



Stefan Leithner, BSc

# **Grundlegende Gestaltung einer Pumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Graz, Juni 2016

**EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG**  
**AFFIDAVIT**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich ganz besonders bei meiner Familie dafür bedanken, dass sie mir es ermöglicht hat, das Maschinenbaustudium zu absolvieren.

Ein besonderer Dank gilt den Mitarbeitern des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen, die mich bei der Erstellung dieser Masterarbeit unterstützt haben, allen voran meinem Betreuer, Herrn Assoc.Prof. Dr. Helmut Benigni.

Danken möchte ich auch meinen Freunden, auf deren Unterstützung ich immer zählen darf.

## Kurzfassung

Da die Vorschriften zum Schutz der Umwelt immer strenger werden, wird die Effizienz ein immer wichtigeres Kriterium bei der Auswahl einer Pumpe. Die Zuverlässigkeit bleibt dabei jedoch ein Hauptaugenmerk für den Anlagenbetreiber.

Einstufige Pumpen mit spezifischen Drehzahlen  $n_q = 40-50 \text{ min}^{-1}$  erreichen bereits sehr hohe Wirkungsgradniveaus. Für Pumpen mit einer spezifischen Drehzahl  $n_q < 10 \text{ min}^{-1}$  gilt das noch nicht. Im Zuge dieser Masterarbeit wird ein neues Design für Pumpen mit einer spezifischen Drehzahl  $4 \leq n_q \leq 6 \text{ min}^{-1}$  vorgestellt.

Im ersten Teil dieser Masterarbeit werden verschiedene Pumpentypen (auch abseits klassischer Kreiselpumpen) im Bereich niedriger spezifischer Drehzahlen beschrieben. Im Anschluss wird die Neugestaltung eines Laufrades einer Pumpe mit Spiralgehäuse dargestellt. Diese Pumpe soll die Anforderungen der API 610-Norm [1] erfüllen.

Die Auslegung der Pumpe erfolgt zuerst klassisch eindimensional mit Hilfe analytischer Methoden. Unter Zuhilfenahme von CFD wird die Strömung im Inneren der Pumpe simuliert, und abschließend werden die Ergebnisse mehrerer Varianten verglichen.

## Abstract

Since the environmental regulations are becoming increasingly strict, the efficiency of pumps is a more and more important selection criterion. However, reliability still remains a key priority for the facility operator.

Single stage pumps with a specific speed  $n_q = 40-50 \text{ rpm}$  already achieve very high efficiency levels. This does not apply to pumps with a specific speed  $n_q < 10 \text{ rpm}$ . As part of this master thesis, a new design for pumps with specific speed  $4 \leq n_q \leq 6 \text{ rpm}$  is presented.

In the first part of the thesis, different pump types (even of classical centrifugal pumps) with low specific speeds are described. Then, the redesign of an impeller of a pump with volute casing is shown. These pumps are designed to meet the requirements of the API 610 standard [1].

The pump design starts in the classic way one-dimensional and is realized by means of analytical methods. With the help of CFD, the flow inside the pump is simulated, and finally the results of several variants are compared.



# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	6
1.1	Literaturstudie	8
1.1.1	Lochscheibenpumpe	10
1.1.2	Klassische Radialpumpen mit geringem $n_q$	11
1.1.3	Seitenkanalpumpe	13
1.1.4	Pitotrohrpumpe	14
1.1.5	Neuartige Pumpe eines Herstellers aus Japan	16
2	Anforderungsprofil an eine Pumpe	17
2.1	Eckdaten der neugestalteten Pumpe	21
3	Entwurf (Analytische, eindimensionale Auslegung)	23
3.1	Grundlagen der Auslegung	23
3.2	Wahl der Parameter	34
3.2.1	Die Drehzahl $n$	34
3.2.2	Umfangsgeschwindigkeit, Meridiangeschwindigkeit am Austritt und Austrittswinkel	35
3.2.3	Der Meridianschnitt	36
3.3	Die Schaufelform	41
3.4	Die Leit- und Sammeleinrichtung	44
3.4.1	Der schaufellose Ringraum	44
3.4.2	Das Leitrad	46
3.4.3	Das Spiralgehäuse	48
3.5	Der Pumpenprototyp	52
3.5.1	Pumpe $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$ für die mechanische Fertigung	54
3.5.2	Pumpe $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$ für die gusstechnische Fertigung	56
3.5.3	Pumpe $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$ für die mechanische Fertigung	58
3.6	Anhaltswerte für erreichbare Wirkungsgrade aus der Literatur	60
4	Dreidimensionale Strömungssimulation	63
4.1	Grundlagen	63
4.1.1	Grundgleichungen der Strömungslehre	63
4.1.2	Numerische Methoden – Diskretisierung	64
4.1.3	Erstellung diskretisierter Volumen der einzelnen Pumpenteile	64
4.2	Festlegung der Randbedingungen	69
4.3	Auswertung der Berechnungsergebnisse	69
4.4	Zusammenfassung der gesamten notwendigen Schritte für eine Simulation	71
5	Analyse der Ergebnisse der CFD-Berechnung	73
5.1	Pumpe mit einer nominellen spezifischen Drehzahl $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	73
5.1.1	Pumpe für die mechanische Fertigung	73
5.1.2	Pumpe für die mechanische Fertigung mit zentraler Diffusormündung	77
5.1.3	Pumpe für die mechanische Fertigung mit Splitterschaufeln	80
5.1.4	Pumpe für die gusstechnische Fertigung	82
5.2	Pumpe mit einer nominellen spezifischen Drehzahl $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$	86
5.2.1	Pumpe für die mechanische Fertigung (Variante NQ4_V01p0)	86
5.3	Verlustanteile in den einzelnen Baugruppen der Pumpen	88
6	Zusammenfassung und Ausblick	90
7	Anhang	91
8	Abbildungsverzeichnis	92
9	Tabellenverzeichnis	95
10	Literaturverzeichnis	96

# 1 Einleitung

Pumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl haben einen großen Anwendungsbereich, speziell in der Öl- und Gasindustrie sowie in der Kohlenwasserstoffe verarbeitenden Industrie. Diese Anwendungen sind oftmals system- und prozessrelevant. Aus diesem Grund liegt das Hauptaugenmerk nicht auf dem erreichbaren Wirkungsgrad sondern, auf der Einsatzsicherheit. In Abbildung 1 ist die Verteilung der einzelnen Pumpenbauarten einer Raffinerie am Standort Deutschland dargestellt. Mit mehr als zwei Drittel der installierten Pumpen (831 Stück) sind Kreiselpumpen der dominierende Typ. Dabei machen klassisch fliegend gelagerte Pumpen, mit 467 Stück, mehr als die Hälfte aus. Mehrstufige Pumpen finden sich in dieser Aufstellung nur versteckt wieder: Pumpen mit Spaltrohrmotor vertikal und horizontal sowie mittelgeteilte Kreiselpumpen sind oft mehrstufig ausgeführt. Andererseits sind hochtourige Kreiselpumpen (diese haben Drehzahlen von  $n = 15000 \text{ min}^{-1}$  und mehr) versteckte Anwendungen für „low flow – high head“ also Ultralow-Specific-Speed-Anwendungen.

Betriebsdaten für, in einer Raffinerie typische, Pumpen finden sich in Abbildung 2. Das Diagramm enthält auch Linien konstanter spezifischer Drehzahlen (bei verschiedenen Drehzahlen für eine einstufige Pumpe). Es ist leicht zu erkennen, dass viele Anwendungen im Bereich niedriger spezifischer Drehzahl liegen, wenn eine einstufige Pumpe verwendet wird.

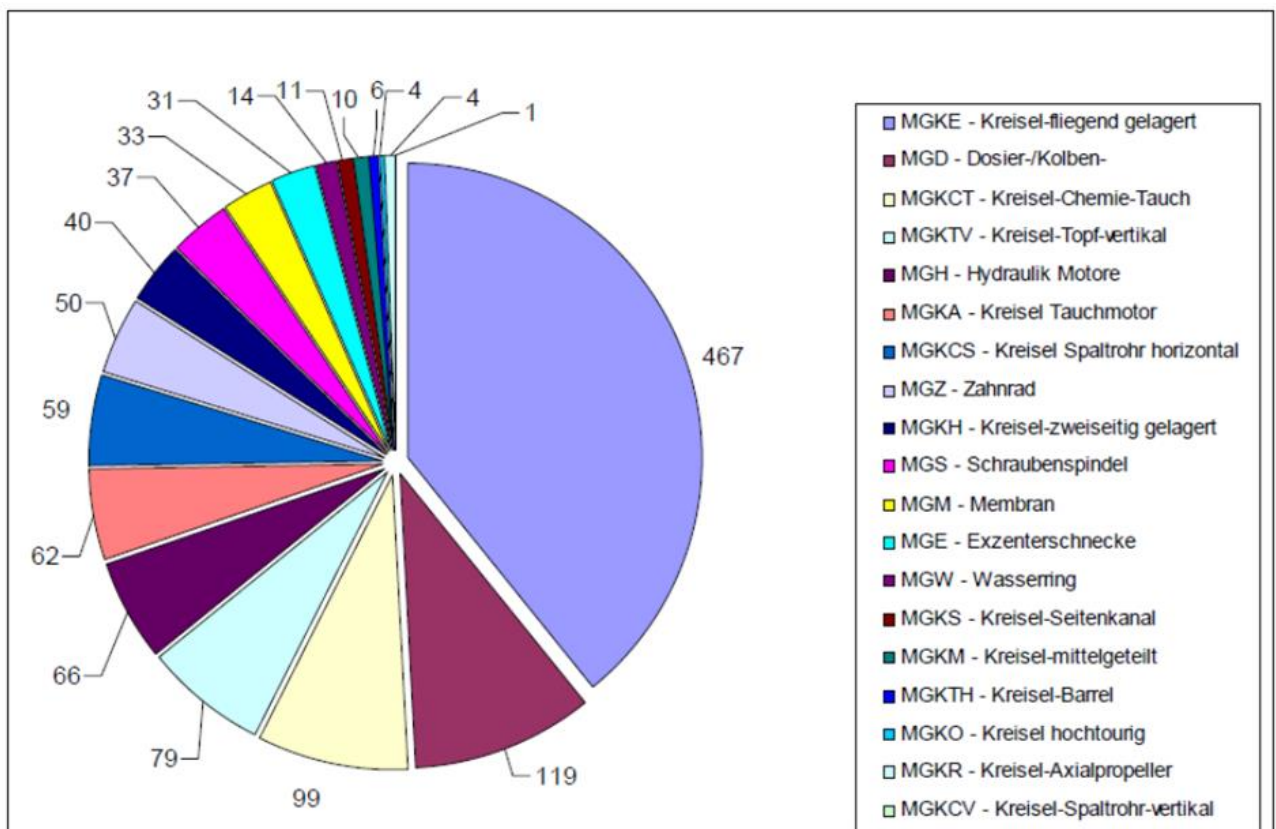


Abbildung 1: Pumpenanzahl nach Type, Quelle: Benigni [26]

Im Bereich der spezifischen Drehzahl  $n_q = 1 - 10 \text{ min}^{-1}$  können sowohl Kreiselpumpen als auch Verdrängerpumpen zum Einsatz kommen. Obwohl der Wirkungsgrad von Kreiselpumpen bei geringer spezifischer Drehzahl ziemlich niedrig ist, weisen sie im Betrieb einige wesentliche Vorteile auf. Zunächst sind die möglichen Drehzahlen höher als für Verdrängerpumpen. Zusätzlich ist die Konstruktion der Pumpe einfacher, enthält weniger Verschleißteile und lässt damit eine kleinere

Ausfallwahrscheinlichkeit erwarten. Des Weiteren benötigen Kreiselpumpen keine Drucksicherheitsventile, welche für den Betrieb von Verdrängerpumpen unverzichtbar sind. Schließlich ist noch zu erwähnen, dass Kreiselpumpen nach wie vor in der Anschaffung günstiger sind als Verdrängerpumpen und ein einfacheres Dichtkonzept besitzen.

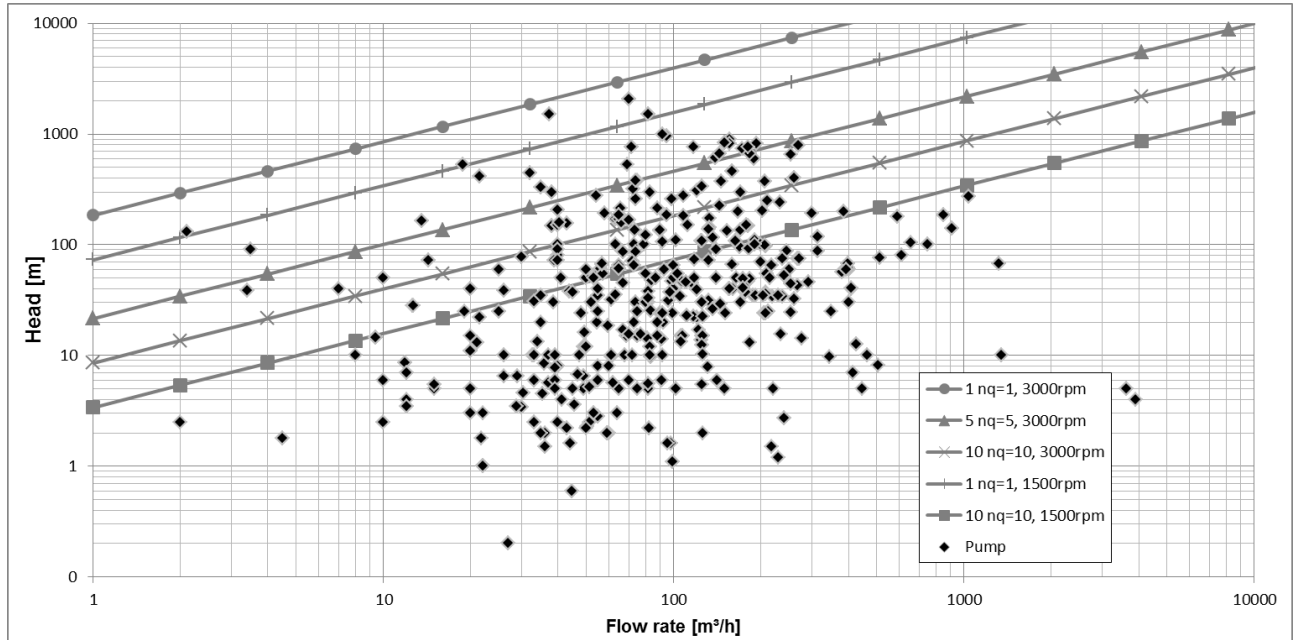


Abbildung 2: Hauptmerkmale von Pumpen in Raffinerien, als typisches Beispiel für Mitteleuropa, Quelle: Benigni [26]

Um die von einigen Anwendungen benötigte Förderhöhe zu erreichen, können Kreiselpumpen mit Hilfe eines Getriebes auch mit einer höheren Drehzahl als der höchsten Synchrodrehzahl betrieben werden. Eine hohe Drehzahl geht jedoch auch mit einem hohen erforderlichen NPSH-Wert der Anlage einher. Somit ist es notwendig, einen sogenannten Inducer (auch Vorsatzläufer) einzusetzen oder Laufräder mit großem Durchmesser und einer hohen Gussqualität, speziell im Bereich der engen Schaufelkanäle.

#### API-Norm:

In der erdölverarbeitenden Industrie hat sich die amerikanische Norm des American Petroleum Institutes (API) durchgesetzt. Dieses Institut gibt für unterschiedliches Equipment Normen heraus, die relativ exakt und konservativ sind. In diesem Bereich wird der Ausfallwahrscheinlichkeit höchste Priorität eingeräumt und ein schwingungsarmer Betrieb über den gesamten Einsatzbereich erwartet.

Erst seit der letzten Fassung sind beispielsweise offene Laufräder möglich, jedoch müssen diese nach wie vor aus einem Teil gefertigt sein. Auch in Mitteleuropa ist dieser Standard in Raffinerien und verwandten Industrien stark verbreitet, definiert er doch ein exaktes Prüf- und Abnahmeszenario. Einige Raffinerien schreiben strikt diesen Standard für den gesamten Betriebsbereich (bzw. die gesamten Produktionslinien) vor, andere lassen auch Pumpen mit von der Norm abweichenden Ausprägungen zu.

Neben der Normierung von Kreiselpumpen (API 610-Norm [1]) sind auch die verwendeten Gleitringdichtungen (API 682) oder hermetisch dichte Pumpen (API 685) genormt.

## 1.1 Literaturstudie

Ein grundsätzlicher Überblick über die Gestaltung von Kreiselpumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl wird in Gülich [3] dargestellt. Gemäß den Ausführungen von Gülich kommt für eine spezifische Drehzahl  $n_q = 8$  bis  $18 \text{ min}^{-1}$  eine einfache zweidimensionale Laufradgestaltung mit zylindrischen, nicht verdrehten Schaufeln zur Anwendung. Da die Verluste im Laufrad bei niedrigen spezifischen Drehzahlen vergleichsweise klein und die Stoßverluste am Eintritt, aufgrund des kleinen Verhältnisses  $d_1/d_2$ , unerheblich sind, zeigt eine Laufradgestaltung mit zylindrischen Schaufeln praktisch keinen geringeren Wirkungsgrad. Um allerdings ein gutes Kavitationsverhalten zu erreichen, können auch dreidimensionale, verdrehte Schaufeln verwendet werden. Für spezifische Drehzahlen,  $n_q = 6$  bis  $12 \text{ min}^{-1}$ , empfiehlt Gülich eine Laufradgestaltung mit geraden radialen Schaufeln, wobei  $\beta_{2LA} = \beta_{1LA} = 90^\circ$ . In den meisten Fällen wird das Laufrad als halboffenes (ohne Deckscheibe) oder sogar als komplett offenes Laufrad (ohne Trag- und Deckscheibe) ausgeführt, um die Scheibenreibung auf ein Minimum zu reduzieren. Abhängig von der Anzahl der Laufschaufeln muss ein sehr geringer Abstand  $s_{ax}/b_2 = 0,01$  bis  $0,02$  zwischen den Schaufeln und dem Gehäuse gefordert werden, um einen akzeptablen Wirkungsgrad zu erreichen. Das Laufrad ist gewöhnlich mit 16 bis 24 Schaufeln bestückt. Üblicherweise besitzen dabei allerdings nur 3 bis 6 ihre volle Länge von  $d_1$  bis  $d_2$ , während die weiteren Schaufeln als sogenannte Splitterschaufeln ausgeführt werden. Ansonsten würden Probleme mit der zu großen Versperrung am Eintritt entstehen. Für noch niedrigere spezifische Drehzahlen können auch einfache Lochscheiben mit Bohrungen (Lochscheiben-Laufrad, siehe Abbildung 3) eingesetzt werden. Die Bohrungen können radial geführt werden, mit  $\beta_{2LA} = \beta_{1LA} = 90^\circ$ , oder, alternativ, auch wie rückwärts gekrümmte Schaufeln mit  $\beta_{2LA} = \beta_{1LA} < 90^\circ$ , um eine geringere Strömungsumlenkung und damit eine geringere Förderhöhe, jedoch mit einer steileren Q-H-Kennlinie, zu erreichen.

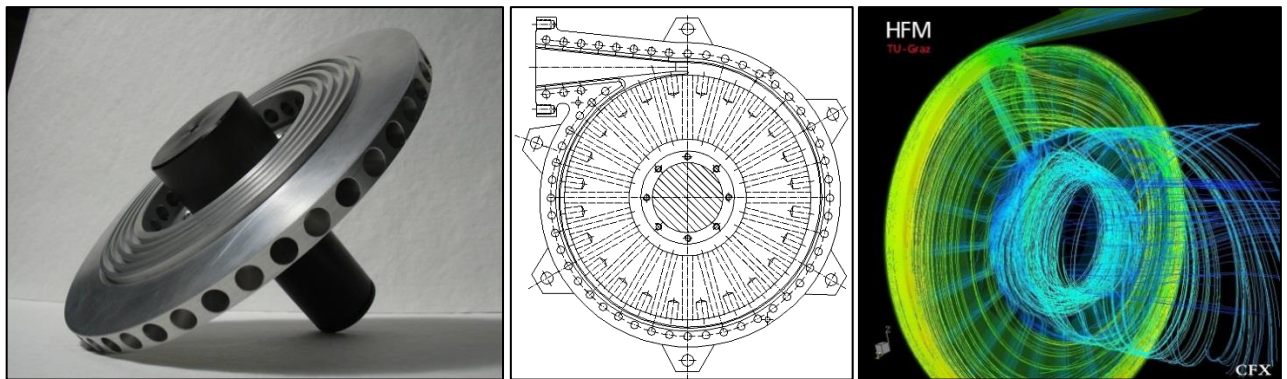


Abbildung 3: Lochscheibenlaufrad, Meridianschnitt und CFD Simulation, Quelle: Benigni [5]

Die letzte von Gülich vorgestellte Variante ist das doppelt wirkende Laufrad mit geradlinigen radialen Schaufeln. In diesem Fall besteht das Laufrad aus annähernd identischen Schaufeln auf beiden Seiten einer sogenannten zentralen Tragscheibe. Dabei erlauben fünf Öffnungen in der zentralen Tragscheibe, nahe der Nabe, dem halben Förderstrom zu den Schaufeln auf der Rückseite des Laufrades zu fließen. Auf jeder Seite der zentralen Tragscheibe befinden sich 5 lange (vollständige) und 20 kurze (Splitter) Schaufeln. Aktuell wird dieses Laufrad für Pumpen in einem Bereich von  $1 < n_q < 10 \text{ min}^{-1}$  verwendet. Dabei wird der höchste Wirkungsgrad von 50 % bei  $n_q = 9 \text{ min}^{-1}$  erreicht, der Wirkungsgrad fällt für geringere spezifische Drehzahlen jedoch stark ab. In der Vergangenheit wurden bereits von mehreren anderen Autoren weitere Gestaltungsmöglichkeiten für Pumpen mit geringer spezifischer Drehzahl untersucht. Für eine  $n_q = 15,9 \text{ min}^{-1}$  Pumpe mit neun  $60^\circ$  logarithmischen Schaufeln zeigen Visser, F.C. et al. [6] eine LDV Messung. Die

Pumpe mit einem Laufraddurchmesser von 800 mm drehte sich mit einer sehr geringen Drehzahl von  $n = 32 \text{ min}^{-1}$ . Es wurde gezeigt, dass die Testergebnisse (für die Kernströmung) sehr gut mit den theoretischen Vorhersagen auf Basis der Potentialströmung im Bereich des Laufrades vergleichbar sind. Die Entwicklung der Grenzschicht entlang der gesamten Saugseite der Schaufel verdrängt die Kernströmung. Von den Autoren wurde ebenfalls gezeigt, dass die Geschwindigkeit nahezu gleichmäßig über die gesamte Laufradbreite verteilt ist – für ein Laufrad des untersuchten Typs. Eine numerische Simulation und eine experimentelle Untersuchung einer Pumpe mit  $n_q = 4,92 \text{ min}^{-1}$  und einem geschlossenen Laufrad ohne Spiralgehäuse wurde von Cui, B., et al. [7] veröffentlicht. Die Abhandlung enthält die Ergebnisse für ein Laufrad mit vier langen Schaufeln (Eintrittswinkel  $\alpha_1 = 18^\circ$ , Austrittswinkel  $\alpha_2 = 38^\circ$ ,  $D_1 = 42 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 196 \text{ mm}$  und  $b_2 = 4,3 \text{ mm}$ ) gefolgt von einem Laufrad mit acht Schaufeln (vier Hauptschaufeln / vier Splitterschaufeln) und einem mit 16 Schaufeln (vier Hauptschaufeln / vier Splitterschaufeln / acht kurze Schaufeln) und endet bei einem Laufrad mit 24 Schaufeln (vier Hauptschaufeln / vier Splitterschaufeln / acht kurze Schaufeln / acht sehr kurze Schaufeln). Die Gestaltung der Splitterschaufeln basiert auf den langen Hauptschaufeln. Die Ergebnisse zeigen, dass ein Laufrad mit vielen Schaufeln am Austritt eine kleine Instabilität bei Kreiselpumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl verhindert und die Förderhöhe durchgehend steigt.

Bezugnehmend auf die Ergebnisse bei Laufrädern mit Splitterschaufeln zeigen Kergourlay, M., et al. [8] in ihrer Veröffentlichung eine detailliertere Untersuchung. Die Autoren zeigen, dass die Förderhöhe eines Laufrades mit Splitterschaufeln ungefähr 10-15 % höher ist als sie mit einem Standardlaufrad erreicht werden kann, egal bei welchem Förderstrom. Es wurden hierzu CFD-Berechnungen zwischen 50 % und 120 % des optimalen Förderstroms durchgeführt, im instationären Modus mit unstrukturierten Netzen für ein Laufrad mit 5 Schaufeln.

Ein großer Bereich von spezifischen Drehzahlen wurde von Kurokawa, J., et al [9] untersucht. Die Autoren haben drei Laufräder, gestaltet nach Stepanoff [10], mit verschiedenen Austrittsbreiten und fünf Laufräder mit  $90^\circ$  Austrittswinkel (radial) untersucht, angefangen bei einer spezifischen Drehzahl von  $n_q = 6,46$  bis  $25,82 \text{ min}^{-1}$ . Für die Untersuchung aller Laufräder wurde ein und dasselbe Spiralgehäuse verwendet, welches für eine spezifische Drehzahl  $n_q = 7,74 \text{ min}^{-1}$  entworfen wurde. Die Autoren weisen nach, dass zur Reduktion der Scheibenreibung die Drehzahl des Fluids im Raum zwischen Laufrad und Gehäuse erhöht werden muss. Dabei erhöht die radial nach innen gerichtete Leckageströmung die Rotationsgeschwindigkeit des Fluids stark. Die experimentellen Untersuchungen wurden mit Spiralen mit verschiedenen Querschnittformen durchgeführt. Es zeigt sich eine Instabilität der Pumpenkennlinie für jede der untersuchten Pumpen.

Pedersen, N., et al. [11] und Byskov, K., et al. [12] zeigen eine umfangreiche experimentelle Untersuchung und CFD-Berechnung einer Stufe (Laufrad mit sechs einfach- und rückwärtsgekrümmten Schaufeln) einer industriellen Mehrstufenpumpe mit  $n_q = 26,3 \text{ min}^{-1}$ . Dabei wurden zwei Betriebspunkte – bei 100 % und 25 % des optimalen Förderstroms – untersucht. Bei Teillast konnten die Autoren einen Strömungsabriss an der Eintrittskante und Rückströmungsgebiete am Austritt feststellen, jedoch auch eine gesunde schaufelkongruente Strömung ohne auftretende Ablösungen. Für den Teillastpunkt bei einem Viertel des optimalen Förderstroms zeigen die experimentellen Untersuchungen eine Korrelation zwischen jedem zweiten Schaufelkanal, aus diesem Grund wurde für die CFD-Berechnung das Modell des Laufrades mit zwei Schaufelkanälen aufgebaut.

Für die identische Konfiguration wie sie auch in [11] und [12] verwendet wurde, zeigen Zhang, N., et al. [13] einen Vergleich von Ergebnissen der Berechnungen mit LES-, SAS- und instationärem SST-Turbulenzmodell. Dabei wurde gezeigt, dass das SAS-Modell 9,3 % weniger CPU-Zeit benötigt als die Berechnung mit LES (20,3 % mehr als das instationäre SST-Modell). Die Simulation zeigt das 2-Kanal-Phänomen der abwechselnd abgelösten und nicht abgelösten Schaufelkanäle. Bei Teillast (25 % des Optimums) konnten die Autoren eine stationäre Ablöseblase in einem

Schaufelkanal entdecken (in der Nähe der Deckscheibe auf der Druckseite), welche einen Großteil des Massenstroms durch jeden zweiten Schaufelkanal des Laufrades lenkt, wobei der Massenstrom durch den Schaufelkanal mit abgelöster Strömung relativ klein bleibt. Guo, P., et al. [14] zeigen eine CFD-Berechnung einer Pumpe  $n_q = 18,1 \text{ min}^{-1}$  mit sechs Schaufeln und einer Spornmodifikation. Die Kürzung des Sporns führt zu einer leicht veränderten Pumpenkennlinie. Der Punkt des optimalen Wirkungsgrades wird dabei zu höheren Durchflüssen verschoben. Der Spiralenquerschnitt am Sporn wurde im ersten Schritt um 9 % und im zweiten nochmals um zusätzliche 9,2 % verändert. Der minimale Durchfluss für Teillast wurde mit 60 % des optimalen Förderstroms festgelegt.

### 1.1.1 Lochscheibenpumpe

Wartungsfreiheit, Dauerbetrieb und möglichst einfache Konstruktion wurden als die prinzipiellen Kriterien für den Entwurf einer solchen Pumpe festgelegt – nicht der maximal mögliche Wirkungsgrad. Laufräder mit geringen spezifischen Drehzahlen weisen im Allgemeinen relativ lange und enge Schaufelkanäle auf. Daher, im speziellen bei kleineren Abmessungen, sind die Grenzen des gießtechnisch machbaren schnell erreicht, Schaufeln aus Sandguss enthalten oftmals Defekte, genauso wie die Ein- und Austrittsbereiche der Deckscheiben. Diese Defekte sind schwer zu entdecken und lassen sich nur mit sehr viel Aufwand reparieren – sofern eine Reparatur überhaupt möglich ist. Diese bedeutet, dass der Entwurf einer einstufigen Kreiselpumpe mit möglichst geringen Fertigungskosten, geringstem Wartungsaufwand und kleinstmöglicher Anzahl von verschiedenen Einzelteilen sowie höchster Zuverlässigkeit, angestrebt ist.

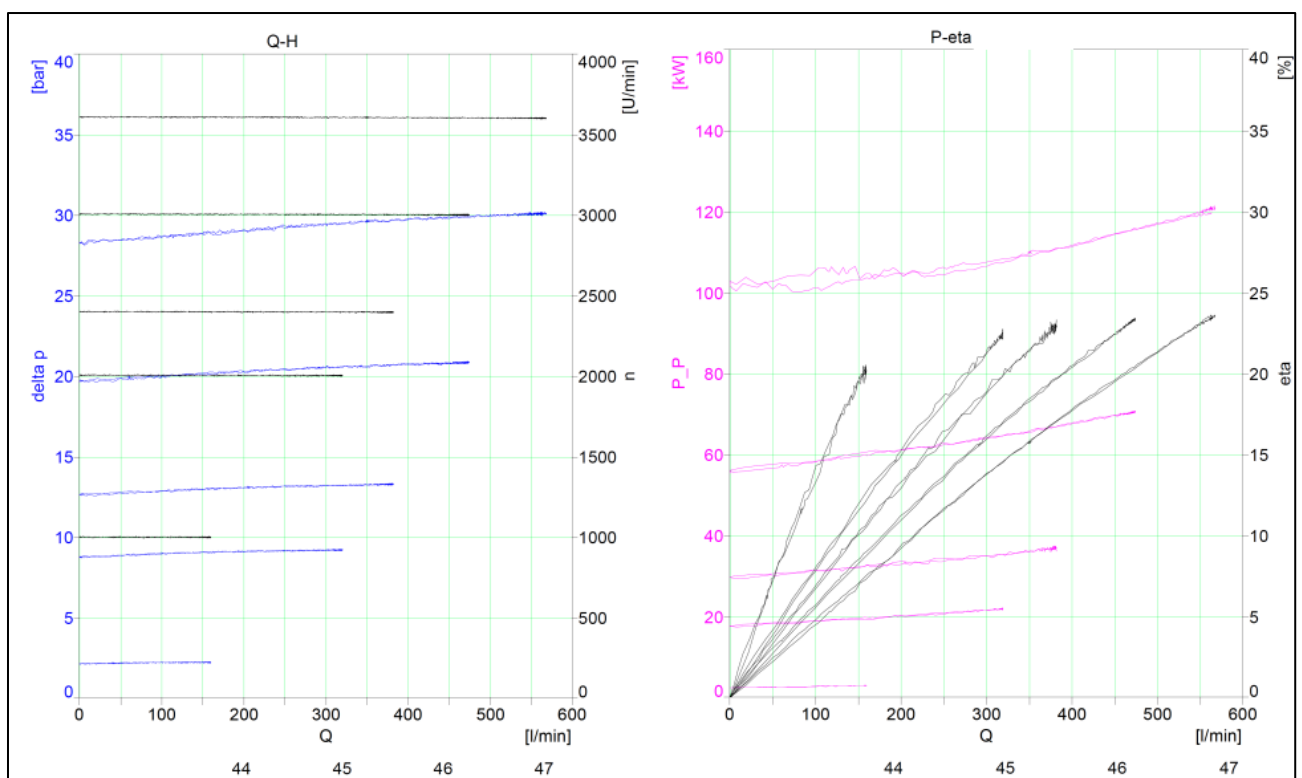


Abbildung 4: Pumpenkennlinien der Lochscheibenpumpe, Vergleich der Ergebnisse aus CFD-Berechnung und Experiment, Quelle: Benigni [26]

Die Pumpenentwicklung für eine „Sub-sea“-Applikation ist in Abbildung 3 zu sehen. Hierbei fungiert die Pumpe als ein Hilfsorgan und ist gemeinsam mit dem Hauptaggregat (Hydraulischer Wandler,

Leistung etwa 1 MW) auf einer Antriebswelle untergebracht. Bei dieser Applikation wird schlussendlich Öl am Meeresgrund zu Tankschiffen gepumpt.

Die Exponiertheit der Applikation am Meeresgrund erfordert eine wartungsfreien und Schmutzpartikel resistenten Pumpentyp. Aufgrund der Schaltcharakteristik dieses Hilfsorganes ist auch ein Fördern gegen geschlossenen Schieber nicht vermeidbar.

Die Simulation (siehe Abbildung 3) korreliert sehr gut mit den gemessenen Pumpenkennlinien (siehe Abbildung 4), wobei der höchste, am Prüfstand (siehe Abbildung 5) gemessene Wirkungsgrad 24 % beträgt. Die Messung wurde mit heißem Öl im Auslegungsbetriebspunkt durchgeführt. Die Messungen wurden bei verschiedenen Drehzahlen und NPSH-Werten durchgeführt. Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 4 dargestellt. Auf der linken Seite ist die Förderhöhe und auf der rechten Seite der Wirkungsgrad über dem Förderstrom aufgetragen.

Die Messung konnte systembedingt nicht zu höheren Mengen durchgeführt werden. Es zeigt sich, dass die Kennlinie instabil ist und zur Nullförderhöhe hin geringfügig abnimmt. Da sich bei dieser Anwendung jedoch eine Anlagenkennlinie mit beinahe Nulldurchgang (kein geodätischer Anteil) ergibt, ist diese Charakteristik nicht weiter tragisch, wenngleich dies in der oben genannten Norm (API 610 [1]) nicht zulässig wäre.

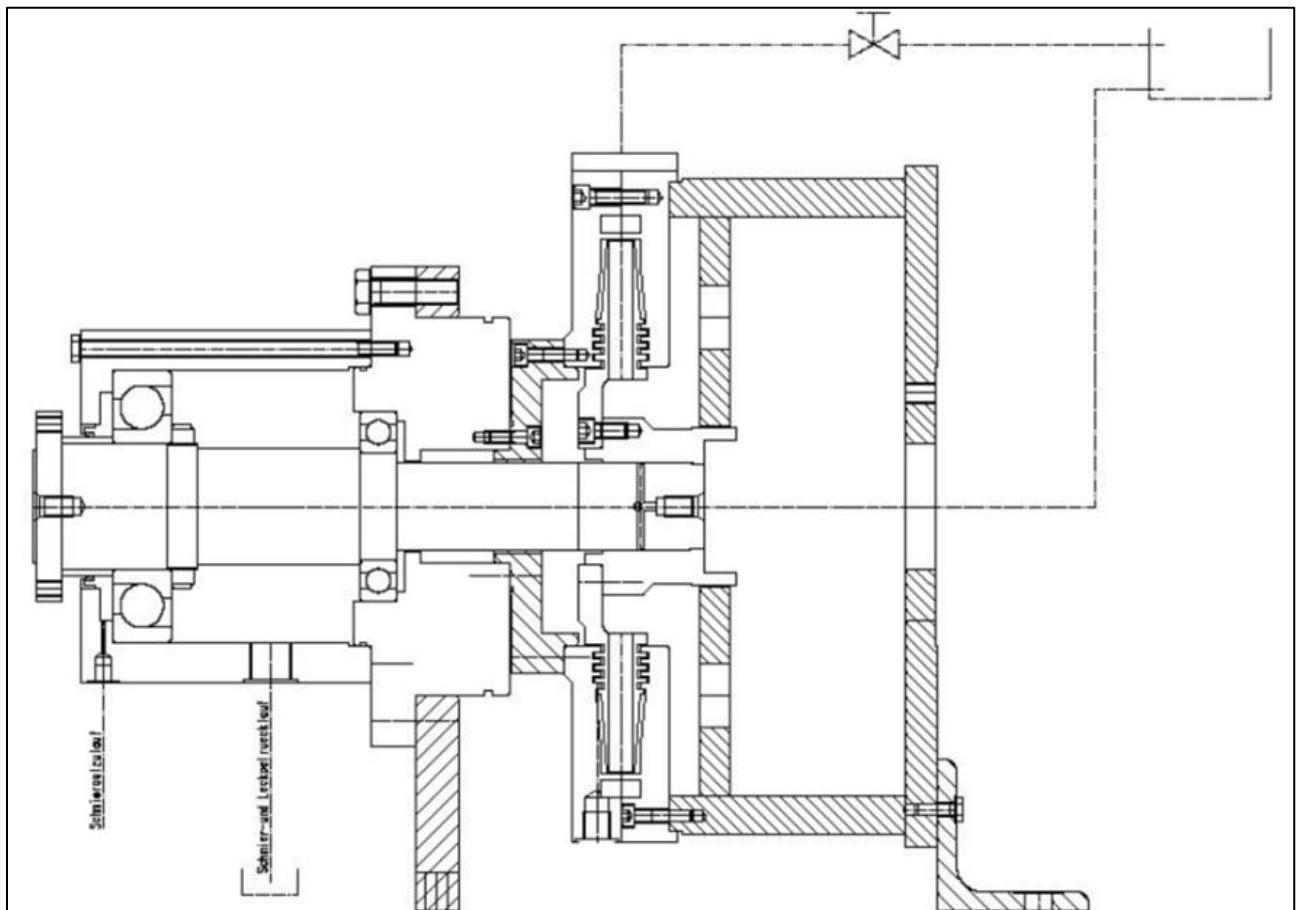


Abbildung 5: Prüfstands Aufbau der Lochscheibenpumpe, Quelle: VOITH TURBO Antriebstechnik

### 1.1.2 Klassische Radialpumpen mit geringem $n_q$

Die Grenzen für die Gestaltung einer klassischen Radialpumpe werden in diesem Abschnitt vorgestellt. Eine bestehende Pumpe muss für den Betrieb bei geringen spezifischen Drehzahlen adaptiert werden. Als Ziel für die Gestaltung der Pumpe wurden ein Durchfluss von  $17,5 \text{ m}^3/\text{h}$  und eine Förderhöhe von  $86 \text{ m}$  bei einer Drehzahl von  $2900 \text{ min}^{-1}$  ( $n_q = 7,2 \text{ min}^{-1}$ ) festgelegt. Die CFD-



Simulationen wurden mit stationären Berechnungen und dem SST-Turbulenzmodell sowie transienten Berechnungen und dem SAS-Turbulenzmodell durchgeführt. In beiden Fällen wurde ein 360°-Modell mit allen fünf Schaufelkanälen benutzt. Die Netzgröße des Modells beträgt 4,96 Millionen Knoten, wobei 54 % der Knoten die Radseitenräume der Trag- und Deckscheibe bilden. Das CFD-Modell ist in Abbildung 6 zu sehen. Die Ergebnisse der Messungen (siehe Abbildung 7) der Pumpe korrelieren sehr gut mit den Ergebnissen der Simulation und zeigen einen maximalen Wirkungsgrad von 40 %. Der gewünschte Betriebspunkt könnte erreicht werden, obwohl das Optimum bei einem leicht höheren Durchfluss liegt und damit die nominale spezifische Drehzahl der adaptierten Pumpe  $n_q = 8 \text{ min}^{-1}$  beträgt.

