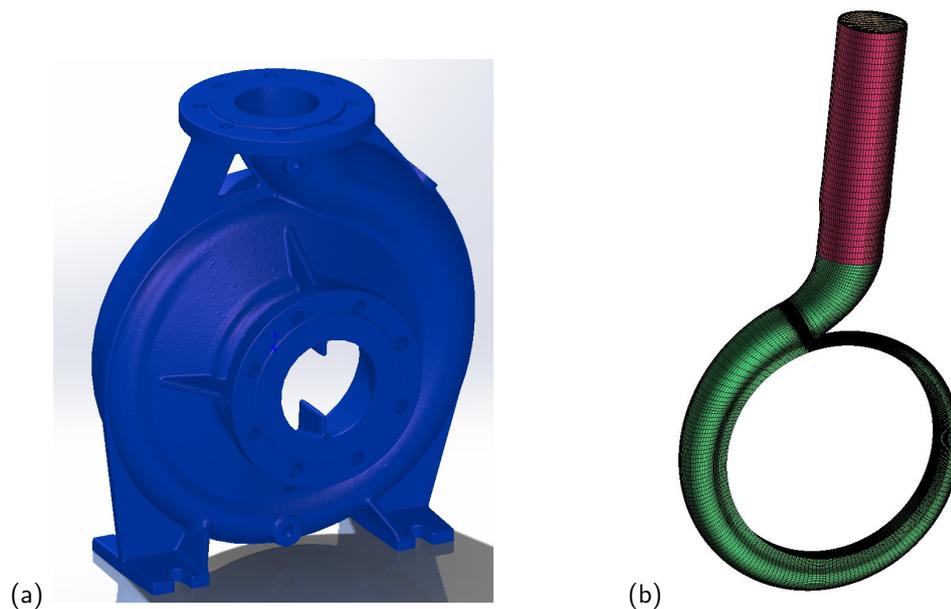


Abbildung 3.6: (a) CAD- Modell des Spiralgehäuses (b) Netz der Spirale

Das Spiralenetz (grün) inklusive Auslaufbereich (rot) (Abbildung 3.6 (b)) wurde wiederum mit *ICEM* generiert. Die Netzparameter sind in Tabelle 3.4 angegeben.

Tabelle 3.4: Netzparameter der Spirale

Knotenanzahl	486 151
Elementanzahl	471 840
Volumen	0.00665 m <sup>3</sup>
Min. Winkel	20.8°
Min. Determinante 3x3x3	0.449
$y^+$	> 30

# Kapitel 4

## Numerisches Setup

Im folgenden Kapitel wird auf die Randbedingungen und die dazugehörigen Einstellungen näher eingegangen. Zur Vorbereitung der Strömungsberechnung wird dazu das Simulationsprogramm *Ansys CFX* ®15.0 angewendet. Des Weiteren werden die verwendeten Betriebspunkte kurz erläutert.

### 4.1 Randbedingungen

Zu Beginn werden die einzelnen Netze in das Programm geladen und geometrisch so orientiert, dass die Übergänge zwischen den Netzen (Interfaces) übereinander liegen. Abbildung 4.1 zeigt die beiden Schnittstellen zwischen Zuleitung und Laufrad (1) sowie Laufrad und Spirale (2).

Abbildung 4.2 veranschaulicht das Setup, welches für die Simulation verwendet wird. Die Zuströmung am Einlass (1) wird über den Totaldruck vorgegeben. Das Fluid wird entsprechend den Messungen am Laborprüfstand als Wasser bei 25°C definiert. Über die beiden Rohrbögen und den T- Krümmer gelangt das Fördermedium über die erste Schnittstelle zum Laufrad (3). Für das Laufrad wird im Wesentlichen die Rotationsachse (z- Achse) und die Drehzahl vorgegeben. Über die zweite Schnittstelle zwischen Laufrad und Spirale bewegt sich die Strömung in der Spirale (4) kreisförmig fort und gelangt schließlich zum Auslass (6). Am Auslass wird der austretende Massenstrom angegeben. Diese partiellen

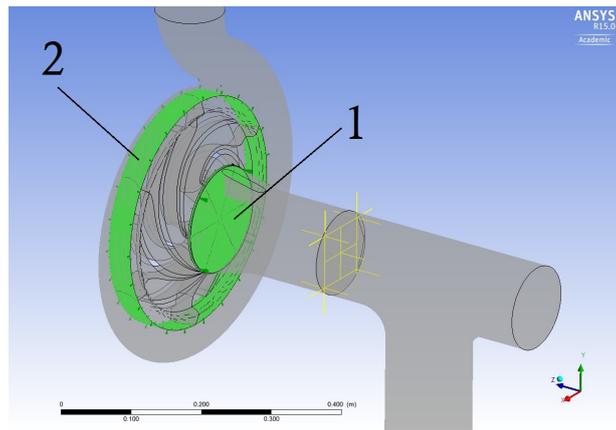


Abbildung 4.1: Schnittstellen Zuleitung/Laufrad (1) und Laufrad/Spirale (2)

Randbedingungen wurden gemäß [2] definiert. Außerdem werden an den Stellen, an denen sich beim Laborprüfstand die Druckmessleitungen befinden (vgl. Abbildung 3.1), sogenannte Monitorpunkte zur saugseitigen (2) und druckseitigen (5) Auswertung des Druckes gesetzt.

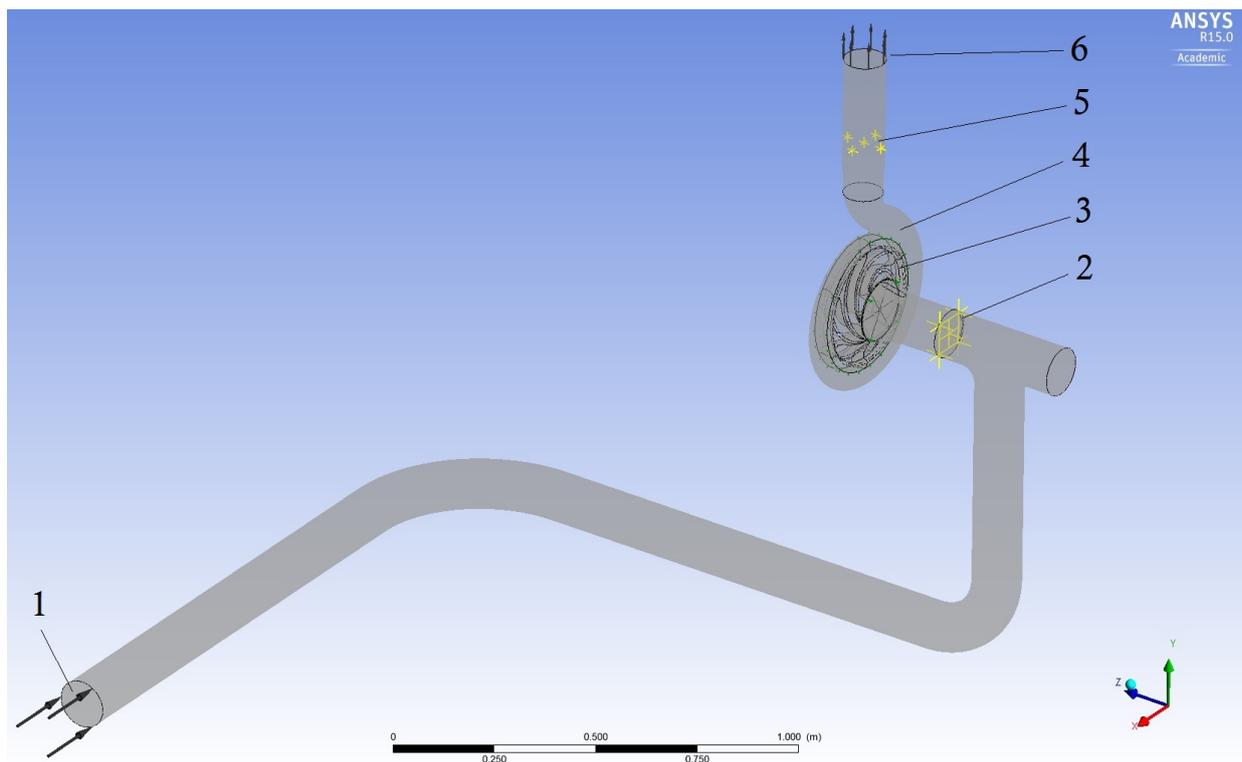


Abbildung 4.2: Setup der Simulation

Für die zweiphasige, stationäre Simulation der kavitierenden Strömung wird ebenfalls [2] zur Hilfe genommen. Zunächst muss für das Modell je eine flüssige und eine gasförmige

Phase erstellt werden. Die Auswahl kann über Materialdatenbank des Programms erfolgen. Es wird ein *homogenes Modell* für die Kavitation und das *Shear Stress Transport- Modell* als Turbulenzmodell gewählt. Das Blasenwachstum wird auf Basis der *Rayleigh Plesset Gleichung* modelliert. Der durchschnittliche Durchmesser der Keime wird mit  $2 \cdot 10^{-6}$  m und mit einem Dampfdruck von 3169 Pa (Dampfdruck bei 25°C) gewählt. Die restlichen Einstellungen werden auf *Default* belassen. Der Volumenanteil von Wasser wird am Eintritt auf 100 % gesetzt (Liquid Water Volume Fraction = 1), wodurch sichergestellt wird, dass beim Eintritt in das System kein Dampf auftritt (Vapour Water Volume Fraction = 0). Nähere Details zu den gewählten Einstellungen können in Kapitel 2 nachgelesen werden.

In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Einstellungen für die zweiphasigen Berechnungen mit Kavitationsmodell noch einmal übersichtlich zusammengestellt.

## 4.2 Löser- Einstellungen

Zur Lösung der numerischen Problemstellung wird ein sogenanntes High- Resolution Verfahren angewendet. Dieses ist 2.Ordnung und verhindert durch eine Gewichtungsfunktion die Entstehung von Oszillationen an Unstetigkeitsstellen. Details zu diesem Verfahren können in [15] nachgelesen werden.