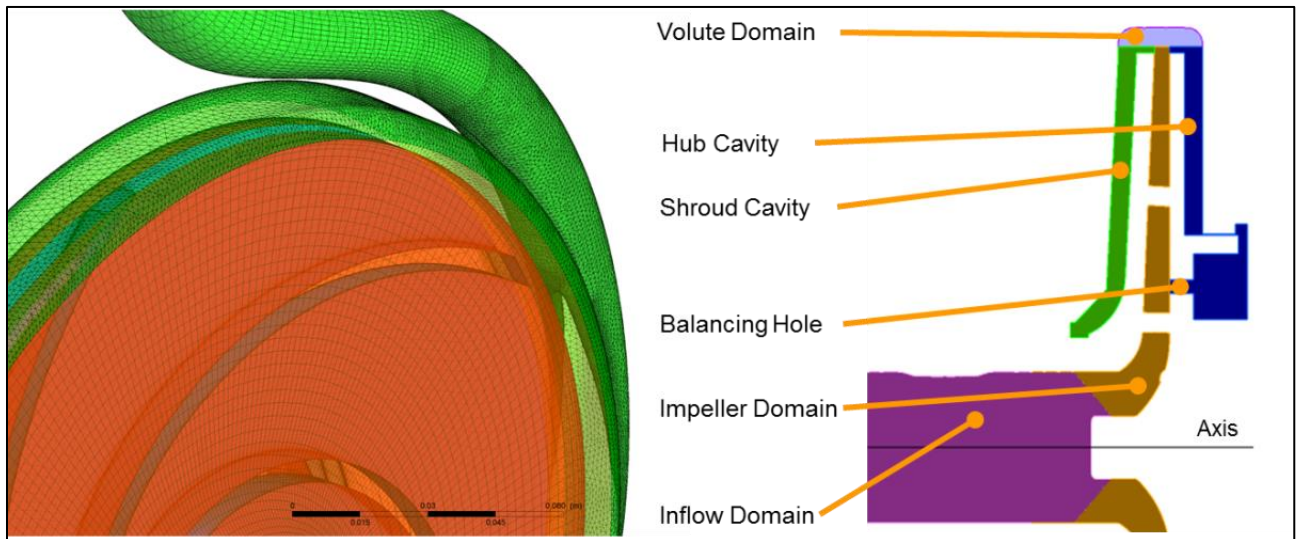


Abbildung 6: CFD-Modell einer klassischen Radialpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl inklusive der vorderen und hinteren Radseitenräume, Quelle: Benigni [26]

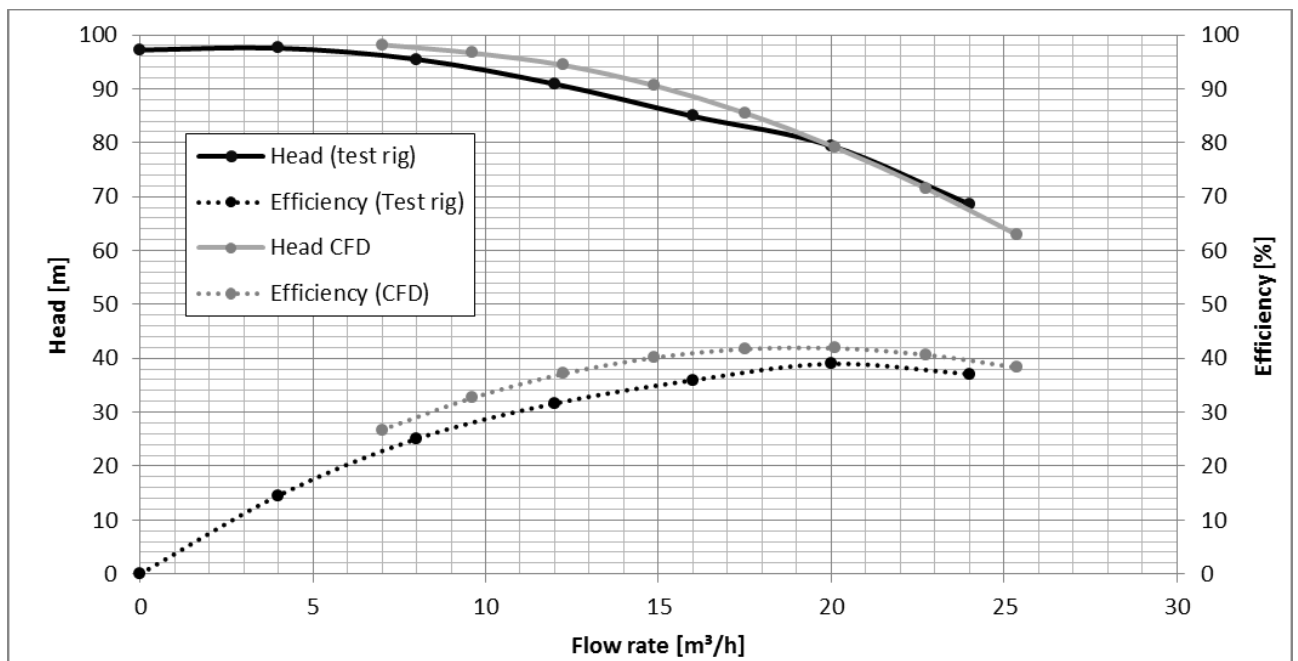


Abbildung 7: Förderhöhe und Wirkungsgrad einer klassischen Radialpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl, Quelle: Benigni [26]



Hierbei sind der Minimierung der Schaufelbreite bereits Grenzen durch die Fertigung gesetzt. Den Vorschlag einer noch geringeren Kanalbreite musste der Pumpenhersteller ablehnen, da dies von seinen Gusslieferanten nicht mehr fertigbar war.

Als Drosselmaßnahme blieb nunmehr nur noch die Spirale übrig, welche durch die Verringerung der Austrittsbreite (also der letzte Teil der Umschlingung der Spiralkontur in Umfangsrichtung) realisiert wurde.

Im Gegensatz dazu, ist eine oft verwendete Kennlinienstabilisierungsmaßnahme das Anbringen einer Drosselstelle direkt vor dem Druckstutzenflansch, was mit der Anbringung einer Drossel in Serienschaltung zur Pumpe gleichgesetzt werden kann. Der mit steigender Menge quadratisch größer werdende Verlustanteil führt zu einer Verminderung des oftmals anzutreffenden „Overloops“ der Kennlinie, geht jedoch stark zu Lasten des Wirkungsgrades.

### 1.1.3 Seitenkanalpumpe

Die Seitenkanalpumpe ist der Pumpentyp der Wahl, wenn die spezifische Drehzahl hin zu niedrigeren Werten gesenkt werden soll. Das Konzept ist allseits bekannt und wurde vor etwa 90 Jahren entwickelt, mit einer hohen realisierbaren Druckerhöhung mittels eines inneren Mehrstufen-Effektes. Die Drehzahl entspricht meist der eines vier-bis sechspoligen Drehstrommotors und wird oft auch als mehrstufige Pumpe ausgeführt. Das Laufrad ist ein Stern, und das Gehäuse verfügt über den bekannten Unterbrecher (siehe Abbildung 8).

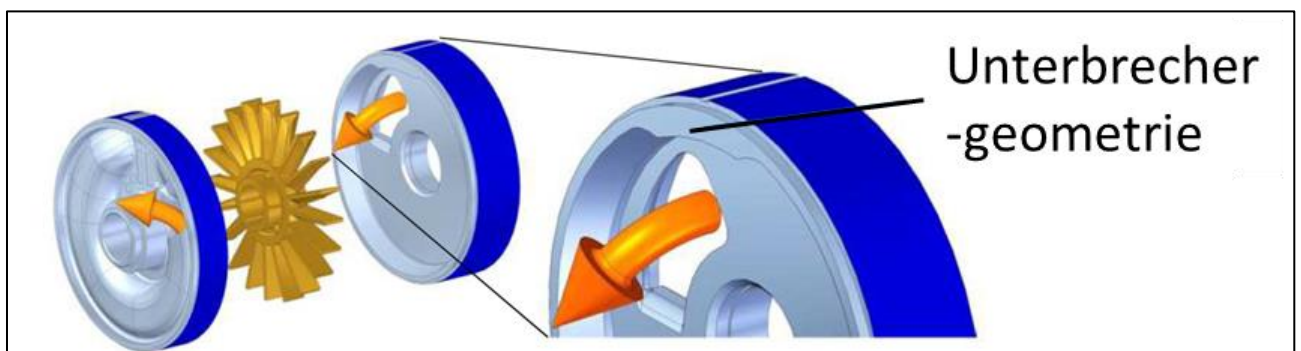


Abbildung 8: Innerer Aufbau einer Seitenkanalpumpe (links) und Unterbrecher im Detail (rechts), Quelle: Hassert [15]

Der gewöhnliche Bereich der spezifischen Drehzahl einer Seitenkanalpumpe liegt zwischen  $5 < n_q < 10$  (siehe auch Abbildung 16 und [15]). Gasanteile im Fördermedium können sowohl hoch als auch niedrig sein und ein geringer erforderlicher NPSH-Wert – all dies sind Schlüsselargumente, eine Pumpe dieses Typs einzusetzen. Der Wirkungsgrad liegt auf einem Niveau von ca. 30 % (geringes  $n_q$ ) bis 40 % (hohes  $n_q$ ). Eine Weiterentwicklung einer mehrstufigen Seitenkanalpumpe wurde aktuell auf den Markt gebracht, mit einem Sauglaufrad vor den eigentlichen Seitenkanal-pumpstufen (siehe Abbildung 9).

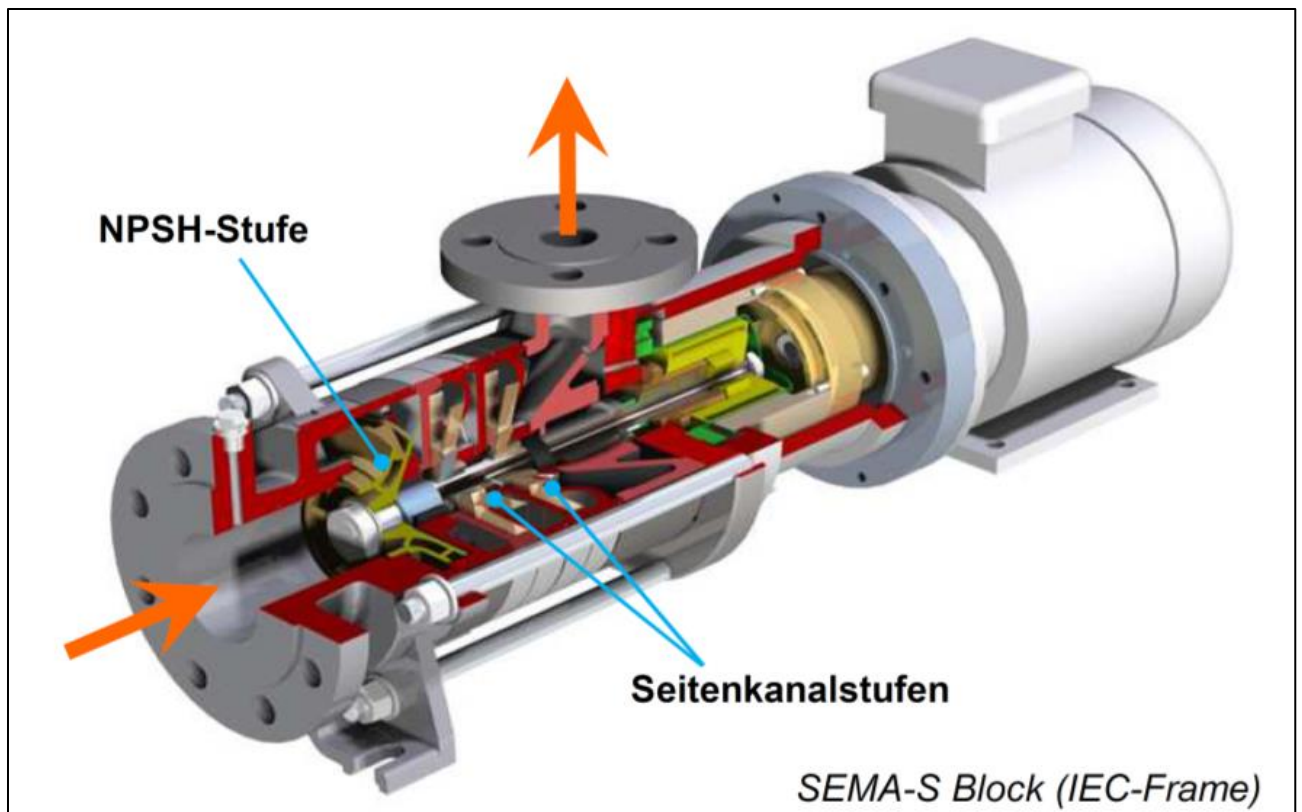


Abbildung 9: Mehrstufige Seitenkanalpumpe mit Sauglaufrad, Quelle: Hassert [15]

Diese Art von Pumpen wurde für hohe Förderhöhen und geringe Fördermengen entworfen, speziell in der Öl- und Gasindustrie. Sie erfüllt nahezu die Anforderungen des API Standards [1], obwohl dieser Pumpentyp darin nicht aufgeführt ist. Hassert [15] zeigt auch Einsatzmöglichkeiten der Seitenkanalpumpen für tiefkalte Medien (bis  $-60\text{ °C}$ ) und für Medien mit abrasiven Bestandteilen. Bei Seitenkanalpumpen ist es üblich, dass sich die Laufräder selbst frei einzentrieren, und das Förderprinzip an sich lebt von den Spalten: Je enger die Spalte, desto höher die Förderleistung. Hier finden sich nunmehr die Grenzen bei der Anwendung von partikelbeladenen Medien. Diese führen zu Beschädigungen der Spalte und schließlich zum Versagen der Pumpe

#### 1.1.4 Pitotrohrpumpe

Das Fluid tritt vom Saugstutzen (siehe Abbildung 10 rechts unten) her mittig durch einen Kreisringquerschnitt in das drehende Gehäuse ein. Infolge von Reibung rotiert das Fluid mit dem Gehäuse. Aufgrund der Zentrifugalkräfte steigt zu größeren Durchmessern hin der Druck im Fluid. In das Gehäuse hinein ragt ein mit dem Stator verbundenes Pitot-Rohr, mit seiner Öffnung genau entgegengesetzt dem rotierenden Fluid. Durch diese Öffnung kann das Fluid zum Druckstutzen hin abfließen. Kurz nach der Öffnung ist ein, in das Pitot-Rohr integrierter, Diffusor angebracht, um die kinetische Energie in statischen Druck umzuwandeln. Das Fördermedium wird anschließend durch den stationären Druckstutzen abgeführt (siehe Abbildung 10 rechts oben)

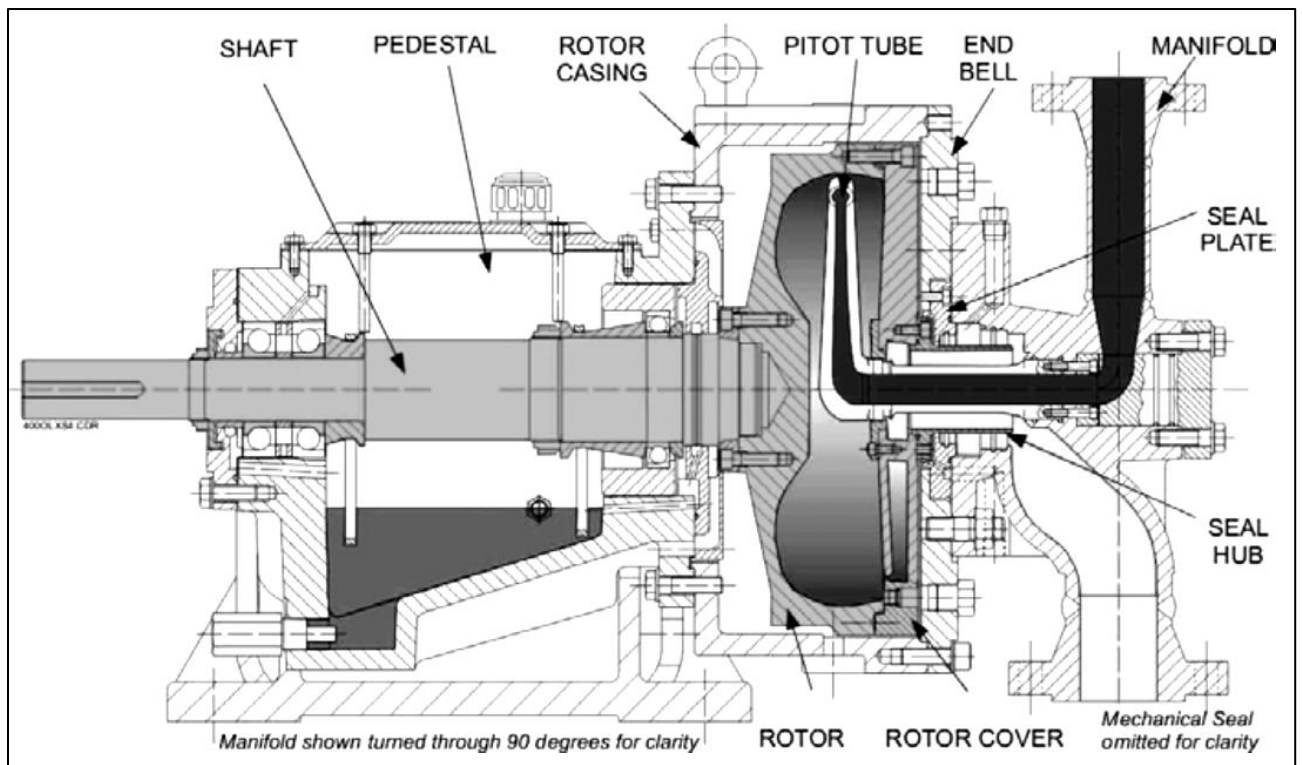


Abbildung 10: Pitotrohrpumpe, Quelle: Gülich [4]

Pitotrohrpumpen werden von mehreren namhaften Herstellern (Ruhrpumpen, Sterling) gebaut. In Abbildung 11 wurden die Katalogkennlinien von Ruhrpumpen näher untersucht. Die Daten von Durchflussmenge  $Q$ , der Förderhöhe  $H$  und der Leistung  $P$  wurden digitalisiert und daraus ein Wirkungsgrad berechnet. Zusätzlich wurde in Abbildung 11 eine Linie konstanter spezifischer Schnellläufigkeit durch das jeweilige Optimum eingezeichnet. Die Pumpen werden mit verschiedenen Drehzahlen dann für unterschiedliche Betriebspunkte angeboten wobei es sich dabei nicht um Synchrondrehzahlen handelt und auch Drehzahlen über  $3000 \text{ min}^{-1}$  (bzw.  $3600 \text{ min}^{-1}$  für 60 Hz) im Sammelkennfeld zu finden sind.

Es sind bei niedrigsten spezifischen Drehzahlen recht respektable Wirkungsgrade zu finden. So ist bei  $n_q = 3,42 \text{ min}^{-1}$  immerhin ein Wirkungsgrad von knapp 60 % veröffentlicht.

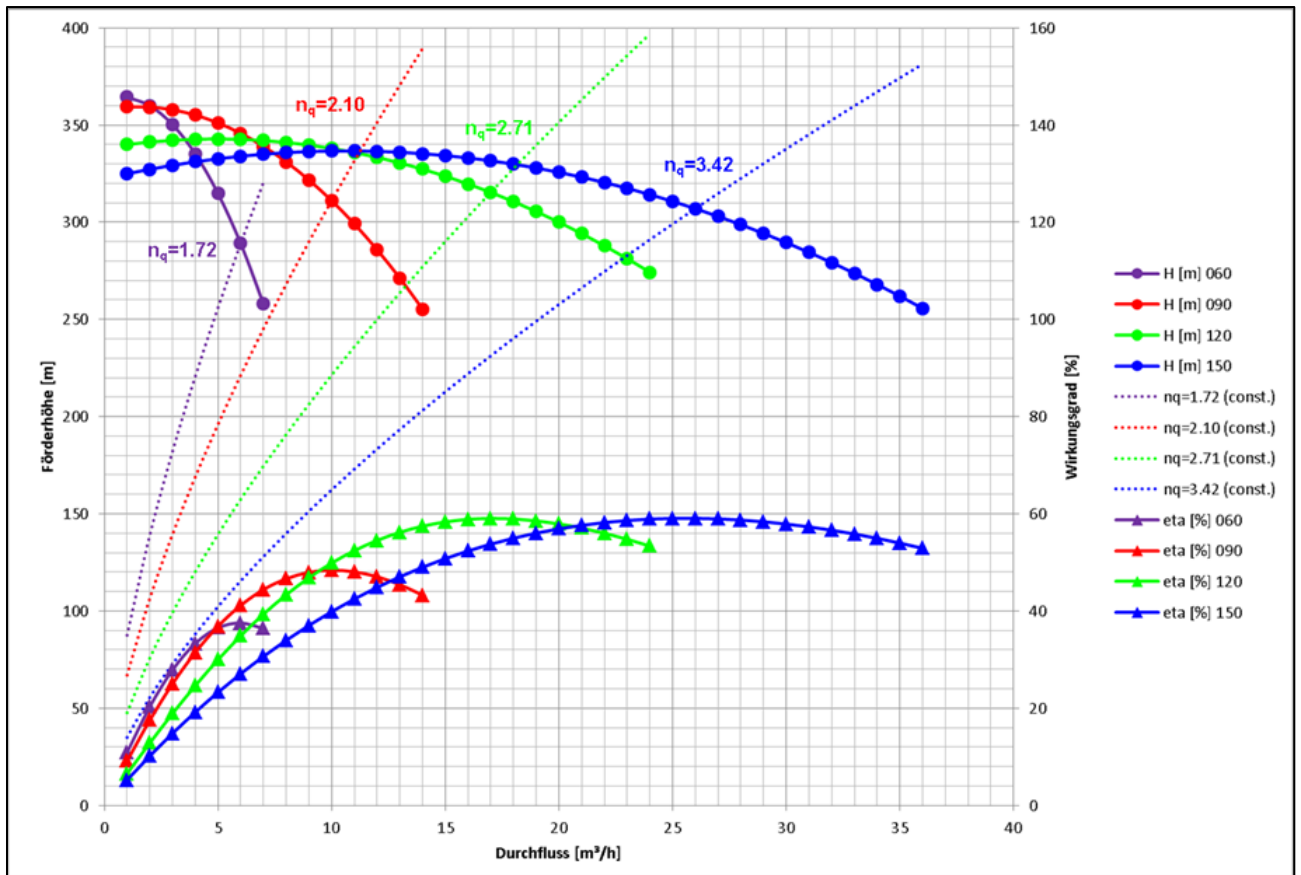


Abbildung 11: Pumpenkennlinien verschiedener Pitotrohrpumpen einer Pumpenserie des Herstellers Ruhrpumpen, Quelle: Ruhrpumpen [36]

### 1.1.5 Neuartige Pumpe eines Herstellers aus Japan

Eine zuletzt am Institut gemessene Pumpe eines neuen japanischen Herstellers konnte einen passablen Wirkungsgrad von 40 % erzielen, bei einer spezifischen Drehzahl von  $n_q = 8,3 \text{ min}^{-1}$  im Bestpunkt. Das Förderprinzip ist ähnlich, dem einer Seitenkanalpumpe, und auch das Kavitationsverhalten war zufriedenstellend.

## 2 Anforderungsprofil an eine Pumpe

Der Zweck einer Pumpe/eines Verdichters ist es, die totale Energie in einem Fluidstrom zu erhöhen (Arbeitsmaschine). Der Begriff „Pumpe“ wird im Zusammenhang mit Fluiden im flüssigen Aggregatzustand verwendet (näherungsweise druck-inkompressibel → annähernd druckunabhängiges Volumen) und der Begriff „Verdichter“ bei Fluiden in gasförmigem Aggregatzustand (druckkompressibel → druckabhängiges Volumen).

In der vorliegenden Arbeit wird der Entwurf einer Pumpe für einen speziellen Anwendungsfall behandelt. Für die Auswahl einer vorhandenen oder den Entwurf einer neuen Pumpe müssen grundsätzlich nur zwei Größen bekannt sein:

- Förderstrom  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- Förderhöhe  $H$  [m]

In den meisten Fällen gibt es allerdings noch weitere Anforderungen an eine Pumpe:

### I. Das Kavitationsverhalten

Diese Eigenschaft einer Pumpe ist vor allem für ihre Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit von großer Bedeutung. Das Phänomen der Kavitation wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit näher erklärt. Grundsätzlich lässt sich festhalten, dass jede Pumpe ein Mindestmaß an statischem Druck am Eintritt in das Laufrad benötigt, um das Verdampfen der Flüssigkeit in Grenzen zu halten oder aber bei sehr empfindlichen Stoffen ein Verdampfen voll und ganz zu verhindern. Das Verdampfen an sich ändert an der Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit noch nichts, sofern es von vornherein mitberücksichtigt wird. Es bricht lediglich die Förderhöhe ein, da der Dampf eine, um mehrere Größenordnungen, kleinere Dichte besitzt. Erst das Implodieren einer Dampfblase in der Nähe einer Wand kann zu Schädigungen führen, welche innerhalb nur weniger Betriebsstunden die Zerstörung der Pumpe herbeiführen können. Daher sollte für die Auswahl einer Pumpe neben den beiden oben genannten Eigenschaften (Förderhöhe  $H$  und Förderstrom  $Q$ ) auch die Einbausituation bekannt sein.

### II. Die Drehzahl der Pumpe

Die Drehzahl der Pumpe ist meist nicht gänzlich frei wählbar, sondern hängt von der Art des Antriebsaggregates ab. Für stationär aufgestellte Pumpen wird aufgrund der Robustheit in vielen Fällen ein Asynchronmotor verwendet der direkt gekuppelt ist. Dies ergibt eine maximale Drehzahl von 3000 bzw. 3600  $\text{min}^{-1}$  (50 bzw. 60 Hz-Netz). Im Gegensatz dazu werden für mobile Pumpen häufig Verbrennungsmotoren eingesetzt, wobei sehr viel höhere Drehzahlen verwendet werden können. Die Drehzahl wiederum wirkt sich besonders stark auf den Wirkungsgrad und das Kavitationsverhalten aus. Mit steigender spezifischer Drehzahl (diese ist direkt proportional zur Drehzahl) verschlechtert sich das Kavitationsverhalten. Der Wirkungsgrad findet ein Optimum in einem bestimmten Bereich ( $n_q \approx 40\text{-}50 \text{ min}^{-1}$ ), wobei die in der gegenständlichen Arbeit behandelte Pumpe sich stets bei kleineren spezifischen Drehzahlen als der optimalen spezifischen Drehzahl einer Kreiselpumpe befindet.

### III. Die Anzahl der Stufen, um die erforderliche Förderhöhe zu erreichen

Prinzipiell kann eine Pumpe immer so ausgelegt werden, dass die Förderhöhe mit nur einer Stufe erreicht wird. Diese Aussage ist ungeachtet der daraus resultierenden Fördermenge und Drehzahl und des für einen kavitationsfreien Betrieb notwendigen Vordruckes.

Doch je nach Anwendungsfall kann es notwendig sein, aus Gründen die die Be-

triebseigenschaften, die Wirtschaftlichkeit oder die praktische Umsetzung betreffen, zum Erreichen der Förderhöhe mehrere Pumpstufen in Serie zu schalten. In der Praxis geschieht dies häufig, indem alle Pumpstufen in einem Gehäuse zu einer mehrstufigen Pumpe zusammengefasst werden.

(Anmerkung: Es gibt auch Lösungen wo der Förderstrom außerhalb des Gehäuses von einer Seite der Pumpe auf die andere Seite geführt wird, jedoch sind stets alle Laufräder auf einer Welle montiert, Back to Back Anordnung)

IV. Die Anzahl der Fluten, um den erforderlichen Förderstrom  $Q$  zu erreichen

Ebenso die Förderhöhe, könnte auch der Förderstrom durch nur eine Pumpstufe erreicht werden. Aus oben genannten Gründen (Betriebseigenschaften, Wirtschaftlichkeit, praktische Umsetzung) kann es notwendig sein, mehrere Pumpstufen parallel zu betreiben. Dies geschieht häufig in zwei Varianten. Ein möglichst flexibler Betrieb wird erreicht, indem voneinander unabhängig arbeitende Pumpen benutzt werden. Die kompakteste Bauweise wiederum ergibt sich durch die Kombination mehrerer Pumpfluten in einem Gehäuse.

(Anmerkung: Hier gibt es auch Bauformen wo lediglich die erste Stufe doppelflutig ausgestaltet ist, jedoch wird dies für ein besseres Kavitationsverhalten so realisiert.)

V. Das Arbeitsprinzip: Verdrängerpumpe vs. Strömungspumpe

Diese Unterscheidung ergibt sich aus der hauptsächlichen Art der Energiezufuhr in das Fördermedium, entweder direkt als Volumenänderungsarbeit (Verdrängerpumpe) oder durch die Erhöhung der kinetischen Energie (Strömungspumpe).

VI. Die Art des Fördermediums

Bei besonders schonendem Transport des Mediums sind Scherkräfte möglichst zu vermeiden (z.B. Blut, Marmelade etc.) Bei besonders schmutzbeladenen Medien ist auf „Mindestdurchgangsgrößen“ besonderes Augenmerk zu legen.

VII. Weitere konstruktive Merkmale

Diese betreffen den detaillierten Aufbau der Pumpe innen wie außen sowie Eigenschaften, welche den Betrieb der Pumpe betreffen. Diese kann der Betreiber direkt oder indirekt, durch Verweise auf zu beachtende Entwurfsvorschriften (z.B.: Normen oder Merkblätter anerkannter Institute etc.), vorgeben. Beispiele hierfür sind: Spaltweiten, Lagerung, Mindestabstand des Sporns, Aufbau des Laufrades und andere. Als bekannteste Urheber gelten hier die Norm der amerikanischen Erdöl-erzeugenden und -verarbeitenden Industrie API, aber auch diverse Werksnormen (wie BASF, Bayer oder Höchst bzw. Vorgaben von weltweit agierenden Planungsfirmen wie Bechtel, Foster Wheeler oder Technip).

Zu guter Letzt kann sogar der zuständige Bereichsleiter für Rotating Equipment in der Raffinerie entsprechende Modifikationen oder Ausprägungen einfordern.

(Anmerkung: In Deutschland, Österreich und der Schweiz sind diese Personen durch jährlich stattfindende, gemeinsame Seminare besonders stark vernetzt.)

Es besteht auch die Möglichkeit, mehrere der oben angeführten Kenngrößen zu Kennzahlen zusammenzufassen und diese in das Anforderungsprofil aufzunehmen. Die wichtigste Kennzahl wird aus den Kenngrößen Förderstrom  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ], Förderhöhe  $H$  [ $\text{m}$ ] und der Drehzahl  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] berechnet

– die spezifische Drehzahl  $n_q$  [ $\text{min}^{-1}$ ].

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q}{(Q = 1 \text{ m}^3/\text{s})}}}{\left[\frac{H}{(H = 1 \text{ m})}\right]^{\frac{3}{4}}} = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1)$$

Die Kennzahl beschreibt jene Drehzahl, die eine ähnliche Pumpe haben muss, welche eine Menge von  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  auf eine Förderhöhe von  $H = 1 \text{ m}$  bringen muss und ist NICHT dimensionslos. Unterschieden wird auch, ob die spezifische Drehzahl für die gesamte Pumpe oder nur für ein einzelnes Laufrad berechnet wird. Bei Betrachtung eines einzelnen Laufrades bestimmt die spezifische Drehzahl maßgeblich die Bauform desselben (siehe Abbildung 12, Abbildung 13 und Abbildung 14).

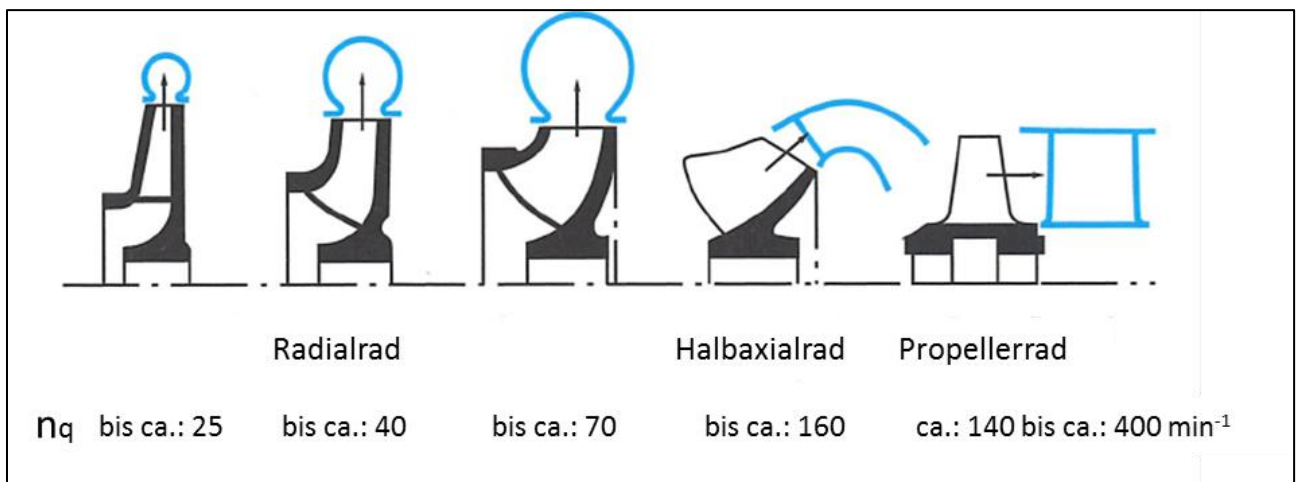


Abbildung 12: Verschiedene Laufradbauformen bei zunehmender spezifischer Drehzahl, Quelle: <https://www.ksb.com> [28]

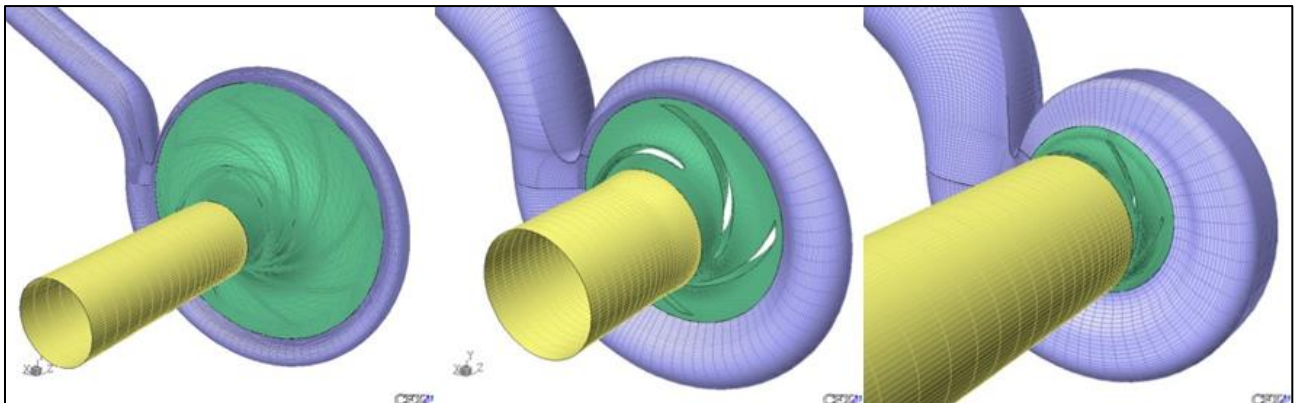


Abbildung 13: Einflutige, einstufige Kreiselpumpen mit Einfachspirale, links –  $n_q = 14 \text{ min}^{-1}$ , Mitte –  $n_q = 46 \text{ min}^{-1}$ , rechts  $n_q = 80 \text{ min}^{-1}$ , halboffene Laufräder, Quelle: Holzer [29]



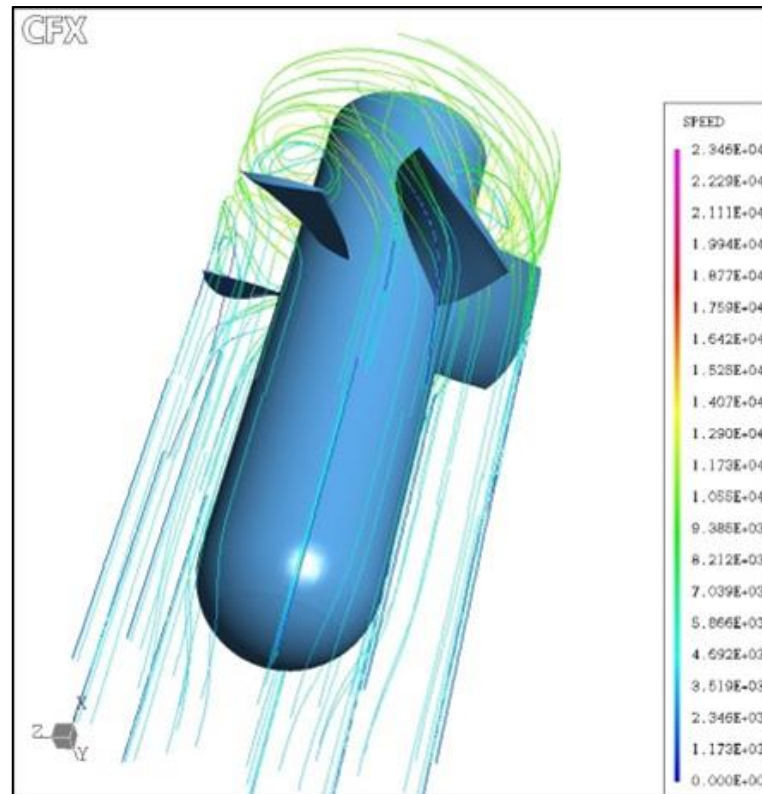


Abbildung 14: Axialpumpe  $n_q = 210$ , 5-flügelig, messtechnisch bedingt mit großem Nabenverhältnis (Grundlage für [31])

Abbildung 13 zeigt ein dreidimensionales Bild von Pumpen unterschiedlicher spezifischer Drehzahl. Es ist deutlich zu sehen, dass bei niedriger spezifischer Drehzahl das Laufrad in radialer Erstreckung dominiert, während bei höheren spezifischen Drehzahlen (siehe Abbildung 12 rechts) die radiale Erstreckung beinahe keine Bedeutung hat, jedoch die Spirale (hier sogar besonders gedungen und volumenoptimiert) die dominierende Komponente wird. Diese Feststellung sollte sich jedoch nicht auf die notwendige korrekte hydraulische Auslegung und Design des Laufrades auswirken.

In Abbildung 14 ist eine Axialpumpe dargestellt bei der, bei gesteigener spezifischer Drehzahl (gegenüber Abbildung 13) nun die Strömung rein axial geführt wird und die Spirale meist durch einen Leitapparat (dem Laufrad nachgeschaltet und in Abbildung 14 nicht dargestellt) ersetzt wird.

Die nachstehend besprochenen Pumpen müssen folgende Anforderungen erfüllen:

- $n = 3600 \text{ min}^{-1}$  (Synchrodrehzahl bei einer Netzfrequenz von  $f = 60 \text{ Hz}$ )
- $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$
- $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  und  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$
- Die Pumpen müssen in ihren Eigenschaften laut API 610 zulassungsfähig sein: Damit beschränkt sich das Gebiet der möglichen Bauformen auf Kreiselpumpen.
- Bauart OH1 laut API 610 (siehe Abbildung 17): Diese Bauart ist auf einstufige, einflutige Kreiselpumpen beschränkt.

Mit der Synchrodrehzahl  $n = 3600 \text{ min}^{-1}$  ergibt sich eine Antriebsdrehzahl für einen Asynchronmotor von  $3480 \text{ min}^{-1}$ . Die Wahl fällt auf einen Asynchronmotor, da dieser für stationäre Pumpen die wirtschaftlichste Antriebsart darstellt. Es werden weder zusätzliche Einrichtungen zum Anlauf oder Schutzeinrichtungen bei Lastabwurf benötigt. Ein großer Nachteil bleibt jedoch, da die Drehzahl nicht frei einstellbar ist, sondern von der Bauart des Motors abhängt. Die Motordrehzahlen sind



des Weiteren, bedingt durch das Wirkprinzip des Motors, auch nur in festgelegten Stufen verfügbar.

Durch ein Umstellen der Gleichung für  $n_q$  (1) lässt sich die erforderliche Förderhöhe berechnen.

$$H = \left( \frac{n}{n_q} \cdot \sqrt{Q} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (2)$$

Damit liegen alle Kenngrößen fest, und die beiden Pumpen können entworfen werden.

## 2.1 Eckdaten der neugestalteten Pumpe

Das in dieser Arbeit untersuchte Konzept ist eine Pumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl, welche mit geringen Abstrichen die Norm API 610 [1] erfüllt. Seit der letzten Überarbeitung dieser Norm sind auch offene Laufräder zulässig. Die Verwendung eines geschlossenen Laufrades bei geringen spezifischen Drehzahlen ist durch die dabei vorhandenen Radseitenräume (zwischen Trag- und Deckscheibe und dem Gehäuse) begrenzt, welche die Verluste mehr und mehr dominieren, je weiter die spezifische Drehzahl sinkt. Die entwickelte Pumpe besteht aus einer Tragscheibe in der Mitte und Schaufeln auf beiden Seiten, welche auf beiden Seiten ein offenes Laufrad bilden – siehe Abbildung 15. Im Bereich des Eintritts wird das Medium durch die Tragscheibe in zwei Strombahnen geteilt, welche am Eintritt mehr oder weniger einen Zylinder darstellt, mit derselben Hauptachse wie die Drehachse der Pumpe. Dieses Laufrad kann höchstwahrscheinlich in einem Stück gegossen werden ohne die gesamte Oberfläche im Nachhinein bearbeiten zu müssen, um so die Fertigungskosten zu senken (siehe Abbildung 15b).