Für die stationären Simulationen wird die maximale Anzahl an Iterationsschritten mit 2000 gewählt, um Konvergenz zu gewährleisten. Die wichtigsten Einstellungen für den Löser sind in der Tabelle 4.2 noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Zusammenfassung der wichtigsten Einstellungen in *CFX- Pre*

Objekt	Tab	Feld	Einstellung/ Wert
Analysis Type			Steady State bzw. transient
Domain Eintritt	Basic Settings	Fluid Definition	LiquidWater (25°C) LiquidVapour (25°C)
		Fluid Models	Multiphase Turbulence
	Fluid Pair Models	Fluid Pair	LiquidWater VapourWater
		Mass Transfer	Cavitation
		Cavitation Option	Rayleigh Plesset
		Mean Diameter	$2 \cdot 10^{-6}$ m
		Saturation Pressure	3169 Pa
		Nuclei Vol. Frac.	$5 \cdot 10^{-4}$
		Restl. Einstellungen	Default
Domain Inlet	Boundary Details	Mass and Momentum	Total Pressure(stable)
		Relative Pressure	Inletdruck vorgeben
		Turbulence	Medium
	Fluid Values	Liquid Water Vol. Frac.	1
	Vapour Water Vol. Frac.	0	
Domain Wall -für alle Wall-	Boundary Details	Mass and Momentum	No Slip Wall
		Wall Roughness	Smooth Wall
Domain Outlet	Boundary Details	Mass and Momentum	Bulk Mass Flow Rate
		Mass Flow Rate	jew. Massenstrom

Tabelle 4.2: Übersicht über die wichtigsten Einstellungen für *Solver Control* in *CFX- Pre*

Objekt	Tab	Feld	Einstellung/ Wert
Solver Control	Basic Settings	Advection Scheme	High Resolution
		Turbulence Numerics	First Order
		Max. Iterations	2000
		Fluid Timescale Control	$1/abs(10 \cdot \omega)$
		Residual Type	RMS
		Residual Target	$10^{-8}$

### 4.3 Betriebspunkte

Die Wahl der untersuchten Betriebspunkte wird aufgrund der durchgeführten Laborversuche am Pumpenprüfstand (siehe Abschnitt 3.1) getroffen. Dort wurden unter anderem Kavitationsversuche durchgeführt. Im Zuge der Messungen wurde das Druckniveau schrittweise gesenkt, bis am Eintritt Kavitationserscheinungen sichtbar wurden. Durch weitere sukzessive Senkung des Druckes konnten verschiedene Stadien der Kavitation (bis zur Vollkavitation) durch ein Schauglas fotografisch festgehalten werden. Zusätzlich wurden die Drehzahl  $n$ , der Durchfluss  $Q$ , das Drehmoment an der Antriebswelle  $M$  und die Drücke auf der Druck ( $p_d$ )- und Saugseite ( $p_s$ ) dokumentiert.

Für die Simulationen werden drei Betriebspunkte (engl. Operation Points, Abk. OP) bei beginnender (OP2), schwach ausgeprägter (OP3) und stärker ausgeprägter Kavitation (OP4) ausgewählt. Die am Laborprüfstand gemessenen Daten sind in Tabelle 4.3 angeführt.

Zusätzlich werden einige relevante Kennwerte berechnet. Die statische Druckdifferenz  $\Delta p_{stat}$  ergibt sich dabei aus der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugstutzen ( $p_d - p_s$ ). Die Geschwindigkeiten werden über den Durchfluss  $Q$  und die Durchmesser der Rohrleitungen von Druck- und Saugstutzen ( $D_d, D_s$ ) bestimmt. Die Förderhöhe wird nach Gleichung 2.2 berechnet. Der geodätische Höhenunterschied fällt in diesem Fall weg, da sich die Messensoren der Druckaufnehmer auf selbem Niveau befinden. Die Dichte wird mit  $\rho = 997,04 \text{ kg/m}^3$  (für  $25^\circ\text{C}$ ) und die Erdbeschleunigung mit  $g = 9,8081 \text{ m/s}^2$  angenommen.

Aus den Messwerten geht noch einmal hervor, dass bis auf geringe Abweichungen versucht wurde, die Betriebsparameter wie Drehzahl  $n$ , Durchfluss  $Q$  und Drehmoment an der Antriebswelle  $M$  konstant zu halten. Einzig das Druckniveau ( $p_s$  und  $p_d$ ) ändert sich in Abhängigkeit der Betriebspunkte.

Tabelle 4.3: Für die Simulationen herangezogene Betriebspunkte

Messgröße	Abk.	Einheit	OP2	OP3	OP4
Durchfluss	$Q$	m <sup>3</sup> /h	127,46	127,19	126,89
Drehmoment	$M$	Nm	75,10	75,00	74,91
Drehzahl	$n$	U/min	1449,0	1448,0	1447,8
Durchmesser Saugseite	$D_s$	m	0,125	0,125	0,125
Durchmesser Druckseite	$D_d$	m	0,1	0,1	0,1
Sättigungsdruck	$p_{satt}$	Pa	3169	3169	3169
Druck Saugseite	$p_{s,mess}$	Pa	50 017,79	40 852,94	33 938,26
Druck Druckseite	$p_{d,Mess}$	Pa	305 538,79	296 193,06	288 887,30
Statische Druckdifferenz	$\Delta p_{stat}$	Pa	255 521	255 340,11	254 949,04
Geschwindigkeit Saugseite	$c_s$	m/s	2,885	2,879	2,872
Geschwindigkeit Druckseite	$c_d$	m/s	4,508	4,499	4,488
Förderhöhe	$H_{mess}$	m	26,742	26,721	26,678

# Kapitel 5

## Netzunabhängigkeitsstudie

Eine Netzunabhängigkeitsstudie wird durchgeführt um zu überprüfen, ob das erstellte Berechnungsnetz eine hinreichend genaue Auflösung für die Anwendung bietet. Dazu werden Rechnungen auf unterschiedlich feinen Netzen ausgeführt und die Lösungen miteinander verglichen. Man geht davon aus, dass man mit einem unendlich feinem Netz eine exakte Lösung erhält. Somit sollte die Lösung mit feiner werdendem Netz dorthin konvergieren. Es gilt dann jenes Netz zu wählen, welches nahe genug an der exakten Lösung liegt, jedoch eine akzeptable Anzahl von Zellen aufweist, um die Rechenzeit in Grenzen zu halten. Die Entscheidung, welches Netz schlussendlich verwendet wird, hängt meist von der Anwendung, der geforderten Genauigkeit und der maximalen Rechenzeit ab [15].

### 5.1 Rechennetze

Die folgende Netzunabhängigkeitsstudie wird auf Basis der Richardson- Extrapolation erstellt [1]. Diese erfordert mindestens drei unterschiedliche Netze, welche in diesem Fall mit GROB, MITTEL und FEIN bezeichnet werden. Bei der Erstellung der verschiedenen Netze wird eine konstante Netzverfeinerungsrate von  $r = 1.3$  verwendet. Diese berechnet sich aus dem jeweiligen Verhältnis der mittleren Zellhöhen  $h$  der unterschiedlichen Netze. Die mittlere Zellhöhe  $h$  wird nach Gleichung 5.1 aus dem Gesamtvolumen  $V$  des Strömungsgebietes und der Zellenanzahl  $N$  des Netzes ermittelt [1].

$$h = \sqrt[3]{\frac{V}{N}} \quad (5.1)$$

Es ist auch zu beachten, dass die Wandauflösung in allen Netzen konstant gehalten wird.

## 5.2 Auswertung

Für eine detaillierte Berechnung jener Werte, die für die Auswertung erforderlich sind, wird auf [1] und [20] verwiesen. Hier soll nur das Ergebnis angeführt werden.

Als vergleichender Parameter wird das stationäre einphasige Simulationsergebnis für die Pumpenförderhöhe  $H$  verwendet. In Tabelle 5.1 sind die über die letzten 500 Simulationsschritte gemittelten Ergebnisse für die Förderhöhe angegeben.

Tabelle 5.1: Ergebnisse für Förderhöhe auf unterschiedlich feinen Netzen

Netz	Förderhöhe $H$
GROB	27,81 m
MITTEL	27,65 m
FEIN	27,59 m

Da bei der Durchführung der Netzunabhängigkeitsstudie die in Tabelle 4.3 angeführten Betriebspunkte noch nicht bekannt waren, wurde für das Setup der Studie ein ähnlicher Betriebspunkt von vorangegangenen Messungen verwendet. Dies ist der Punkt MP1 aus [7] mit  $Q = 128,65 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $n = 1450 \text{ U}/\text{min}$  und  $H_{mess} = 25,23 \text{ m}$ . Da bei diesen Messungen die Plexiglas- Konusse zur Geschwindigkeitsmessung noch nicht verbaut waren, sind die Werte nicht unmittelbar vergleichbar.

Aus den Werten der Tabelle 5.1 und der Netzverfeinerungsrate  $r$  kann mithilfe von [1] oder [20] die Konvergenzordnung  $p$  ermittelt werden. Diese ergibt sich zu  $p = 3,5$ .

Die theoretisch exakte Lösung für die Förderhöhe  $H$  ergibt sich aus Gleichung 5.2

$$H_{\text{exakt}} \approx \frac{H_{\text{FEIN}} \cdot r^p - H_{\text{MITTEL}}}{r^p - 1} \quad (5.2)$$

zu  $H_{\text{exakt}} = 27,552$  m. Im Vergleich zur Messung ist dies eine Abweichung von 9,2%.

Abbildung 5.1 zeigt die Konvergenzkurve der Netzstudie. Hierbei ist die normierte Förderhöhe  $H$  (bezogen auf  $H_{\text{exakt}}$ ) über die mittlere Zellhöhe  $h$  aufgetragen. Die drei Netze GROB, MITTEL und FEIN sind entsprechend eingetragen. Aus dem Verlauf der Kurve ist klar ersichtlich, dass die Lösung für die Förderhöhe  $H$  mit feiner werdendem Netz zur theoretisch exakten Lösung (mittlere Zellhöhe ist 0) konvergiert.

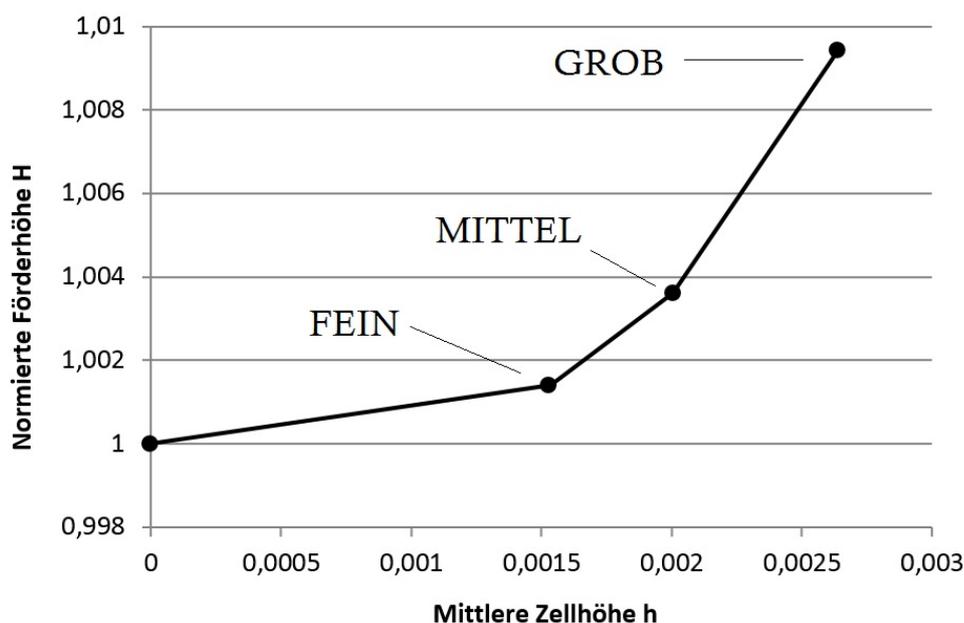


Abbildung 5.1: Konvergenzkurve der Netzstudie

In Tabelle 5.2 sind noch einmal die wichtigsten Ergebnisse übersichtlich zusammengefasst. Dabei bezeichnet  $\varepsilon$  den auf die theoretisch exakte Lösung  $H_{\text{exakt}}$  bezogenen relativen Fehler.