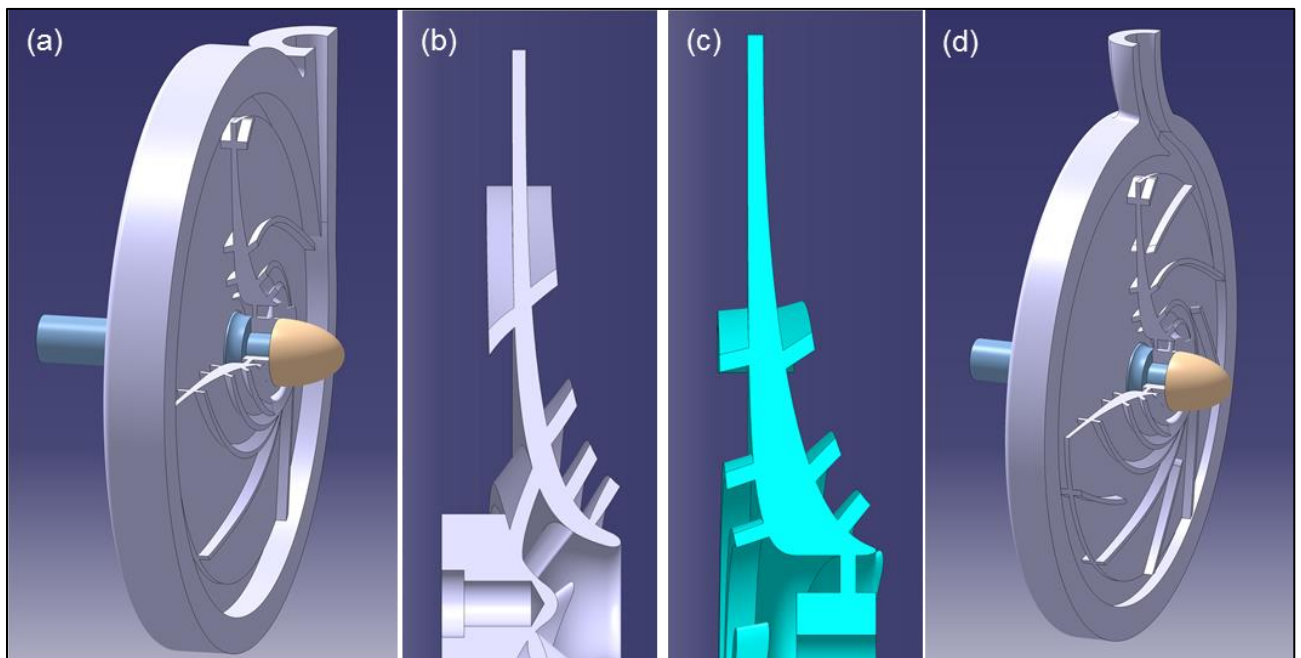


Abbildung 15: Neugestaltete Pumpe, Querschnitt der beiden Varianten, Quelle: Benigni [26]

Eine zweite Variante der Gestaltung zielt darauf ab, eine einfache spanabhebende Fertigung zu ermöglichen (z.B. Fräsen). Zu diesem Zweck wird die Verbindung zwischen Tragscheibe und Nabe mit einer extra angeordneten Beschauflung ausgeführt (siehe Abbildung 15c). Die Position am Umfang ist für die eigentliche Laufradbeschauflung gleichbleibend. Um jedoch Pulsationen durch

die Interaktion der Schaufeln mit dem Spiralsporn zu reduzieren, ist es ein Leichtes, die vorderen gegen die hinteren Schaufeln versetzt anzuordnen. Aufgrund der Tatsache, dass die Krümmung der Schaufeln an der Vorder- und Rückseite des Laufrades nahezu identisch ist, sind die Axialkräfte beinahe ausgeglichen, und es ist kein separater Axialschubausgleich notwendig. Das Spiralgehäuse ist eine sehr bedeutungsvolle Komponente. Das aktuelle Konzept sieht einen tangentialen Diffusor und einen seitlichen oder zentralen Druckflansch vor (siehe Abbildung 15a und Abbildung 15d). Für die Prototypenfertigung ist die Querschnittsfläche des Spiralgehäuses rechteckig und in der Mitte geteilt. Die Pumpe ist mit einem gegossenen Laufrad ausgestattet, mit einem Eintrittsdurchmesser von  $D_1 = 0,066 \text{ m}$  und einem Austrittsdurchmesser von  $D_2 = 0,247 \text{ m}$ . Die Drehzahl wurde mit  $n = 3480 \text{ min}^{-1}$  festgelegt (Drehzahl eines zweipoligen Asynchronmotors an einem 60 Hz-Drehstromnetz). Der große Abstand zwischen Außendurchmesser des Laufrades und Spiralsporn ist den Anforderungen der Norm API 610 [1] geschuldet.

Die Eckdaten der Pumpe sind in Tabelle 1 zusammengefasst und sind bewusst so gewählt. Einerseits wurden seitens Pumpenhersteller mehrere Anfragen für diesen Bereich der spezifischen Schnellläufigkeit gestellt, andererseits sind all diese Anfragen in Ländern mit 60 Hz zu realisieren. Die Durchmesserwahl geht mit der Fertigungsmöglichkeit für Laufrad und Spirale in der institutseigenen Werkstatt einher und basiert andererseits auf einer groben Berechnung der Druckziffer  $\psi$ . Die Förderziffer  $\varphi$  und die Druckziffer  $\psi$  können aus den bekannten Ähnlichkeitsgesetzen für Strömungsmaschinen abgeleitet werden und berechnen sich nach den folgenden Formeln (3) und (4):

$$\varphi = \frac{Q}{\left(\frac{D^2 \cdot \pi}{60}\right) \cdot \left(\frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}\right)} \quad (3)$$

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\left(\frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}\right)^2} \quad (4)$$

Tabelle 1: Eckdaten der neugestalteten Pumpe

Drehzahl	n	3480	$\text{min}^{-1}$
spez. Drehzahl	$n_q$	4 und 6	$\text{min}^{-1}$
Durchmesser	$D_2$	325 und 250	mm
Förderziffer	$\varphi$	0.00113 und 0.00248	-
Druckziffer	$\psi$	1.46 und 0.85	-

### 3 Entwurf (Analytische, eindimensionale Auslegung)

#### 3.1 Grundlagen der Auslegung

Nachdem alle Anforderungen festgelegt worden sind, kann der Prozess des eigentlichen Entwurfes beginnen. Für den Entwurf einer Pumpe sind, je nach Problemstellung, verschiedene Methoden anzuwenden. Im ersten Schritt kann durch die Variation der Stufen- und Flutenanzahl eine Matrix der in Frage kommenden Pumpen erstellt werden. Es wird für jede Kombination nun die spezifische Drehzahl eines Laufrades berechnet. Mit Hilfe eines Diagrammes, welches auf langjährigen Erfahrungswerten beruht (siehe Abbildung 16), lässt sich zunächst der energetisch beste Pumpentyp eingrenzen. In weiterer Folge kann für Kreiselpumpen auch eine Laufradform festgelegt werden.

Während des Entwurfsprozesses spielen jedoch letztendlich nicht nur die Energieaufnahme, sondern auch andere, das Betriebsverhalten bestimmende, Eigenschaften eine Rolle. Dieser Einfluss kann dazu führen, dass die gewählte Anzahl an Stufen und Fluten geändert werden muss, um den geforderten Eigenschaften Rechnung zu tragen.

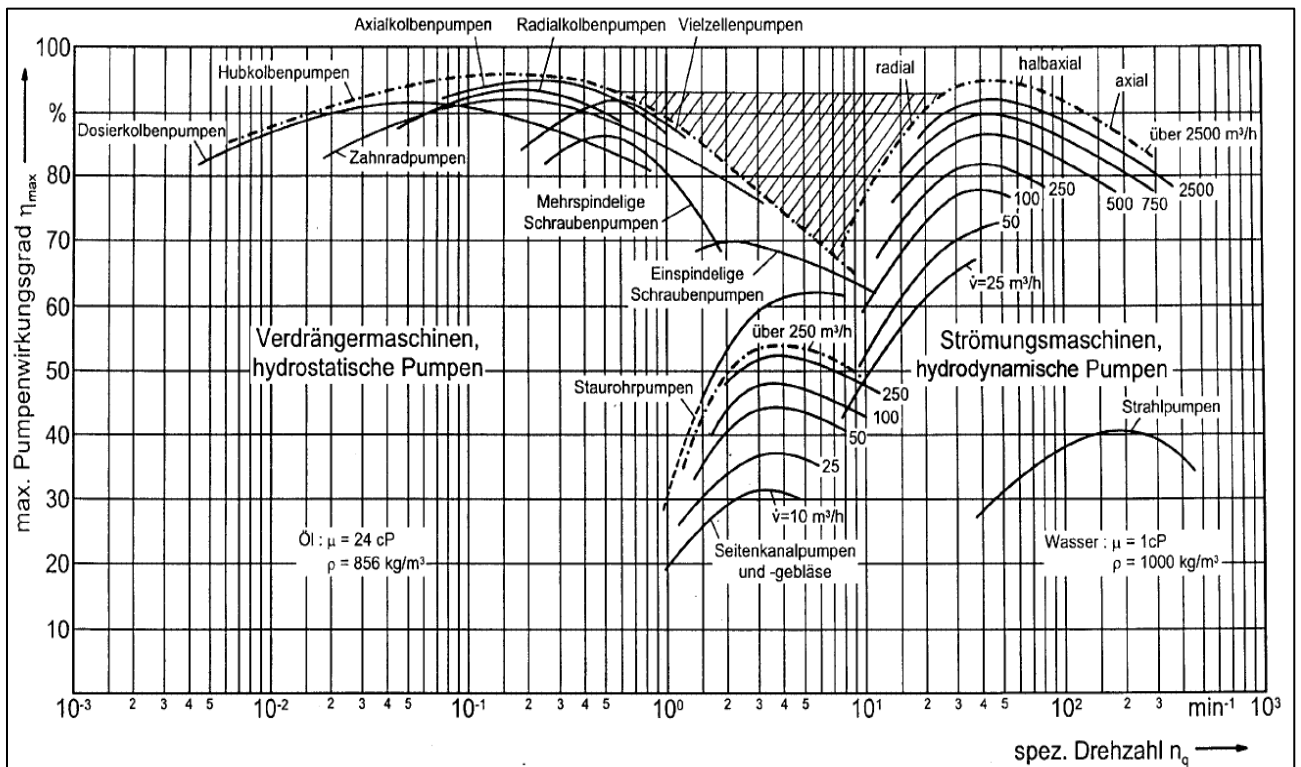


Abbildung 16: Optimale Pumpenwirkungsgrade für verschiedene Pumpentypen über der spezifischen Drehzahl, Quelle: Grabow [30]

Es stellt sich nun noch die Frage: „Was bedeutet es, den energetisch besten Pumpentyp zu wählen?“

Hierzu dient im Allgemeinen der Begriff des Wirkungsgrades.

### Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad einer Arbeitsmaschine ist das Verhältnis aus der Differenz zwischen den, mit dem Fluidstrom, ab- und zugeführten Arbeiten bzw. Leistungen ( $A_{\text{hydraulisch}}$ ,  $P_{\text{hydraulisch}}$ ) zu der Summe aller über die Systemgrenzen, dem Fluidstrom, zugeführten Arbeiten bzw. Leistungen ( $A_{\text{mechanisch}}$ ,  $P_{\text{mechanisch}}$ ).

$$\eta = \frac{A_{\text{hydraulisch}}}{A_{\text{mechanisch}}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{mechanisch}}} \quad (5)$$

Der Pumpentyp mit dem höchsten zu erwartenden Wirkungsgrad wäre demnach für  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  und  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  eine einspindelige Schraubepumpe bzw. eine Hubkolbenpumpe.

Der erhaltene Pumpentyp könnte für den Entwurf Verwendung finden, falls keine weiteren Anforderungen an die Bauart der Pumpe gestellt werden.

Das gegebene Anforderungsprofil (lt. API 610 [1]) OH 1 lässt jedoch nur eine einstufige, einflutige Strömungs- respektive Kreiselpumpe zu (siehe Abbildung 17).

Auch die API sieht mehrere Arten von mehrstufigen Pumpen oder von einstufigen High-Speed-Pumpen (OH 6) vor.

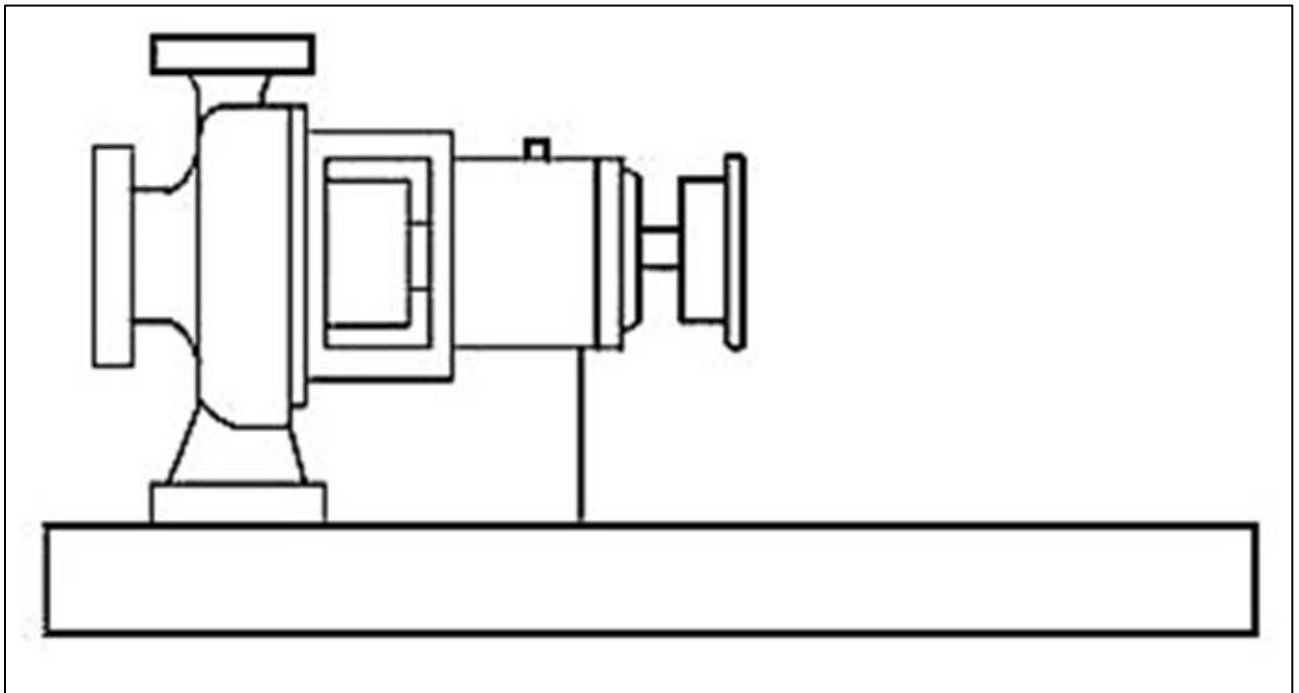


Abbildung 17: Pumpentyp OH1, Quelle: ISO 13709 [1]

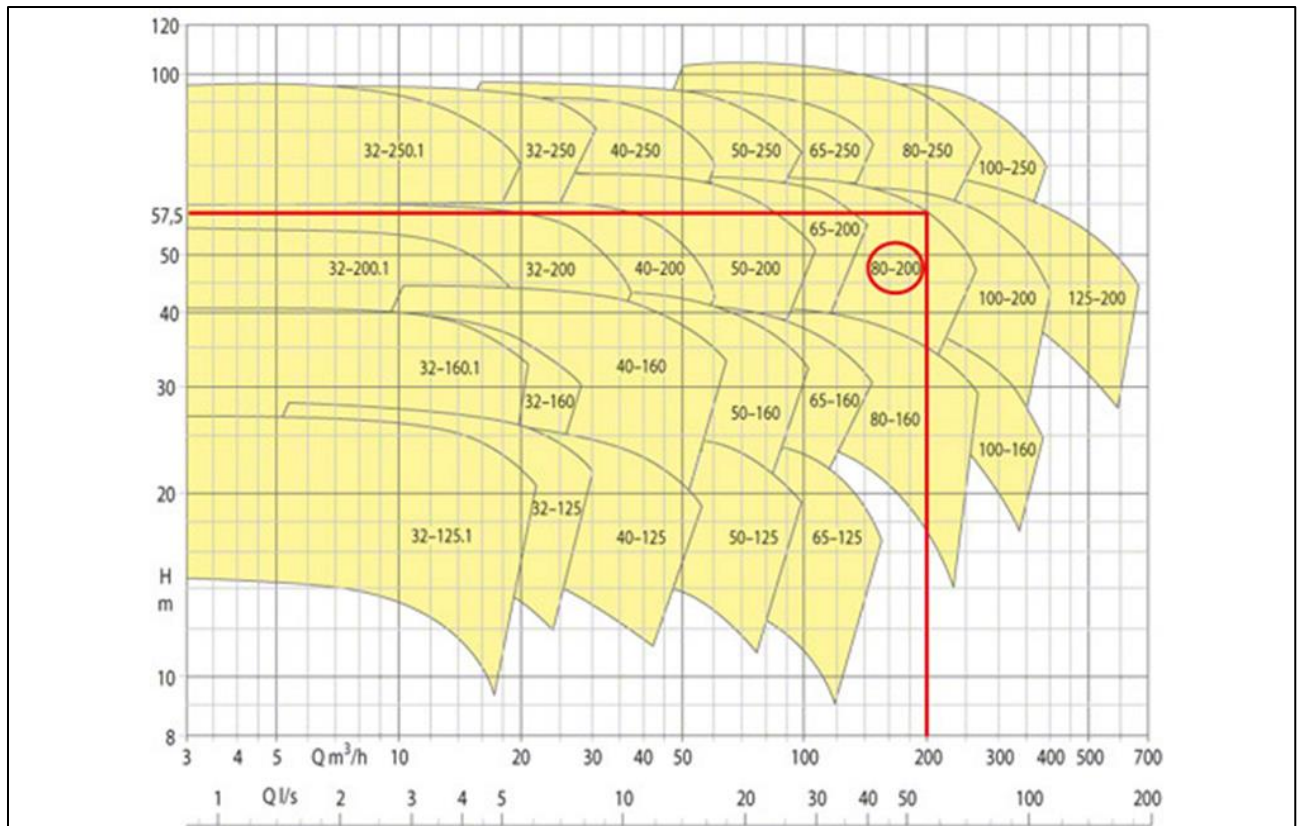


Abbildung 18: Sammelkennfeld einer Spiralgehäusepumpen – Baureihe als Übersicht der Kennfelder aller Baugrößen im QH-Diagramm für  $n = 2900 \text{ min}^{-1}$ , Quelle: KSB [28]

Um eine Pumpe nach den Anforderungen des Betreibers zu erhalten gibt, es drei grundsätzliche Varianten. Im Folgenden werden diese nach der Häufigkeit ihrer Anwendung aufgeführt:

- Im Portfolio des Pumpenherstellers KSB findet sich in seinem Sammelkennfeld (siehe Abbildung 18) für das gegebene Q-H eine Pumpe. Hierbei ist es möglich, dass die Pumpe direkt so verwendet werden kann oder das Laufrad angepasst, also abgedreht, werden muss. Auch Konzepte mit unterschiedlichen Laufrädern für das gleiche Gehäuse finden sich.
- Im Portfolio des Pumpenherstellers ist ein Laufrad mit der erforderlichen spezifischen Drehzahl vorhanden. In diesem Fall muss dieses Laufrad lediglich, mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze für Strömungspumpen so skaliert werden, dass die Fördermenge Q bzw. die Förderhöhe H den erforderlichen Werten entsprechen.
- Das Laufrad muss neu konstruiert werden:
  - Für Laufräder mit einer spezifischen Drehzahl zwischen  $n_q = 10 - 300 \text{ min}^{-1}$  sind in der Literatur (z.B. Gülich [3], Stepanoff [10] u.a.) Diagramme mit sogenannten Anhaltswerten (siehe Abbildung 19) angegeben, um die Hauptabmessungen des Laufrades im Grundriss und im Meridianschnitt zu bestimmen. Da diese Diagramme die Analysen einer Vielzahl von Pumpen mit gutem Wirkungsgrad zusammenfassen, kann dies auch für eine Neukonstruktion erwartet werden.
  - Befindet sich die spezifische Drehzahl des Laufrades außerhalb des Bereichs der Diagramme mit Anhaltswerten, so muss das Laufrad in einer völligen Neukonstruktion entstehen.  
Die Neukonstruktion eines Laufrades stellt eine große Herausforderung dar, da es durch die Vielzahl von unabhängigen Parametern mehrere ähnlich gute Lösungen geben kann.

Vollständige Neudesigns benötigen auch eine entsprechende Vorlaufzeit und werden in der Regel nur auftragsbezogen vom Hersteller durchgeführt, das heißt ein entsprechender Auftrag wurde bereits von einem Kunden erteilt.

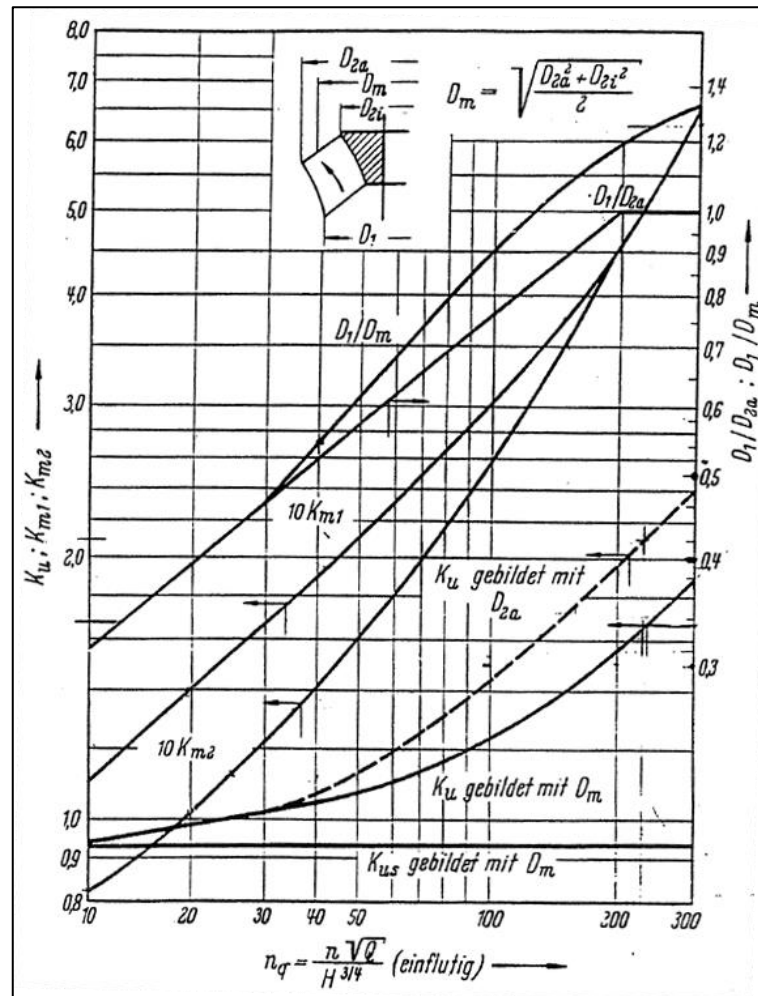


Abbildung 19: Anhaltswerte für Pumpen<sup>1</sup>, Quelle: Stepanoff [10]

Bei Betrachtung der Möglichkeiten für den Entwurf eines Laufrades lässt sich feststellen, dass nur eine Neukonstruktion genug Spielraum für eine optimale Gestaltung der gesamten Pumpe zulässt. Der erste Fixpunkt in der Auslegung einer Strömungsmaschine ist die Turbomaschinenhauptgleichung (6) nach Euler (1707-1783) mit den dazugehörigen Geschwindigkeitsdreiecken (siehe Abbildung 20):

$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt}} - u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt}}) \quad (6)$$

Diese Gleichung leitet sich aus der Anwendung des Drallsatzes auf ein Laufrad ab. Nach der Berücksichtigung der Randbedingungen an einem Laufrad, kann der Drallsatz in die oben genannte Form umgeformt werden. Die Erhöhung der Totalenergie, in Form der Energiehöhe H (Förderhöhe), hängt nur vom Zustand der Strömung an Ein- und Austritt ab. In welcher Art und Weise

<sup>1</sup> In diesem Diagramm ist  $K_u$  die dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit ( $K_u = u_2 / \sqrt{2gH}$ ),  $K_m$  die dimensionslose Meridiangeschwindigkeit wobei  $K_{m1}$  für den Eintrittsquerschnitt und  $K_{m2}$  für den Austrittsquerschnitt gilt ( $K_{m1,2} = c_{m1,2} / \sqrt{2gH}$ ).

die Strömung vom Ein- zum Austritt geführt wird, ist in dieser Betrachtung unerheblich, da weder die Verluste durch Reibung im Fluid noch die an den benetzten Wänden einfließen.

In Abbildung 20 sind die Geschwindigkeitsdreiecke für den allgemeinsten Fall für eine Pumpe für Eintritt (links) und Austritt (rechts) dargestellt. Die Dreiecke werden gebildet aus der Umfangs-, Relativ- und Absolutgeschwindigkeit, wobei hier die Absolutgeschwindigkeit die vektorielle Summe von Umfangs- und Relativgeschwindigkeit ist. Die Winkeldefinition für Eintritt und Austritt folgt der mitteleuropäischen Definition. Die Strömung muss, um möglichst verlustarm in die Beschauelung zu gelangen, eine Pumpeneintrittsgeometrie anfinden, die der Umfangsgeschwindigkeit und der Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  gerecht wird.

Dies soll möglichst schaufelkongruent erfolgen, um Falschanströmung zu vermeiden, welche Wirkungsgrad- und Kavitationseinbußen hervorruft.

Am Austritt muss der Term  $u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt}}$  eine entsprechende Größe ausweisen. Dieser Term muss zumindest größer als  $u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt}}$  sein, um nach Gleichung (6) Förderhöhe zu erzeugen.

Bei Pumpen niedriger spezifischer Drehzahl erfolgt der Förderhöhenaufbau hauptsächlich über die Umfangsgeschwindigkeit, also den Durchmesser.

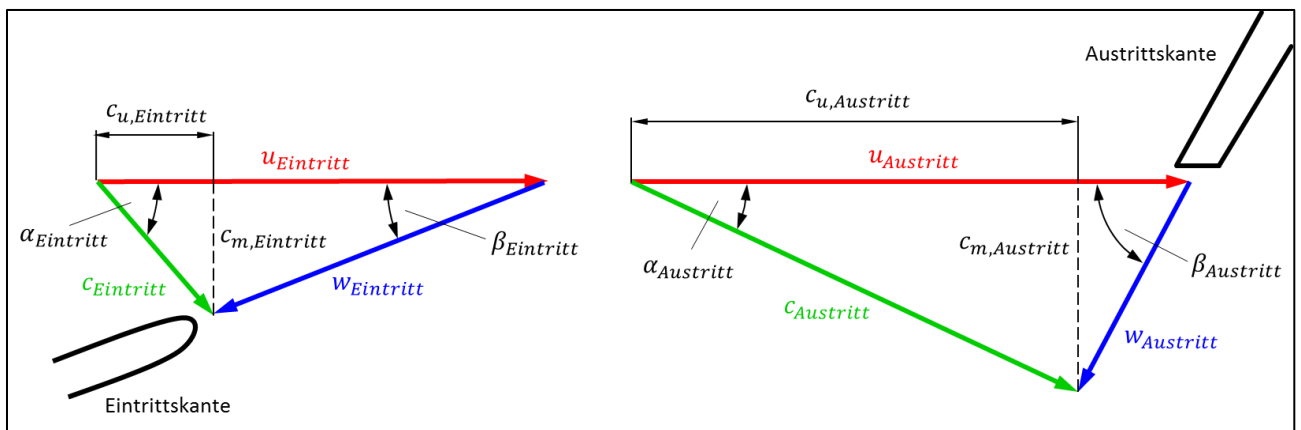


Abbildung 20: Geschwindigkeitsdreiecke für ein Pumpenlaufrad an Eintritt und Austritt

### Minderleistung

Damit das Fluid im gewünschten Zustand (entsprechend Größe und Richtung des Geschwindigkeitsvektors) das Laufrad am Austritt verlässt, muss ein Zwang ausgeübt werden. Diesem Zwang, welcher durch die Schaufeln aufgeprägt wird, versucht das Fluid möglichst auszuweichen. Dies bedeutet, das Fluid wird nur durch eine unendliche/infinite Anzahl an Schaufeln diesen auch exakt folgen. In der Turbomaschinenhauptgleichung kann der Unterschied auch in folgender Weise dargestellt werden:

Theoretische Förderhöhe:

$$H_{\text{Schaufel},\infty} = \frac{1}{g} \cdot (u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt},\infty} - u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt},\infty}) \quad (7)$$

Reale Förderhöhe:

$$H_{\text{Schaufel}} = \frac{1}{g} \cdot (u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt}} - u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt}}) \quad (8)$$

Pfleiderer [24] gibt eine Definition für die Größe der Minderleistung als Faktor p an:

$$p = \frac{H_{\text{Schaufel},\infty}}{H_{\text{Schaufel}}} - 1 \quad (9)$$

Zur Berechnung dieses Faktors während des Entwurfs der Pumpe gibt Pfeleiderer [24] noch folgende Formel an:

$$p = \psi' \cdot \frac{r_{\text{Austritt}}^2}{z \cdot S} \quad (10)$$

wobei

- $p$  den Minderleistungsfaktor,
- $\psi'$  einen Faktor zur Berücksichtigung der Art der Leiteinrichtung<sup>2</sup>,
- $r_{\text{Austritt}}$  den Austrittsradius der Schaufel,
- $z$  die Schaufelanzahl
- und  $S$  das Statische Moment der mittleren Stromlinie im Meridianschnitt

darstellt.

Aus dem Zusammenhang der Geschwindigkeitsdreiecke mit der Turbomaschinenhauptgleichung ergeben sich diese beiden Einflussfaktoren auf die Förderhöhe:

- Die Förderhöhe steigt mit dem Produkt aus Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Austritt}}$  mit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u,\text{Austritt}}$ .
- Die Förderhöhe sinkt mit dem Produkt aus Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Eintritt}}$  mit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u,\text{Eintritt}}$ .

Diese Aussagen gelten für jeweils positive Produkte aus der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  mit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_u$ . Eine Überlegung könnte nun sein, am Eintritt ein negatives Produkt anzustreben, um eine möglichst große Förderhöhe zu erreichen.

Dies würde am Eintritt ein Geschwindigkeitsdreieck ergeben, wie es in Abbildung 21a zu sehen ist. Der Vergleich der Geschwindigkeitsdreiecke aus Abbildung 21a und Abbildung 21b ergibt, dass die Absolutgeschwindigkeit  $c$  größer sein muss, um die Forderung gleicher meridionaler Absolutgeschwindigkeiten  $c_m$  einzuhalten.

Die Betrachtung der einzelnen Terme der Energiegleichung (Bernoulli-Gleichung) am Eintritt ergibt, dass sich eine größere Absolutgeschwindigkeit  $c$  nur realisieren lässt, wenn gleichzeitig der statische Druck sinkt.

$$\frac{p_{\text{stat}}}{\rho \cdot g} + \frac{c^2}{2 \cdot g} + z = \text{konst.} \quad (11)$$

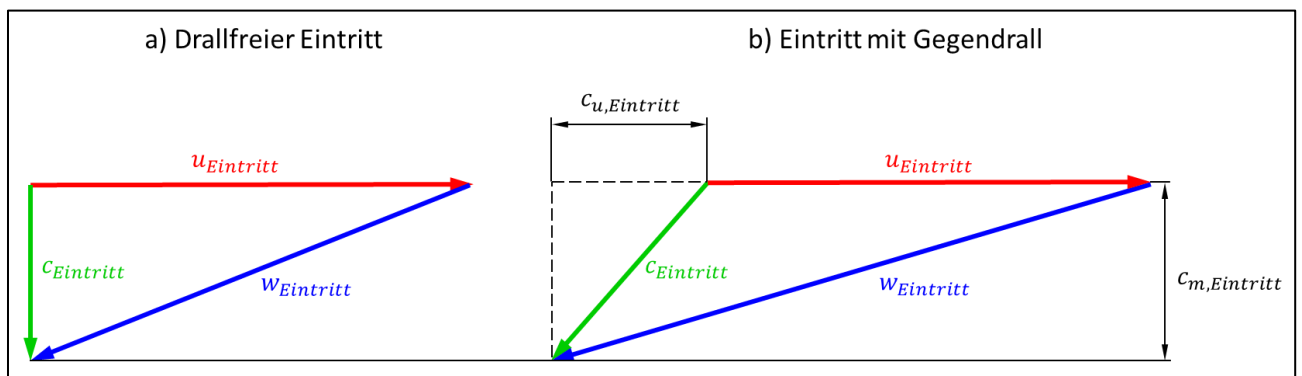


Abbildung 21: Vergleich drallfreier Eintritt und Eintritt mit Gegendrall

<sup>2</sup> Der Faktor  $\psi'$  ist für Radialräder im Bereich von:  $0,6 \cdot (1 + \text{Austrittswinkel} [^\circ] / 60^\circ)$  in Kombination mit einem beschauelten Leitrad,  $(0,65 \text{ bis } 0,85) \cdot (1 + \text{Austrittswinkel} [^\circ] / 60^\circ)$  für die Kombination mit einem Spiralgehäuse und  $(0,85 \text{ bis } 1,0) \cdot (1 + \text{Austrittswinkel} [^\circ] / 60^\circ)$  bei Verwendung eines glatten Leitringes als Leitvorrichtung.



### Kavitation

Gülich gibt dafür eine Begriffsbestimmung an:

„Unter Kavitation („Hohlraumbildung“) versteht man die teilweise Verdampfung von Flüssigkeit in einem durchströmten System. Ein dampferfüllter Hohlraum entsteht, wenn der statische Druck in einer Strömung infolge Übergeschwindigkeiten örtlich auf den Sättigungsdruck des Fluids absinkt, so daß etwas Flüssigkeit verdampft und in einem kleinen Gebiet des Strömungsraumes eine Zweiphasenströmung entsteht. Der Dampf kondensiert schlagartig („implodiert“), sobald er stromabwärts in Zonen transportiert wird, wo der statische Druck den Sättigungsdruck wieder übersteigt. Mit zunehmendem Ausmaß der Kavitationszonen, bzw. der Gebiete mit Zweiphasenströmung, werden Förderhöhe und Wirkungsgrad der Pumpe beeinträchtigt, Lärm und Schwingungen ange regert und u.U. Bauteile durch Kavitationserosion beschädigt. Bei Verwendung des Begriffes „Kavitation“ ist zwischen der „Kavitationsströmung“ – d.h. dem Auftreten lokaler Gebiete mit Zweiphasenströmung – und „Kavitationserosion“ bzw. Kavitationsschäden zu unterscheiden.“, [sic], Gülich, Kreiselpumpen – Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb [3] Seite 259.

Es gibt zu dieser Problematik, welche nicht nur bei Pumpen sondern auch bei Turbinen auftritt, sehr viele Untersuchungen. Eine davon zeigt den Vorgang des Implodierens sehr deutlich (siehe Abbildung 22). Die Schädigung erfolgt dann durch die in Abbildung 22 rechts sichtbaren Microjets. Diese erzeugen durch ihre hohe, lokal eingebrachte Druckkraft zuerst Kaltverformungen, anschließend Risse in der Oberfläche und einen damit einhergehenden Materialabtrag.

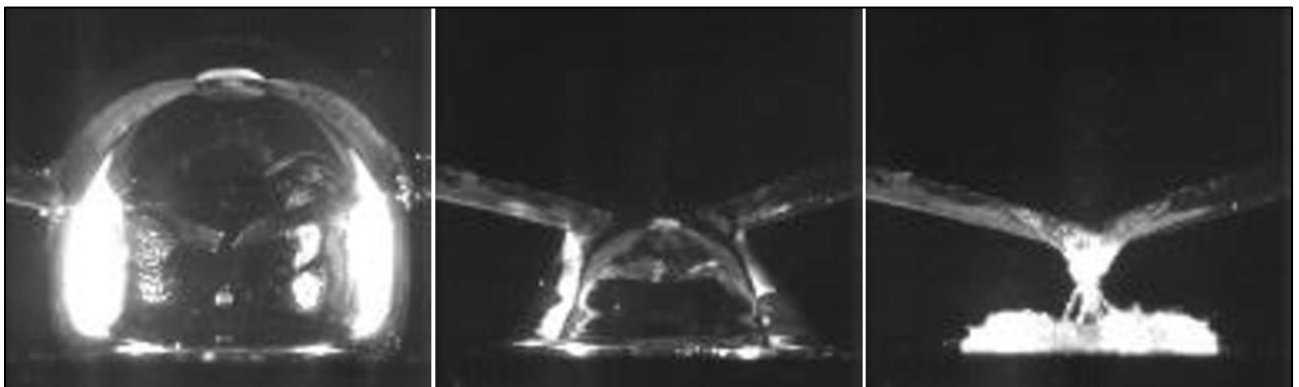


Abbildung 22: Implosion einer Blase in Wandnähe, Quelle: Gülich [3]

Zur Vermeidung von Kavitation, wird für die Auslegung von Pumpen der drallfreie Eintritt bevorzugt, um am Eintritt einen möglichst hohen statischen Druck zu erreichen.

Durch diese Forderung ergibt das Produkt aus Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Eintritt}}$  mit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u,\text{Eintritt}}$  Null. Die Turbomaschinenhauptgleichung nimmt damit folgende Form an:

$$H = \frac{1}{g} \cdot u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt}} \quad (12)$$



Abbildung 23: Kavitationserosion an einem Stahllaufrad, Quelle: <http://www.processindustryforum.com> [37]

In Abbildung 23 ist ein Stahllaufrad mit deutlich sichtbaren Spuren von Kavitationserosion an der Laufradeintrittskante zu sehen.

#### *Net Positive Suction Head – NPSH*

Zur Beurteilung des Kavitationsverhaltens würde es ausreichen, für jeden gewünschten Betriebspunkt eine Grenze für den statischen Druck an einem beliebigen Punkt in der Saugleitung der Anlage anzugeben. Wird diese Grenze nicht unterschritten, so gewährleistet der Pumpenhersteller dem Betreiber einen zuverlässigen Betrieb.

Die dabei zur Beurteilung herangezogenen Größen sind jedoch immer vom gesamten Aufbau der Anlage abhängig und entsprechen zudem nicht den Ähnlichkeitsgesetzen für Strömungsmaschinen.

Als einheitlicher Bezugspunkt wird deshalb in ISO 17769-1 [2] der Bezugspunkt S an einem Pumpenlaufrad definiert (siehe Abbildung 24). Des Weiteren wird in ISO 17769-1 [2] der Wert „Net Positive Suction Head“ kurz NPSH als Kennzahl für das Kavitationsverhalten definiert. Der NPSH-Wert wird auf Basis der Differenz zwischen der Totaldruckhöhe und der Dampfdruckhöhe des Fördermediums an der Stelle S berechnet:

$$NPSH = \frac{p_{tot,S} - p_{Dampf}}{\rho \cdot g} \quad (13)$$

Der Vorteil des NPSH-Wertes ist, dass dieser nicht vom Fördermedium abhängig ist und eine Ähnlichkeitsgröße darstellt.

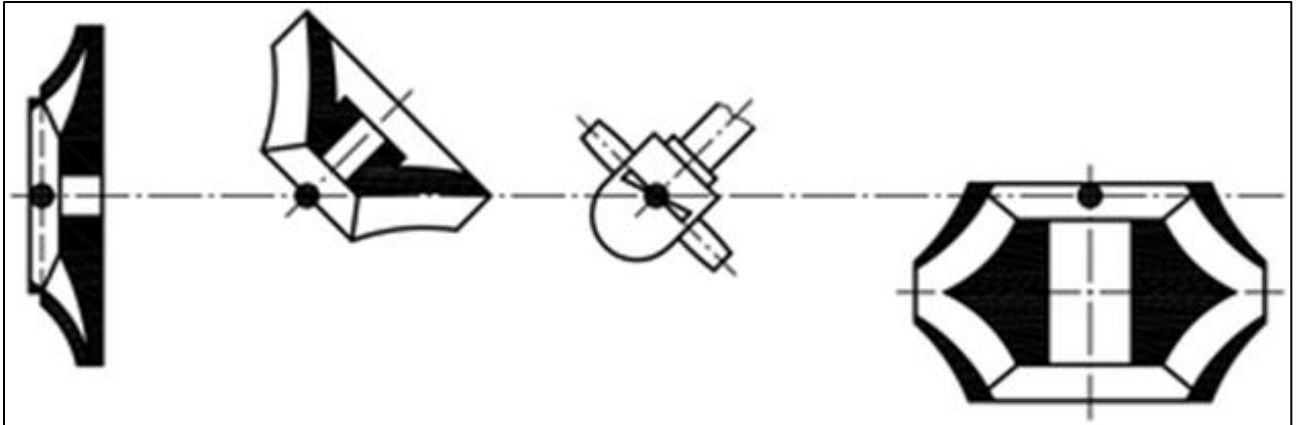


Abbildung 24: Bezugsfläche für den NPSH-Wert an verschiedenen Laufradbauformen (Stelle S mit schwarzem Punkt markiert), Quelle: ISO 17769-1 [2]

Als Bedingung muss nun gelten, dass der  $NPSH_{Anlage}$ -Wert, welcher von der Anlage zur Verfügung gestellt wird, immer größer ist als der von der Pumpe geforderte  $NPSH_{erforderlich}$ -Wert:

$$NPSH_{Anlage} > NPSH_{erforderlich} \quad (14)$$

Eine weitere Kenngröße für die Kavitationseigenschaften lässt sich nach Thoma definieren – die Thomazahl  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} \quad (15)$$

Für diese Kennzahl existieren ebenfalls Anhaltswerte, um die Kavitationseigenschaften bei der Konstruktion der Pumpe abschätzen zu können. Nach Stepanoff [10] ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\sigma = C \cdot n_q^{\frac{4}{3}} \quad (16)$$

wobei für C folgende Werte gelten:

$$C = 1,33 \cdot 10^{-3} \quad \text{für einflutige Laufräder} \quad (17)$$

$$C = 0,77 \cdot 10^{-3} \quad \text{für zweiflutige Laufräder} \quad (18)$$

Aus internen Statistiken von Pumpenherstellern konnte Folgendes bestimmt werden (vgl. Paßler [34]).

$$C = 0,690 \cdot 10^{-3} \quad \text{für einflutige Laufräder} \quad (19)$$

$$C = 0,556 \cdot 10^{-3} \quad \text{für zweiflutige Laufräder} \quad (20)$$

In Abbildung 25 sind diese Anhaltswerte für einflutige Laufräder eingezeichnet. Die neuen Werte für  $\sigma$  liegen dabei tiefer als von Stepanoff [10] angegeben.

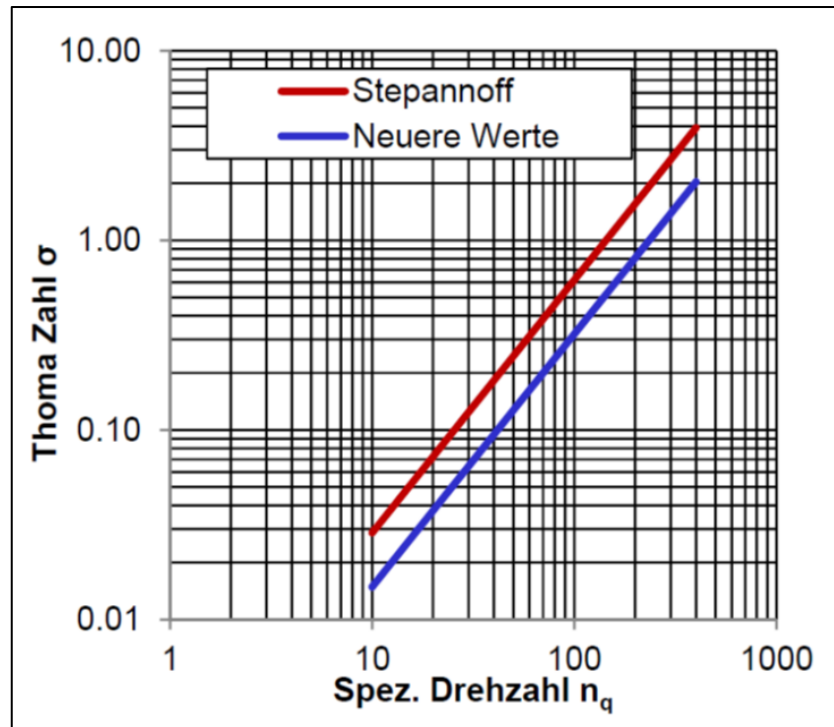


Abbildung 25: Anhaltswerte für die Thomazahl  $\sigma$  aus Stepanoff (rot) und aus Statistiken eines Pumpenherstellers (blau)

Laut Gleichung (12) können nun folgende Parameter festgelegt werden:

- die Förderhöhe der Pumpe  $H$
- die Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser  $u_{\text{Austritt}}$
- die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Austritt  $c_{u,\text{Austritt}}$

Dabei stellt die Förderhöhe  $H$  den einzigen Fixpunkt dar, der als einer der Hauptmerkmale der Pumpe vorgegeben ist.

Anschaulichere Parameter für die Gestaltung des Laufrades können nach Einführung der im Folgenden angeführten Beziehung festgelegt werden:

Mit den Beziehungen aus dem Geschwindigkeitsdreieck am Austritt (siehe Abbildung 20) lässt sich durch den Winkel  $\beta_{\text{Austritt}}$  ein Zusammenhang zwischen der Umfangskomponente  $c_{u,\text{Austritt}}$  und der Meridiankomponente  $c_{m,\text{Austritt}}$  herstellen:

$$c_{u,\text{Austritt}} = u_{\text{Austritt}} - c_{m,\text{Austritt}} \cdot \cot \beta_{\text{Austritt}} \quad (21)$$

Nachdem die oben genannte Beziehung für  $c_{u,\text{Austritt}}$  in der Turbomaschinenhauptgleichung berücksichtigt wurde, enthält diese folgende Parameter:

- Förderhöhe  $H$
- Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Austritt}}$
- Meridiangeschwindigkeit am Austritt  $c_{m,\text{Austritt}}$
- Austrittswinkel  $\beta_{\text{Austritt}}$

$$H = \frac{1}{g} \cdot u_{\text{Austritt}} \cdot (u_{\text{Austritt}} - c_{m,\text{Austritt}} \cdot \cot \beta_{\text{Austritt}}) \quad (22)$$

Der Außendurchmesser  $D_a$  [m] lässt sich mit Hilfe der Drehzahl  $n$  [1/s] und der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Austritt}}$  [m/s] ausdrücken:

$$D_a = \frac{u_{\text{Austritt}}}{\pi \cdot n} \quad (23)$$

Da die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt so gewählt wurden, dass das Produkt aus  $u_{\text{Eintritt}}$  und  $c_{u,\text{Eintritt}}$  identisch Null ergibt, hängt keine der Haupteigenschaften Förderstrom  $Q$  und Förderhöhe  $H$  von der Gestaltung des Laufradeintritts ab.

Dies gestattet auch eine möglichst optimale Gestaltung hinsichtlich des Kavitationsverhaltens (siehe oben).

Bisher unerwähnt geblieben ist die Tatsache, dass die Geschwindigkeitsvektoren am Ein- und Austritt über den gesamten Querschnitt am Ein- und Austritt im Allgemeinen nicht identisch sind. Sie gelten nur an einem Punkt im Strömungsfeld. Der Zusammenhang zwischen Ein- und Austritt, dargestellt in der Turbomaschinenhauptgleichung, gilt somit auch nur zwischen zwei Punkten verbunden durch einen gedachten „Stromfaden“ (siehe Abbildung 26 links). Die größten Unterschiede ergeben sich bei der Betrachtung zweier Punkte mit unterschiedlichem radialem Abstand zur Drehachse (siehe Abbildung 26 rechts).

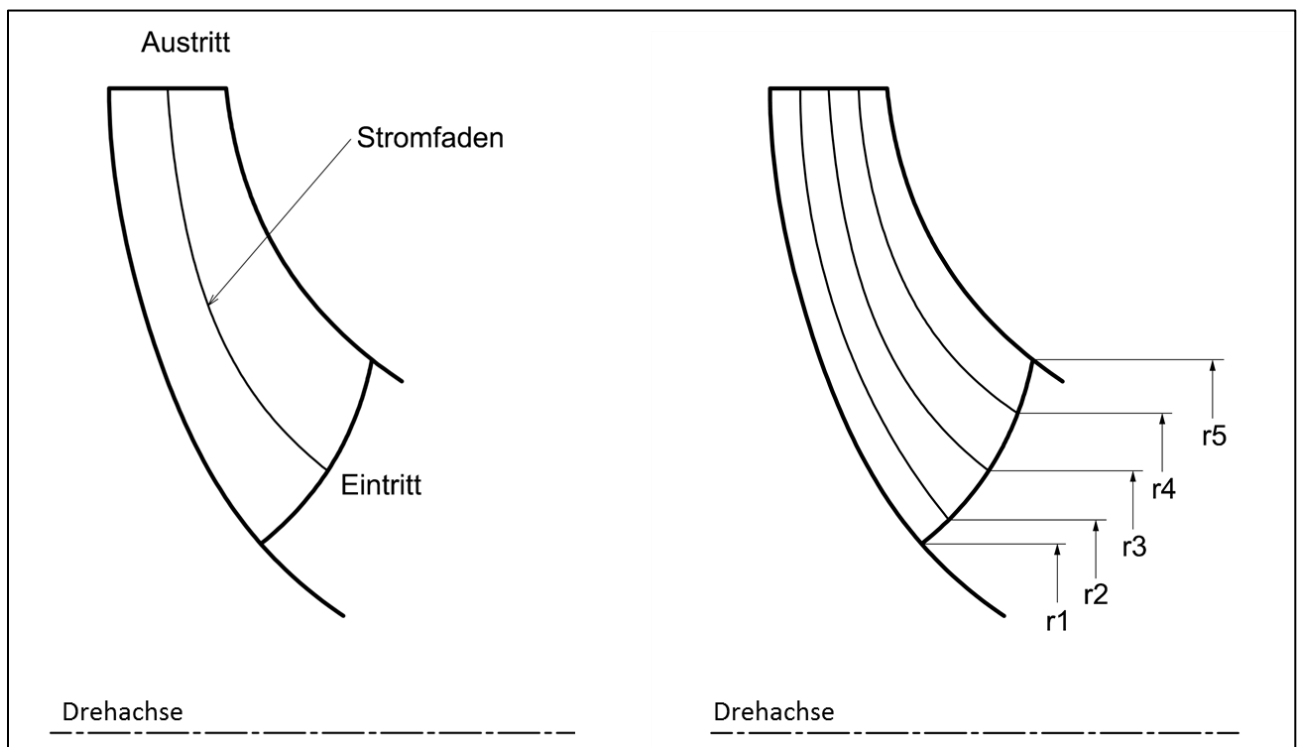


Abbildung 26: Theoretischer Stromfaden vom Ein- zum Austritt (links), Stromfäden eines Pumpenlaufrades, beginnend an unterschiedlichen Radien (rechts)

Um dieser Erkenntnis Rechnung zu tragen, ist es notwendig über die gesamte Schaufelhöhe am Ein- und Austritt die Turbomaschinenhauptgleichung zu lösen. Diese kontinuierliche Betrachtung über die Schaufelhöhe ist jedoch in der Praxis kaum anwendbar. Deshalb bietet sich eine Diskretisierung der Schaufelhöhe in eine endliche Anzahl von Teilabschnitten an, sog. Teilfluträder (siehe Abbildung 27). Es gibt zur Aufteilung der Schaufelhöhe mehrere Konzepte. Teilfluträder mit :

- identischer Teil-Schaufelhöhe
- konstanten Querschnittsflächen am Ein- und Austritt
- gleicher Leistung je Teilfluträd
- etc.

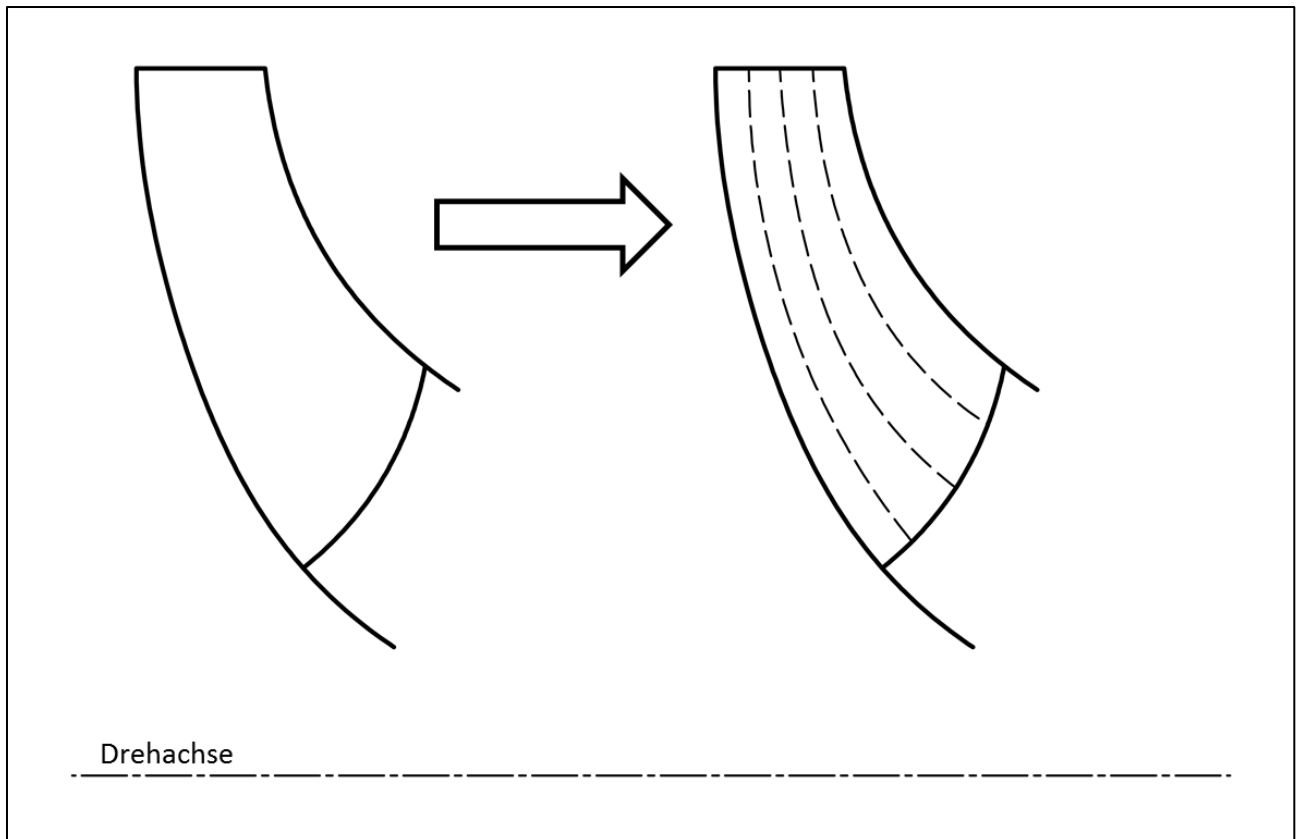


Abbildung 27: Bildung von Teilfluträdern am Beispiel eines radialen Laufrades

Es wird nun für jede Grenzfläche zwischen den Teilfluträdern die Turbomaschinenhauptgleichung gelöst. Daraus ergeben sich die Eintrittswinkel – für drallfreien Eintritt – an den unterschiedlichen Eintrittsdurchmessern der Teilfluträder. In Kombination mit der noch festzulegenden Form des Meridianschnittes kann mit Hilfe der (später erläuterten) Kaplanschen Abwicklungsmethode die dreidimensionale Form der Schaufel bestimmt werden. Dabei liegen die die Schaufelform bestimmenden, Schnittkurven auf den oben genannten Grenzflächen. Mit Hilfe der Kaplanschen Abwicklungsmethode können die Eintritts- und Austrittswinkel aus einer zweidimensionalen Abbildung in den dreidimensionalen Raum übertragen werden.

Nachdem alle Schnittkurven bestimmt sind, kann die Form der Schaufel dazwischen interpoliert werden.

## 3.2 Wahl der Parameter

### 3.2.1 Die Drehzahl $n$

Diese sollte so hoch wie möglich gewählt werden, da somit der Durchmesser des Laufrades so klein wie möglich wird. Es gibt zu dieser Forderung jedoch auch eine Gegenforderung in Bezug auf das Kavitationsverhalten. Letzteres verschlechtert sich mit zunehmender Drehzahl und begrenzt diese damit nach oben hin.

#### *Kavitation und Drehzahl*

Wie oben bereits angeführt, kann mit einer bestimmten Auslegestrategie ein Pumpenlaufrad entworfen werden, ohne dass dabei die Bedingungen am Eintritt eine Auswirkung auf dessen Hauptmerkmale ( $H$  und  $Q$ ) haben. Diesen Überlegungen entstammt auch der Wunsch nach einer möglichst hohen Drehzahl um den Durchmesser des Laufrades klein zu halten.

Die Größe der Eintrittsfläche (respektive des Eintrittsdurchmessers) am Laufrad bestimmt sich aus den Anhaltswerten für die dort gewünschte Größe der Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{m, \text{Eintritt}}$ . Wünschenswert wäre eine kleine Geschwindigkeit  $c_{m, \text{Eintritt}}$ , denn daraus würde ein niedriger erforderlicher NPSH-Wert folgen.

Jedoch wächst mit der Größe der Eintrittsfläche auch der Eintrittsdurchmesser und somit die Umfangsgeschwindigkeit (für  $n = \text{konstant}$ ) an dieser Stelle, und der zu erwartende erforderliche NPSH-Wert steigt wieder.

### 3.2.2 Umfangsgeschwindigkeit $u_{\text{Austritt}}$ , Meridiangeschwindigkeit am Austritt $c_{m, \text{Austritt}}$ und Austrittswinkel $\beta_{\text{Austritt}}$

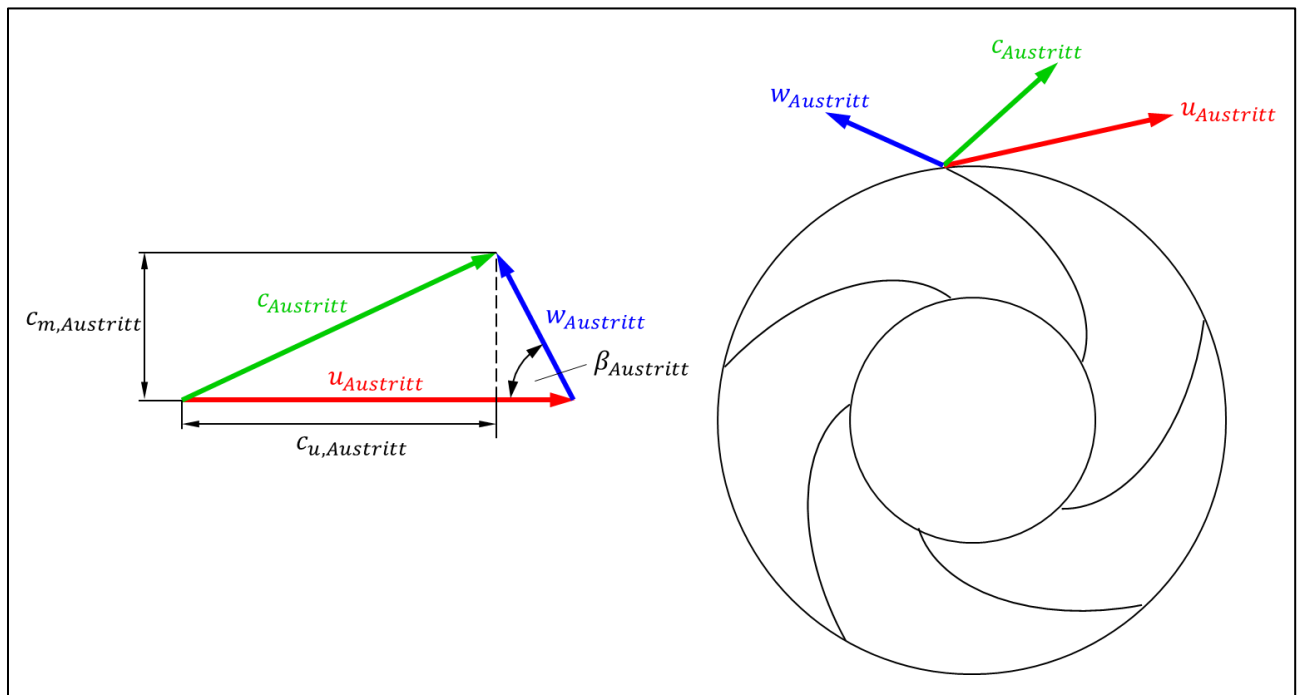


Abbildung 28: Geschwindigkeitsdreieck am Austritt eines Pumpenlaufrades

Diese drei Parameter sind über die Turbomaschinenhauptgleichung verknüpft. Für die Gestaltung des hier besprochenen Laufrades werden der Austrittswinkel  $\beta_{\text{Austritt}}$  und die Meridiangeschwindigkeit am Austritt  $c_{m, \text{Austritt}}$  vorgegeben.

Die Vorgehensweise, den Austrittswinkel und die Meridiangeschwindigkeit vorzugeben und nicht, wie Stepanoff es vorschlägt, die Umfangsgeschwindigkeit und die Meridiangeschwindigkeit, begründet sich mit der, in diesem Fall, anschaulicheren Beeinflussung der Gestalt der Laufradschaufeln.

Die Wahl der Meridiangeschwindigkeit am Austritt  $c_{m, \text{Austritt}}$  erfolgt nicht nach Anhalten, da dies ein Verhältnis von Laufradaußendurchmesser  $D_a$  zu Laufradaustrittsbreite  $b_a$  jenseits von 100 ergeben würde. Die Austrittsbreite würde, für ein offenes Laufrad, in der Größenordnung des Spaltes zwischen Laufrad und Gehäuse liegen. Damit klar ersichtlich sind die Grenzen der Anhaltswerte (vgl. Gülich[3], Stepanoff [10])

Abschließend wird durch die Variation der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{\text{Austritt}}$  die Förderhöhe mit dem geforderten Sollwert abgestimmt.

### 3.2.3 Der Meridianschnitt

Der Meridianschnitt wird sehr stark von der spezifischen Drehzahl beeinflusst, es existieren jedoch keine analytischen Beziehungen zwischen der Form des Meridianschnitts und der spezifischen Drehzahl. Die Ausbildung der Form ist in der Regel von der Vielzahl bereits existierender Pumpen vorgegeben und kann an diese angelehnt werden. Im Vergleich der Konturen für hohe und niedrige spezifische Drehzahlen stellt sich eine sukzessive Zunahme des Verhältnisses Außendurchmesser zu Austrittsbreite ein. Dieser Umstand ist bedingt durch die Abnahme des Förderstromes und die Zunahme der Förderhöhe hin zu niedrigen spezifischen Drehzahlen (siehe Abbildung 12). Um weitere Effekte bei der Gestaltung des Meridianschnittes festzustellen, bietet sich ein Vergleich von radialen Laufrädern an. Die Laufräder besitzen unterschiedliche spezifische Drehzahlen, jedoch müssen sie folgende Bedingungen erfüllen (siehe Abbildung 29, spezifische Drehzahl fallend von rechts nach links):

- identische Drehzahl  $n$ ,
- identischer Austrittswinkel  $\beta_{\text{Austritt}}$ ,
- konstanter Außendurchmesser  $D_a$
- konstanter Eintrittsdurchmesser  $D_e$
- und drallfreier Eintritt ( $u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt}} = 0$ ).

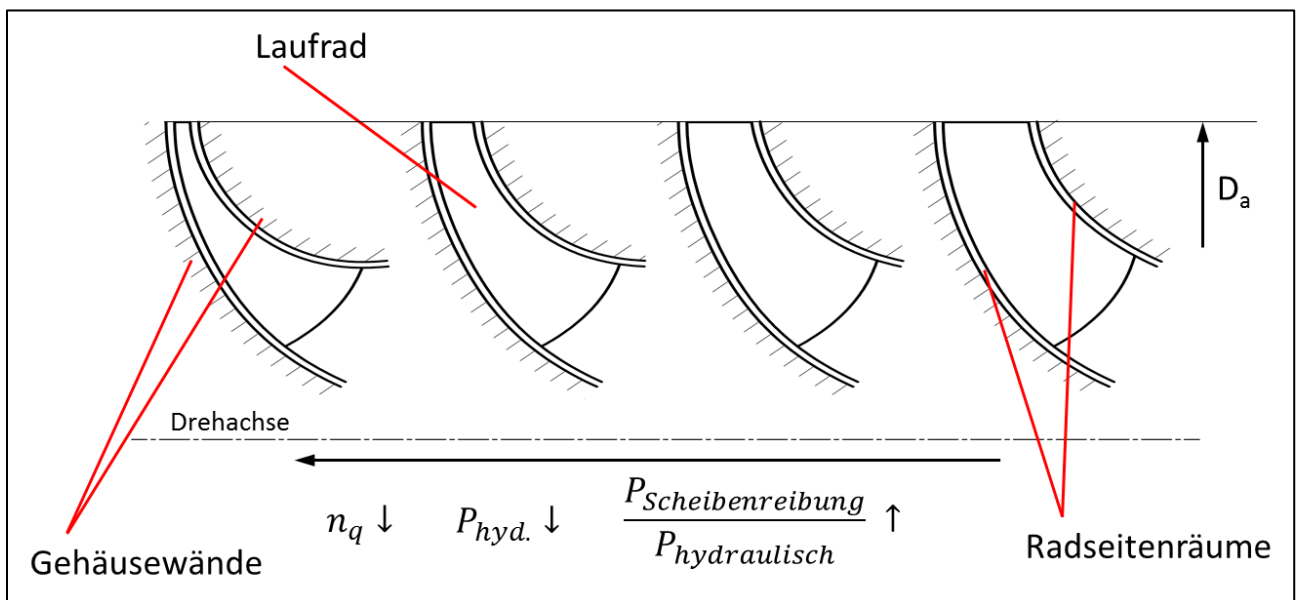


Abbildung 29: Vergleich von Laufrädern mit identischer Förderhöhe und zunehmendem Förderstrom

Damit gilt, dass die Geschwindigkeitsdreiecke am Austritt ident sind, die Fördermenge sich linear mit der Austrittsbreite verhält und der Eintrittswinkel zunehmend größer werden muss, um die Menge durch das Laufrad zu bringen und drallfreien Eintritt zu realisieren.

In diesem Zusammenhang bleibt die Förderhöhe der verschiedenen Laufräder gleich. Bei abnehmender spezifischer Drehzahl nehmen jedoch der Förderstrom und damit die hydraulische Leistung ab, bei oben genannten Vorbedingungen:

$$P_{\text{hydraulisch}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (24)$$

Da der Eintrittsdurchmesser ebenfalls konstant bleibt, sind die Geometrie der Radseitenräume (Raum zwischen Laufrad und Gehäusewand) und der Dichtspalte (in Abbildung 29 nicht dargestellt) bei allen vier Laufrädern identisch.



In den Radseitenräumen und aufgrund der Leckage durch die Dichtspalte treten Verluste auf, welche für jedes der vier Laufräder denselben Wert annehmen. Diese sind in den Radseitenräumen die Scheibenreibung und über die Dichtspalte die Leckageverluste.

Diese Verluste, die beim Antrieb des Laufrades zusätzlich zur hydraulischen Leistung aufgebracht werden müssen und in der Turbomaschinenhauptgleichung nicht erfasst werden, können wie folgt abgeschätzt werden:

1. Die Scheibenreibungsleistung, welche im Spalt zwischen den Gehäusewänden und dem Laufrad auftritt, lässt sich durch folgenden Zusammenhang abschätzen (siehe auch Abbildung 30):

Drehmoment:

$$M = \xi_D \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5 \quad [Nm] \quad (25)$$

Leistung:

$$P = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (26)$$

Reynoldszahl (zum Ablesen von  $\xi_D$  in Abbildung 30):

$$Re = \frac{D^2 \cdot n}{\nu} \quad (27)$$

wobei  $\rho$  [ $kg/m^3$ ] die Dichte des Mediums,  $n$  [1/s] die Drehzahl und  $D$  [m] den Außendurchmesser darstellt.

2. Die Leistung des Förderstroms durch die Dichtspalte, welche als berührungsfreie Dichtung zwischen Druck- und Saugseite fungieren.

$$P_{Leckage} = \rho \cdot g \cdot \sum_x H_{Spalt,x} \cdot Q_{Spalt,x} \quad (28)$$

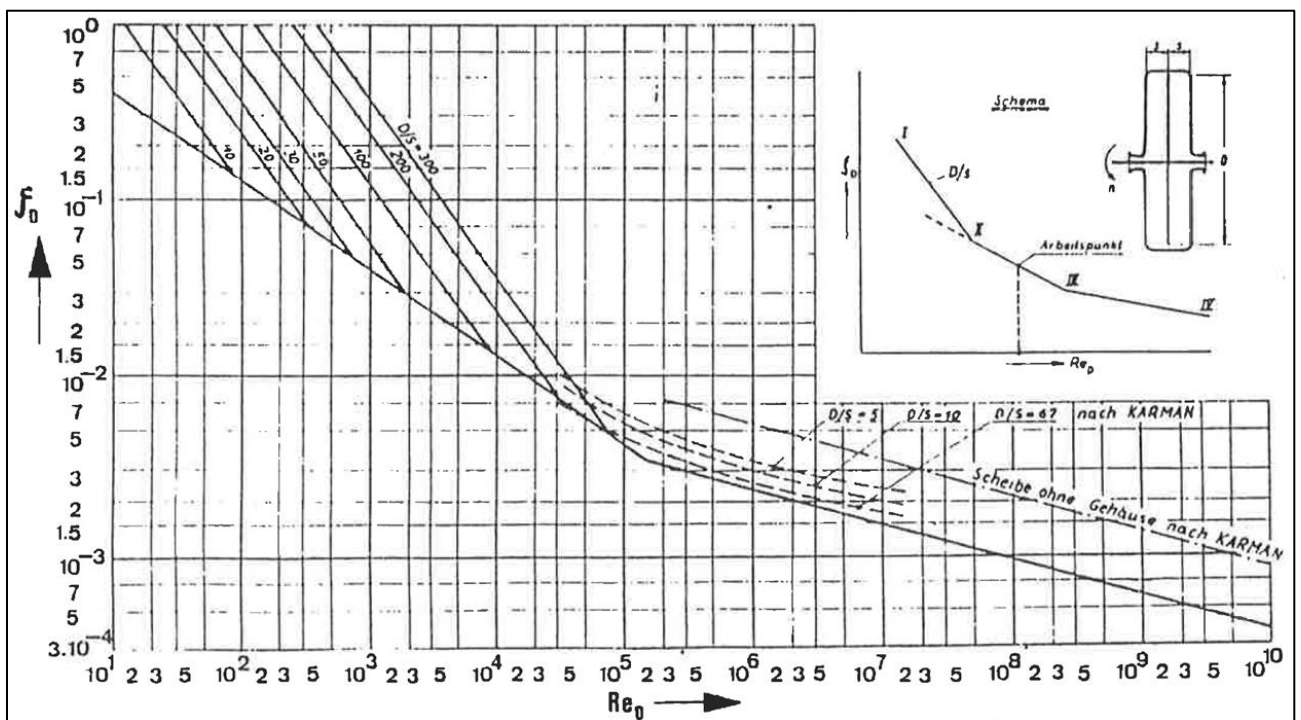


Abbildung 30: Diagramm zur Abschätzung der Scheibenreibungsleistung, Quelle: BWK [25]

Durch die optimale Gestaltung des Meridianschnitts kann ein Teil dieser, zusätzlich aufzubringenden Leistungen verringert werden.

Die weit verbreitete Form von radialen Laufrädern mit Laufradboden und -deckel (siehe Abbildung 31), lässt zwar nur einen sehr geringen Anteil des Förderstromes durch die Dichtspalte fließen, benötigt aber im Gegenzug eine überproportional hohe Scheibenreibungsleistung.

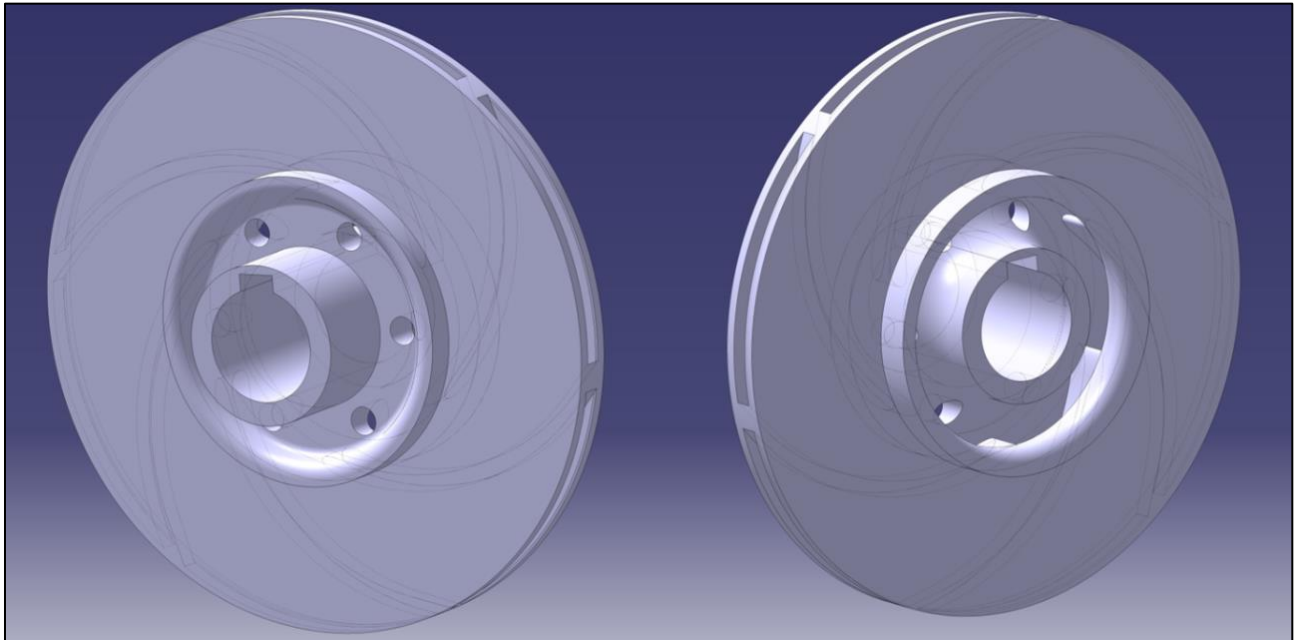


Abbildung 31: Klassisches Laufrad einer Radialpumpe

Diese Umstände können lediglich durch Änderung des geschlossenen auf ein halb- oder ganz offenes Laufrad geändert werden, wobei einige Umstände besonderer Betrachtung unterliegen.

Halboffene (oder offene) Laufräder können fertigungstechnisch so gestaltet werden, dass die hydraulisch benetzten Oberflächen bearbeitet werden können<sup>3</sup>. Gussfehlstellen können auf diese Weise so einfach und effizient nicht nur repariert, sondern die Oberflächenqualität kann signifikant verbessert werden. Der Laufradspalt ist eine sensible Größe und muss sorgfältig bearbeitet sein und den vorgegebenen Konturen exakt folgen.

Der axiale Schubausgleich muss jedoch nach wie vor über entsprechende Lager aufgefangen oder mittels Ausgleichsbohrungen kompensiert werden.

Durch die Möglichkeit der Verwendung einer Rückenbeschaukelung erfährt die Druckverteilung im hinteren Radseitenraum nochmals explizit eine Veränderung.

Dieser Rückenbeschaukelung können sogar Zusatzfunktionen wie eine Separierfunktion übertragen werden (Benigni [35])

Wird diese Rückenbeschaukelung nun in eine vollständige, mit der Hauptbeschaukelung nahezu identen Beschaukelung, überführt, führt dies zu Tragscheibenkonzepten. Abbildung 32 zeigt ein solches Konzept der Firma Flowserve, wobei hier die Beschaukelung des hinteren beschaukelten Raumes durch Bohrungen in der Tragscheibe realisiert wird und so ein Teil des Fördermediums in den hinteren Radseitenraum gebracht wird. Diese Bohrungen führen auch zu einem identen Druckaufbau auf beiden Seiten der Tragscheibe.

<sup>3</sup> Für geschlossene Laufräder ist dies nur bei sehr großen Abmessungen möglich.

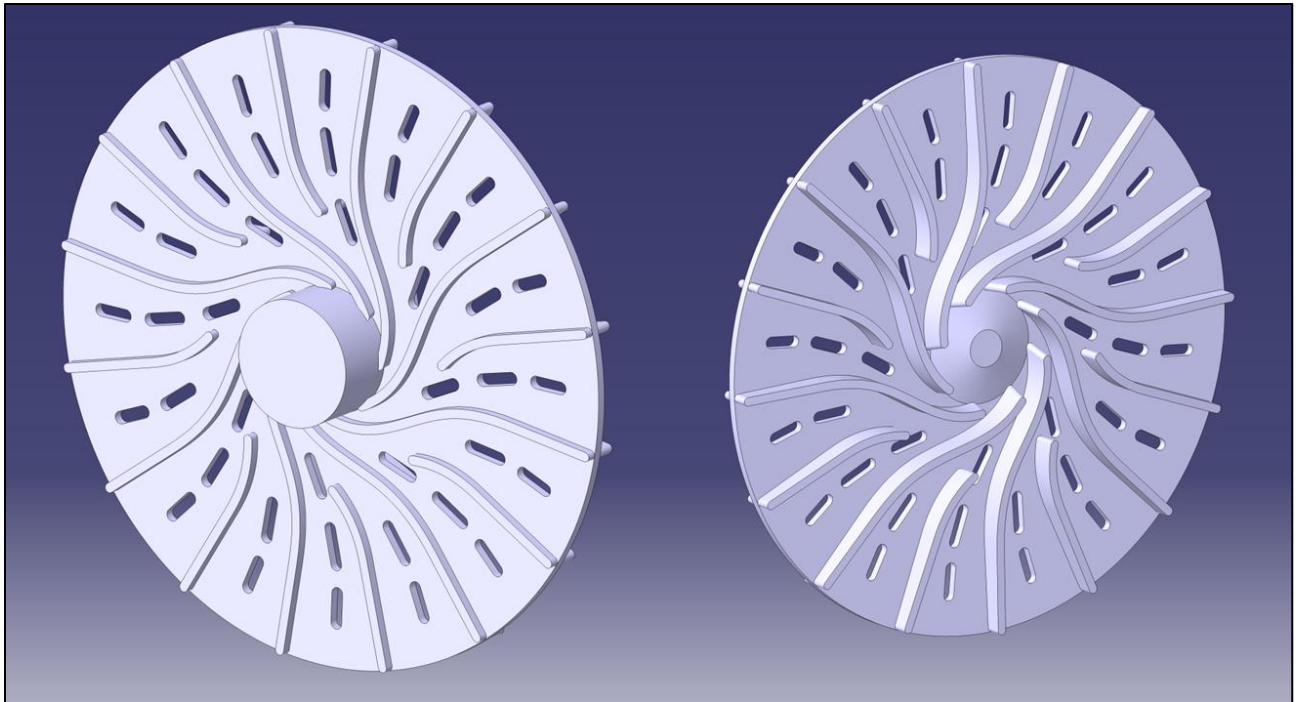


Abbildung 32: Laufrad in Anlehnung an ein Modell der Firma Flowserve

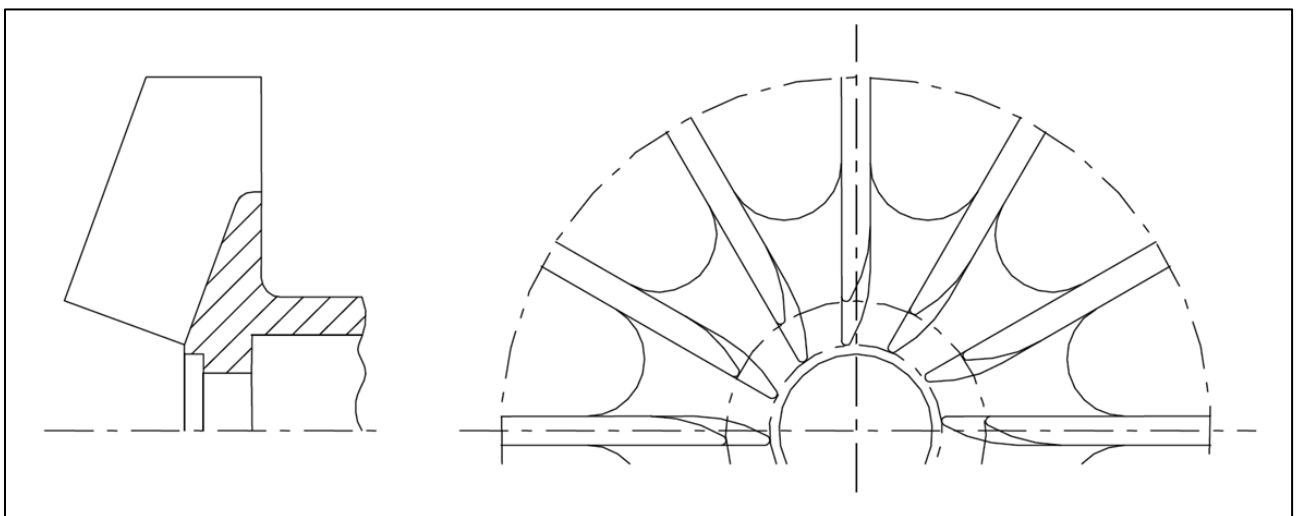


Abbildung 33: Radialer Schaufelstern, Quelle: Güllich [3]

Durch Weiterverfolgung dieses Konzeptes und Kombination mit der Idee des radialen Schaufelsterns (siehe Abbildung 33) erhält das Laufrad die in Abbildung 34 gezeigte Form.

Dabei entsteht der Nachteil, dass hier die Dichtspalte über die gesamte Länge der Schaufeln verlaufen und ein größerer Förderstrom über diese erwartet werden muss. Der überwiegende Vorteil ist jedoch die stark verringerte Scheibenreibungsleistung.