Der Konvergenzindex (engl. Grid Convergence Index, Abk. GCI) wird nach *Roache* [19] für das feine und das mittlere Netz bestimmt. Er bietet eine Abschätzung des Diskretisierungsfehlers, bezogen auf die theoretisch exakte Lösung.

Nun gilt es, das entsprechende Netz, welches für die Simulationen herangezogen werden soll, zu wählen. Da der berechnete relative Fehler beim mittleren Netz ( $GCI_{\text{MITTEL}}$ ) unter

Tabelle 5.2: Ergebnisse der Auswertung der Netzstudie

Konvergenzordnung	$p$	3,5
Theor., exakte Lösung	$H_{\text{exakt}}$	27,552 m
Rel. Fehler	$\varepsilon_{\text{FEIN}}$	0,14 %
	$\varepsilon_{\text{MITTEL}}$	0,36 %
Konvergenzindex	$GCI_{\text{FEIN}}$	0,18 %
	$GCI_{\text{MITTEL}}$	0,45 %

0,5 % liegt (Tabelle 5.2) und auch dessen Zellenanzahl moderat ist, wird mit dem Netz MITTEL weitergearbeitet.

# Kapitel 6

## Parametervariation

Um die Sensitivität des Kavitationsmodells auf die Wahl der Einstellungen festzustellen, wird vorab die Abhängigkeit der Ergebnisse von zwei Parametern untersucht. Dazu wird die Keimanzahl (*Nuclei Volume Fraction, VF*) und die Keimgröße (*Mean Diameter, MD*) ausgehend von der ursprünglichen Einstellung (siehe Tabelle 4.1) jeweils erhöht und verringert (Tabelle 6.1). Pro Simulation wird immer nur ein Wert abgeändert und die restlichen Parameter auf den ursprünglichen Einstellungen belassen.

Tabelle 6.1: Variation der Parameter des Kavitationsmodells

	-	Default	+
Keimgröße $MD$ in m	$2 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-5}$
Keimanzahl $VF$ in Keimvolumen/Volumen	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$

## 6.1 Einfluss der Keimgröße

Wie bereits in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, sind für das Auftreten von Kavitation „Keime“ in Form von Ansammlungen von kleinen Gas- oder Dampfmolekülen notwendig. Je größer diese Keime sind, desto früher tritt nach Unterschreiten des Dampfdruckes Kavitation auf. Daraus resultierend sollte eine Erhöhung der Keimgröße die Kavitation verstärken und folglich zu einer Förderhöhenabnahme  $H$  führen. Des Weiteren wird der Einfluss der Variation auf den saugseitigen Druck  $p_s$  untersucht. In den Tabellen 6.2 und 6.3 sind die Simulationsergebnisse und deren Abweichungen zu den Ergebnissen mit Standard- Einstellungen (*Default*) in Prozent für die beiden Betriebspunkte *OP3* und *OP4* angeführt.

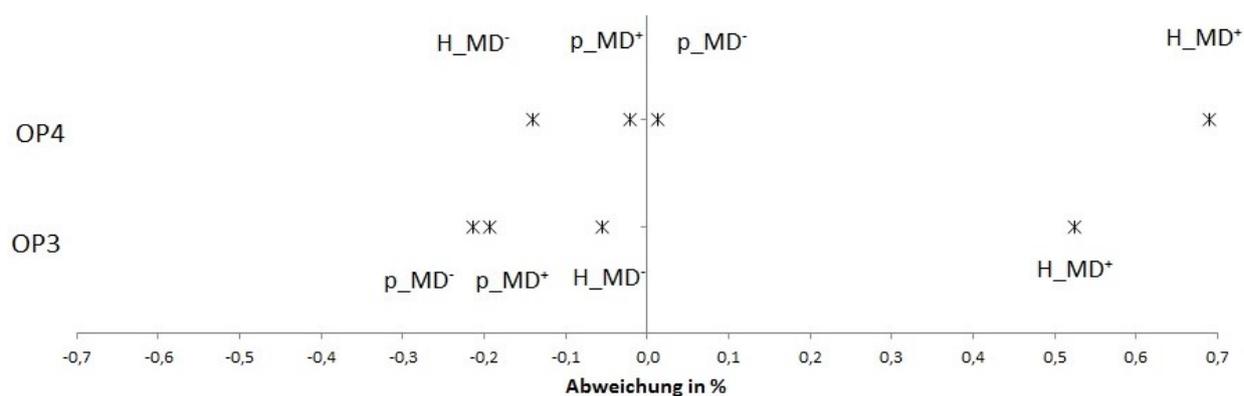
Tabelle 6.2: Einfluss der Keimgröße (MD) bei OP3

	$p_s$ in Pa	$\Delta p_s$ in %	$H$ in m	$\frac{\Delta H}{H_{Default}}$ in %	$\frac{\Delta H}{H_{mess}}$ in %
$MD^-$	40 768,13	-0,21	27,661	-0,06	3,52
<i>Default</i>	40 855,77	–	27,676	–	3,57
$MD^+$	40 776,85	-0,19	27,821	0,52	4,12

Tabelle 6.3: Einfluss der Keimgröße (MD) bei OP4

	$p_s$ in Pa	$\Delta p_s$ in %	$H$ in m	$\frac{\Delta H}{H_{Default}}$ in %	$\frac{\Delta H}{H_{mess}}$ in %
$MD^-$	33 940,14	0,01	27,628	-0,14	3,56
<i>Default</i>	33 935,77	–	27,667	–	3,71
$MD^+$	33 928,76	-0,02	27,857	0,69	4,42

Um einen anschaulichen Überblick zu geben, sind in Abbildung 6.1 die prozentualen Abweichungen grafisch dargestellt. Entgegen den Erwartungen tritt bei einer Erhöhung der Keimgröße eine Zunahme der Förderhöhe bei beiden Betriebspunkten auf (Punkte  $H_{MD^+}$ ). Eine Verringerung ( $H_{MD^-}$ ) bewirkt eine sehr geringe Förderhöhenabnahme. Die Auswirkung der Keimgröße auf den saugseitigen Druck ( $p_{MD^+}$  und  $p_{MD^-}$ ) liegt im Bereich der Toleranz der Druckaufnehmer von 0,2 % und hat somit keinen merklichen Einfluss.

Abbildung 6.1: Einfluss der Keimgröße auf  $H$  und  $p_s$ 

## 6.2 Einfluss der Keimanzahl

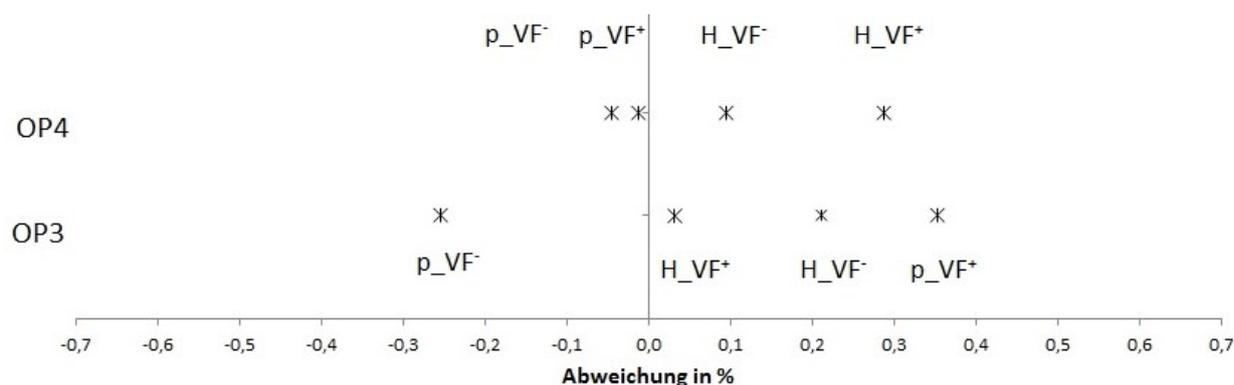
Die Keimanzahl wird durch den Volumenanteil, den die Keime in der Gesamtströmung einnehmen, beschrieben. Laut [23] hat sie vor allem bei niedrigen Drücken einen Einfluss auf das Ausmaß der Kavitation. Eine Erhöhung der Keimanzahl sollte demnach zu stärkerer Kavitation und somit zu einer Förderhöhenabnahme führen. Aufgrund des geringeren Druckniveaus sollte sich dieser Effekt beim Betriebspunkt  $OP4$  stärker auswirken. In den Tabellen 6.4 und 6.5 sind wiederum die Simulationsergebnisse und deren Abweichung zur Standardeinstellung angeführt. Abbildung 6.2 bietet eine grafische Darstellung der prozentualen Abweichungen.

Tabelle 6.4: Einfluss der Keimanzahl (VF) bei OP3

	$p_s$ in Pa	$\Delta p_s$ in %	$H$ in m	$\frac{\Delta H}{H_{Default}}$ in %	$\frac{\Delta H}{H_{mess}}$ in %
$VF^-$	40 751,84	-0,25	27,734	0,21	3,79
<i>Default</i>	40 855,77	–	27,676	–	3,57
$VF^+$	40 999,62	0,35	27,685	0,03	3,61

Tabelle 6.5: Einfluss der Keimanzahl (VF) bei OP4

	$p_s$ in Pa	$\Delta p_s$ in %	$H$ in m	$\frac{\Delta H}{H_{Default}}$ in %	$\frac{\Delta H}{H_{mess}}$ in %
$VF^-$	33 920,28	-0,05	27,693	0,09	3,80
<i>Default</i>	33 935,77	–	27,667	–	3,71
$VF^+$	33 931,43	-0,01	27,746	0,29	4,00

Abbildung 6.2: Einfluss der Keimanzahl auf  $H$  und  $p_s$ 

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass die Ergebnisse wiederum nicht mit den Erwartungen übereinstimmen. Die Erhöhung sowie die Verringerung der Keimanzahl führt bei beiden Betriebspunkten zu einer Förderhöhenzunahme in unterschiedlich starkem Ausmaß. Bei *OP3* wirkt sich die Verringerung und bei *OP4* die Erhöhung stärker aus. Bei den Ergebnissen für den saugseitigen Druck ergibt sich auch keine eindeutige Tendenz. Im Gegensatz zur fast symmetrischen Auswirkung bei *OP3* zeigt sich bei *OP4* kein signifikanter Einfluss.

Laut [11] stehen Geschwindigkeit, Druckverlauf und Turbulenz im Strömungsfeld in enger Wechselwirkung zum Keimwachstum. Daraus lässt sich schließen, dass eine Änderung der Keimgröße oder der Keimanzahl auch Auswirkungen auf die Strömungsgrößen hat. Geänderte Strömungsgrößen bewirken folglich andere Kavitationsverhältnisse. Dies könnte mit ein Grund dafür sein, warum die Ergebnisse nicht mit den theoretischen Überlegungen übereinstimmen. Da für die durchgeführten Messungen am Laborprüfstand keine Werte für die Keimgröße und Keimanzahl vorliegen, wird bei den nachfolgenden Simulationen mit den Standard- Einstellungen gearbeitet.

# Kapitel 7

## Simulationsergebnisse

Im folgenden Kapitel erfolgt eine ausführliche Darstellung und Interpretation der Simulationsergebnisse. Zur Auswertung wird das Programm *Ansys CFX 15.0* angewendet.

### 7.1 Auswertung der stationären Simulationen

Der Großteil der Simulationen wird aufgrund der bedeutend kürzeren Berechnungszeit stationär, also zeitunabhängig, durchgeführt.

#### 7.1.1 Einphasige Berechnungen

Zu Beginn werden für jeden Betriebspunkt mehrere einphasige Berechnungen (d.h. ohne Kavitationsmodell) durchlaufen. Diese dienen hauptsächlich als Referenzlösungen für die nachfolgenden Simulationen.

Da die Druckmessung im Labor über eine Ringleitung mit vier am Umfang liegenden Bohrungen erfolgte (vgl. (3) in Abbildung 3.1), werden auch in der Simulation die Monitorpunkte entsprechend gesetzt. Zusätzlich wird noch ein Punkt in der Mitte des Rohres eingefügt (siehe Abbildung 7.1). Die Auswertung geschieht durch Bildung des Mittelwertes über diese fünf Messpunkte.

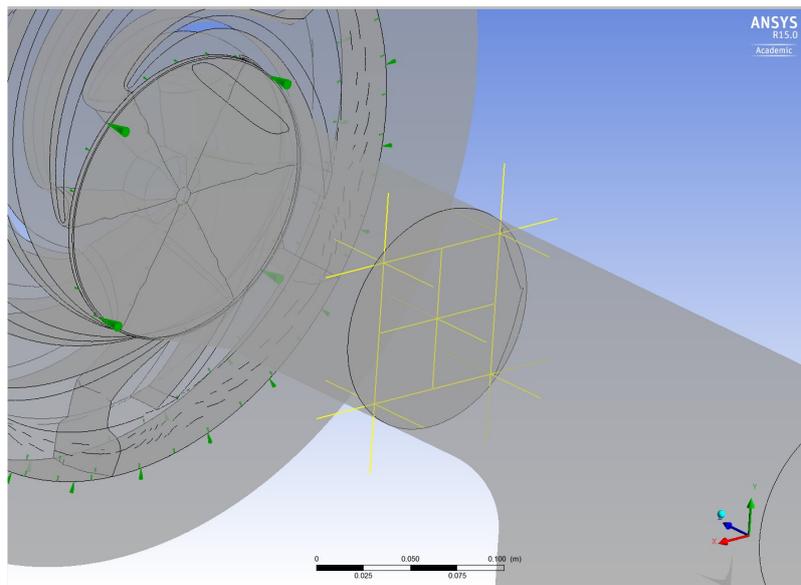


Abbildung 7.1: Druckmesspunkte im Simulationsmodell

Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, wird das saugseitige Druckniveau durch Veränderung des Eintrittsdruckes an die Messungen angepasst. Durch diese iterative Vorgangsweise konnte nach wenigen Simulationsdurchläufen der jeweils notwendige Druck am Eintritt gefunden werden, welcher an der Druckmessstelle die Werte aus der Labormessung (Tabelle 4.3) aufweist. Dabei wird darauf geachtet, dass die Werte innerhalb der angegebenen Druckaufnehmertoleranz des Laborprüfstandes liegen. Diese beträgt  $\pm 0.02\%$ . Die notwendigen Drücke am Eintritt ( $p_{Inlet}$ ) und die ausgewerteten Drücke an den Monitorpunkten ( $p_s$ ) sind in Tabelle 7.1 jenen der Labormessung ( $p_{s,mess}$ ) gegenübergestellt.

Tabelle 7.1: Gegenüberstellung der gemessenen Drücke mit jenen aus der Simulation

	$p_s$ in Pa	$p_{s,mess}$ in Pa	Abweichung in %
OP2	50 022,78	50 017,79	0,010
OP3	40 855,77	40 853	0,007
OP4	33 935,77	33 938,26	0,007

### 7.1.2 Zweiphasige Berechnungen

Für die Simulation mit Kavitationsmodell werden die in Abschnitt 4.1 angeführten Einstellungen verwendet. Die Implementierung erfolgt mit Hilfe von [25].

Nachfolgend werden die Ergebnisse für die drei Betriebspunkte  $OP2$ ,  $OP3$  und  $OP4$  behandelt. Da Kavitationserscheinungen in Pumpen hauptsächlich vom saugseitigen Druck beeinflusst werden, wird anschließend für jeden Betriebspunkt der saugseitige Druckverlauf dargestellt. Weiters wird der Einfluss auf die Förderhöhe untersucht (Abbildungen 7.2 bis 7.4).

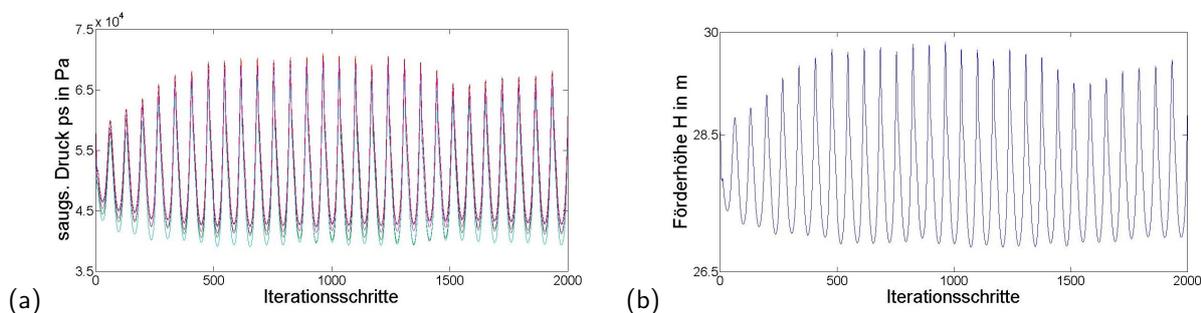


Abbildung 7.2: Verlauf des saugseitigen Druckes (a) und der Förderhöhe (b) für  $OP2$

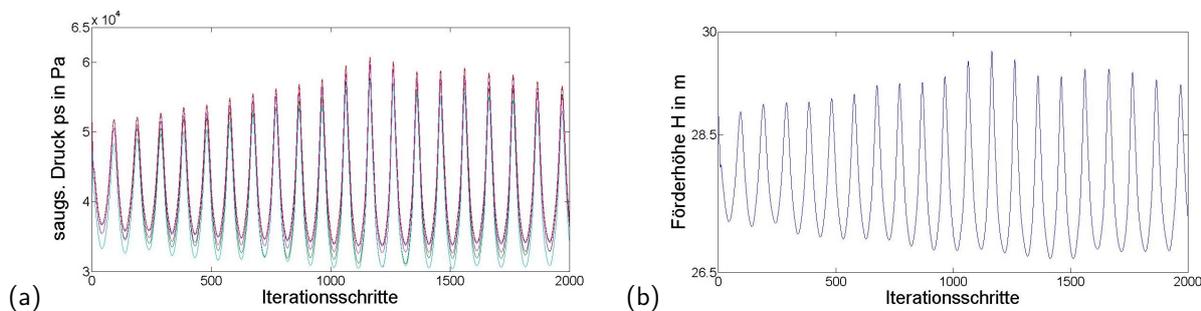


Abbildung 7.3: Verlauf des saugseitigen Druckes (a) und der Förderhöhe (b) für  $OP3$

Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass die Verläufe für die saugseitigen Drücke und folglich auch für die Förderhöhen für  $OP2$  und  $OP3$  numerisch oszillieren. Die Schwingungen sind jedoch periodisch und weisen annähernd konstante Amplituden auf. Bei  $OP4$  klingen die anfänglichen Schwingungen nach ca. 1500 Iterationsschritten fast gänzlich ab.

Die Druckschwingungen treten vermutlich dadurch auf, dass bei  $OP2$  und  $OP3$  nur leichte bis mittlere Kavitation auftritt. Die Dampfblasen sind in diesem Stadium sehr instabil und

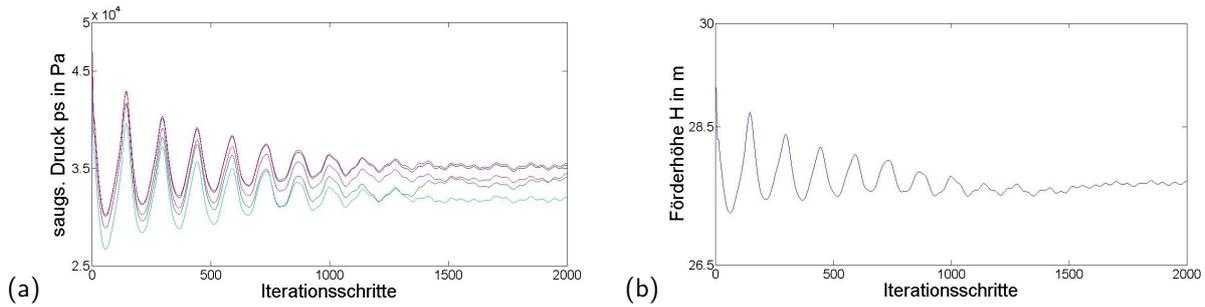


Abbildung 7.4: Verlauf des saugseitigen Druckes (a) und der Förderhöhe (b) für OP4

es kommt zu einer periodischen Bildung und einem periodischen Zerfall des Kavitationsgebietes. Bei  $OP_4$  handelt es sich um einen Betriebspunkt mit ausgeprägterer Kavitation, bei dem die Dampfblasen beständig vorhanden sind.

In Tabelle 7.2 sind die Förderhöhen für die einzelnen Betriebspunkte angeführt. Diese werden durch Bildung des Mittelwertes über die letzten 500 Iterationsschritte ermittelt. Außerdem sind die Werte aus der Labormessung  $H_{mess}$  und die relative Abweichung zur Simulation angegeben.

Tabelle 7.2: Ergebnisse für die Förderhöhe aus den zweiphasigen Simulationen

	Förderhöhe $H$ in m	Förderhöhe $H_{mess}$ in m	$\frac{\Delta H}{H_{mess}}$ in %
OP2	27,801	26,742	3,96
OP3	27,676	26,721	3,57
OP4	27,667	26,678	3,71

Aus den Werten ist ersichtlich, dass sowohl bei der Labormessung als auch bei der Simulation die Förderhöhe von  $OP_2$  bis  $OP_4$  (mit abnehmendem saugseitigen Druck) geringer wird. Auffallend ist, dass die Simulationsergebnisse für  $OP_3$  und  $OP_4$  sehr nahe aneinander liegen, wohingegen die Labormesswerte gleichmäßiger verteilt sind. Erwartungsgemäß ergeben sich aus den Simulationen höhere Werte für die Förderhöhe  $H$  als bei der Labormessung  $H_{mess}$ . Dies lässt sich dadurch erklären, dass beim Simulationsmodell bestimmte Verluste nicht erfasst und Vereinfachungen in der Geometrie angenommen werden. Der Unterschied in den Förderhöhen ist bei allen untersuchten Betriebspunkten ähnlich und beträgt etwa einen Meter bzw. 3,5 bis 4 Prozent bezogen auf  $H_{mess}$ .