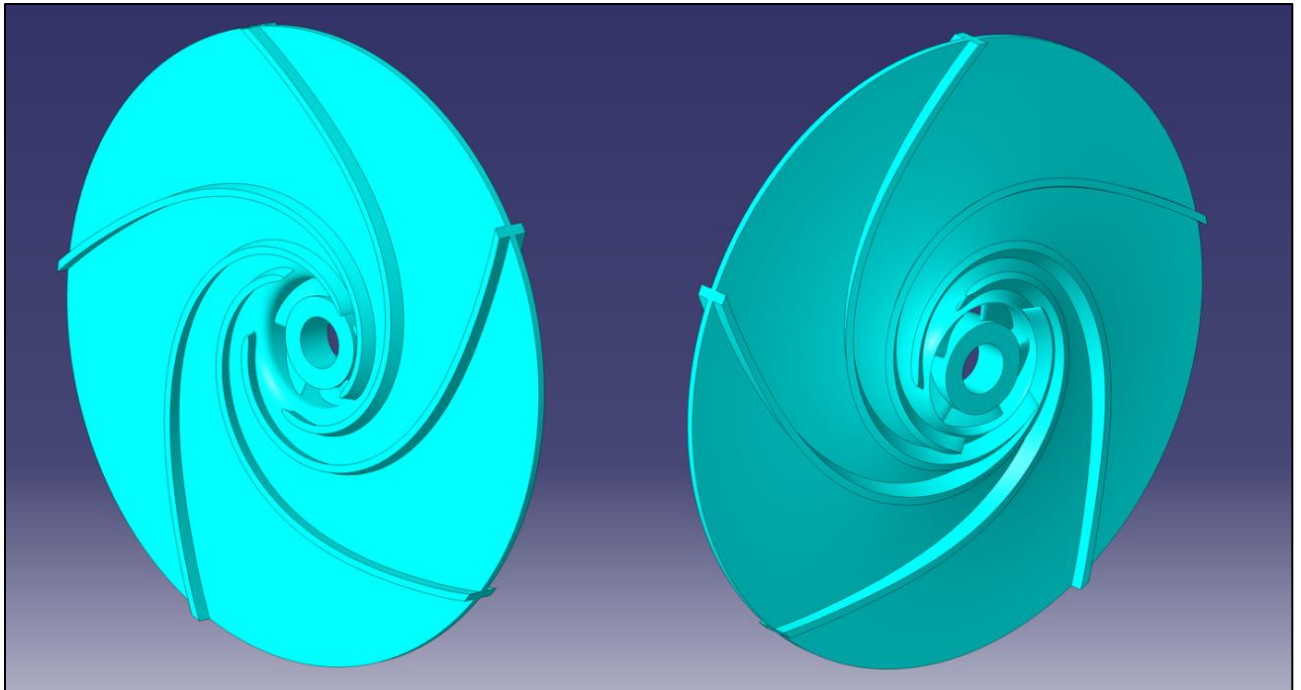


Abbildung 34: Laufrad mit zentraler Tragscheibe

Bei den Laufrädern der hier behandelten Pumpen wird die Außenkontur zum Austritt hin annähernd radial ausgeführt. Die Außenkontur am Eintritt entspricht einem Kompromiss zwischen einer möglichst hohen Drehzahl und einem optimalen Kavitationsverhalten (siehe oben). Die Schaufeln werden untereinander über eine zentrale Tragscheibe verbunden. Die Verbindung zur Antriebsnabe erfolgt entweder über eine, die Strömung nicht beeinflussende, axiale Beschaufelung (siehe Abbildung 35a) oder über die, weiter nach innen gezogenen, inneren Bereiche der hinteren Beschaufelung (siehe Abbildung 35b).

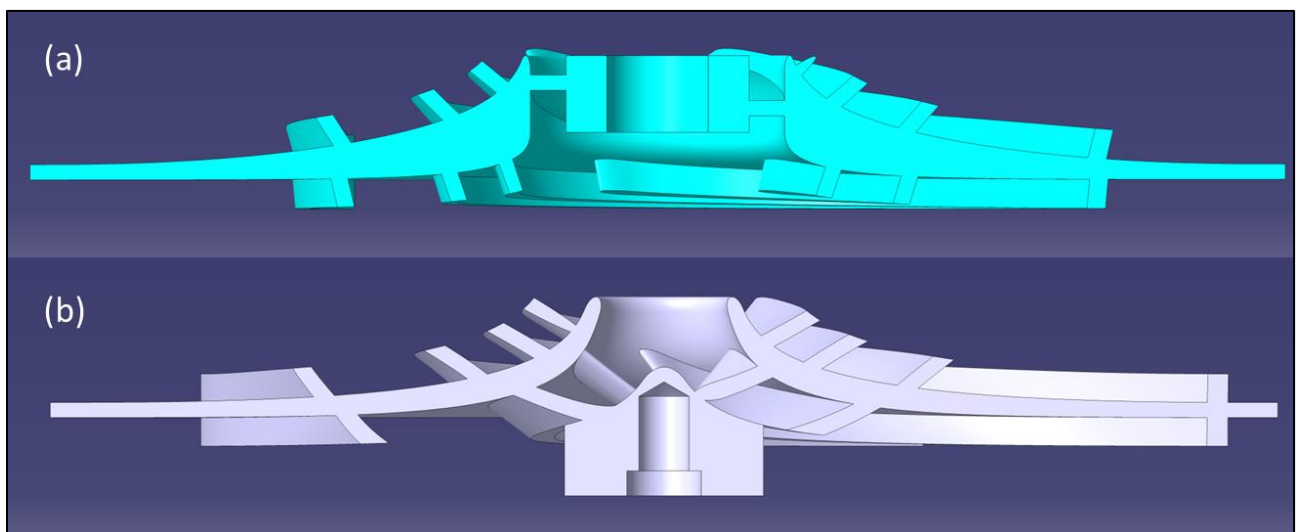


Abbildung 35. Möglichkeiten der Verbindung von Tragscheibe und Nabe

Die beiden Varianten unterscheiden sich grundsätzlich nur in den einsetzbaren Fertigungsmöglichkeiten. Dabei kann die erste Variante durch rein mechanische, spanabhebende Fertigungsverfahren hergestellt werden. Für die zweite kommen, vor allem im Bereich der Antriebsnabe, nur noch urformende Fertigungsverfahren (Gießen, Rapid Prototyping) in Frage.

### 3.3 Die Schaufelform

Zu ihrer Bestimmung wird die von Viktor Kaplan gefundene und nach ihm benannte Kaplan'sche Abwicklungsmethode angewandt. Der Meridianschnitt in Kombination mit dem noch festzulegenden konformen Abbild bildet die Grundlage für die dreidimensionale Form der Schaufel.

#### *Konformes Abbild nach Kaplan*

Das konforme Abbild stellt die winkel- und längentreue Abwicklung der dreidimensionalen Form der Stromfäden entlang einer Schaufel dar. Konkret ist der Verlauf der Stromfäden dabei in Umfangsrichtung (Umschlingung) und Meridianrichtung (meridiane Länge) dargestellt. Für den Entwurf einer Schaufel (der Meridianschnitt und die Winkel am Ein- und Austritt sind vorgeben) wird einer der beiden Winkel als erste Randbedingung eingezeichnet und im Abstand, entsprechend der maximalen meridiane Länge, der zweite Winkel vorgegeben. Zwischen den beiden Punkten lässt sich nun eine Kurve beliebiger Form einzeichnen, unter der Bedingung, dass die Endtangente mit den eingezeichneten Winkeln übereinstimmen. Für den Entwurf einer optimalen Schaufel ist ihre Form respektive die des konformen Abbilds jedoch entscheidend. In Abbildung 36 sind zwei Beispiele für schlechte Formen zu finden (gestrichelt) wie auch eine der optimalen Form sehr nahe kommende (durchgezogen).

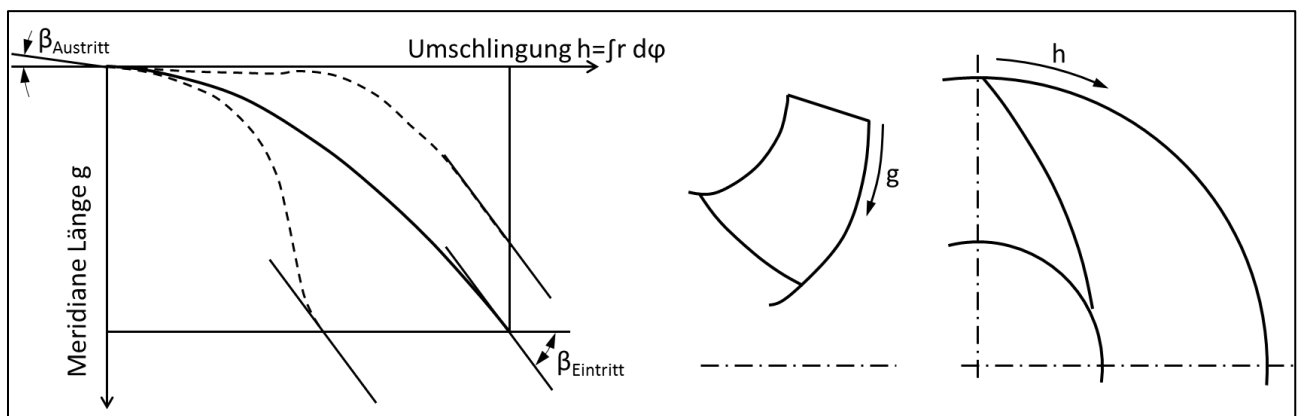


Abbildung 36: Konformes Abbild mit mehreren Varianten bei gleichem Ein- und Austrittswinkel, Bezeichnung von meridionaler Länge  $g$  und Umschlingung  $h$  im Meridianschnitt und Grundriss

Da die Schaufel eine endliche Dicke besitzt, gibt es für die Gestaltung von Saug- und Druckseite zwei Herangehensweisen:

1. Für Saug- und Druckseite wird jeweils ein konformes Abbild erstellt, oder
2. das konforme Abbild wird für die Schaufelmittenfläche gezeichnet und die Schaufel wird durch Aufdicken auf Saug- und Druckseite der Mittenfläche gebildet.

Die erste Möglichkeit erlaubt eine einfache Gestaltung von Schaufeln mit strömungsgünstigem Profil, bei Laufrädern mit niedriger spezifischer Drehzahl ist dies jedoch nicht notwendig und es reicht aus, die Mittenfläche darzustellen.

Das konforme Abbild erlaubt es nun, die Form der Schaufel (dreidimensional) im zweidimensionalen Raum zu beeinflussen. In der vorliegenden Arbeit wird das konforme Abbild auf Grundlage eines Polynoms dritter Ordnung erstellt. Die Festlegung eines solchen Polynoms erfolgt durch die vier Polynomkoeffizienten  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  und  $a_3$ .

Zur Bestimmung der Koeffizienten sind folgende Randbedingungen gegeben:

- Die beliebige Festlegung, dass das Polynom durch den Punkt ( $h = 0 / g = 0$ ) verlaufen soll.
- Die maximale Umschlingung  $h_{\max}$  → Diese Bedingung wird hier ersetzt durch die Forderung, dass die Krümmung am Austritt ( $h = 0 / g = 0$ ) null sein soll.
- Der Eintrittswinkel  $\beta_1$  → Dieser ergibt die Steigung des Polynoms im Punkt ( $h_{\max} / g_{\max}$ ).
- Der Austrittswinkel  $\beta_2$  → Dieser ergibt die Steigung des Polynoms im Punkt ( $h = 0 / g = 0$ ).

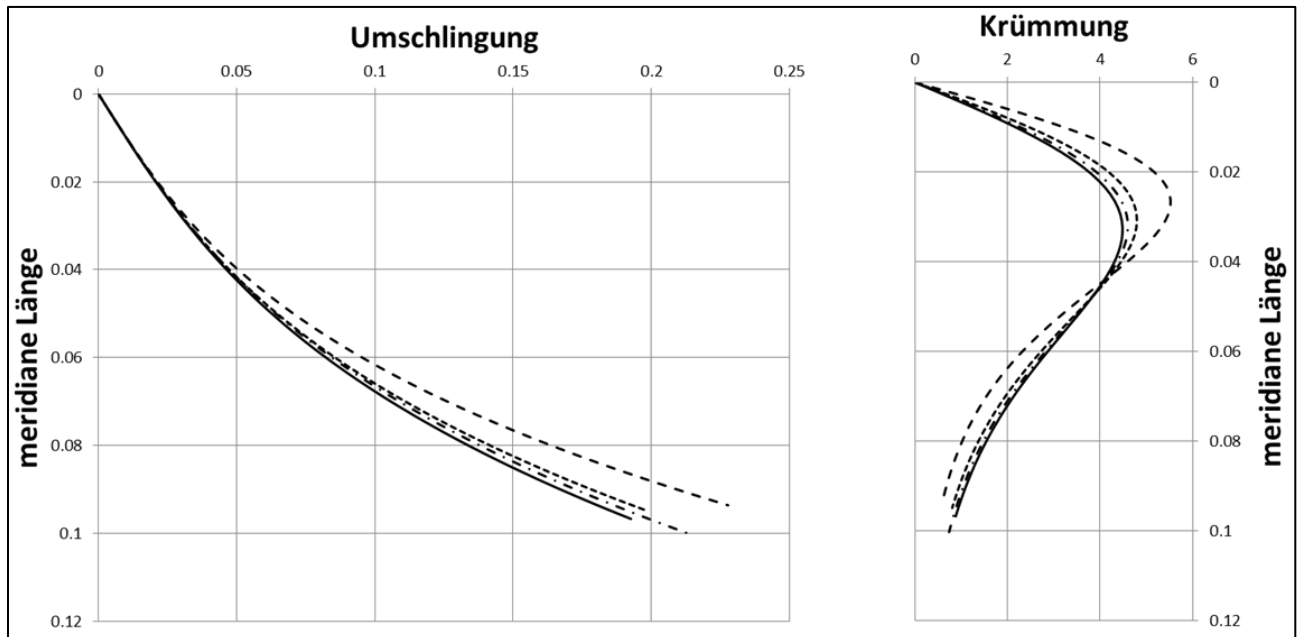


Abbildung 37: Konformes Abbild der Pumpe mit einer nominalen spezifischen Drehzahl  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

Wie oben erwähnt, bildet das konforme Abbild nicht die gesamte Fläche einer Schaufel ab, sondern nur die Schnittkurven mit den Grenzflächen der Teilfluträder (siehe Abbildung 37). Aus diesem Grund ist es notwendig, eine hinreichende Anzahl von Teilfluträdern zu erstellen und im konformen Abbild deren Schnittkurven darzustellen. Für die hier behandelten Laufräder ergeben sich zwei Teilfluträder, jeweils ein Teilflutrad vor und hinter der zentralen Tragscheibe (siehe Abbildung 38). Jedes dieser Teilfluträder hat zwei Grenzflächen. Diese sind im konformen Abbild in Abbildung 37 links als die 2x2 Kurven dargestellt (weit strichliert und strichpunktierter die Grenzkurven der Laufradvorderseite bzw. durchgezogen und eng strichliert die der Laufradhinterseite).

Hat das konforme Abbild aller Teilfluträder eine zufriedenstellende Gestalt (siehe Abbildung 37), so liegt unter Einbeziehung des Meridianschnittes die dreidimensionale Form der Schaufel fest. Zur besseren Darstellung kann die Schaufel auch im Grundriss dargestellt werden (siehe Abbildung 38 rechts). Die Forderung einer zufriedenstellenden Gestalt sollte nicht willkürlich wirken, jedoch haben in den meisten Fällen mehrere verschiedene konforme Abbilder dieselben Pumpeneigenschaften zur Folge. Es bleibt daher dem Konstrukteur überlassen, wie die Gestaltung im Detail aussieht. Da die Form des Meridianschnittes und der Schaufel festliegt, kann daraus ein fertiges Laufrad erstellt werden. Im Zuge der Erstellung des Laufrades werden die Schaufelmittenflächen aufgedickt und mit einer strömungsgünstigen Eintrittskante versehen (z.B. eine Ellipse mit dem Achsenverhältnis drei zu eins, siehe Abbildung 39).



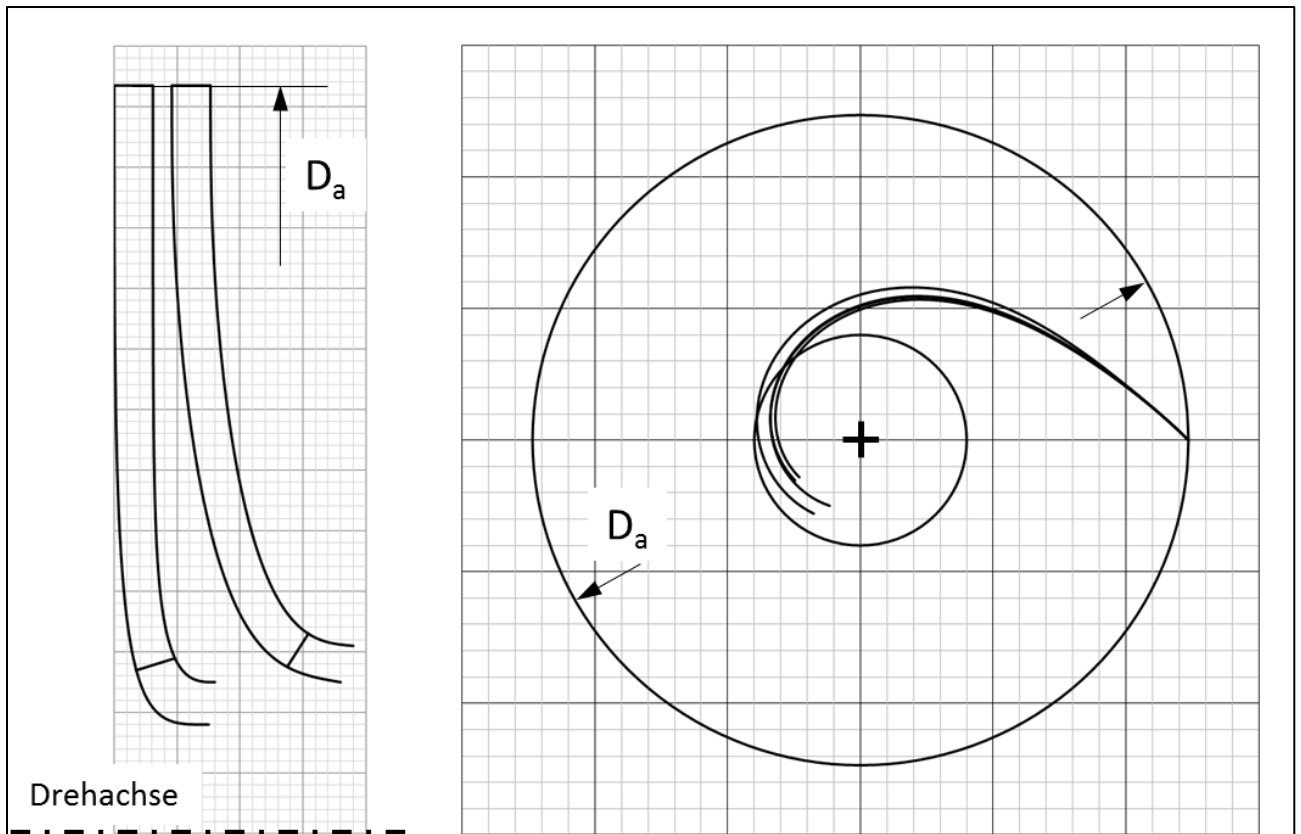


Abbildung 38: Darstellung der Laufradbeschaufelung im Meridianschnitt und Grundriss (dargestellt sind nur die Schnittkurven der Schaufel mit den Teilfluträdern)

Der Profilierung der Schaufel wird bei spezifisch schnellläufigeren Maschinen mehr Aufmerksamkeit geschenkt, wo vielfach aerodynamische Profile (u.a. NACA) verwendet werden. Für langsamläufige Maschinen haben konstante Dicken Ergebnisse gebracht, die auch durch komplizierte Formen nicht verbessert werden. Es finden sich jedoch (hier der Quervergleich zur gebohrten Scheibe) Konzepte, wo sich die Fläche des Schaufelkanal nicht rein mit zunehmendem Radius vergrößert und gegebenenfalls die Austrittsbreite gegenkompensiert wird.

Dabei wird die Schaufel mit zunehmender meridianer Länge deutlich dicker und hat die dickste Stelle am Laufradaustritt.

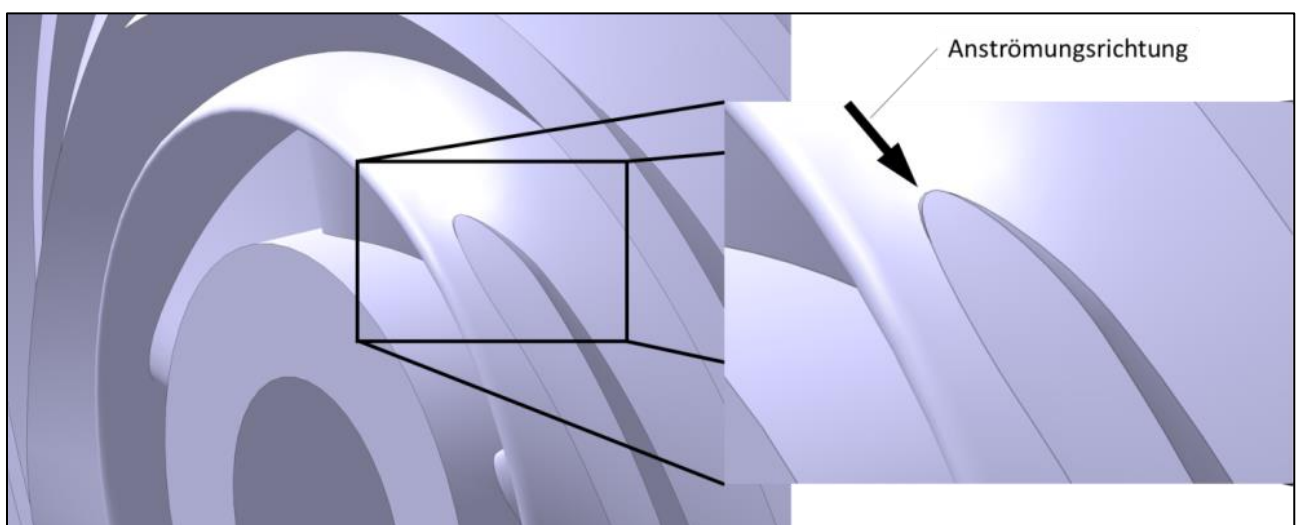


Abbildung 39: Eintrittskante der Schaufel

### 3.4 Die Leit- und Sammeleinrichtung

Eine Pumpe besteht nicht nur aus einem Laufrad, sondern auch einem Gehäuse, welches die Aufgabe hat, das Fluid dem Laufrad möglichst strömungsgünstig zuzuführen und auch wieder davon abzuleiten. Für die Gestaltung des Gehäuses ergeben sich wiederum mehrere Möglichkeiten:

- Vor dem Eintritt in das Laufrad eine Düsenform, um etwaige auftretende instabile Zustände in der Strömung zu egalisieren und eine möglichst drallfreie und rotationssymmetrische Anströmung zu gewährleisten. (Diese Forderung steht im krassen Widerspruch zum geforderten, möglichst hohen statischen Druck am Eintritt).
- Direkt nach dem Austritt aus dem Laufrad ergeben sich mehrere Möglichkeiten für eine Leiteinrichtung:
  - o Ein schaufelloser Ringraum (siehe Abbildung 40 und Abbildung 41)
  - o Ein Leitapparat (siehe Abbildung 42)
  - o Ein Spiralgehäuse (siehe Abbildung 48 und Abbildung 49)
- Nach dem Austritt aus der Leiteinrichtung muss das Fluid in den meisten Fällen entweder:
  - o in axiale Richtung umgelenkt werden (z.B. um es dem Laufrad der nächsten Pumpenstufe zuzuführen → Umlenkeinrichtung; für die hier behandelten Pumpen nicht notwendig)
  - o oder gesammelt und in tangentialer Richtung umgelenkt werden (z.B. in die druckseitige Rohrleitung → Spiralgehäuse, siehe auch Abbildung 48).

Für den Entwurf einer Pumpe sind die druckseitigen fluidführenden Apparaturen von immer größerer Bedeutung, je kleiner die spezifische Drehzahl ist. In dem hier behandelten Fall ( $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  und  $4 \text{ min}^{-1}$ ) muss deshalb der Gestaltung der fluidführenden Teile des Gehäuses besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

#### 3.4.1 Der schaufellose Ringraum

Der schaufellose Ringraum stellt die einfachste Form einer Leiteinrichtung dar. Das Fluid tritt durch eine Mantelfläche mit kleinem Radius ein und tritt an einer Mantelfläche mit größerem Radius wieder aus. Durch die Veränderung der durchströmten Querschnittsfläche ergibt sich entweder eine Zu- oder eine Abnahme der Meridiangeschwindigkeit. Meist wird der Ringraum mit zwei parallelen Wänden und damit konstanter Breite ausgeführt (siehe Abbildung 41). Diese Gestaltung ergibt mit zunehmendem Radius eine lineare Flächenzunahme und folglich eine hyperbolische Abnahme der Meridiangeschwindigkeit. Da in einem rotationssymmetrischen Strömungsfeld das Gesetz der Drallerhaltung gilt:

$$c_u \cdot r = \text{konst.} \quad (29),$$

nimmt die Komponente der Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung  $c_u$  ebenfalls mit zunehmendem Radius ab.

Das Fluid folgt somit (bei stationärer Strömung) der Bahn einer logarithmischen Spirale. Im Allgemeinen ergibt sich die Form der Stromlinie wie in Abbildung 40 zu sehen ist.

Hierbei ist mit Index 3 der Eintritt in den unbeschaufelten Raum indiziert, und die Absolutgeschwindigkeiten werden in eine Umfangs- und eine Meridiankomponente zerlegt und als solche dargestellt.

Der Strömungswinkel spannt sich zwischen Umfangs- und Absolutgeschwindigkeit auf. Die gleiche Nomenklatur gilt für Abbildung 41, jedoch wird der Index 4 ganz allgemein als schaufelfreier Raum bezeichnet (konstante Breite  $b_3$ ).



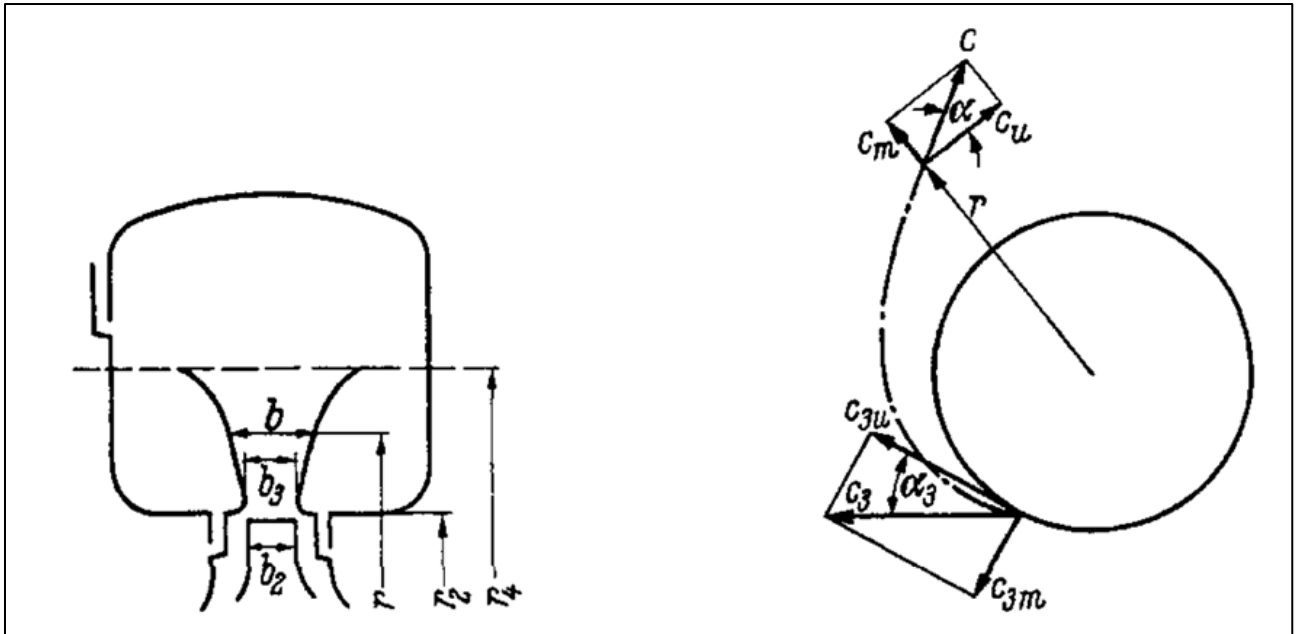


Abbildung 40: Schauffelloser Ringraum im Meridianschnitt und allgemeine Form der Stromlinie, Quelle: Pfeleiderer [24]

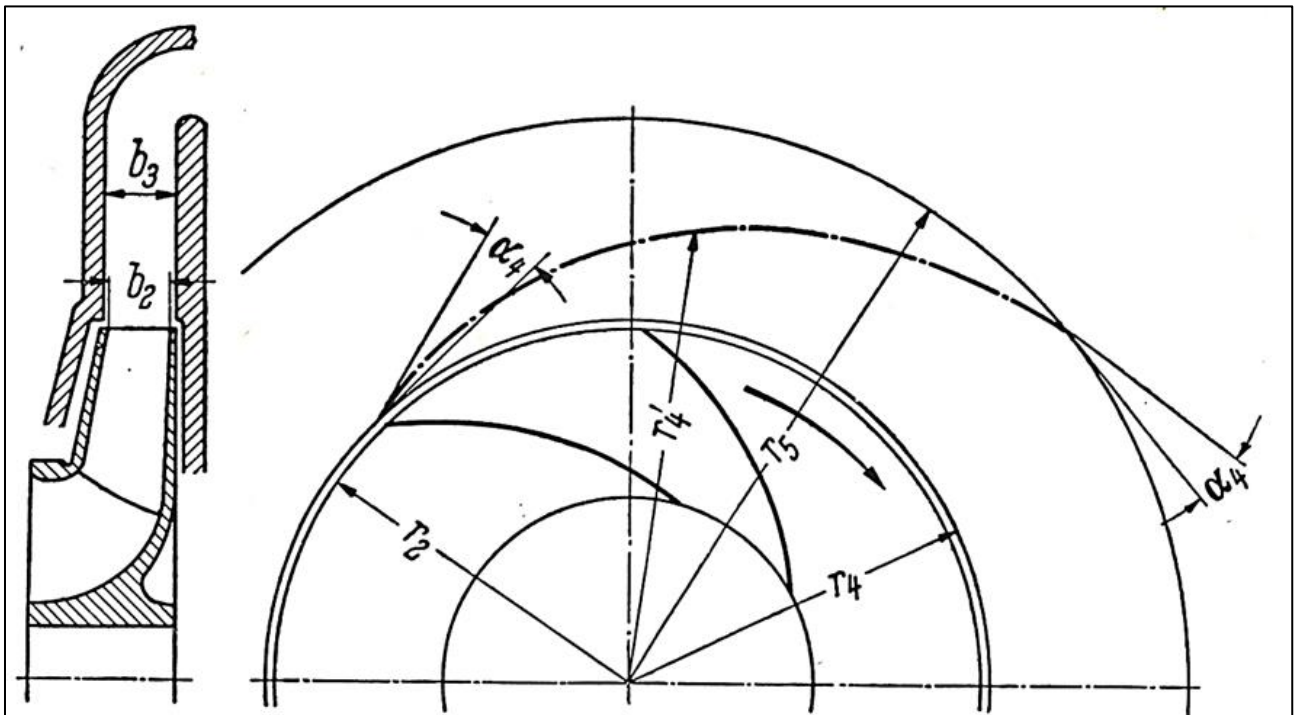


Abbildung 41: Bahnkurve (dick und strichpunktiert) eines Flüssigkeitsteilchens in einem schaufellosen Ringraum konstanter Breite, Quelle Schulz [23]

### 3.4.2 Das Leitrad

Ein Leitapparat ähnelt in seiner äußeren Gestalt dem schaufellosen Ringraum, im Inneren liegt jedoch der Unterschied. Es befinden sich im Raum zwischen den axialen Begrenzungsflächen am Umfang regelmäßig verteilte Schaufeln (siehe Abbildung 42). Die Gestalt der Schaufeln dient dem Zweck, den Kanälen zwischen ihnen entlang des Strömungsverlaufes das Fluid aus dem Laufrad abzuleiten, hin zu einem Diffusor, um einen Anteil der kinetischen Energie im Fluid in statische Energie umzuwandeln. Dies bietet den Vorteil, im weiteren Verlauf die Umwandlung kinetischer Energie in Wärme zu verringern.

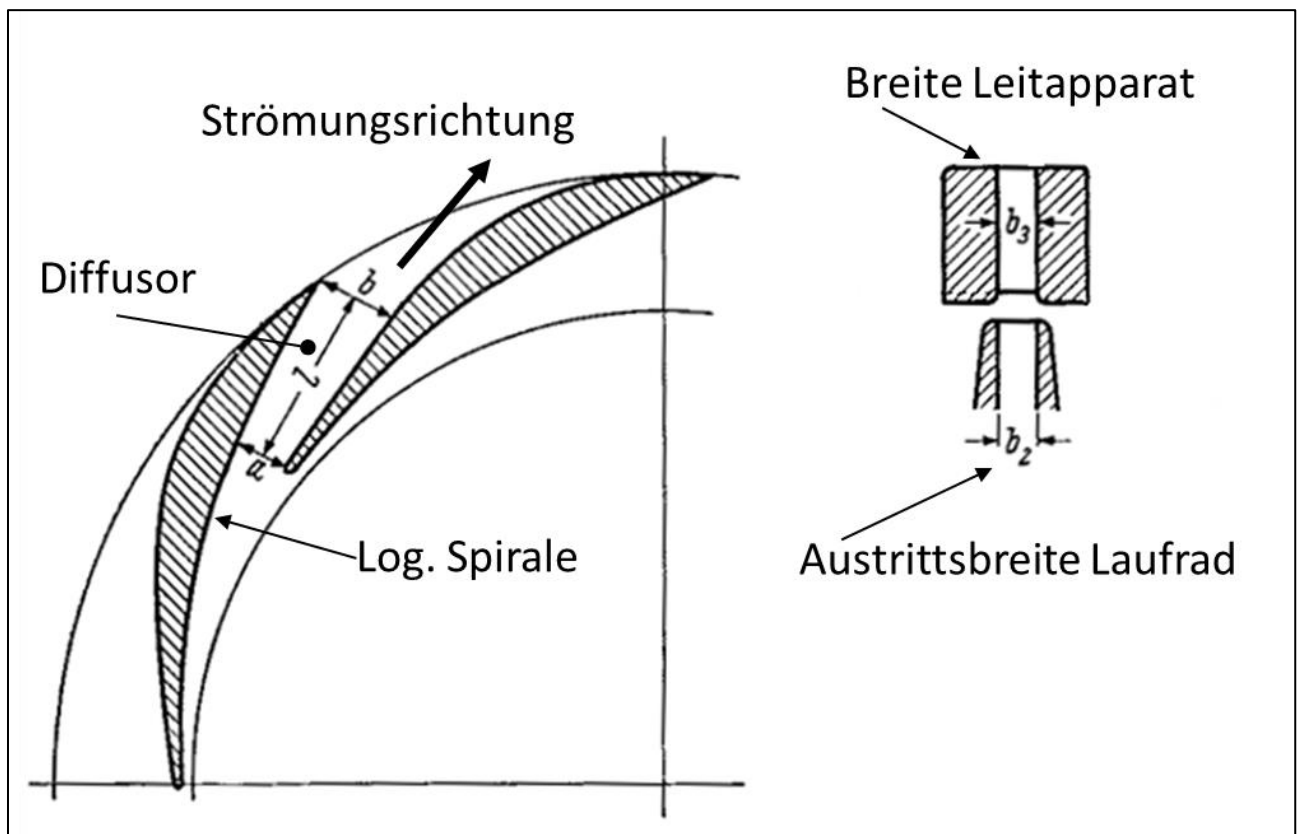


Abbildung 42: Leitapparat einer Radialpumpe im Grundriss und Meridianschnitt, Quelle: Stepanoff [10]

Um das aus dem Laufrad austretende Fluid möglichst wenig zu beeinflussen, soll die äußerste Stromlinie (für stationäre Strömung ident mit den Teilchenbahnen) als Begrenzung dienen. Diese ergibt in diesem Bereich die Form einer logarithmischen Spirale (siehe Abbildung 42). Bei der Berechnung der logarithmischen Spirale ist darauf zu achten, dass die Leitschaufeln bereits an der vordersten Kante eine endliche Dicke besitzen. Dadurch verringert sich der Kanalquerschnitt vom Laufradaustritt zum Leitapparateintritt um die Fläche der gesamten Leitschaufel-Vorderkanten. Durch die Verringerung wird die Meridiangeschwindigkeit erhöht und die logarithmische Spirale wird steiler (siehe Abbildung 43).

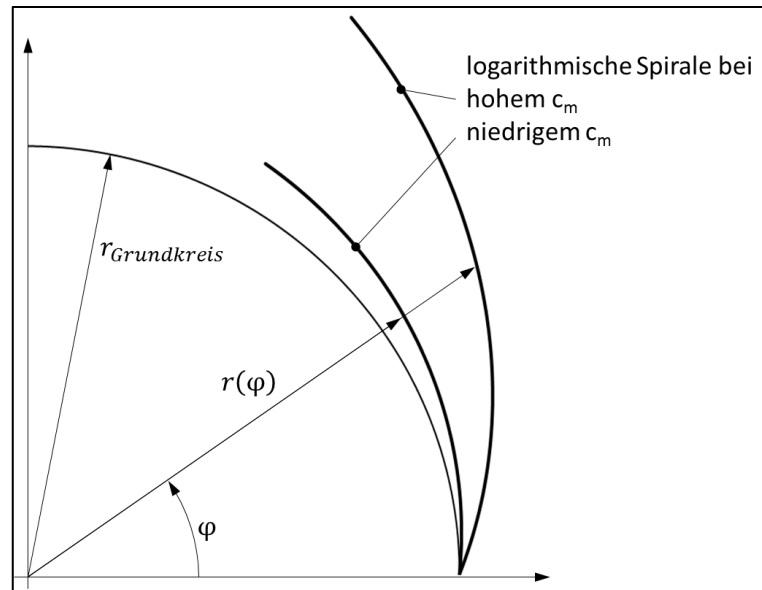


Abbildung 43: Vergleich zweier logarithmischer Spiralen bei hohem und niedrigem Wert für  $c_m$

Der anschließende Diffusor ist im Falle radialer Kreiselpumpen meist als divergenter Kanal mit rechteckigem Querschnitt ausgeführt. Für Diffusoren gelten nach Truckenbrodt [22] Wirkungsgrade, die von der Länge und dem Öffnungswinkel der Seitenwände abhängen (siehe Abbildung 44).

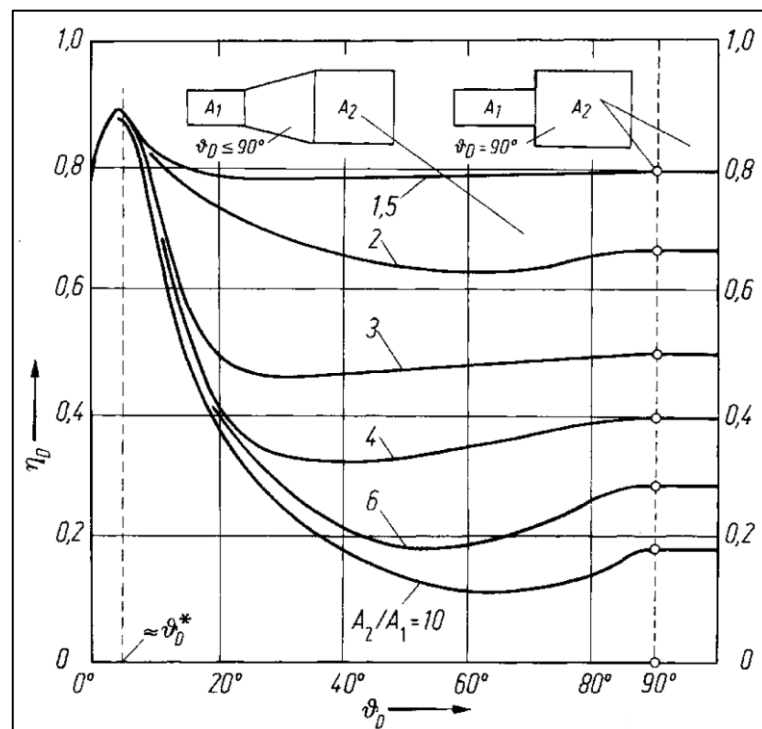


Abbildung 44. Diffusorwirkungsgrade, Quelle: Truckenbrodt [22]

Mit Hilfe dieses Diagramms lässt sich eine optimale Gestalt für die Diffusoren finden um – wie oben erwähnt – die Umwandlung kinetischer Energie in Wärme zu verringern.