### 7.1.3 Vergleich der Kavitationsbilder

Zur anschaulichen Kavitationsdarstellung wird das Programm *CFX-Post* verwendet. Durch Einfügen einer *Isosurface* können Bereiche im Strömungsgebiet dargestellt werden, die für einen gewählten Parameter den selben Wert besitzen. So können zum Beispiel Bereiche, in denen ein vorgegebener Anteil an dampfförmiger Phase (*VapourWater.VolumeFraction*) überschritten wird, hervorgehoben werden.

Für die dargestellte Größe des Kavitationsgebietes ist dabei jene Einstellung entscheidend, ab welchem prozentualen Volumenanteil an dampfförmiger Phase die Kavitation sichtbar ist. In [12] wird dazu die Einstellung von 1% verwendet, [25] gibt einen Grenzwert von 10% an. Für die nachfolgenden Auswertungen wird ein Wert von 10% herangezogen.

Anschließend werden in den Abbildungen 7.5 bis 7.7 die ausgewerteten Kavitationsergebnisse mit jenen aus der Labormessung gegenübergestellt. Dabei befindet sich jeweils auf der linken Seite das Simulationsergebnis (a) und auf der rechten Seite die Messung (b). Zur Beurteilung des Kavitationsgebietes wird die unterste Laufschaufelposition herangezogen, weil diese durch das Schauglas am Laborprüfstand zu sehen ist.

Die Schwankungen des saugseitigen Druckes in der Simulation (siehe Abbildung 7.2 und 7.3) korrelieren direkt mit der Größe des Kavitationsgebietes. Ist der saugseitige Druck klein, dann ist das dargestellte Kavitationsgebiet größer und umgekehrt. Um trotzdem eine sinnvolle Darstellung zu erhalten, werden die nachfolgenden Bilder jeweils bei den entsprechenden Drücken  $p_s$  aus der Tabelle 7.1 ausgewertet.

#### Betriebspunkt OP2

Abbildung 7.5 zeigt die Kavitationsgebiete für den Betriebspunkt *OP2*. Diese besitzen eine sehr ähnliche Form und Ausdehnung im Vergleich zu den Messergebnissen. Das Kavitationsfeld der Simulation reicht jedoch bis an die Tragscheibe wobei jenes aus der Labormessung zentral an der Schaufel positioniert ist.

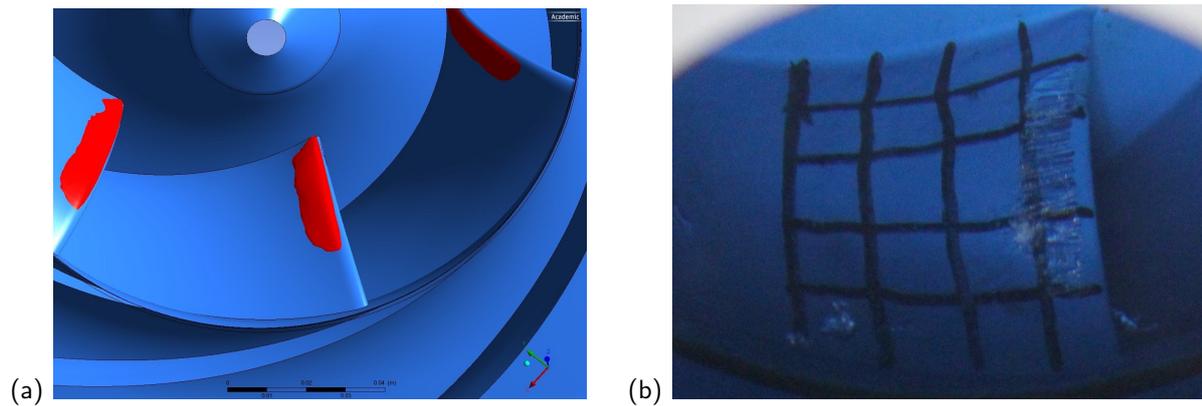


Abbildung 7.5: Vergleich des Kavitationsbildes der Simulation (a) mit dem aus der Messung (b) für OP2

### Betriebspunkt OP3

Die Simulationsergebnisse für den Betriebspunkt *OP3* (Abbildung 7.6) stimmen sowohl in der Form als auch in der Positionierung sehr gut mit den Messdaten überein. Einzig die Ausbreitung in Richtung der Deckscheibe ist in der Labormessung etwas größer. Den Erwartungen entsprechend ist das Gebiet größer als jenes von *OP2*, da der Druck hier geringer ist und somit mehr Kavitation auftritt.

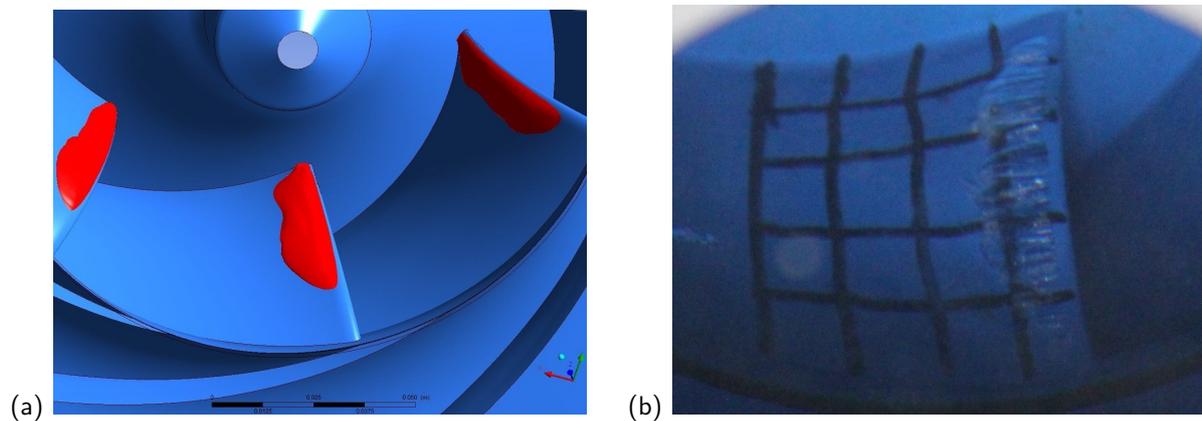


Abbildung 7.6: Vergleich des Kavitationsbildes der Simulation (a) mit dem aus der Messung (b) für OP3

## Betriebspunkt OP4

Auch für den Betriebspunkt *OP4* (Abbildung 7.7) liefert die Numerik eine gute Lösung. Bei der Labormessung reicht das Gebiet jedoch fast bis zur Deckscheibe und ist auch in Strömungsrichtung etwas stärker ausgebildet.

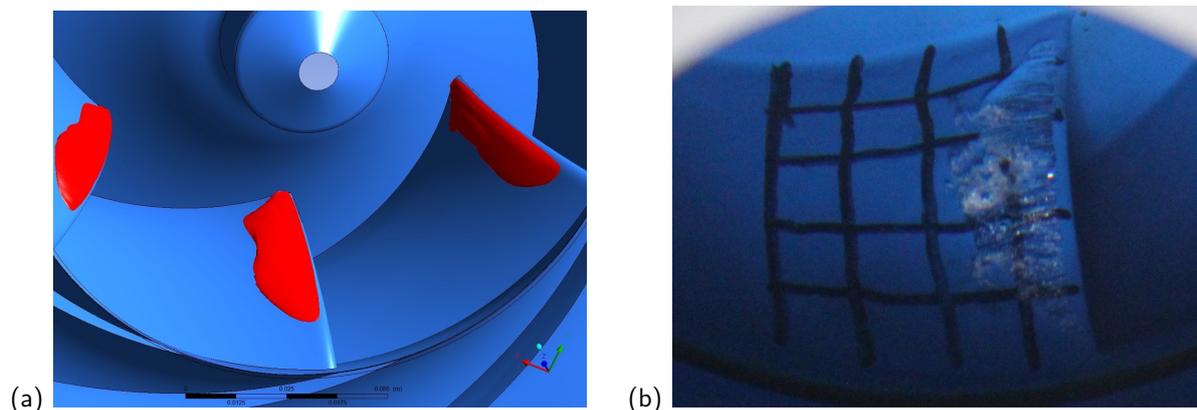


Abbildung 7.7: Vergleich des Kavitationsbildes der Simulation (a) mit dem aus der Messung (b) für OP4

Allgemein liefert die Simulation bei allen untersuchten Betriebspunkten eine sehr realitätsnahe Abbildung des Kavitationsgebietes. Auffallend ist, dass die Kavitation in den Laborversuchen zentral an der Schaufelkante positioniert ist, wohingegen sie bei der Simulation näher an der Tragscheibe liegt. Ein möglicher Grund dafür könnte, wie bereits erwähnt, die vom Modell abweichende Schaufelgeometrie sein. Einerseits durch Ungenauigkeiten bei der Modellierung und andererseits wegen der Bearbeitung des Labor- Laufrades. Anzumerken ist noch, dass vor allem bei *OP2* und *OP3* die Kavitationsblasen sehr instabil sind und sich somit das Erscheinungsbild im Laborversuch laufend ändert. Daher ist es schwierig aus den Fotos ein für den Betriebspunkt charakteristisches Bild auszuwählen.

## 7.2 Auswertung der transienten Simulationen

Als Ergänzung zu den stationären Rechnungen werden transiente Simulationen für die Betriebspunkte *OP3* und *OP4* durchgeführt. Diese ermöglichen eine zeitabhängige Darstellung der untersuchten Parameter und geben Aufschlüsse über die instationären Vorgänge in der

Strömung. Ein Nachteil ist die lange Berechnungszeit, die eine solche transiente Simulation benötigt. Die notwendigen Abänderungen in den Einstellungen sind in Tabelle 7.3 angeführt.

Tabelle 7.3: Einstellungen in *CFX- Pre* für transiente Simulationen

Objekt	Tab	Feld	Einstellung/ Wert
Analysis Type			Transient
		Iteration Steps	2000
		Timestep	1° Laufraddrehung
Interfaces	Inlet/Laufrad	Interface Models	Transient Rotor Stator
	Laufrad/Spirale		Transient Rotor Stator
Solver Control	Convergence Control	Min. Coeff. Loops	4
		Max. Coeff. Loops	6

Der eingestellte Zeitschritt wird aufgrund der unterschiedlichen Drehzahlen für jeden Betriebspunkt separat berechnet. Er beträgt für alle Untersuchungen 1° der Laufradumdrehung. Dies entspricht in Summe 5,5 Laufradumdrehungen für *OP3* und 11 für *OP4*.

### 7.2.1 Auswertung von Druck und Förderhöhe

Die saugseitigen Druck- und Förderhöhenverläufe sind in den Abbildungen 7.8 und 7.9 für die Betriebspunkte *OP3* und *OP4* dargestellt.