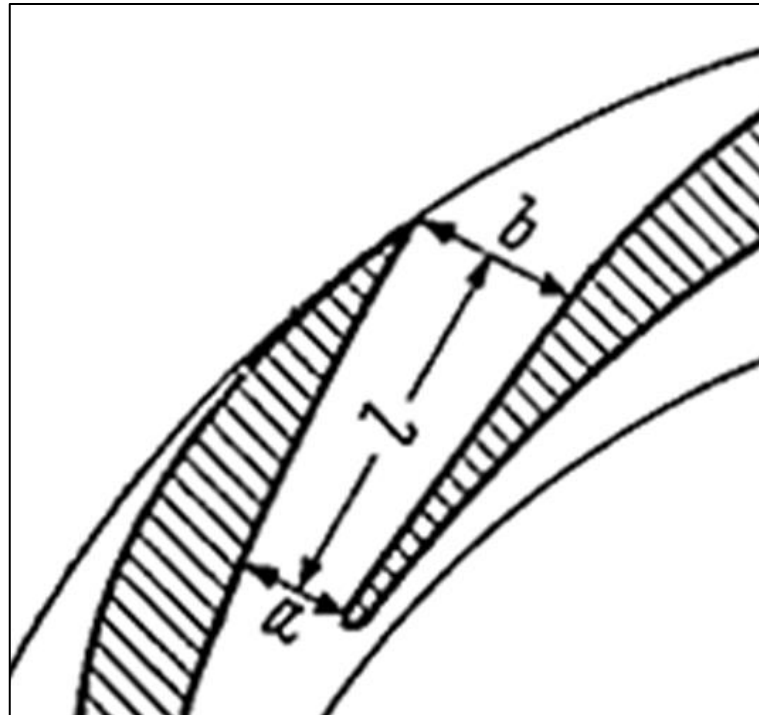


Abbildung 45: Einzelner Kanal eines Leitapparates, Quelle: Stepanoff [10]

### 3.4.3 Das Spiralgehäuse

Die Form des Austrittsquerschnitts eines Laufrades mit kleiner bis mittlerer spezifischer Drehzahl stellt allgemein den Mantel eines Kegelstumpfes dar. Das Fluid soll jedoch in den meisten Fällen nach dem Durchströmen der Pumpe wieder in einer Rohrleitung transportiert werden. Es bietet sich im ersten Schritt an, einen schaufellosen Ringraum zu verwenden, diesen am äußeren Umfang zu verschließen und radial eine Öffnung für das austretende Fluid vorzusehen.

Die genauere Betrachtung zeigt, dass bei Verwendung eines schaufellosen Ringraumes die absolute Strömungsgeschwindigkeit, direkt nach dem Austritt des Laufrades, über den gesamten Umfang nicht konstant bleiben kann. Damit einher geht die Druckverteilung am Umfang, welche die Geschwindigkeitsunterschiede ausgleichen muss.

Durch eine solche, nicht rotationssymmetrische Druckverteilung werden hohe Kräfte freigesetzt, welche in den Pumpenwellenlagern aufgenommen werden müssen.

Eine Möglichkeit, das austretende Fluid zu sammeln und eine rotationssymmetrische Geschwindigkeitsverteilung zu erreichen, stellt das Spiralgehäuse dar.

Für den Entwurf eines Spiralgehäuses ist es notwendig, die zu Grunde liegende Form des Spiralenquerschnittes in Abhängigkeit des Radius festzulegen und die Gestalt des Geschwindigkeitsprofils zu kennen.

Die Gestaltung der Querschnittsform bietet eine Vielzahl von Möglichkeiten (z.B. Kreise, Trapeze, Bézierkurve etc., siehe auch Abbildung 46). Das Geschwindigkeitsprofil bildet sich (ohne die Betrachtung wandnaher Bereiche) allerdings immer nach dem Gesetz der Drallerhaltung aus (siehe Abbildung 47). Da der Drall am Austritt des Laufrades von der Kombination aus Durchfluss  $Q$  und Förderhöhe  $H$  (Betriebspunkt der Pumpe) abhängt, kann ein Spiralgehäuse immer nur für einen Betriebspunkt (z.B. den Punkt des höchsten Wirkungsgrades oder größten Durchflusses) ausgelegt werden! Bei verändertem Betriebspunkt kann das Spiralgehäuse seine Aufgabe nicht mehr vollständig erfüllen: Das Fluid wird vom Laufradaustritt, zum weiteren Transport, einem Hohlprofil zugeführt, die Geschwindigkeitsverteilung ist jedoch nicht mehr rotationssymmetrisch. Die Radialkräfte auf die Welle steigen sowohl nach Teil- als auch nach Überlast.

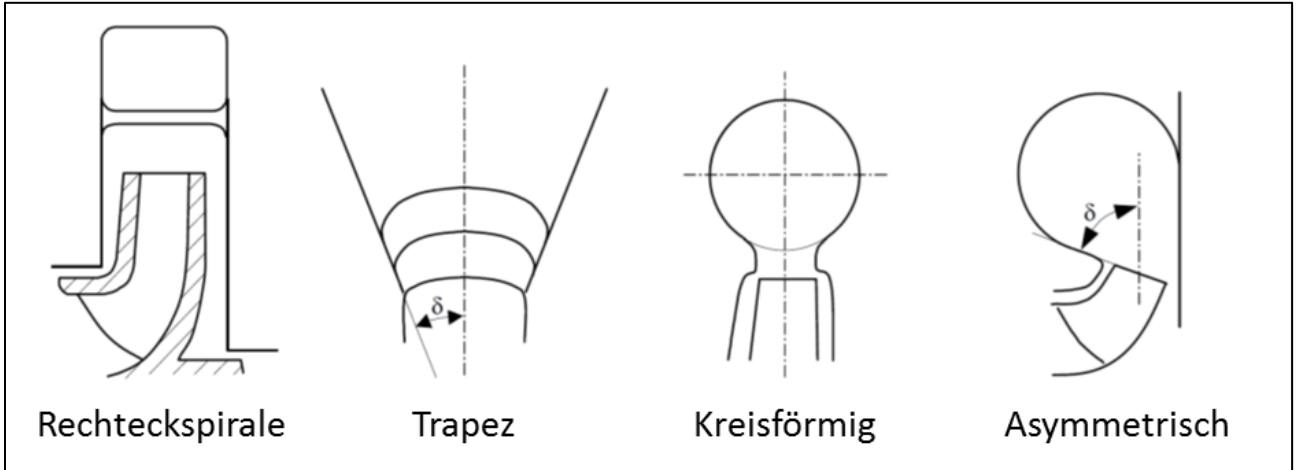


Abbildung 46: Querschnittsformen von Spiralgehäusen, Quelle: Güllich [3]

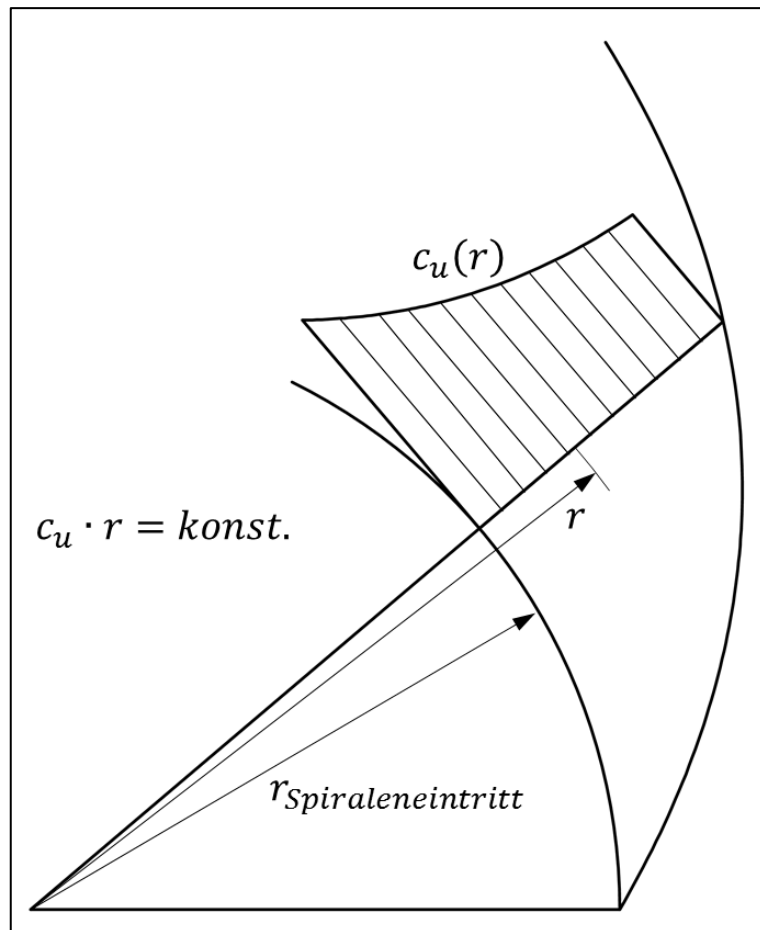


Abbildung 47: Geschwindigkeitsprofil im Querschnitt einer Spirale

Zur Bestimmung der Größe des Querschnittes an einer bestimmten Stelle  $x$ , wird für den Durchfluss an der Stelle  $x$  ein Soll- und Ist-Wert aus zwei unabhängigen Gleichungen ermittelt:

$$Q_{soll}(\varphi) = \frac{\text{Umfang an Stelle } \varphi}{\text{Umfang gesamt}} \cdot Q_{soll,gesamt} = \frac{r_{min} \cdot \varphi}{r_{min} \cdot 2 \cdot \pi} \cdot Q_{soll,gesamt} \quad (30)$$

$$Q_{ist,x} = \int_{r=r_{min}}^{r_{max}} c_u(r) \cdot b(r) \cdot dr \quad (31)$$

Im Allgemeinen wird  $r_{max}$  solange variiert, bis  $Q_{ist,x}$  mit  $Q_{soll,x}$  übereinstimmt.

Für sehr einfache Querschnittformen, beispielsweise einen Rechteckquerschnitt mit konstanter Breite über den gesamten Umfang, kann eine analytische Lösung für  $r_{max}$  angegeben werden:

$$r_{max}(\varphi) = r_{min} \cdot e^{\frac{c_{m,Spiraleneintritt} \cdot \varphi}{c_{u,Spiraleneintritt}}} \quad (32)$$

Die Position des sog. Sporns (siehe Abbildung 48) bildet den Abschluss der Spirale und den Übergang auf das geschlossene Hohlprofil. Die Form und Länge des Sporns beeinflusst das Betriebsverhalten der Pumpe über den gesamten Einsatzbereich, wie Schulz [23] zeigt (siehe Abbildung 48).

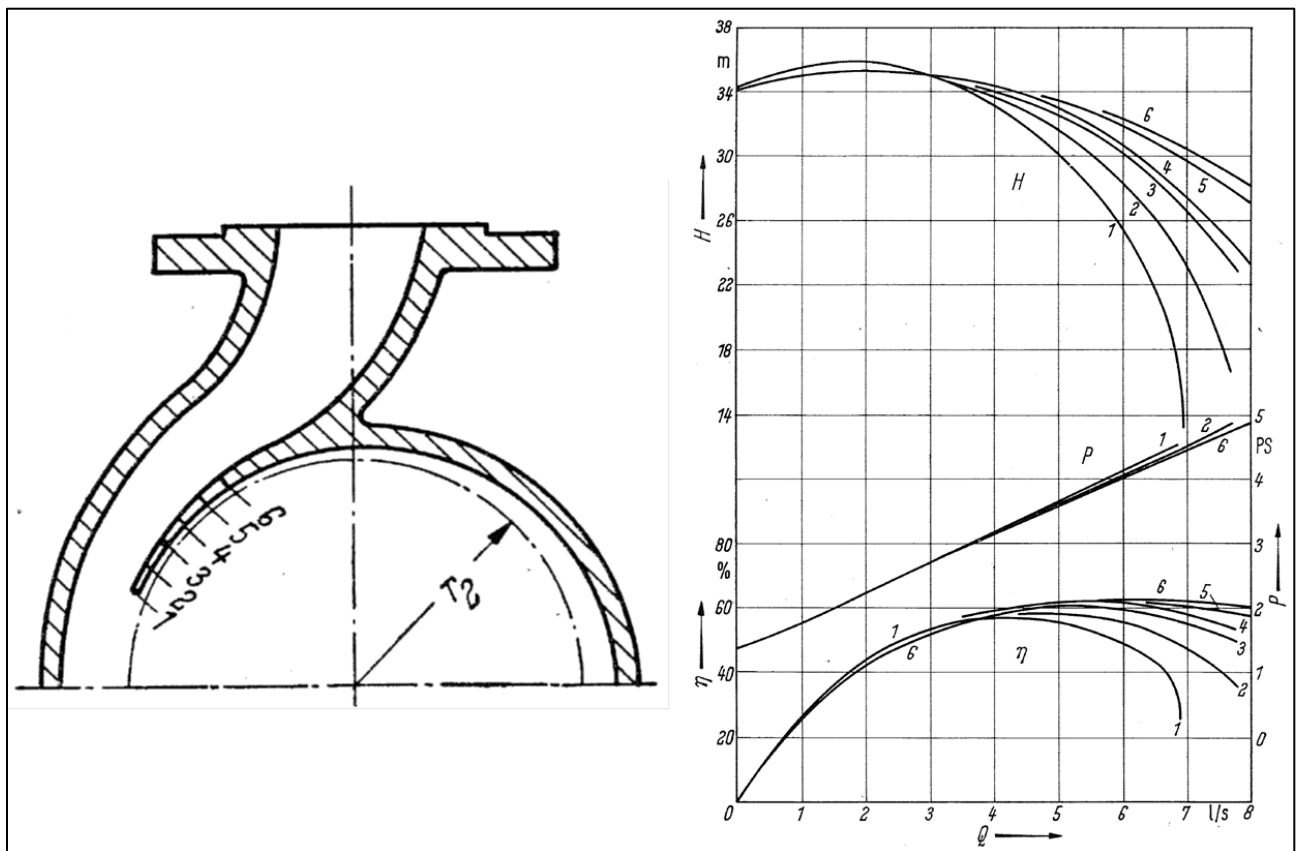


Abbildung 48: Einfluss der Spornlänge auf die Form der Pumpenkennlinie, Quelle: Schulz [23]

Es ist zu bemerken, dass die Kennlinie in Abbildung 48 instabil ist. Eine stabile Kennlinie nach Norm hat bei ständig verringertem Durchfluss eine steigende Förderhöhe. Die Kennlinie hat jedoch ein Maximum und sinkt bei geringerem Durchfluss wieder.

Hier kann ein Drallbrecher eine stabile Kennlinie bewirken und den eintretenden Teillastwirbel brechen.

Zudem ist vielfach auch ein messtechnisches Problem vorhanden, das heißt, an der Messstelle selbst ist ein zu hoher Druck vorhanden. Die Norm ISO 9906 [3] bietet hier eine Korrekturmöglichkeit an, die jedoch laut API 610 [1] NICHT zulässig ist.

Es ist zudem in Abbildung 48 deutlich die Veränderung der spezifischen Schnellläufigkeit hin zu kleineren Werten zu sehen, wengleich sich dann auch das Wirkungsgradoptimum sukzessive auf niedrigerem Niveau einpendelt

Der Sporn einer Spirale muss immer eine endliche Dicke besitzen, ähnlich den Leitschaufeln. Da die Dicke des Sporns bei der Ermittlung der Querschnittsgröße nicht berücksichtigt wird, entsteht ohne Anpassung der Querschnitte im Bereich des Sporns eine Geschwindigkeitserhöhung. Damit die Rotationssymmetrie in der Geschwindigkeitsverteilung erhalten bleibt, wird die Größe der Querschnitte kurz vor Erreichen des Sporns um dessen Dicke korrigiert (siehe Abbildung 49, Zungenkorrektur).

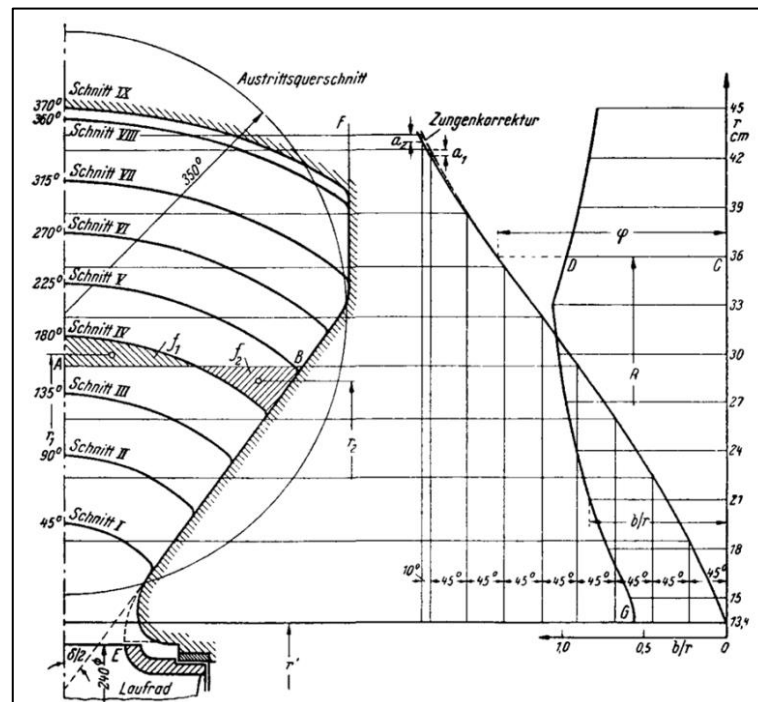


Abbildung 49: Schaubild zur Berechnung eines Spiralgehäuses beliebigen Querschnittes inklusive Sporn- bzw. Zungenkorrektur, Quelle: Pfeleiderer [24]

### 3.5 Der Pumpenprototyp

Die im Anforderungsprofil definierten Eigenschaften werden mithilfe der analytischen eindimensionalen Auslegung nun im Tabellenkalkulationsprogramm MS EXCEL verarbeitet. Das Ergebnis beinhaltet die Geometrie des Meridianschnitts als Bézierkurven und die punktweise Definition der Schaufelgeometrie (siehe Abbildung 50).

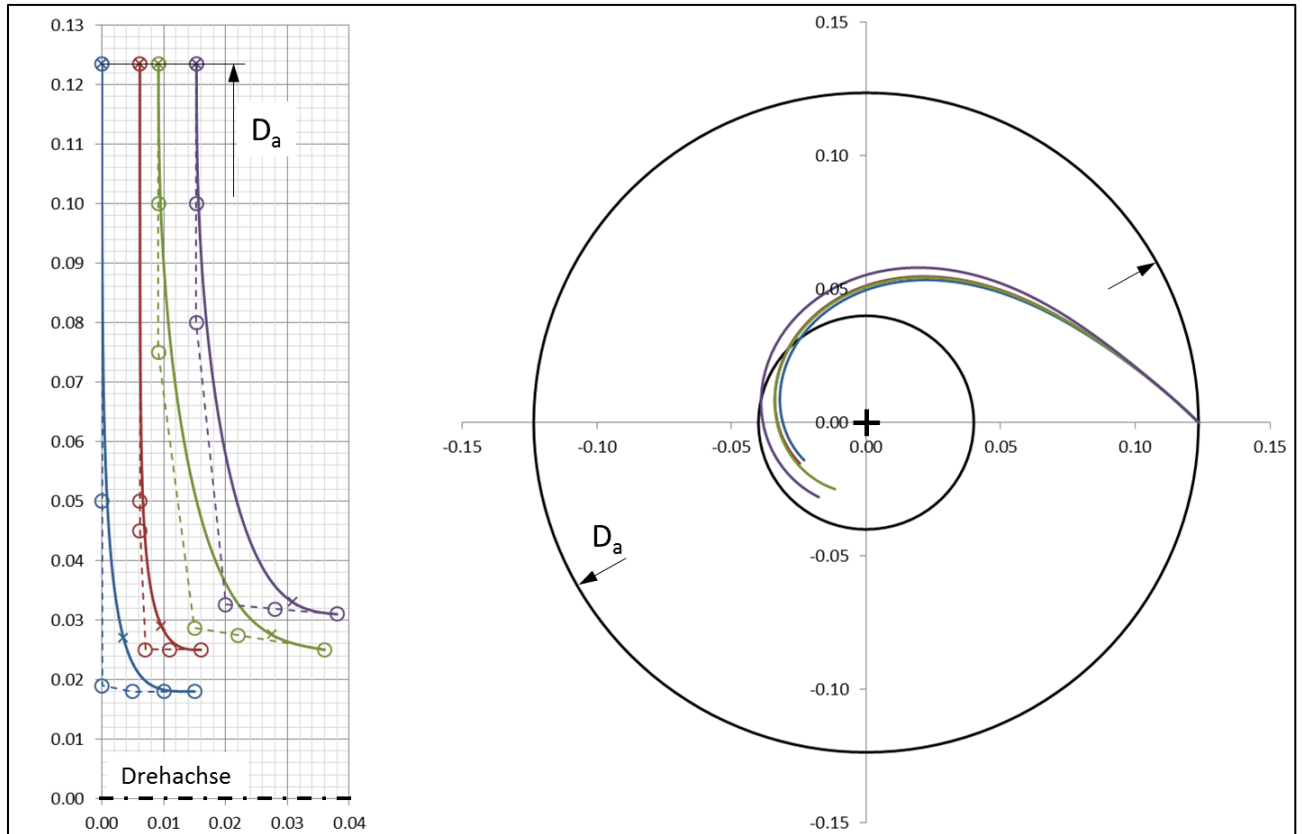


Abbildung 50: Ergebnis der eindimensionalen Auslegung: Meridianschnitt (links) und Grundriss (rechts); dargestellt ist die Pumpenvariante NQ6\_V05p5

In Abbildung 51 ist links der Meridianschnitt dargestellt, wobei die Schaufel selbst nicht dargestellt ist (sondern nur die bestimmenden Punkte (x) der linearen Ein- und Austrittskanten). Die Tragscheibe wird somit aus der jeweiligen Nabenkontur (grüner und roter Linienzug) gebildet.

Die Position der Eintrittswinkel für alle vier Teilfluträder ist in Abbildung 51 dargestellt, diese Bezeichnungen gelten für alle drei Varianten des Pumpenprototyps: NQ6\_V05p5, NQ6\_V06p0 und NQ4\_V01p0.

Die Darstellung der beiden Laufradhälften ist im Grundriss so gewählt, dass die Austrittskanten übereinander zum Liegen kommen. Um auftretende Pulsationen zu minimieren, können, die vordere und die hintere Laufradhälfte noch gegebenenfalls gegeneinander verschoben werden.



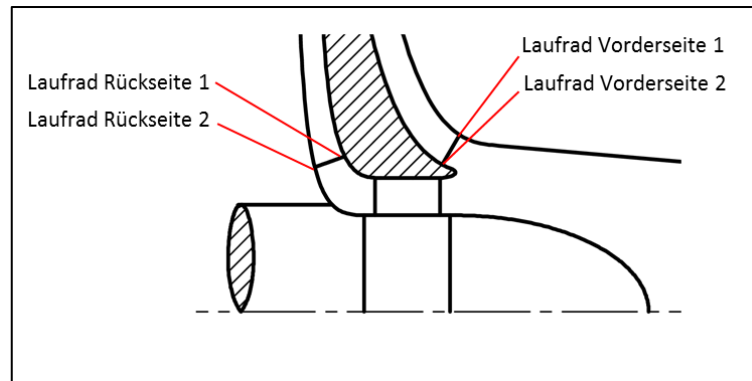


Abbildung 51: Bezeichnung der Eintrittswinkel (gültig für alle Prototypen)

Die Geometriedaten werden von MS EXCEL halb-automatisiert in die CAD-Software CATIA V5 exportiert und zu einem dreidimensionalen Modell weiterverarbeitet (siehe Abbildung 52).

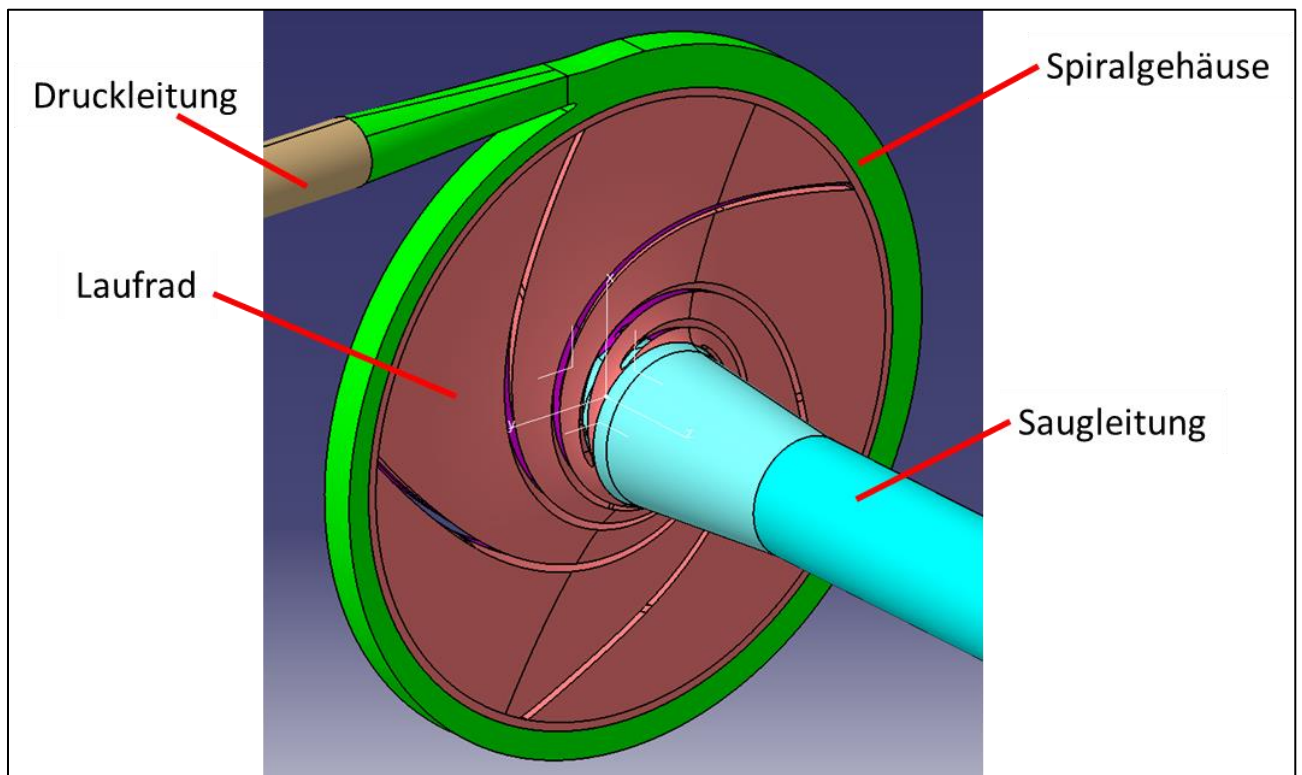


Abbildung 52: Dreidimensionales Modell der Pumpe (nur das Fluidvolumen ist dargestellt)

Der Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse beträgt bei allen Varianten 0,1 mm, um die Leckage so gering wie möglich zu halten. Ein kleineres Maß für den Spalt wäre fertigungstechnisch nicht mehr umsetzbar. Die Spalte müssen auch der API Norm genügen, die abhängig vom Absolutmaß ein Spaltmaß angibt (nicht prozentual). In Anhang A sind in Tabelle 6 die Spaltmaße laut API 610 [1] angeführt. Die nachfolgenden Zeichnungen für Draufsicht, Rückansicht und Meridianschnitt zeigen nur die hydraulische Kontur der Pumpe und des Spiralgewändes (Druck- und Saugleitung sind nicht dargestellt).

3.5.1 Pumpe mit spezifischer Drehzahl  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  im Auslegepunkt für die mechanische Fertigung (Variante NQ6\_V05p5)

In Tabelle 2 sind die Spezifikationen des Prototyps NQ6\_V05p5 angeführt.

Tabelle 2: Spezifikationen der Pumpe NQ6\_V05p5 für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

Volumenstrom	Q	20	m <sup>3</sup> /h
Förderhöhe	H	151,5	m
Nenn Drehzahl	$n_{\text{Nenn}}$	3480	min <sup>-1</sup>
Spezifische Drehzahl	$n_q$	6	min <sup>-1</sup>
Rohrleitungsnennweite am Eintritt	DN <sub>Ein</sub>	50	-
Rohrleitungsnennweite am Austritt	DN <sub>Aus</sub>	25	-
Laufraudeintrittsdurchmesser	D <sub>Ein</sub>	66	mm
Laufradaustrittsdurchmesser	D <sub>Aus</sub>	247	mm
Eintrittswinkel	$\beta_{\text{Ein}}$		
	Lauf rad Vorderseite 1	10,7	deg
	Lauf rad Vorderseite 2	12,8	deg
	Lauf rad Rückseite 1	13,0	deg
	Lauf rad Rückseite 2	14,0	deg
Austrittswinkel	$\beta_{\text{Aus}}$	45,0	deg

In Abbildung 53 ist die hydraulische Kontur der Pumpe in der Draufsicht und in der Rückansicht zu sehen. In der Draufsicht sind die Außenabmessungen der Spirale eingetragen.

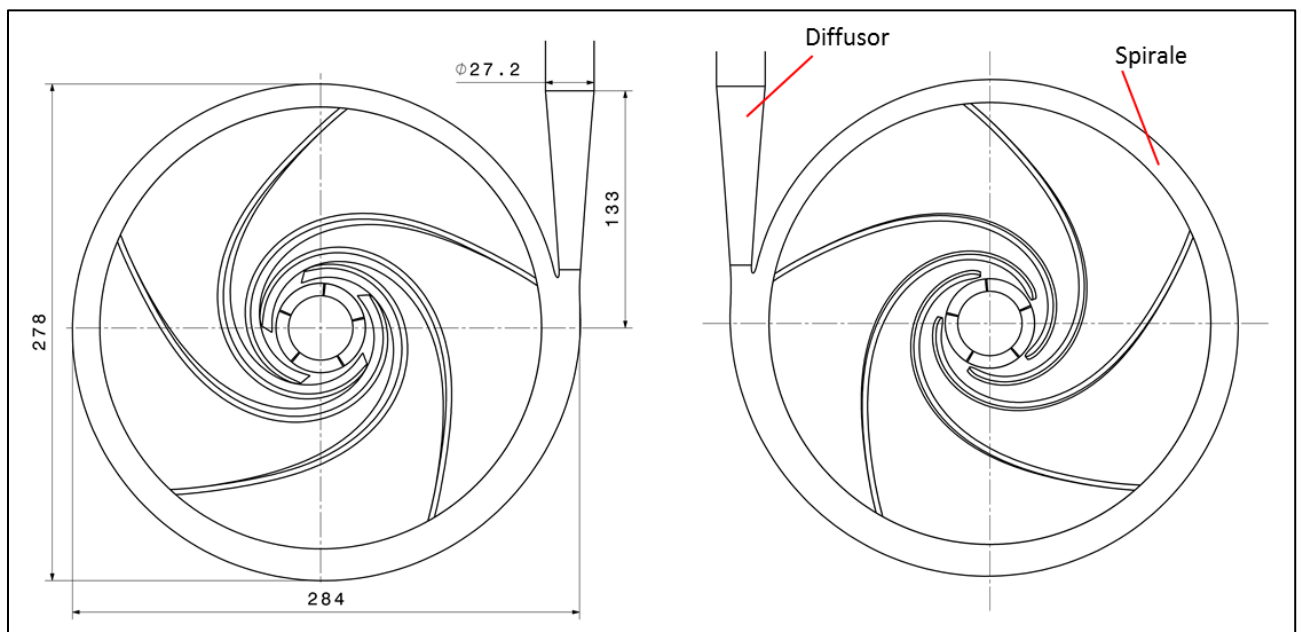


Abbildung 53: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 54 ist der Meridianschnitt des Prototyps mit den wichtigsten Abmessungen abgebildet.

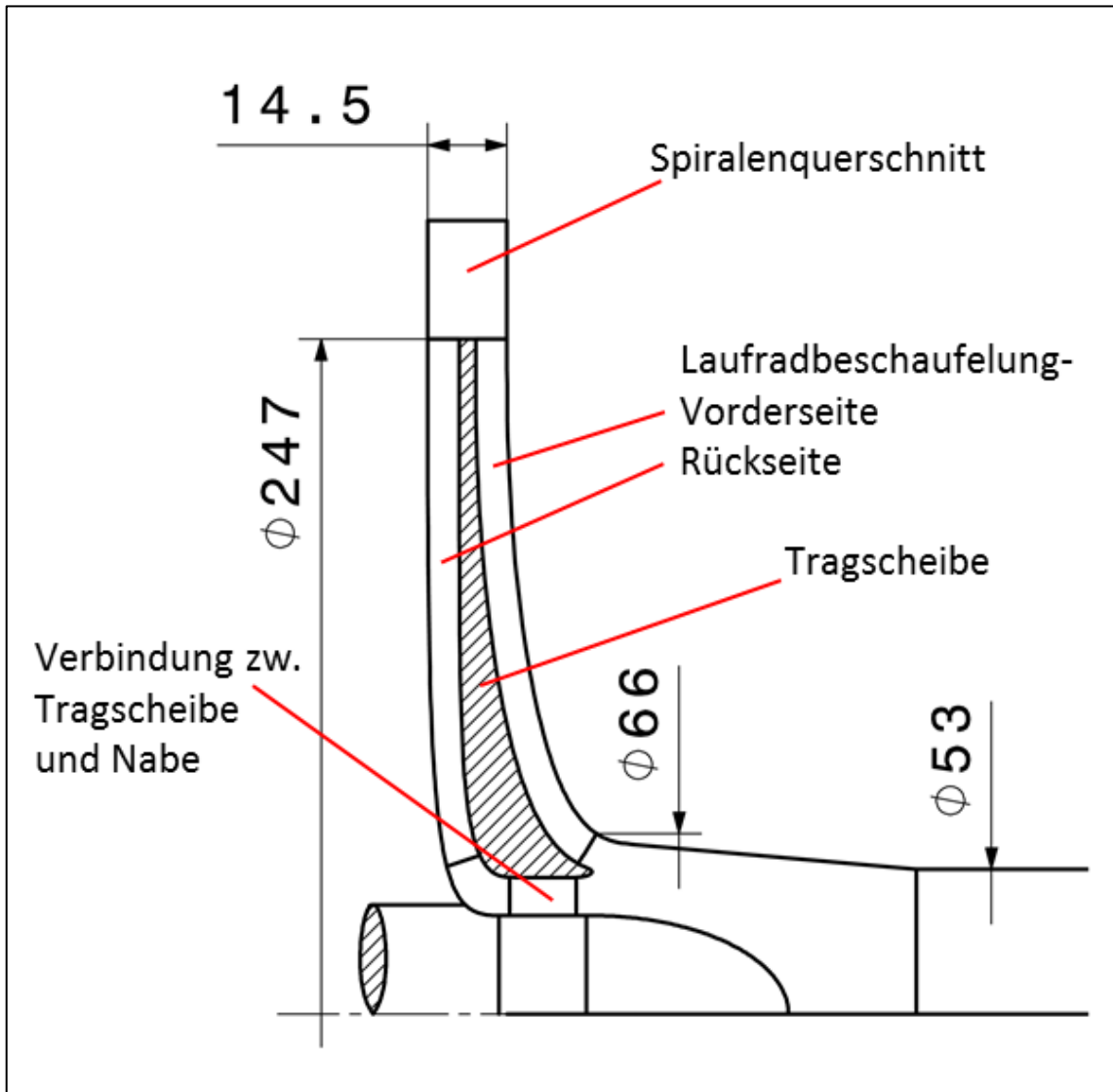


Abbildung 54: Meridianschnitt der Pumpe für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)

3.5.2 Pumpe mit spezifischer Drehzahl  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  im Auslegungspunkt für die gusstechnische Fertigung (Variante NQ6\_V06p0)

In Tabelle 2 sind die Spezifikationen des Prototyps NQ6\_V05p5 angeführt.

Tabelle 3: Spezifikationen der Pumpe NQ6\_V06p0 für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

Volumenstrom	Q	20	m <sup>3</sup> /h
Förderhöhe	H	151,5	m
Nenndrehzahl	$n_{\text{Nenn}}$	3480	min <sup>-1</sup>
Spezifische Drehzahl	$n_q$	6	min <sup>-1</sup>
Rohrleitungsnennweite am Eintritt	DN <sub>Ein</sub>	40	mm
Rohrleitungsnennweite am Austritt	DN <sub>Aus</sub>	25	mm
Laufraudeintrittsdurchmesser	D <sub>Ein</sub>	53	mm
Laufradaustrittsdurchmesser	D <sub>Aus</sub>	247	mm
Eintrittswinkel	$\beta_{\text{Ein}}$		
	Laufрад Vorderseite 1	11,5	deg
	Laufрад Vorderseite 2	16,7	deg
	Laufрад Rückseite 1	27,8	deg
	Laufрад Rückseite 2	54,6	deg
Austrittswinkel	$\beta_{\text{Aus}}$	45,0	deg

In Abbildung 55 ist die hydraulische Kontur der Pumpe in der Draufsicht und in der Rückansicht zu sehen. In der Draufsicht sind die Außenabmessungen der Spirale eingetragen.

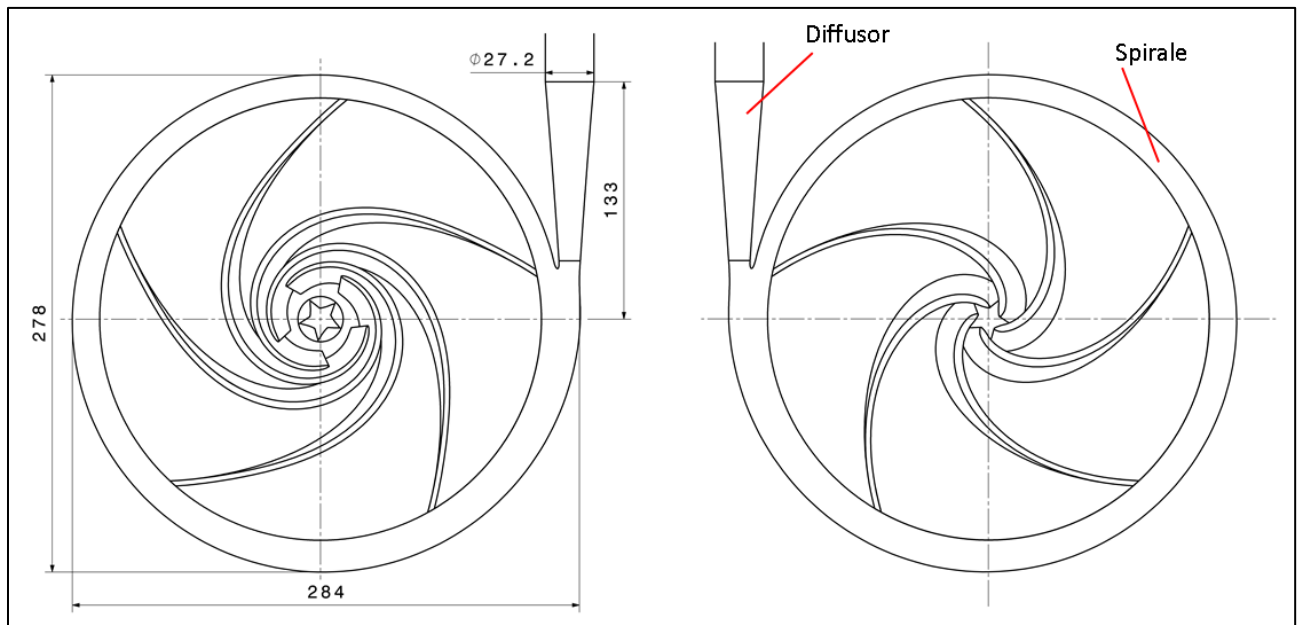


Abbildung 55: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die gusstechnische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 56 ist der Meridianschnitt des Prototyps mit den wichtigsten Abmessungen abgebildet.

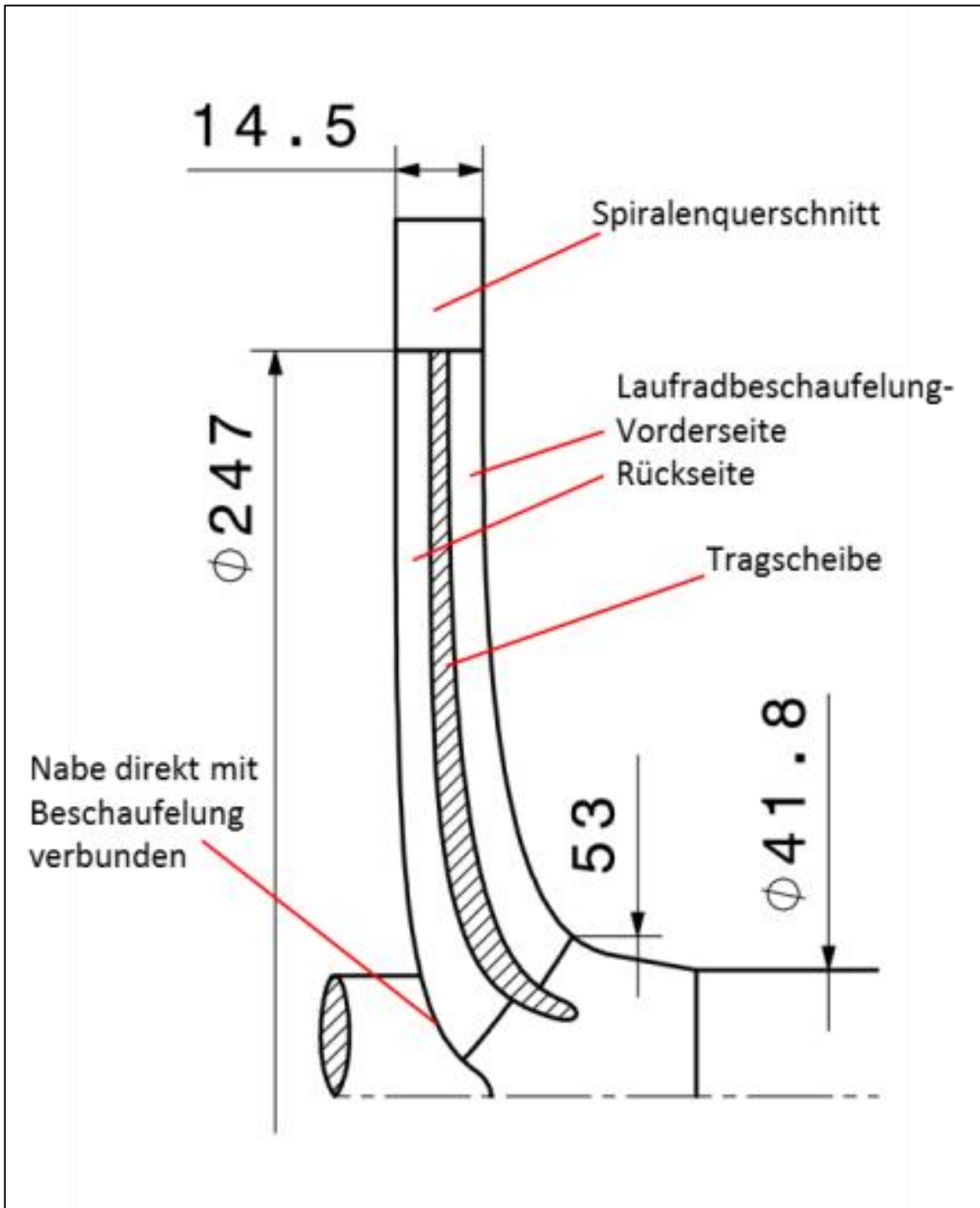


Abbildung 56: Meridianschnitt der Pumpe für die gusstechnische Fertigung mit  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)

3.5.3 Pumpe mit spezifischer Drehzahl  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  im Auslegepunkt für die mechanische Fertigung (Variante NQ4\_V01p0)

In Tabelle 4 sind die Spezifikationen des Prototyps NQ4\_V01p0 angeführt.

Tabelle 4: Spezifikationen der Pumpe NQ4\_V01p0 für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$

Volumenstrom	Q	20	m <sup>3</sup> /h
Förderhöhe	H	260,0	m
Nenndrehzahl	$n_{\text{Nenn}}$	3480	min <sup>-1</sup>
Spezifische Drehzahl	$n_q$	4	min <sup>-1</sup>
Rohrleitungsnennweite am Eintritt	DN <sub>Ein</sub>	50	mm
Rohrleitungsnennweite am Austritt	DN <sub>Aus</sub>	25	mm
Laufraudeintrittsdurchmesser	D <sub>Ein</sub>	66	mm
Laufradaustrittsdurchmesser	D <sub>Aus</sub>	323	mm
Eintrittswinkel	$\beta_{\text{Ein}}$		
	LaufRad Vorderseite 1	10,7	deg
	LaufRad Vorderseite 2	12,8	deg
	LaufRad Rückseite 1	14,1	deg
	LaufRad Rückseite 2	15,1	deg
Austrittswinkel	$\beta_{\text{Aus}}$	45,0	deg

In Abbildung 57 ist die hydraulische Kontur der Pumpe in der Draufsicht und in der Rückansicht zu sehen. In der Draufsicht sind die Außenabmessungen der Spirale eingetragen.

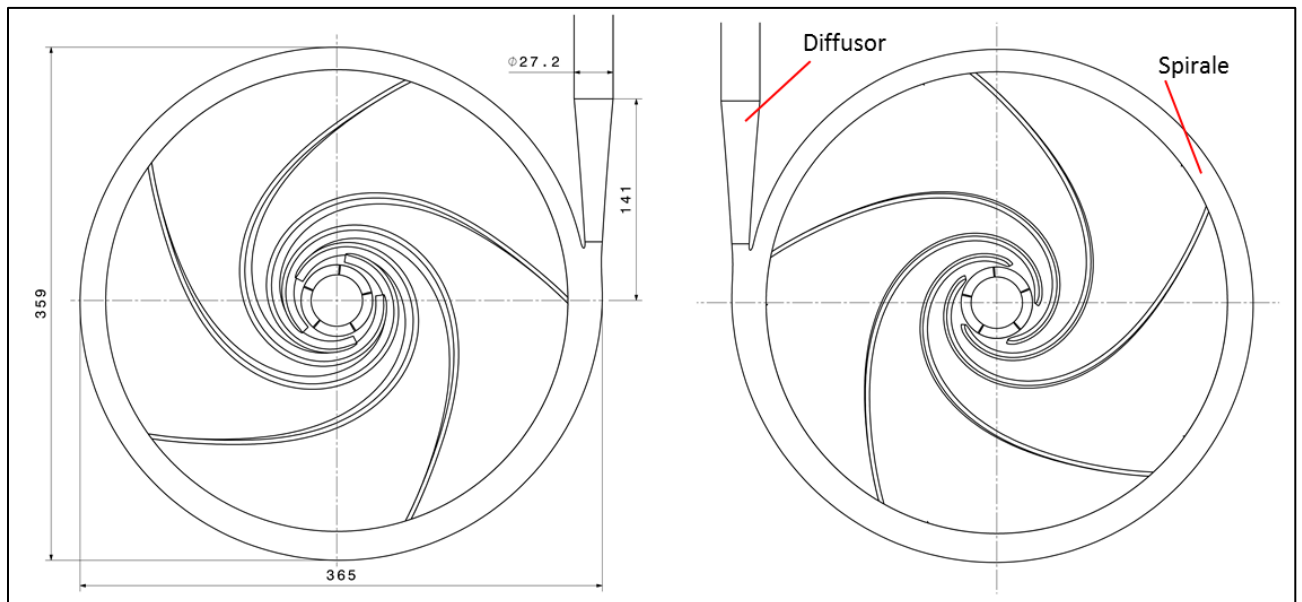


Abbildung 57: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 58 ist der Meridianschnitt des Prototyps mit den wichtigsten Abmessungen abgebildet.

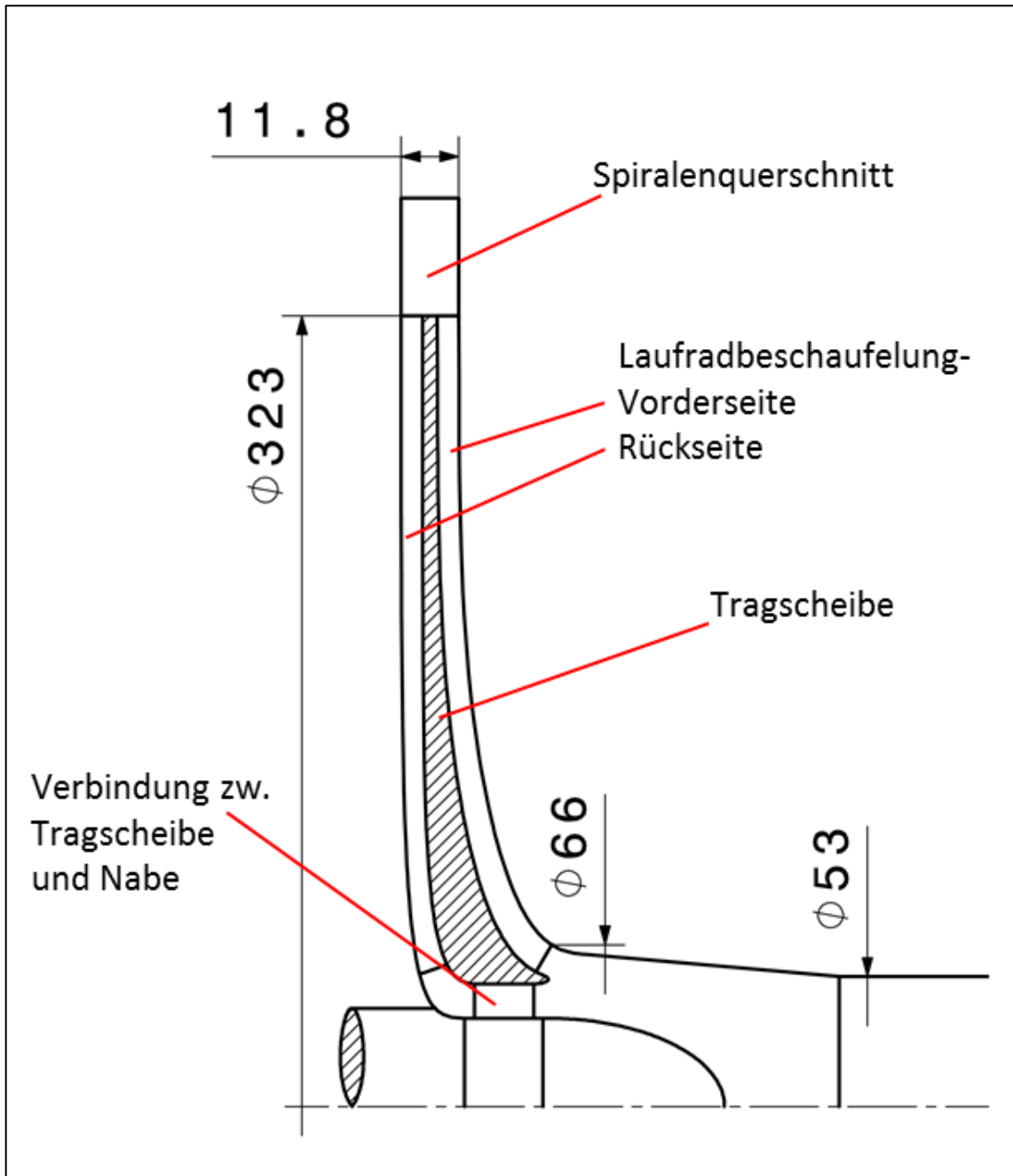


Abbildung 58: Meridianschnitt der Pumpe für die mechanische Fertigung mit  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)

### 3.6 Anhaltswerte für erreichbare Wirkungsgrade aus der Literatur

Gülich [3] zeigt für Kreiselpumpen die erreichbaren optimalen Pumpenwirkungsgrade (siehe Abbildung 59) und die erreichbaren hydraulischen Wirkungsgrade von Radialpumpenlaufrädern (siehe Abbildung 60) in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl und vom Förderstrom.

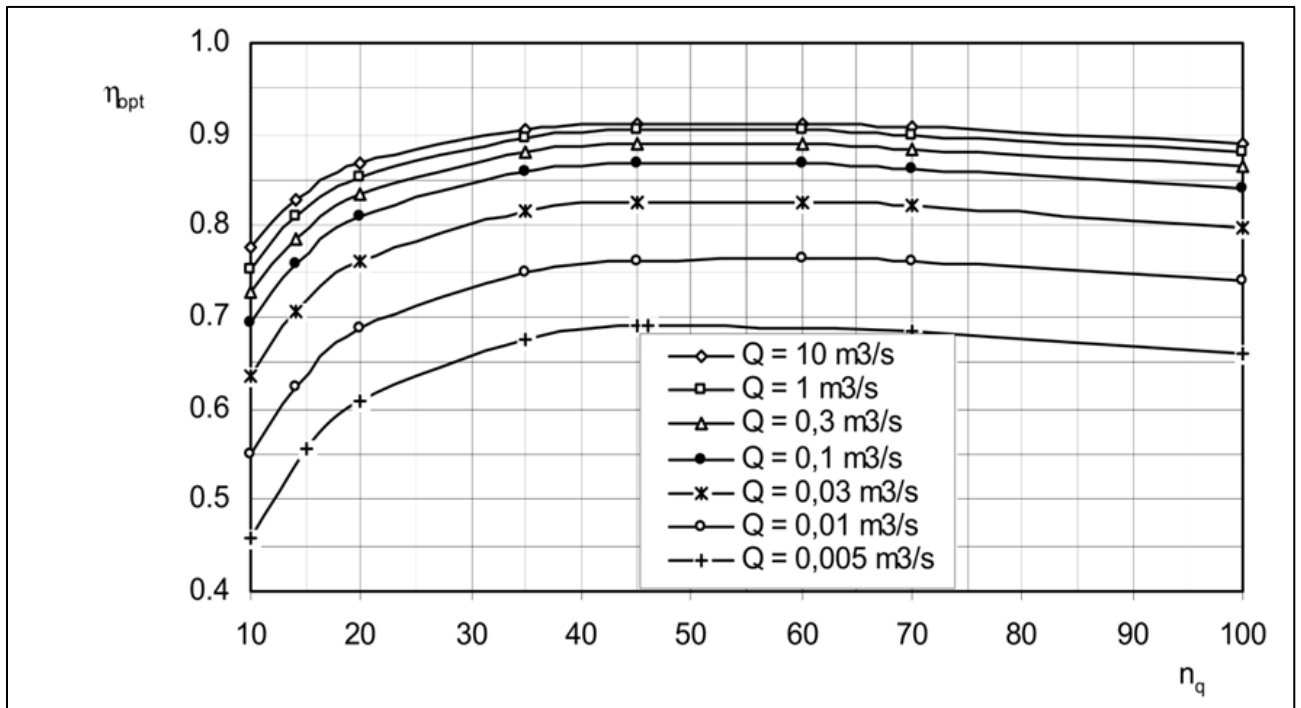


Abbildung 59: Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen, Quelle: Gülich [3]

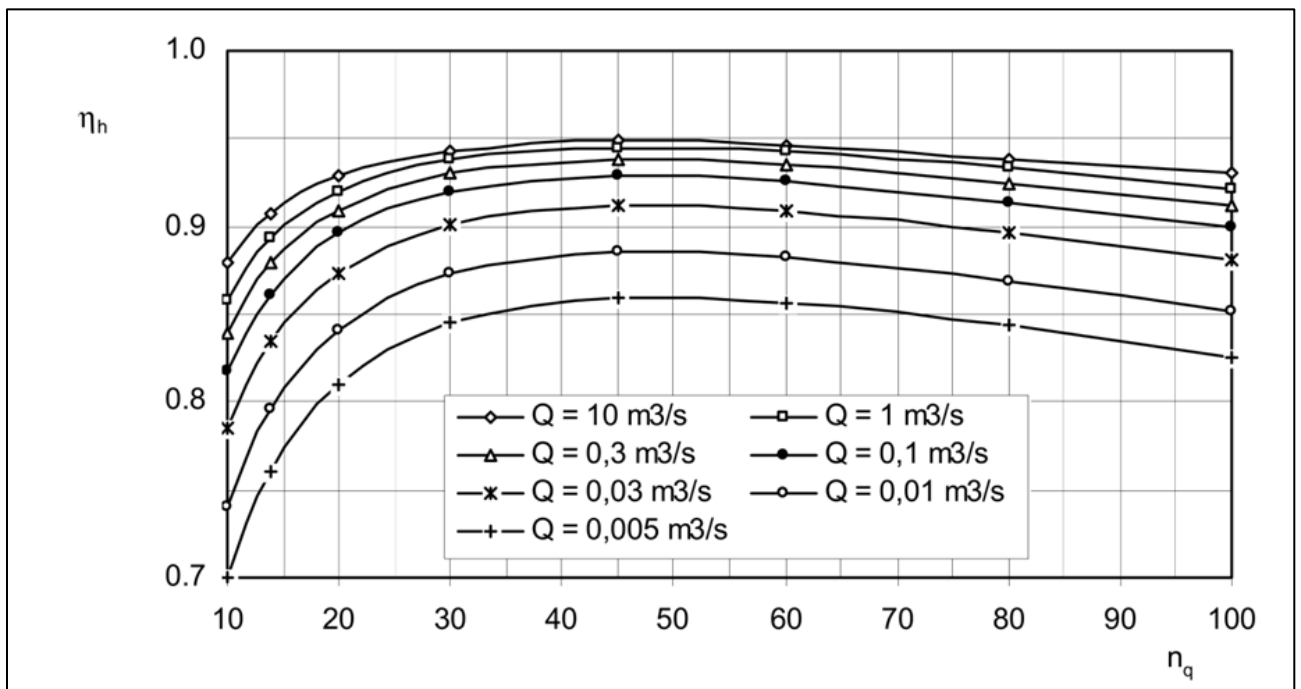


Abbildung 60: Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen, Quelle: Gülich [3]



Durch die Darstellung von verschiedenen Mengen ist versteckt auch die Reynoldsabhängigkeit dargestellt, da für zunehmende Fördermenge eben ein größerer Laufraddurchmesser benötigt wird.

Somit steigen bei gleicher skaliertem Hydraulik sowohl der Durchmesser als auch die Umfangsgeschwindigkeit, die beide in die Reynoldszahlbestimmung eingehen.

In Abbildung 61 ist eine Extrapolation des Pumpenwirkungsgrades und des hydraulischen Wirkungsgrades für spezifische Drehzahlen  $n_q < 10 \text{ min}^{-1}$  dargestellt. Daraus ergibt sich der Pumpenwirkungsgrad für eine Fördermenge  $Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{s} = 18 \text{ m}^3/\text{h}$  und eine spezifische Drehzahl  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  und  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  zu  $\eta_{\text{opt}} = 23 \%$  beziehungsweise  $\eta_{\text{opt}} = 23 \%$ . Der erreichbare hydraulische Wirkungsgrad des Laufrades beträgt  $\eta_{\text{hydr}} = 52 \%$  beziehungsweise  $\eta_{\text{hydr}} = 60 \%$ .

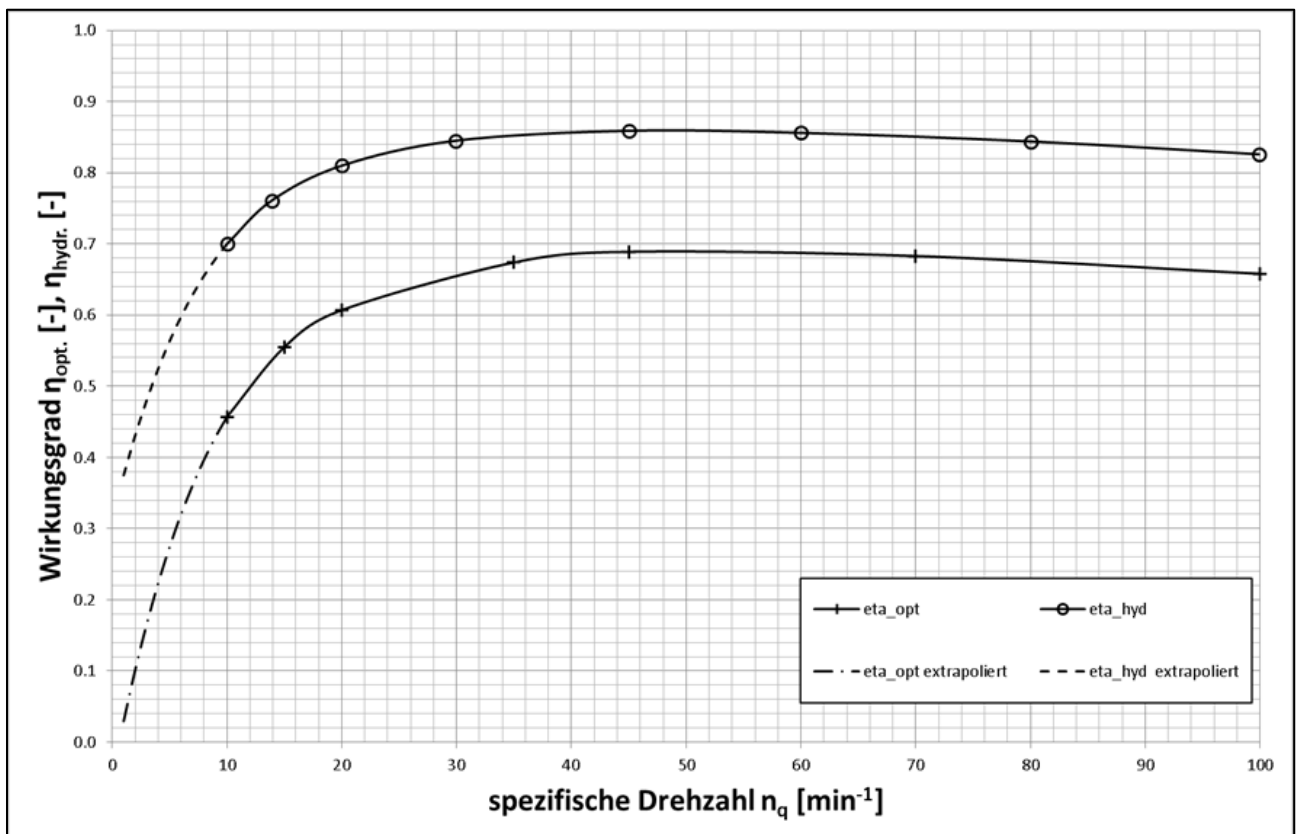


Abbildung 61: Extrapolation der Wirkungsgradverläufe laut Gülich [3] für  $Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$

Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Förderhöhe hat auch die Oberflächengüte aller benetzten Flächen. Die Pumpenkennlinien in Abbildung 62 zeigen den Vergleich zwischen hydraulisch glatten Oberflächen und rauen Oberflächen im Experiment und in der Simulation (Juckelandt, Bleeck und Wurm [32]). Stoffel [33] zeigt einen direkten Vergleich des erreichbaren Wirkungsgrades abhängig von der spezifischen Drehzahl  $n_q$  und der Oberflächenrauheit  $k_s$  (siehe Abbildung 63).

Es zeigt sich, dass der erreichbare Wirkungsgrad mit zunehmender Rauheit abnimmt, sobald die Spitzen der Oberflächenrauheiten durch die laminare Wandströmung hinausragen (Oberfläche ist nicht mehr hydraulisch glatt). Die Förderhöhe wird nicht so stark beeinflusst.

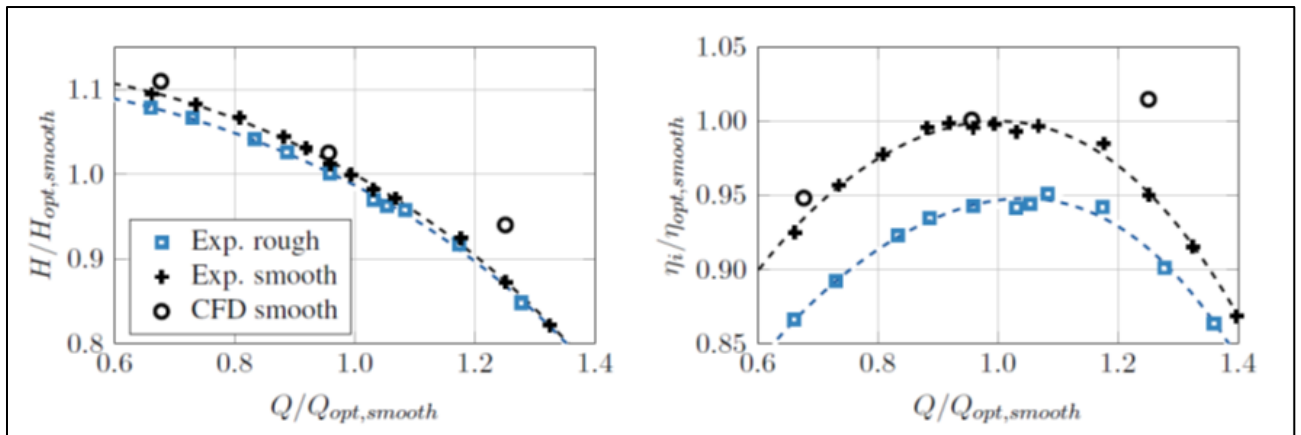


Abbildung 62: Pumpenkennlinien für verschiedene Oberflächengüten, Quelle: Juckelandt, Bleeck und Wurm [32]

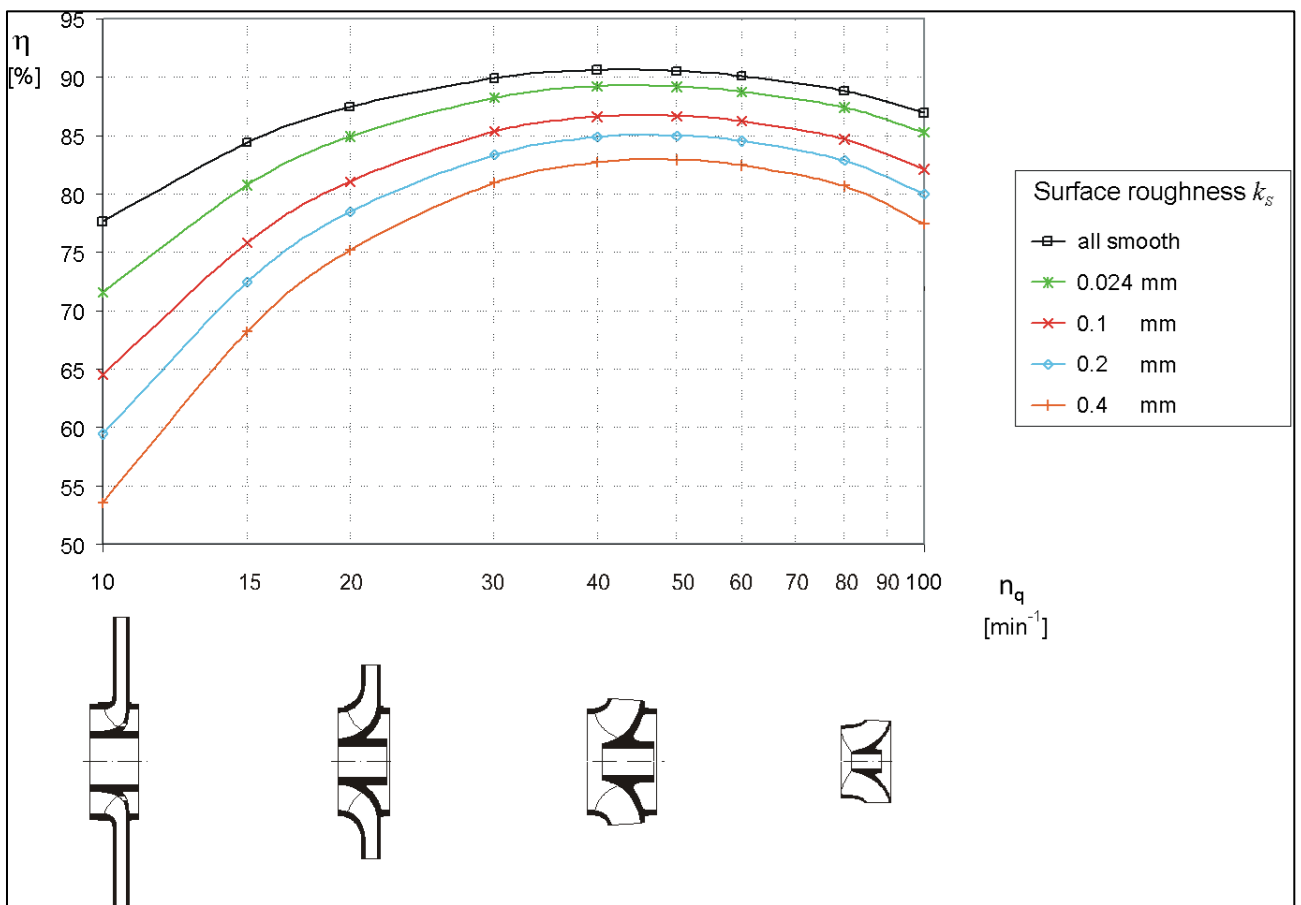


Abbildung 63: Abhängigkeit des erreichbaren Wirkungsgrades von der Oberflächengüte der Pumpenbauteile, Quelle: Stoffel [33]

## 4 Dreidimensionale Strömungssimulation

Im folgenden Kapitel soll zunächst auf die Grundlagen und Methoden der numerischen Strömungssimulation (CFD) eingegangen werden. Im Anschluss werden alle Schritte zur Simulation der Strömung in einer Pumpe angeführt.

### 4.1 Grundlagen

#### 4.1.1 Grundgleichungen der Strömungslehre

Betrachtet wird ein ortsfestes infinitesimales Element in einem Fluid (siehe Abbildung 64), womit sich die Grundgleichungen für die Masse, den Impuls und die Energie ableiten lassen.

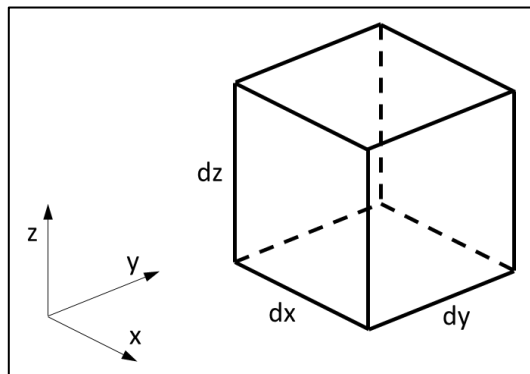


Abbildung 64: Ortsfestes infinitesimales Kontrollvolumen

In differentieller Form in einem kartesischen Koordinatensystem lauten diese Gleichungen wie folgt:

Kontinuitätsgleichung:

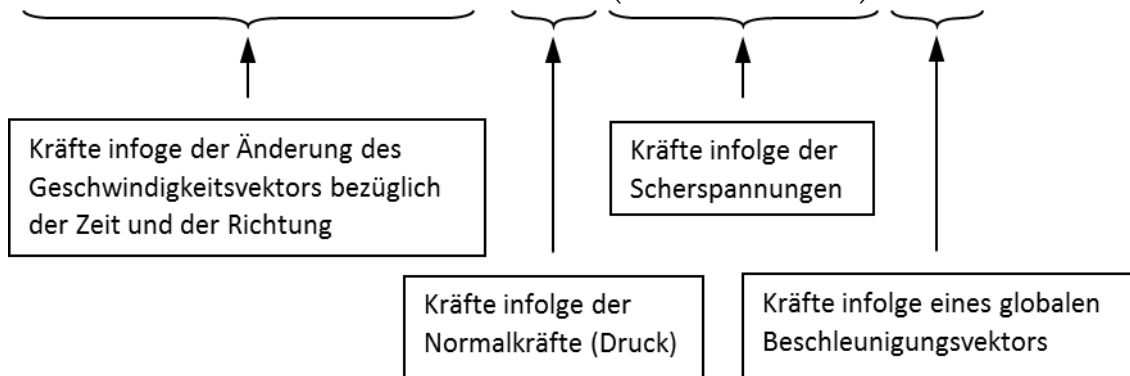
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) = 0 \quad (33)$$

Bewegungsgleichung:

$$\rho \left( \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + \rho g_x \quad (34)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + \rho g_y \quad (35)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left( \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z \quad (36)$$



Energiegleichung:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right] + \left( \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v} \left( e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right) = \rho (\vec{v} \cdot \vec{f}^B) + \left( \vec{\nabla} \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \vec{v}) \right) - \left( \vec{\nabla} \cdot \vec{q} \right) + \dot{q}_Q \quad (37)$$

Wobei

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} -p + \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & -p + \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & -p + \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (38)$$

bedeutet.

Für diese Grundgleichungen existiert keine geschlossene analytische Lösung.

#### 4.1.2 Numerische Methoden – Diskretisierung

Um die Grundgleichungen in der Praxis anwenden zu können, wird keine analytische Lösung angestrebt, sondern eine numerische, welche nur noch an diskreten Stellen im zu untersuchenden Fluidbereich Ergebnisse liefert.

Es gibt hierzu verschiedene numerische Verfahren:

- Methode der finiten Elemente
- Methode der finiten Differenzen
- Methode der finiten Volumen

Für die Lösung der Grundgleichungen mit den oben genannten Verfahren wird das infinitesimale Volumenelement (siehe Abbildung 64) zu einem mit endlicher Größe. Das Berechnungsgebiet wird in eine endliche Anzahl von Teilvolumen unterteilt, und jedes Teilvolumen enthält für Zustandsgrößen (Masse, Druck, Dichte, Geschwindigkeit, innere Energie) nur noch einen einzelnen Wert.

Die verwendete CFD Software ANSYS CFX benutzt ein zellenzentriertes Kontrollvolumen mit identischen Knoten für Geschwindigkeit und Druck. Ein Mischungsfaktor für die räumliche Diskretisierung der konvektiven Terme wird lokal berechnet und mit einem hybriden Diskretisierungsschema implementiert. Diese Kombination ergibt ein Verfahren mit einer Genauigkeit der Ordnung zwei. Für transiente Berechnungen wird ein implizites Verfahren zweiter Ordnung benutzt.

#### 4.1.3 Erstellung diskretisierter Volumen der einzelnen Pumpenteile

Zur Erstellung der Teilvolumen im gesamten Berechnungsgebiet existieren verschiedene Methoden:

- Strukturierte Netze:  
Nur für einfache Geometrien anwendbar, diese erlauben jedoch (mathematisch) eine sehr effiziente Lösung der Gleichungen.
- Unstrukturierte Netze:  
Für fast alle denkbaren Formen verwendbar, eine lokale Verfeinerung ist sehr einfach umsetzbar. Die rechnerische Lösung der Gleichungen erfordert mehr Zeit und Ressourcen.

Die Anwendbarkeit der einzelnen Vernetzungsmethoden hängt davon ab, welches Programmpaket benutzt werden soll. Für die hier behandelten Pumpen wird die Simulationsumgebung ANSYS-CFX benutzt. Tabelle 5 gibt einen Überblick über die verwendeten Netze der einzelnen Pumpenbauteile.

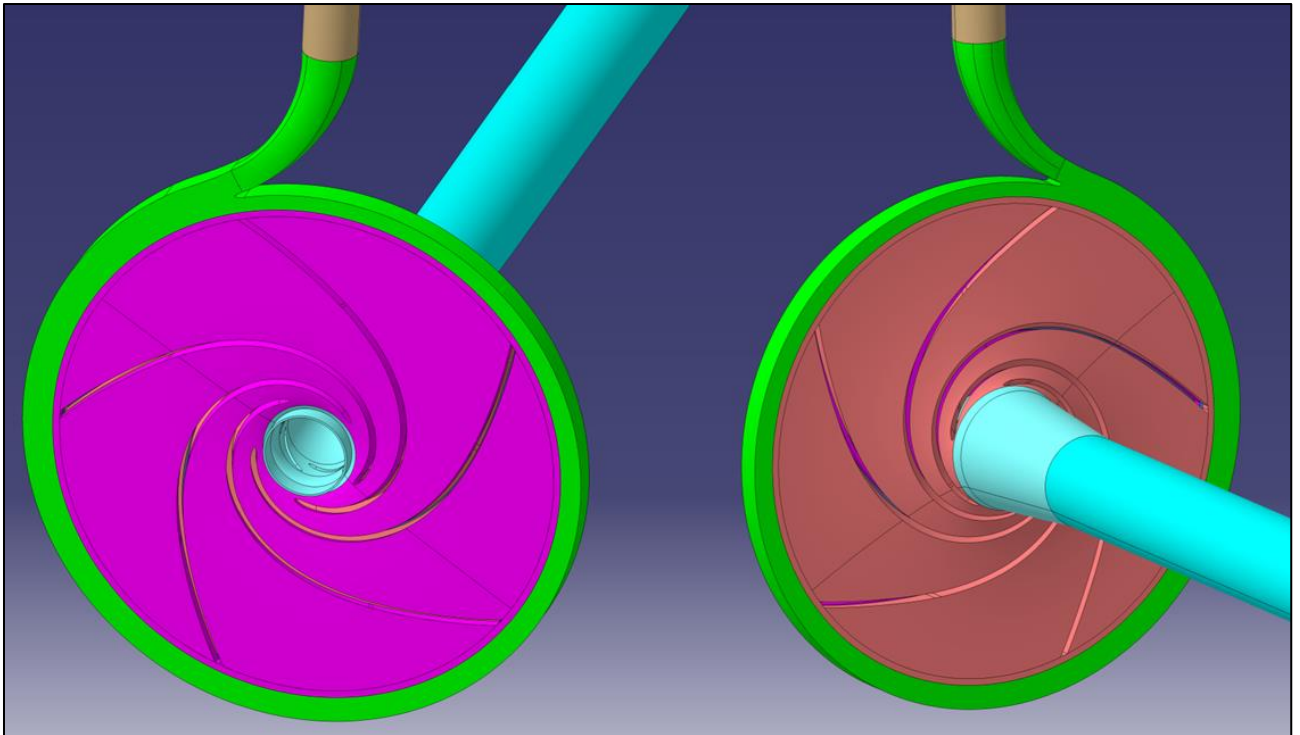


Abbildung 65: Modell der Pumpe für die Simulation mittels CFD

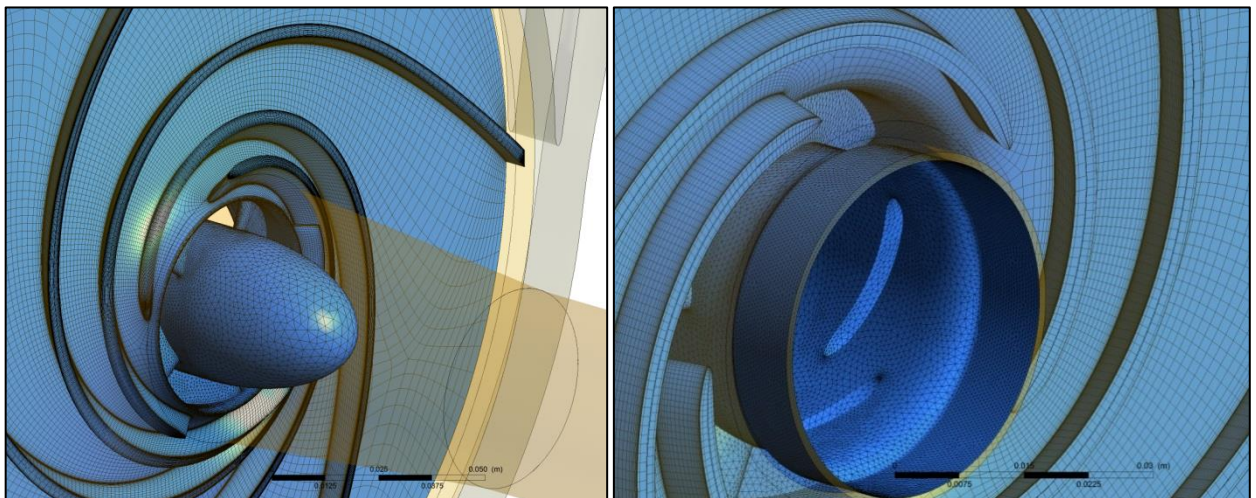


Abbildung 66: Visualisierung der erzeugten Netze, Vorderseite (links) und Hinterseite (rechts) der Pumpe

Tabelle 5: Überblick über die einzelnen Teilbereiche mit Art und Größe der Netze

<b>Strömungsgebiet</b>	<b>Vernetzungssoftware</b>	<b>Netztyp</b>	<b>Anzahl der Knoten</b>
Saugstutzen	ANSYS meshing	Hexa	54 900
Laufgrad	Turbogrid / ANSYS meshing	Hexa/Tetra	2 943 964
Spiralgehäuse	ANSYS meshing	Tetra	514 371
Druckstutzen	ANSYS meshing	Hexa	88 053
		<b>Total:</b>	<b>3 601 288</b>

Wie in Abbildung 65 dargestellt, ist die Pumpe in mehrere Teilbereiche aufgeteilt, um verschiedene Vernetzungsmethoden in den einzelnen Bereichen der Pumpe anwenden zu können. Dies bietet den Vorteil, strukturierte Netze einsetzen zu können soweit die Geometrie dies zulässt.

Diese Vorgehensweise bedingt, dass zwischen den einzelnen Domains Übergangsbedingungen (Interfaces) definiert werden müssen.

Für den Übergang von stehenden auf bewegte Fluidbereiche wurde hier das Interfacemodell „Frozen Rotor“ verwendet. Dieses Interfacemodell transformiert jeden Knotenwert einzeln vom ruhenden in das bewegte Koordinatensystem. Dabei wird die relative Position von Rotor und Stator jedoch konstant gehalten. Es müssen daher für einen Betriebspunkt mehrere Rotor-Stator-Positionen simuliert werden, das heißt, es muss ein sogenanntes „Clocking“ durchgeführt werden, um den Einfluss der Schaufelgeometrie zu eliminieren. Dieses Modell hat den Vorteil, gerade diese Nachlaufeffekte mit aufzulösen.

Das zweite, sehr oft verwendete Verfahren („Stage“) basiert auf einer Umfangsmittelung.

In Abbildung 67 sind die vier Clocking-Positionen dargestellt. Dabei wurde das Laufrad jeweils um  $360^\circ / (5 * 4) = 18^\circ$  weitergedreht.