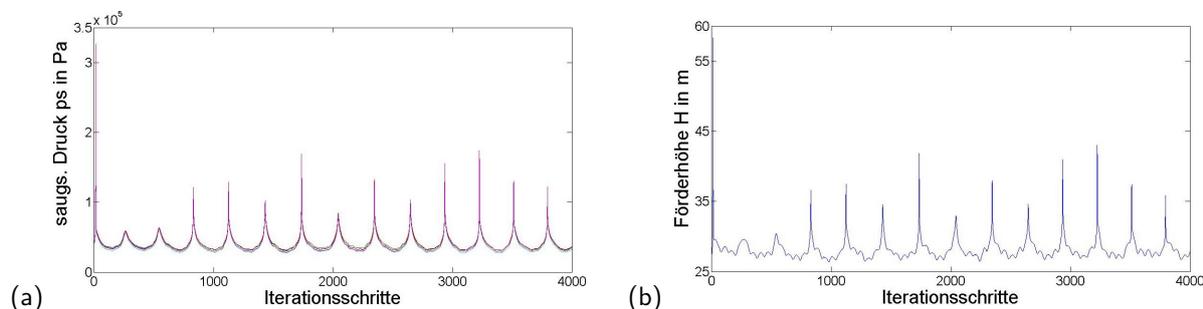


Abbildung 7.8: Verlauf des saugseitigen Druckes (a) und der Förderhöhe (b) für die transiente Simulation bei *OP3*

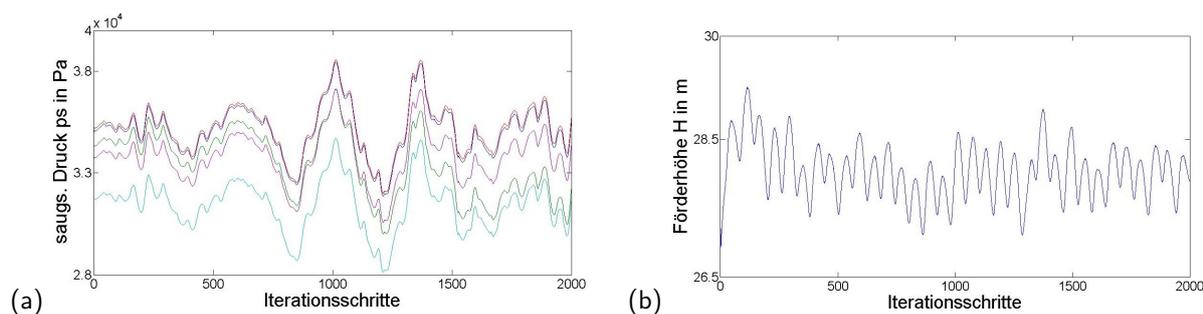


Abbildung 7.9: Verlauf des saugseitigen Druckes (a) und der Förderhöhe (b) für die transiente Simulation bei OP4

Die Verläufe weisen sehr unterschiedliche Charakteristika auf. Bei *OP3* zeigen sich Druckspitzen von bis zu 1,4 bar, die auch bei der Förderhöhe zu entsprechenden Ausschlägen führen. Bei *OP4* hingegen treten kontinuierlichere Schwankungen von maximal  $\pm 0,2$  bar auf. Ein möglicher Grund dafür ist, wie bereits erwähnt, dass beim Betriebspunkt *OP3* die auftretenden Kavitationsblasen nicht stabil sind. Durch den abrupten Zerfall der Blasen kann es daher zu Druckspitzen kommen. Bei *OP4* sind die Kavitationsblasen hingegen stabiler. Die Schwankungen in den Verläufen ergeben sich durch eine periodische Änderung der Größen entsprechend der Laufradumdrehung.

In Tabelle 7.4 sind die Simulationsergebnisse für die Förderhöhe  $H_{transient}$  angeführt. Diese werden durch Bildung des Mittelwertes über die letzten drei Laufradumdrehungen ermittelt. Zum Vergleich sind auch die Werte aus der stationären Berechnung  $H_{stat}$  und der Labormessung  $H_{mess}$  angegeben.

Tabelle 7.4: Ergebnisse für die Förderhöhe aus den transienten Simulationen

	$H_{transient}$ in m	$H_{stat}$ in m	$H_{mess}$ in m	$\frac{\Delta H_{transient}}{H_{mess}}$ in %
OP3	28,244	27,676	26,721	4,9
OP4	28,002	27,667	26,678	5,6

Die Ergebnisse der transienten Simulationen sind etwas höher als jene der Stationären. Sie liegen 4,9 bzw. 5,6 % über den Labormesswerten. Es ist jedoch noch deutlicher als bei den stationären Berechnungen zu erkennen, dass die Förderhöhe mit zunehmender Kavitation von *OP3* zu *OP4* abnimmt.

## 7.2.2 Vergleich der Kavitationsbilder

Zur Darstellung der Kavitationsgebiete wird analog zur Auswertung der stationären Simulationen in Abschnitt 7.1.3 vorgegangen. Anschließend werden die transienten sowohl den stationären Ergebnissen als auch den Messergebnissen gegenübergestellt.

### Betriebspunkt OP3

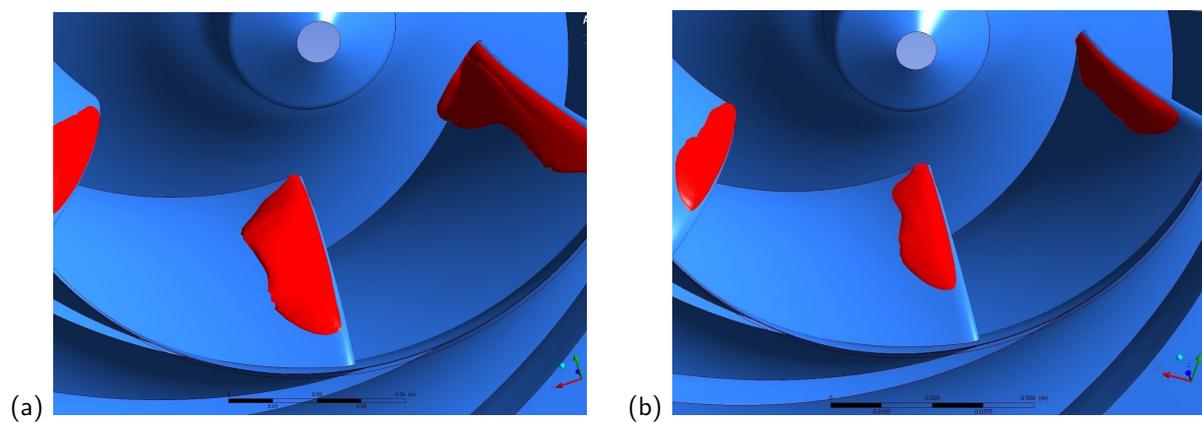


Abbildung 7.10: Vergleich des Kavitationsbildes der transienten Simulation (a) mit dem aus der stationären Simulation (b) für OP3

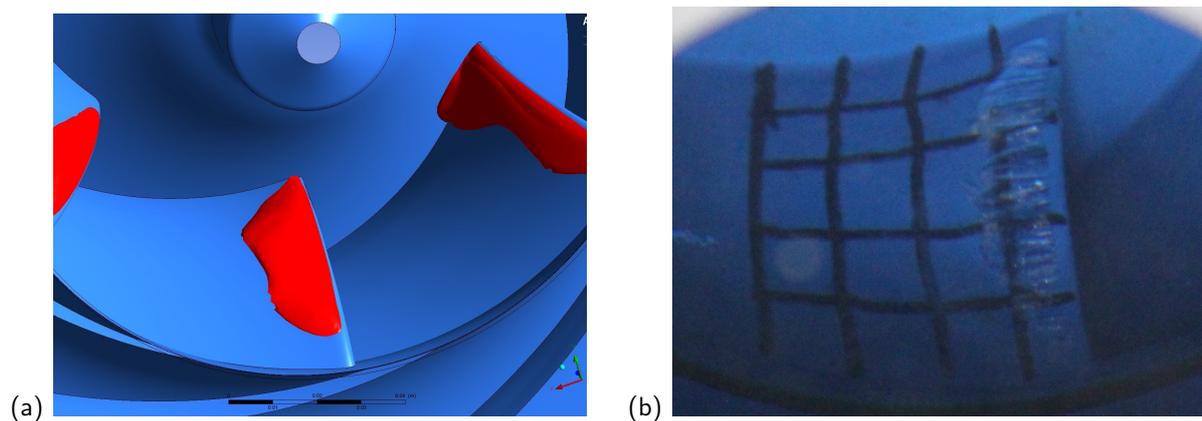


Abbildung 7.11: Vergleich des Kavitationsbildes der transienten Simulation (a) mit dem aus der Messung (b) für OP3

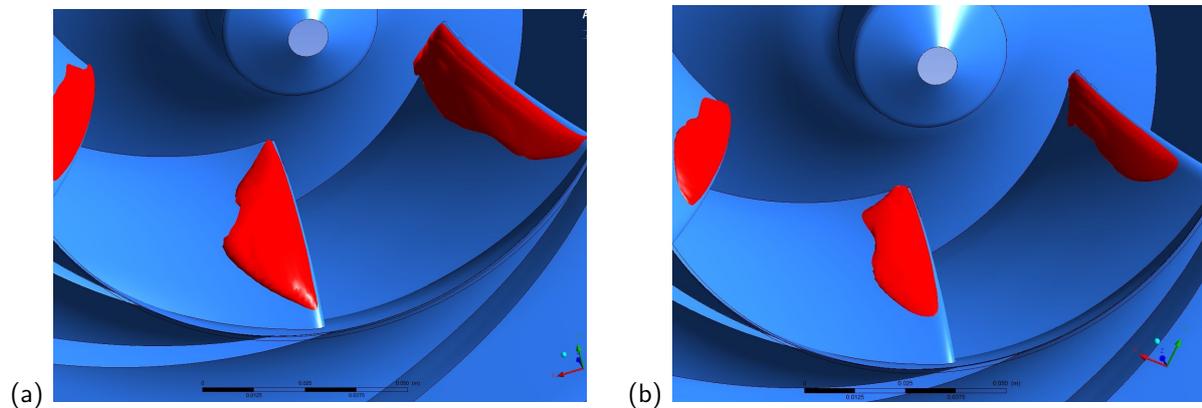
**Betriebspunkt OP4**

Abbildung 7.12: Vergleich des Kavitationsbildes der transienten Simulation (a) mit dem aus der stationären Simulation (b) für OP4

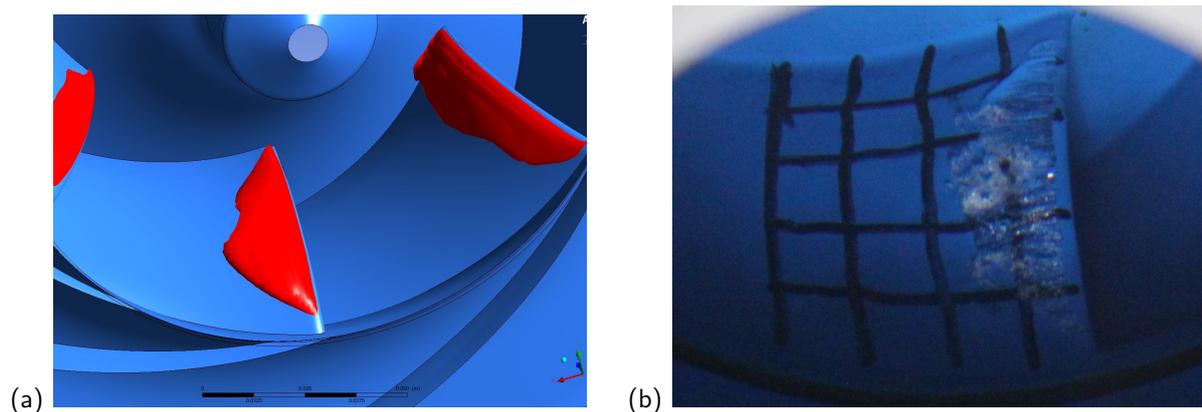


Abbildung 7.13: Vergleich des Kavitationsbildes der transienten Simulation (a) mit dem aus der Messung (b) für OP4

Generell ist zu den Abbildungen 7.10 bis 7.13 anzumerken, dass das Kavitationsgebiet an der untersten Laufschaufelposition bei der transienten Simulation vor allem in Strömungsrichtung etwas stärker ausgeprägt ist als jenes bei der stationären Simulation. Allerdings wird die Ausbreitung entlang der Schaufeleintrittskante in Richtung Deckscheibe von der transienten Simulation besser getroffen. Betrachtet man jedoch alle Laufradschaufeln (Abbildungen 7.14 und 7.15), so fällt auf, dass die stationären und die transienten Simulationen bei beiden Betriebspunkten vergleichbare Ergebnisse liefern.

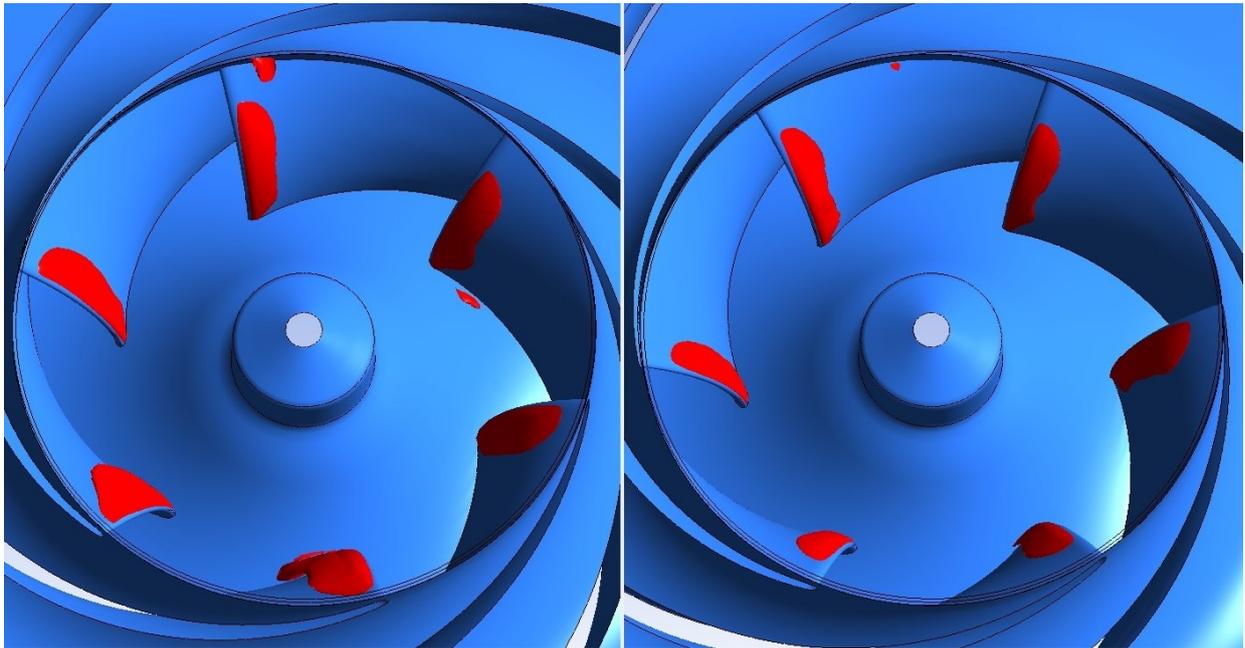


Abbildung 7.14: Vergleich der Kavitationsgebiete der transienten (links) mit der stationären Simulation (rechts) für OP3

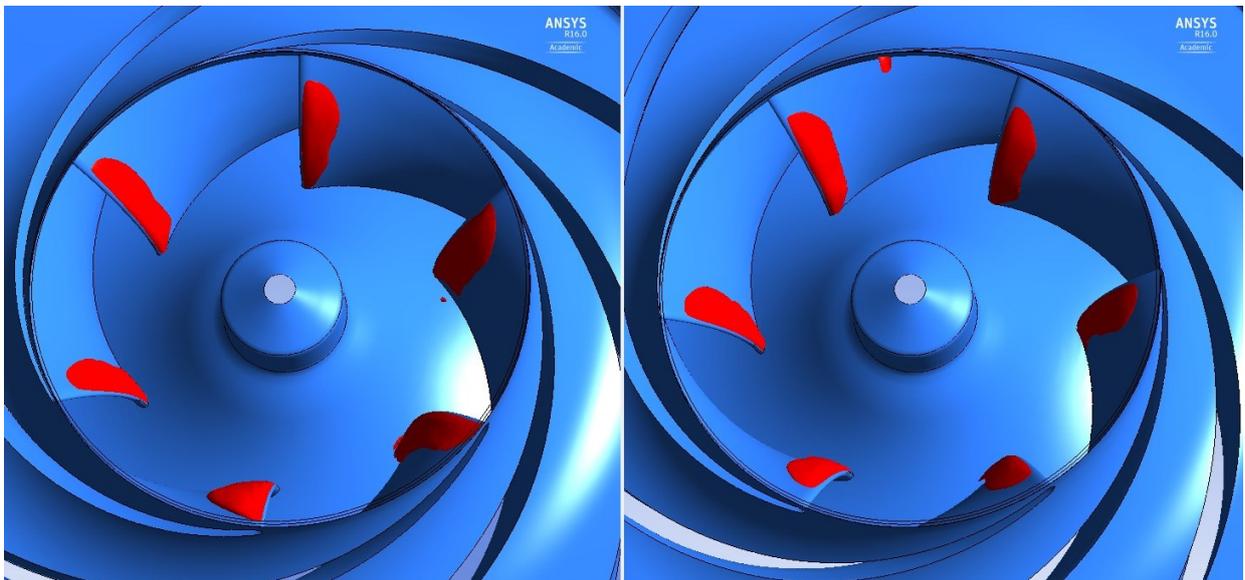


Abbildung 7.15: Vergleich der Kavitationsgebiete der transienten (links) mit der stationären Simulation (rechts) für OP4

Ein Grund für die Abweichung an der untersten Position könnte die Vernachlässigung der Gravitation im stationären Fall sein. Diese wird bei den transienten Berechnungen berücksichtigt. Ein weiterer Grund könnte die Schnittstelle zwischen der Zuleitung und dem Laufrad sein, welche relativ nahe am Laufradeintritt liegt (vgl. Abbildung 4.1 (1)). Bei der stationären Simulation wird hier eine vereinfachte Übergangsbedingung verwendet (Frozen Rotor), um Rechenzeit einzusparen. Dadurch gehen Interaktionen zwischen den beiden Domänen verloren. Bei der transienten Simulation werden hingegen auftretende instationäre Effekte mitberücksichtigt [2].

Wechselwirkungen in diesem Bereich könnten unter anderem durch den Krümmer verursacht werden. Wie Abbildung 7.16 zeigt, kommt es stromabwärts des Krümmers zu Verwirbelungen im unteren Rohrbereich, welche sich bis an den Laufradeintritt fortsetzen. Die Auswirkungen werden auch im Druckverlauf sichtbar (Abbildung 7.17). Laut [13] wird bei Rohrkrümmern eine gerade Auslaufstrecke von 50 bis 70-fachem Rohrdurchmesser benötigt, damit Sekundärwirbel abklingen und sich das unsymmetrische Geschwindigkeitsprofil wieder ausgleicht. Diese Länge ist im vorliegenden Fall nicht gegeben.

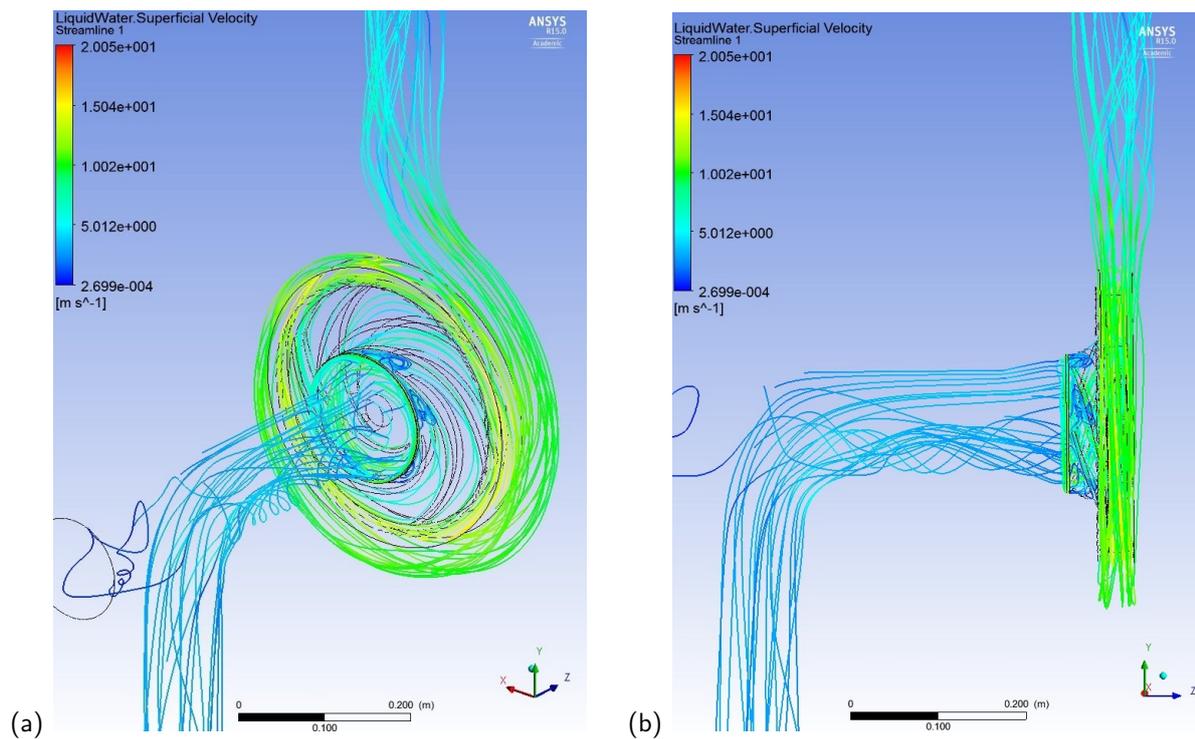


Abbildung 7.16: Strömungslinien der transienten Simulation (isometrich (a) und Seitenansicht (b)) für OP4

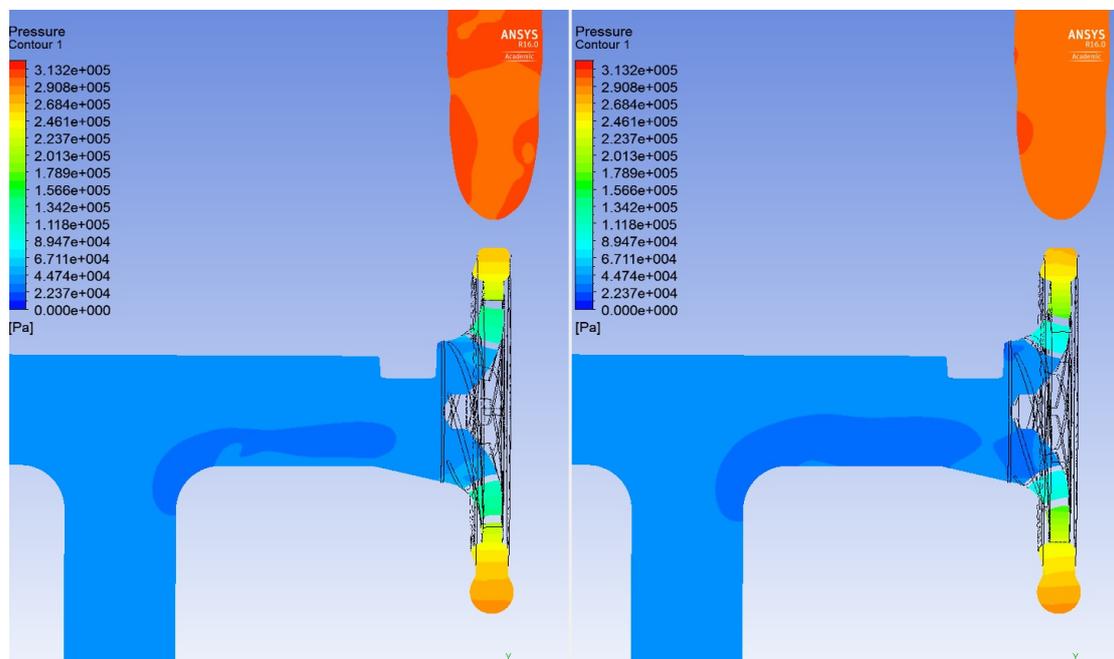


Abbildung 7.17: Druckfeld der stationären (links) und der transienten Simulation (rechts) für OP4

# Kapitel 8

## Conclusio

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Simulationen für alle Betriebspunkte sehr realitätsnahe Ergebnisse und Abbildungen der Kavitationserscheinungen liefern.

Mithilfe der durchgeführten Netzunabhängigkeitsstudie konnte bereits im Vorhinein ein geeignetes Netz für die anschließenden Simulationen gefunden werden. Dadurch wurde wertvolle Rechenzeit eingespart.

Aufgrund von Vereinfachungen der Geometrie sowie der Vernachlässigung von Spaltweiten bei der Modellierung treten bei den Simulationen dementsprechend weniger Verluste auf. Deshalb liefern diese erwartungsgemäß höhere Werte für die Förderhöhe im Vergleich zu den Labormessungen. Die relative Abweichung liegt bei allen Betriebspunkten der stationären Simulationen im Bereich von 3,5 bis 4 Prozent. Die transienten Simulationen liefern etwas höhere Werte, welche 4,9 bzw. 5,6 Prozent über den Messwerten liegen.

Zudem konnte mittels Numerik eine Abnahme der Förderhöhe bei zunehmender Kavitation beobachtet werden. Die durchgeführte Parametervariation von Keimgröße und Keimanzahl im Fördermedium brachte keine eindeutigen Tendenzen. Da aus dem Laborversuch keine zugehörigen Werte für die Parameter bekannt sind und daher bei den numerischen Untersuchungen mit den Standardeinstellungen gearbeitet wurde, birgt dies eine gewisse Unsicherheit in den Ergebnissen. Allerdings ist abzuwägen, ob der Aufwand zur Bestimmung der Keimcharakteristika den Gewinn an Genauigkeit von wenigen Zehntel Prozent

rechtfertigt.

Der Vergleich der Kavitationsergebnisse mit den Messungen bietet eine sehr anschauliche Darstellung der Resultate. Sowohl die stationären als auch die transienten Simulationen liefern ähnliche und realitätsnahe Abbildungen des Kavitationsgebietes an der Laufradeintrittskante. Unsicherheiten bei der Auswertung ergeben sich durch die Wahl der Einstellung, ab welchem Dampfgehalt die Kavitation in der Simulation dargestellt wird. Diese Einstellung korreliert direkt mit der Kavitationsfeldgröße. Hierfür werden auch in der Literatur unterschiedliche Werte vorgeschlagen.

Des Weiteren birgt auch die Auswahl der Kavitationsbilder aus den Labormessungen eine gewisse Unsicherheit. Vor allem bei leichter und mittlerer Kavitation sind die Kavitationsblasen sehr instabil und ändern fortlaufend ihre Erscheinungsform. Daher ist es schwierig, ein charakteristisches Bild für die jeweiligen Betriebspunkte auszuwählen.

Für weiterführende Untersuchungen wäre eine eingehende Betrachtung des Zusammenhangs zwischen dem optischen Eindruck des Kavitationsfeldes im Laborversuch und dem zugehörigen Dampfgehalt, ab welchem die Kavitation sichtbar ist, von Interesse. Dies würde die Aussagekraft der zweiphasigen Simulationen erhöhen. Eine Messung von Keimanzahl und Keimgröße am Laborprüfstand würde weitere Parameter des Kavitationsmodells definieren.

Für eine gesteigerte Aussagekraft der Ergebnisse wäre eine Betrachtung von Vergleichsgrößen abseits der Förderhöhe von Interesse. Hier würde sich unter anderem ein Wirkungsgradvergleich zwischen der Simulation und den Labormessungen anbieten.

Mit dem erstellten numerischen Setup besteht in Kombination mit dem Laborprüfstand die Möglichkeit, sehr weitreichende Analysen zur Verifizierung der Genauigkeit der CFD-Simulationen auch abseits von Kavitationsuntersuchungen durchzuführen. Eine Möglichkeit wäre die Simulation der Radialpumpe in Turbinenrichtung, da hier bereits in einer vorangegangenen Diplomarbeit umfangreiche Messungen in dieser Betriebsart am Laborprüfstand durchgeführt wurden.

# Literaturverzeichnis

- [1] ALI, M.S.M., DOOLAN C.J. und WHEATLEY V.: *Grid convergence study for a two-dimensional simulation of flow around a square cylinder at a low reynolds number*. In: *Seventh International Conference on CFD in The Minerals and Process Industries, CSIRO (CSIRO Australia, Melbourne, Australia, 2009)*, 2009.
- [2] ANSYS, CFX: *Hilfe und Dokumentation*. Version 15.0.
- [3] BACHERT, B.: *Zusammenhang zwischen visueller Erscheinung und erosiver Aggressivität kavitierender Strömungen*. Doktorarbeit, 2004.
- [4] BAUER, C.: *Skriptum zur Vorlesung: Hydraulische Maschinen und Anlagen*. Technische Universität Wien, 6.0 Auflage, 2014.
- [5] BOHL, W. und ELMENDORF W.: *Strömungsmaschinen 1: Aufbau und Wirkungsweise*. Kamprath-Reihe : Technik. Vogel, Würzburg, 10., überarb. u. erw. Auflage, 2008.
- [6] EDUR, PUMPEN GMBH: *Kavitation: Grundlagen für die Projektierung*. Website, 2014. <http://www.edur.com/de/02-Produkte/12-Pumpen-Projektierung.php>; abgerufen am 14. Juli 2015.
- [7] EICHHORN, M. ET AL: *Cavitation Measurement in Hydraulic Machines by using accelerometers*. In: *18. International Seminar on Hydropower Plants - Innovations and Development Needs for Sustainable Growth of Hydropower*, Seiten S. 713 – 722.
- [8] FANTAGU: *Modell einer Radialpumpe*. Website, 2008. [https://de.wikipedia.org/wiki/Radialpumpe#/media/File:Kreiselpumpe\\_Bezeichnung.png](https://de.wikipedia.org/wiki/Radialpumpe#/media/File:Kreiselpumpe_Bezeichnung.png); abgerufen am 14. Juli 2015.

- [9] FINDEISEN, D. und HELDUSER S.: *Ölhydraulik: Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. Springer Berlin Heidelberg, 6. Auflage, 2015.
- [10] FROBENIUS, M.: *Numerische Simulation kavitierender Strömungen in hydraulischen Strömungsmaschinen*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2004.
- [11] GÜLICH, J. F.: *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Springer Vieweg, Berlin [u.a.], 4. aktualisierte und erw. Auflage, 2014.
- [12] KARAKOLCU, A.: *Ein Beitrag zur numerischen Kavitationsuntersuchung von Francissturbinen*. Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2006.
- [13] KÜMMEL, W.: *Technische Strömungsmechanik; Theorie und Praxis*. Lehrbuch. Teubner, Wiesbaden, 3. überarb. u. erg. Auflage, 2007.
- [14] LAURIEN, E. und OERTEL H.: *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. Vieweg + Teubner, 4., überarb. u. erw. Auflage, 2011.
- [15] LECHERER, S.: *Numerische Strömungsberechnung; schneller Einstieg durch anschauliche Beispiele mit ANSYS 15.0*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 3., aktualisierte Auflage, 2014.
- [16] MARTIN, H.: *Numerische Strömungssimulation in der Hydrodynamik; Grundlagen und Methoden*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [17] OERTEL, H., BÖHLE M. und DOHRMANN U.: *Strömungsmechanik; Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele*. Vieweg+Teubner: Wiesbaden, 2009.
- [18] PFLEIDERER, C. und PETERMANN H.: *Strömungsmaschinen*. Klassiker der Technik. Springer Berlin Heidelberg, 2005.
- [19] ROACHE, P.J.: *Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies*. Journal of Fluids Engineering, 116(3):405–413, 1994.

- [20] SCHWER, L.E.: *Is your mesh refined enough? Estimating discretization error using GCI*. 2008. Schwer Engineering and Consulting Services, Windsor, CA, USA.
- [21] SIEKMANN, H.E. und THAMSEN P.U.: *Strömungslehre für den Maschinenbau; Technik und Beispiele*. Springer-Lehrbuch. Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [22] STENMARK, E.: , *On multiphase Flow Models in Ansys CFD Software*. Diplomarbeit, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2013.
- [23] STRIEDINGER, R.: *Ein Beitrag zur Bedeutung der Wasserqualität und von Maßstabssetzen in Kreiselpumpen bei beginnender Kavitation*. Doktorarbeit, Universität Darmstadt, 2002.
- [24] SUREK, D. und STEMPIN S.: *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium*. Lehrbuch : Maschinenbau. Teubner, Wiesbaden, 1. Auflage, 2007.
- [25] TECHCAE, LTD.: *Pump Cavitation Analysis in Ansys CFX (Part III)*. Website, 2013. <http://www.techcae.com/blog/?p=274>; abgerufen am 26. Juli 2015.