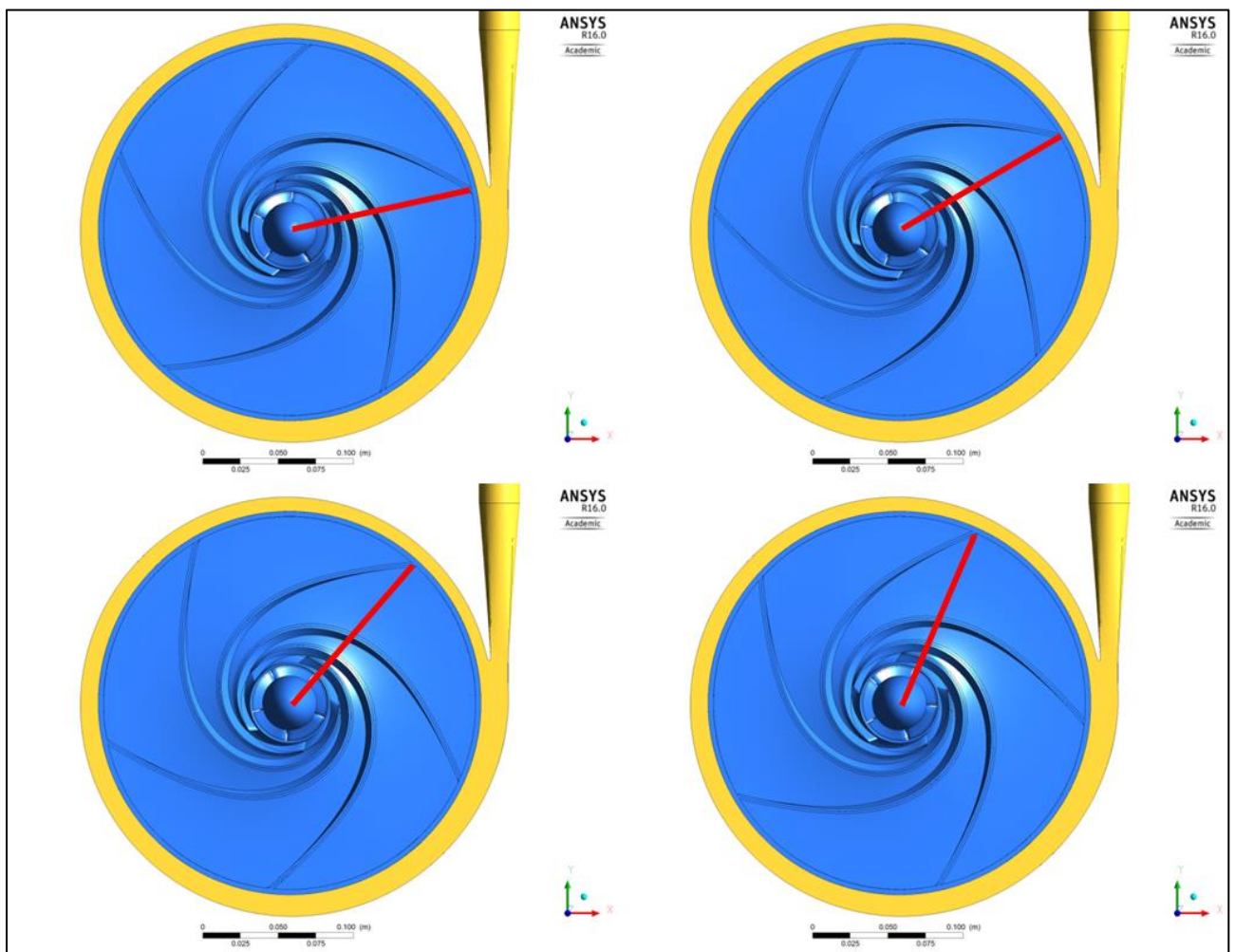


Abbildung 67: Clockingpositionen zwischen ruhenden und bewegten Domains ( $0^\circ$ ,  $18^\circ$ ,  $36^\circ$ ,  $54^\circ$  relativ zwischen Austrittskante und Sporn; Spiralgehäuse ruhend, Laufrad rotierend)

In wandnahen Bereichen muss der räumlichen Diskretisierung besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, um die hohen Geschwindigkeitsgradienten abbilden zu können. In der Strömungslehre werden Strömungsfelder in der Nähe von Trennflächen durch die Grenzschichttheorie beschrieben. Diese ermöglicht die analytische Beschreibung von Strömungen in Wandnähe.

Eine weitere Einschränkung der Diskretisierung betrifft das Auftreten von Turbulenzen in einer Strömung. Bei experimentellen Untersuchungen konnte Sir O. Reynolds (1842 – 1912) feststellen,



dass ab einer bestimmten Geschwindigkeit das Fluid nicht mehr einem stetigen Pfad folgt, sondern sich, mit regellosen Bewegungen überlagert, fortbewegt (Reynold'scher Farbfaden-Versuch, 1883).

Da die turbulenten Bewegungen, im Fall der Durchströmung einer Pumpe, eine sehr viel kleinere Größenordnung besitzen, als die der Hauptströmung, müsste die Diskretisierung im Bereich der gesamten Strömung sehr viel kleinere Einzelvolumen umfassen, als dies für die Abbildung der Hauptströmung notwendig ist. Um eine praktische Anwendung von CFD trotzdem zu ermöglichen, werden im Fall der turbulenten Strömung eine Reihe zusätzlicher Gleichungen benötigt, sogenannte Turbulenzmodelle. Für viele Anwendungen haben sich 2-Gleichungsmodelle durchgesetzt.

Das SST-Turbulenzmodell von Menter [17] wurde für die stationären Berechnungen mit automatischer Wandfunktion verwendet.

Für die transienten Untersuchungen wurden das SST-Turbulenzmodell für Scale Adaptive Simulations (SST-SAS) in Kombination mit dem Krümmungskorrekturmodell (CC), entwickelt von Smirnov und Menter [18], und ein Production-Limiter-Modell beziehungsweise auf Kato-Lauder [19] gewählt. Die globalen Eigenschaften der Pumpe (Fördermenge, Förderhöhe und Wirkungsgrad) können mit der Wahl dieser Turbulenzmodelle gut dargestellt werden.

Das SST-Turbulenzmodell nutzt für die Berechnungen (wie oben erwähnt) in Wandnähe die automatische Wandfunktion. Dabei unterscheidet der Solver anhand des dimensionslosen Wandabstandes  $y^+$ , ob der wandnäheste Knoten noch in der laminaren Unterschicht liegt oder bereits in der turbulenten Außenschicht. Davon abhängig wird automatisch entweder direkt die laminare Unterschicht berechnet oder es werden ab einem gewissen Wert für  $y^+$  die laminare Unterschicht und die Transitionsschicht mit empirischen Formeln modelliert. Daher ist es nicht notwendig, an allen Wänden denselben  $y^+$ -Wert zu erreichen, denn der Solver behandelt den wandnähesten Knoten entsprechend dem  $y^+$ -Wert. In Abbildung 68, Abbildung 69 und Abbildung 70 sind die  $y^+$ -Werte (im Bereich von 0 (blau) bis 100 (rot)) der Vorder- und Rückseite des Laufrades für die drei Pumpenvarianten dargestellt.

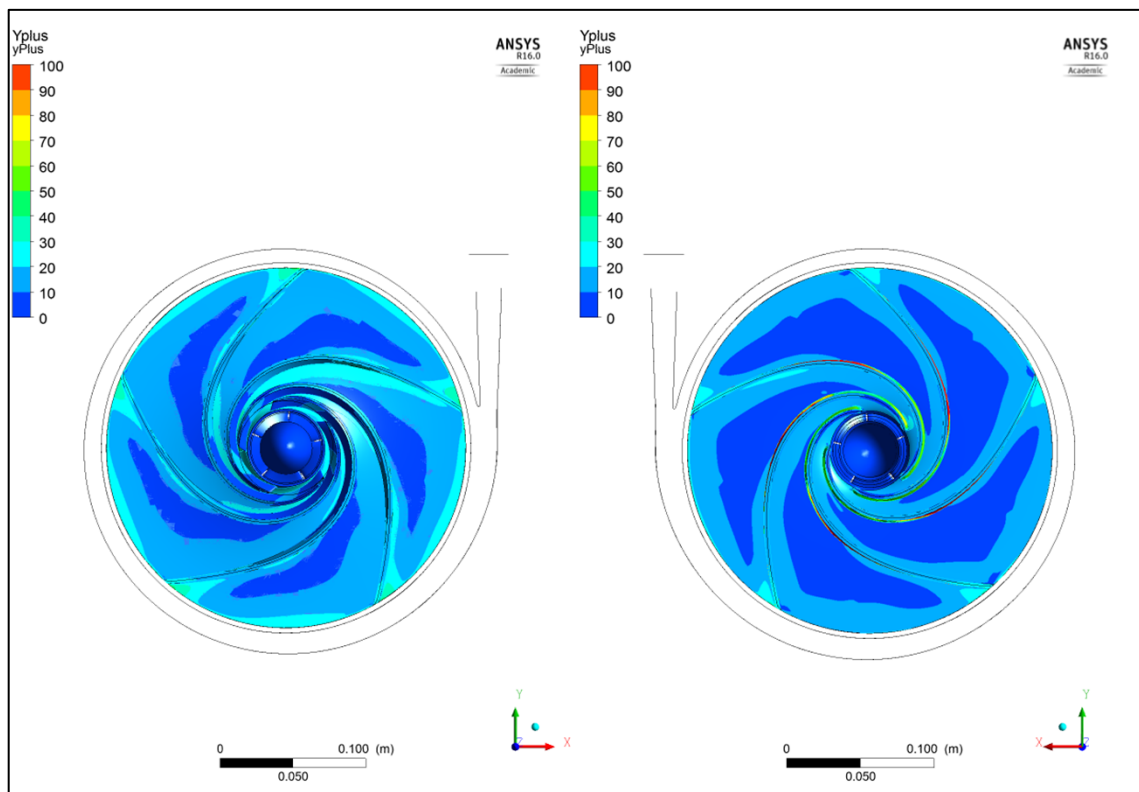


Abbildung 68:  $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ6V05p5 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)

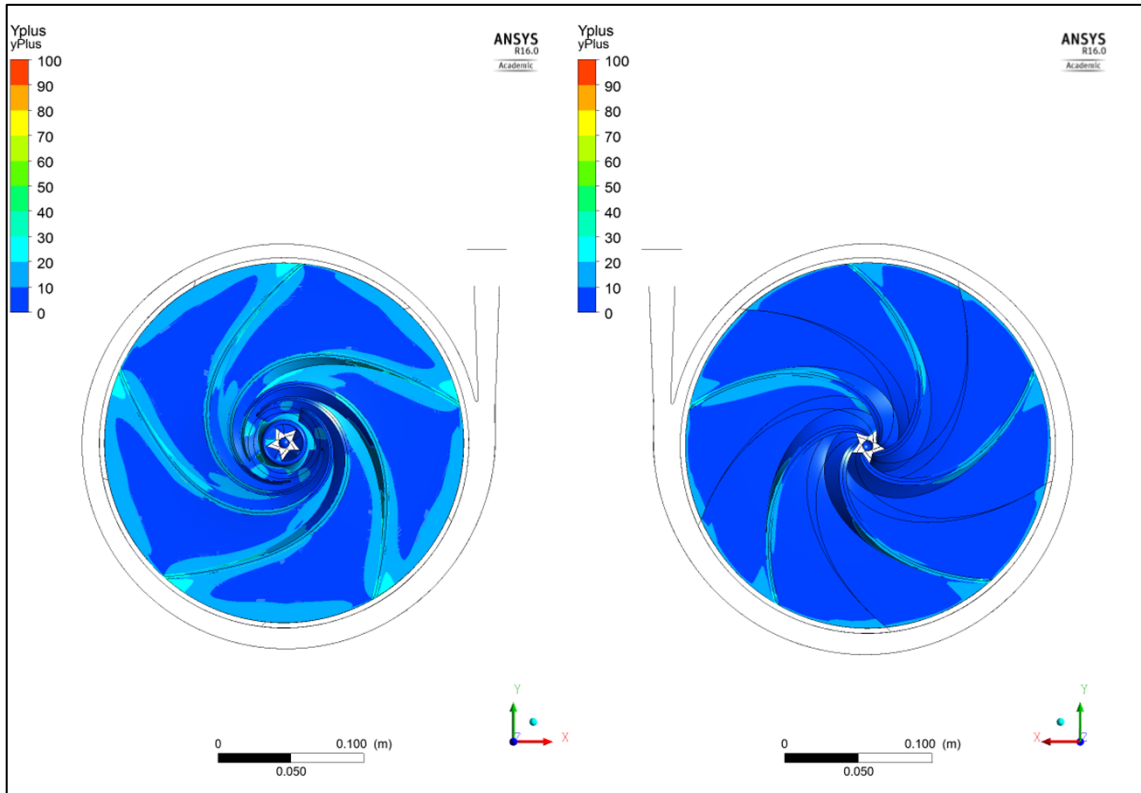


Abbildung 69:  $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ6V06p0 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)

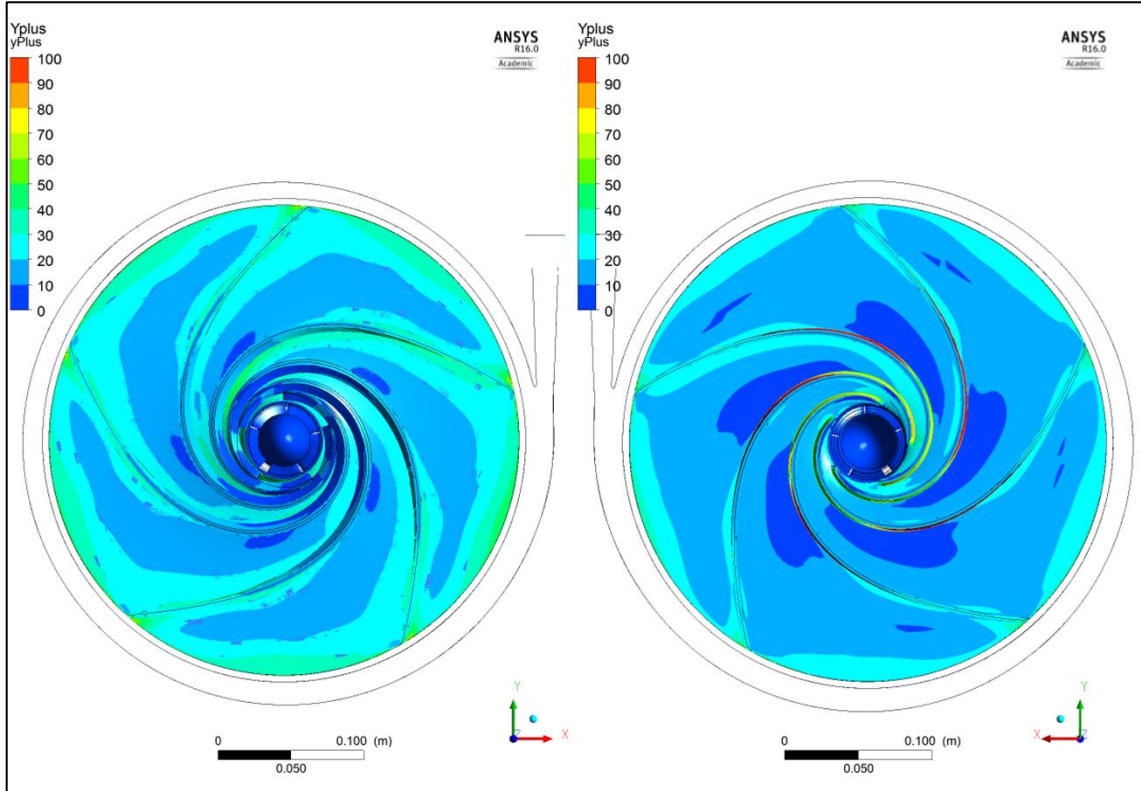


Abbildung 70:  $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ4V01p0 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)



## 4.2 Festlegung der Randbedingungen

Nach der Definition des Rechengebietes durch die räumliche Diskretisierung und der Festlegung der zu verwendenden mathematischen Modelle können die Randbedingungen für alle Teilbereiche festgelegt werden.

Zuerst fällt die Entscheidung, ob die Strömung zeitabhängig (transient) oder in einem stationären Zustand untersucht werden soll.

Für die Randbedingungen am Ein- und Austritt des Modells gibt es zwei grundsätzliche Konzepte:

- Die Vorgabe des Volumenstroms und des statischen Druckes am Eintritt und des statischen Austrittsdruckes.
- Die Vorgabe des Totaldruckes am Ein- und Austritt.

Die erste Möglichkeit entspricht nicht der Realität, da in einem physikalischen Modell immer die Potentialgröße den Antrieb für die Flussgröße liefert. Die zweite Möglichkeit besteht nun eben darin diese Potentialgrößen vorzugeben. Beide Möglichkeiten können ineinander überführt werden. Je nach Anwendungsfall ergibt eine davon ein stabileres Verhalten der numerischen Lösung.

Bei der praktischen Anwendung fällt die Entscheidung immer zu Gunsten der stabileren Variante, wenn die interessierenden Größen es zulassen.

## 4.3 Auswertung der Berechnungsergebnisse

Die Lösungen der diskretisierten Gleichungen ergeben sich, wie bereits oben angeführt, als einzelne numerische Werte für jede Größe pro Teilvolumen. Mit einem entsprechenden Programm können diese als Vektoren und interpolierte Flächen ausgewertet und dargestellt werden. Für die Auswertung globaler Eigenschaften werden die Werte der Teilvolumen numerisch integriert.

Für die Berechnung der Förderhöhe werden zuerst die massenstromgewichteten Totaldrücke am Ein- und Austritt berechnet, anschließend wird die Differenz aus beiden Werten gebildet:

$$H = \left( \sum_{\text{Austritt-fläche}} \dot{m} \cdot \frac{p_{\text{tot}}}{\rho g} \right) / \dot{m}_{\text{Austritt}} - \left( \sum_{\text{Eintritts-fläche}} \dot{m} \cdot \frac{p_{\text{tot}}}{\rho g} \right) / \dot{m}_{\text{Eintritt}} \quad (39)$$

Am Prüfstand werden, im Gegensatz dazu, der statische Druck an der Rohrwand der Saug- und Druckleitung, der Durchfluss zur Bestimmung des kinetischen Anteils am Totaldruck und der geodätische Höhenunterschied gemessen:

$$H = \left( \frac{p_{\text{stat}}}{\rho g} + \frac{(Q/A)^2}{2g} + z \right)_{\text{Austritt}} - \left( \frac{p_{\text{stat}}}{\rho g} + \frac{(Q/A)^2}{2g} + z \right)_{\text{Eintritt}} \quad (40)$$

Um nun die hydraulische Leistung zu berechnen, kann folgende Beziehung genutzt werden:

$$P_{\text{hydraulisch}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (41)$$

Die Berechnung von Kräften und Momenten erfolgt in der numerischen Strömungssimulation durch Integration der Druckwerte über die gesamte Fläche.

$$\vec{F} = \sum_{A_{\text{benetzt}}} A(p\vec{n} + \boldsymbol{\tau} \cdot \vec{n}) \quad (42)$$

$$\vec{M} = \sum_{A_{benetzt}} A[\vec{r} \times (p\vec{n}) + \vec{r} \times (\tau \cdot \vec{n})] \quad (43)$$

Die Messung von Kräften und Momenten erfolgt am Prüfstand fast ausschließlich an weiterführenden Bauteilen, da die benetzten Bauteile meist nicht zugänglich sind. Beispielsweise wird das Antriebsmoment nicht am Übergang zwischen Laufradnabe und Pumpenwelle gemessen, sondern erst nach der Pumpenlagerung. Hier muss dann die Lagerreibung herausgemessen werden, und die Messergebnisse müssen anschließend anhand der Ergebnisse der Lagerreibungsmessung korrigiert werden.

Andererseits kann aus der CFD nur der hydraulische Wirkungsgrad bestimmt werden. Maximal sind die Scheibenreibung und Leckage enthalten, wenn die entsprechenden Bereiche mitsimuliert werden. Nicht enthalten sind in jedem Fall Dichtungs- und Lagerverluste.

Aus dem Moment am Pumpenlaufrad – kann mit der bekannten Winkelgeschwindigkeit – die mechanische Leistung ermittelt werden:

$$P_{mechanisch} = \vec{M} \cdot \vec{\omega} \quad (44)$$

Der Wirkungsgrad berechnet sich aus dem Verhältnis der hydraulischen Leistung, welche das Fluid aufgenommen hat, zur mechanischen Leistung, welche durch das Pumpenlaufrad zugeführt wurde:

$$\eta_{Pumpe} = \frac{P_{hydraulisch}}{P_{mechanisch}} \quad (45)$$

Die Beurteilung des Kavitationsverhaltens wird mit Hilfe der Histogrammmethode durchgeführt. Diese Methode wurde von der ASTRÖ entwickelt und mehrfach gegengeprüft [20] [21]. Der Druck  $p_{Histogramm}$  ist jener Druckwert, wenn ein bestimmter Anteil der Schaufeloberfläche Drücke kleiner als  $p_{Histogramm}$  aufweist. Die Idee hinter dieser Methode ist, dass ein einziger Wert für den kleinsten Druck nicht real ist, jedoch in einer numerischen Simulation auftritt. Für die Darstellung der Kavitationseigenschaften werden sowohl die Thomazahl  $\sigma$  als auch die Suction-Specific-Speed  $NSS_3$  verwendet.

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} = \frac{p_{tot, Eintritt} - p_{Dampf}}{\rho g H} = \frac{p_{tot, Eintritt, CFD} - p_{Histogramm, CFD}}{p_{tot, Austritt, CFD} - p_{tot, Eintritt, CFD}} \quad (46)$$

$$NSS_3 = n[\text{min}^{-1}] \cdot \frac{\sqrt{Q[\text{m}^3/\text{min}]}}{(NPSH_3[\text{m}])^{0,75}} \quad (47)$$

Für den Betrieb von Pumpen wird in den meisten Fällen als Kriterium für den erforderlichen NPSH- bzw.  $\sigma$ -Wert ein Förderhöhenabfall von 3 % herangezogen. Dieser Wert entspricht im Durchschnitt einem NPSH- bzw.  $\sigma$ -Wert der Histogrammmethode bei einem Flächenanteil von 1-2 %.

Im Experiment erfolgt die Bestimmung des erforderlichen NPSH-Wertes durch Messung sogenannter Abreißäste (siehe Abbildung 71). Dabei wird der statische Druck auf der Saugseite der Pumpe schrittweise gesenkt, wobei die Fördermenge und Drehzahl konstant gehalten wird. Der statische Druck wird solange gesenkt, bis das entsprechende Kriterium für Kavitation unterschritten wurde.

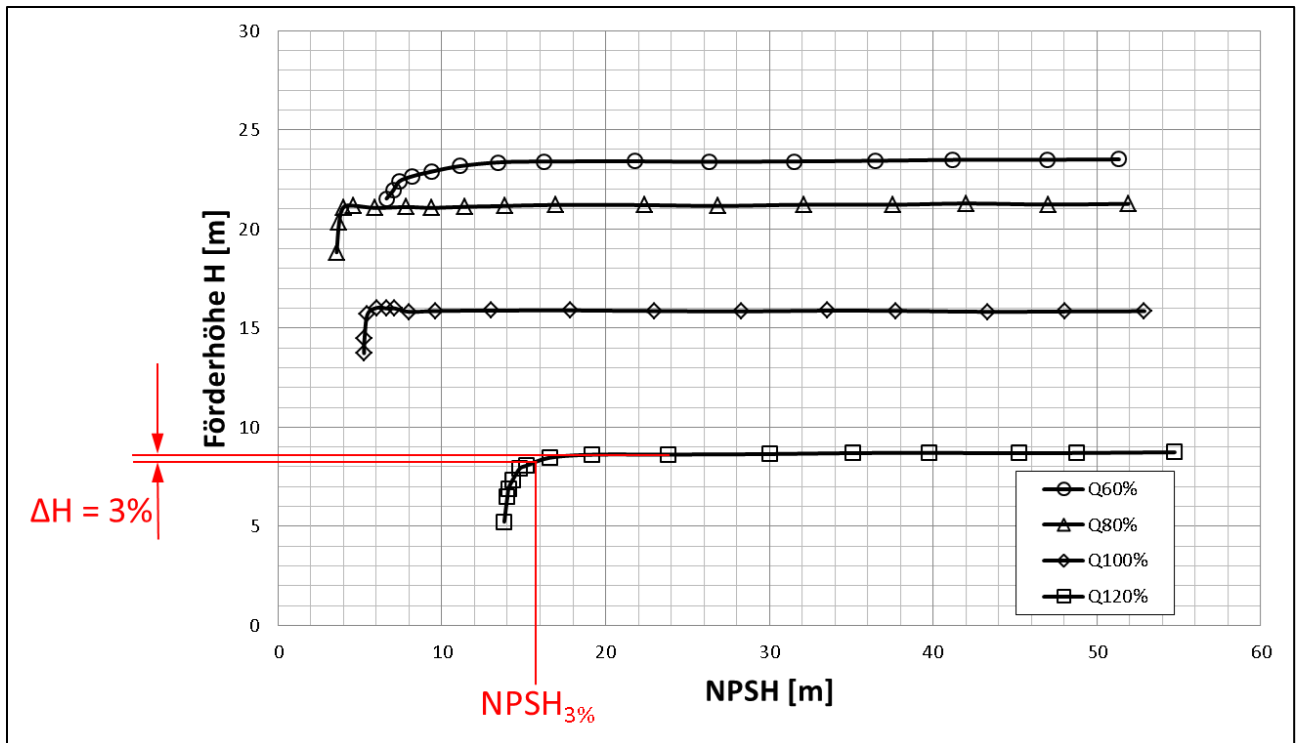


Abbildung 71: Abreißäste einer Pumpe mit  $n_q = 200 \text{ min}^{-1}$  bei verschiedenen Fördermengen und einer Drehzahl  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$

#### 4.4 Zusammenfassung der gesamten notwendigen Schritte für eine Simulation

Die konkrete quantitative Simulation der Strömung in einer Pumpe bedarf nun folgender Schritte

1. Die Eigenschaften des zu verwendenden Fluids müssen bekannt sein.  
Auch wenn teils von Wasser abweichende Fluide zu pumpen sind, erfolgt eine Auslegung und Simulation zumeist mit Wasser. Die Stoffeigenschaften hierfür sind hinlänglich bekannt und im Programm hinterlegt.  
Für die Umrechnung auf andere Medien bedient man sich verschiedener Methoden, wobei die wohl bekanntesten folgende sind:
  - KSB-Umrechnung auf Medien mit anderer Viskosität (KSB AG [39]),
  - HI-Umrechnung auf Medien mit anderer Viskosität (ANSI/HI 3.6 [38]).
2. Die notwendigen Gleichungen müssen definiert werden.  
Durch Hinzuschalten des Turbulenzmodells werden im Programmcode die Gleichungen appliziert. Auf die Erdbeschleunigung wird verzichtet, da der Einfluss von untergeordneter Bedeutung ist.
3. Die numerische Lösungsmethode muss ausgewählt werden.  
Die räumliche Diskretisierungsmethode ist im Programm vorgegeben und basiert auf vorher bereits erwähnter zellzentrierter Flächenmethode (cell-centered vertex-based method), die in der Hybrid-Einstellung erster bis zweiter Ordnung ist.
4. Das Volumenmodell muss in kleinere Teilvolumen aufgeteilt werden → örtliche Diskretisierung.  
Der vom Fluid benetzte Raum wurde entsprechend vernetzt. In weiterer Folge wurde eine

Gitterstudie durchgeführt (siehe Abbildung 72). Dabei wurden das gleiche Modell und der gleiche Betriebspunkt mit 4 unterschiedlichen Gittergrößen gerechnet. Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe verändert sich mit zunehmender Gitterfeinheit beinahe nicht mehr. Dabei kommt es jedoch zu einer leichten Verschiebung der Spiralenverluste hin zu Lauf- radverlusten bei höheren Knotenanzahlen. Der Einfluss der Gitterqualität auf das Endergebnis ist noch vorhanden, jedoch von untergeordneter Größenordnung

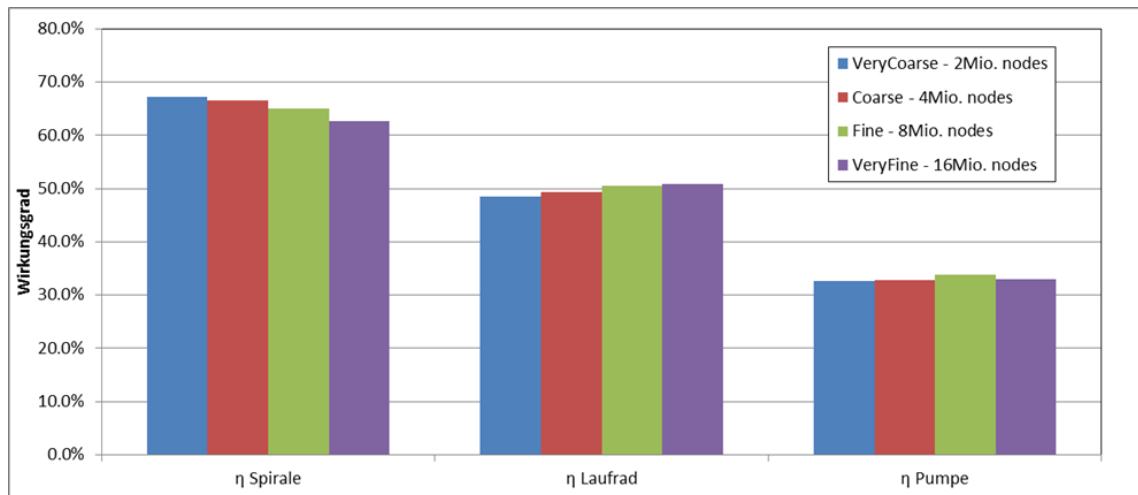


Abbildung 72: Gitterstudie

5. Die Entscheidung hinsichtlich einer zeitabhängigen oder stationären Berechnung muss getroffen werden.  
Die Berechnung startet in stationärer Betrachtungsweise. Ausgewählte Punkte werden transient nachberechnet.
6. Die zu untersuchenden Randbedingungen müssen festgelegt werden.  
Hierbei handelt es sich um Eintritts- und Austrittsrandbedingungen und zum Großteil um stehende Wände (bezogen auf die jeweilige Domain) die hydraulisch glatt angenommen werden<sup>4</sup>.  
Bei einigen (oder wenigen) Flächen handelt es sich um eine rotierende Wand (Nabe) bzw. um eine gegenrotierende Wand (Mantelbereich im rotierenden Domain).  
Des Weiteren werden Frozen-Rotor-Interfaces zwischen stehende und rotierende Domains (Saugrohr zu Laufrad und Laufrad zu Spirale) verwendet.
7. Für die Auswertung der Ergebnisse muss bekannt sein, welche Eigenschaften der Pumpe von Interesse sind (beispielsweise sind es nur die globalen Größen Förderhöhe, Wirkungsgrad und Kavitationsbeiwert oder die Strömung im Inneren der Pumpe im Detail).  
Es wurden entsprechende Monitorpunkte definiert und diese können während des Solverruns mitüberwacht werden.

<sup>4</sup> Im Rahmen der Voruntersuchung wurden auch Rechnungen mit unterschiedlichen Wandrauigkeiten durchgeführt.

## 5 Analyse der Ergebnisse der CFD-Berechnung

### 5.1 Pumpe mit einer nominellen spezifischen Drehzahl $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$

#### 5.1.1 Pumpe für die mechanische Fertigung (Variante NQ6\_V05p5)

Die Pumpenkennlinien in Abbildung 73 zeigen, dass im Auslegepunkt ( $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 156,0 \text{ m}$ ) der Wirkungsgrad  $\eta = 47 \%$  beträgt und damit geringer ist als im Optimum ( $Q_{\text{opt}} = 26 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{\text{opt}} = 143,7 \text{ m}$ ) und bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 49 \%$ . Die spezifische Drehzahl im Optimum beträgt  $n_q = 7,1 \text{ min}^{-1}$ .

Im Auslegepunkt ergibt sich die Thomazahl zu  $\sigma = 0,06$ . Im Optimum liegt die Thomazahl bei  $\sigma = 0,18$ . (Meridianschnitt: siehe Abbildung 15c)

In Abbildung 73 ist jeder dargestellte Punkt ein Mittelwert aus mehreren Clockingpositionen.

Der  $\sigma$ -Wert der Pumpe erscheint relativ hoch, insbesondere wenn man diesen mit Abbildung 25 vergleicht. Hierzu muss gesagt werden, dass dafür die Kurven zu kleinen spezifischen Drehzahlen extrapoliert werden müssen und somit eigentlich außerhalb des Gültigkeitsbereichs von Abbildung 25 liegen. Andererseits sind die verwendeten Prozentsätze für die Histogrammauswertung der CFD-Ergebnisse gegebenenfalls zu niedrig.

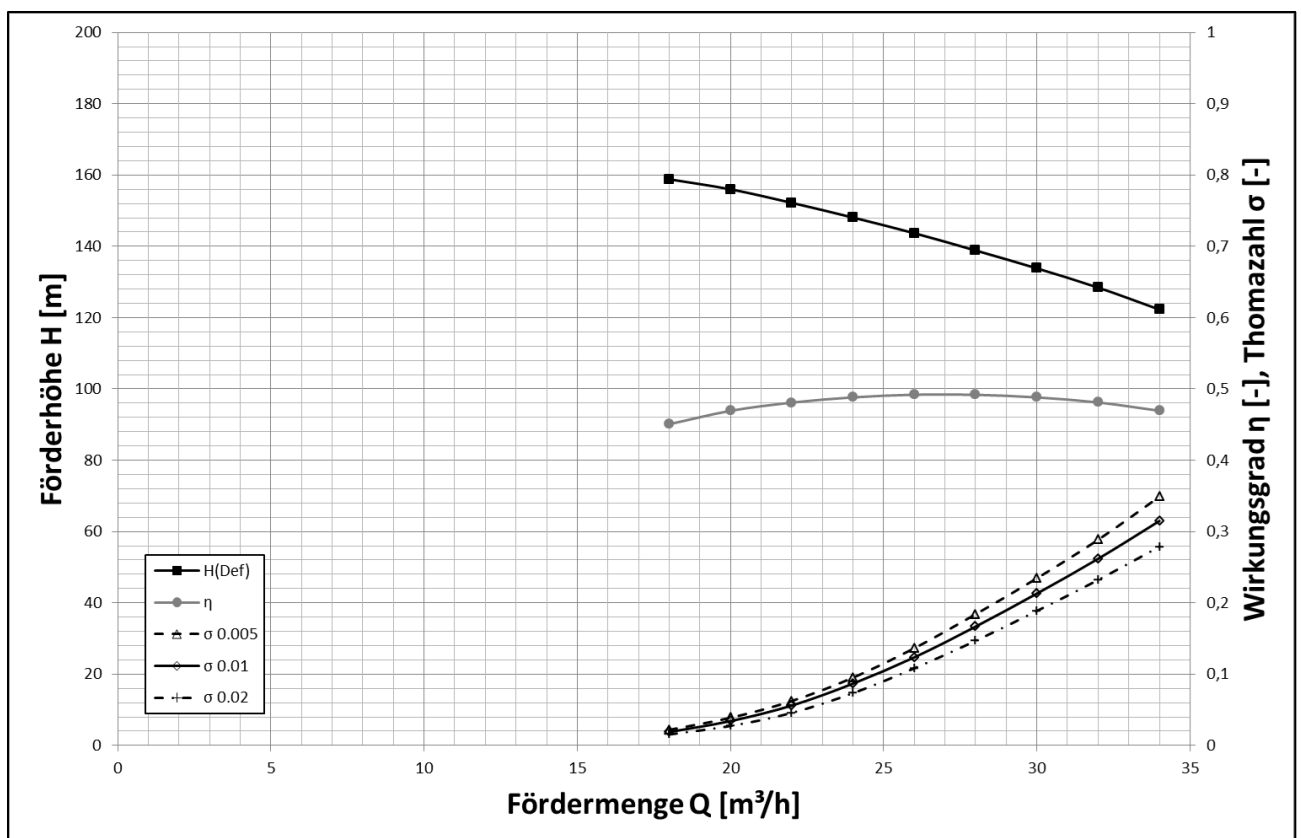


Abbildung 73: Pumpenkennlinien der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5

In Abbildung 74 ist ein ISO-Volumen des Drucks dargestellt, um die Kavitationsbereiche besser beurteilen zu können. Es zeigt sich, dass es bereits zu einer leichten Versperrung kommt (auf der Laufradvorderseite und auf der Laufradrückseite).

Diese Volumina finden sich in jenen Laufradkanälen die direkt beim Spiralausstritt münden und so den geringsten Widerstand erfahren. Es stellt sich somit eine hohe Strömungsgeschwindigkeit in

besagten Laufrad-Passagen ein, welche wiederum zum Absinken des stat. Druckes führt bei gleichbleiben des Totaldrucks

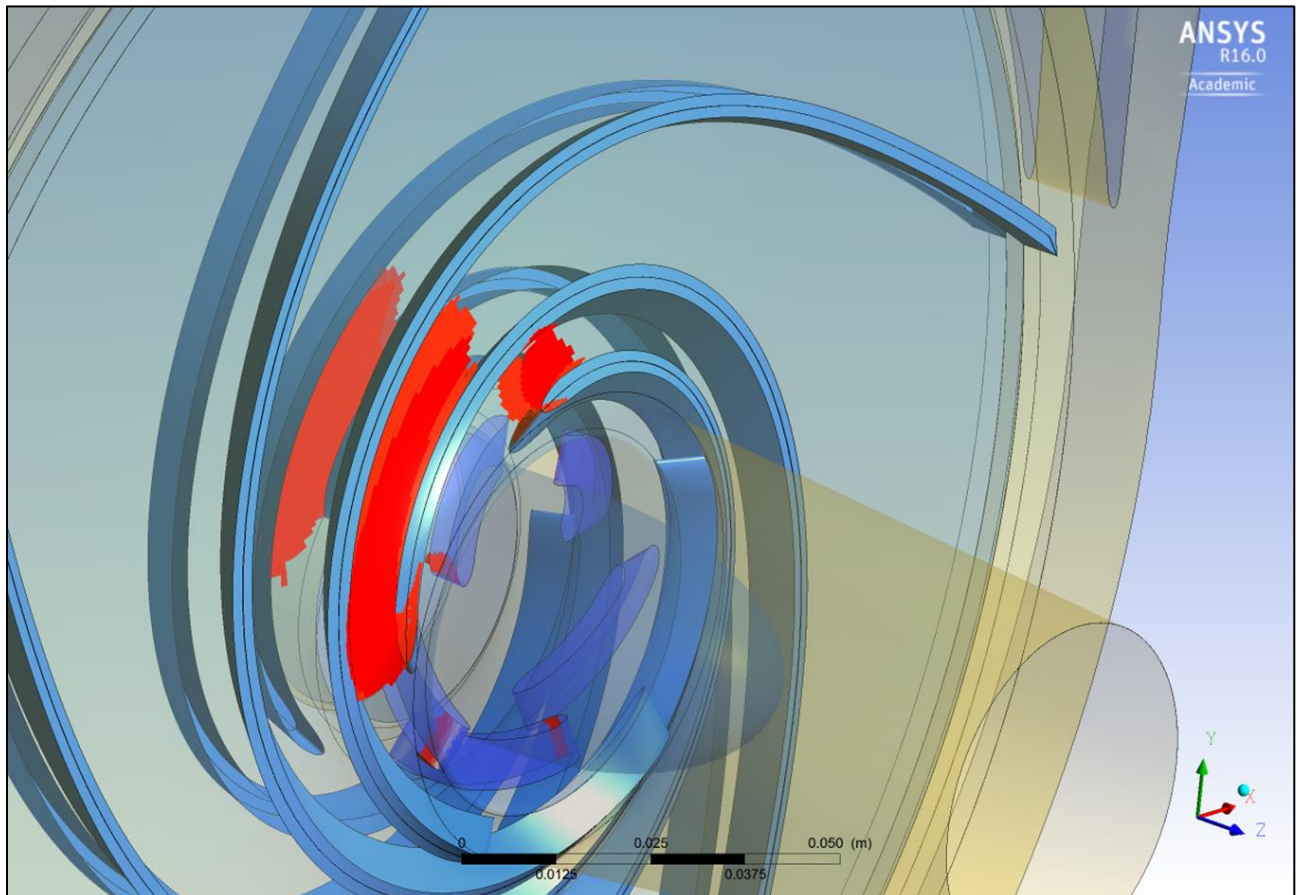


Abbildung 74: Darstellung der Bereiche (rot) mit einer kleineren statischen Druckhöhe als 1m (absolut Druckhöhe)

In Abbildung 75 ist der Verlauf der Förderhöhe (links) und der statischen Druckhöhe (rechts) in Laufrad, Spirale und Diffusor, für den Auslegebetriebspunkt und eine Clockingposition von  $0^\circ$ , dargestellt. Da das Laufrad eine vorderseitige und eine rückseitige Beschauflung aufweist, sind zwei Bilder übereinander angeordnet (oben: Laufradrückseite, unten: Laufradvorderseite).

Der Totaldruck auf der Saugseite sowie der statische Druck auf der Saugseite bilden das jeweilige Bezugsniveau. Die Förderhöhe ist im Bereich von 0 m (blau) bis 200 m (rot) abgebildet, der statische Druck im Bereich von 0 m (blau) bis 150 m (rot).

Die Förderhöhe erreicht in der Spirale direkt vor der Schaufel die höchsten Werte. Der Verlauf der statischen Druckhöhe ist an derselben Stelle ebenfalls höher als am restlichen Umfang. Da sich diese Verteilung am Umfang nicht ausgleicht, können Druckpulsationen in der Druckleitung auftreten. Die statische Druckhöhe im Laufrad nimmt jedoch von der Saugseite bis zur Druckseite sehr gleichmäßig zu.

Als Auswerteebene wurden ein Mittelschnitt im jeweiligen Laufradkanal (Span = 0,5), wie auch ein Mittelschnitt in der Spirale gewählt. (Anmerkung: Dies ergibt einen kleinen Sprung zwischen Laufrad und Spirale.)

Der Anstieg des statischen Drucks im tangentialen Diffusor ist durch das Auftreten einer abgelösten Strömung, am Ende des Diffusors, beeinträchtigt. In Abbildung 76 sind die Geschwindigkeitsverteilung (blau: 0 m/s, rot: 25 m/s) und die Verteilung der statischen Druckhöhe (blau: 0 m, rot: 150 m) dargestellt.

Die Ablösung im Druckstutzen zeigt die Sensibilität des Diffusor in Bezug auf die Ablösung, muss jedoch in der CFD sehr kritisch hinterfragt werden. Ablösungen werden oftmals nicht korrekt wiedergegeben.

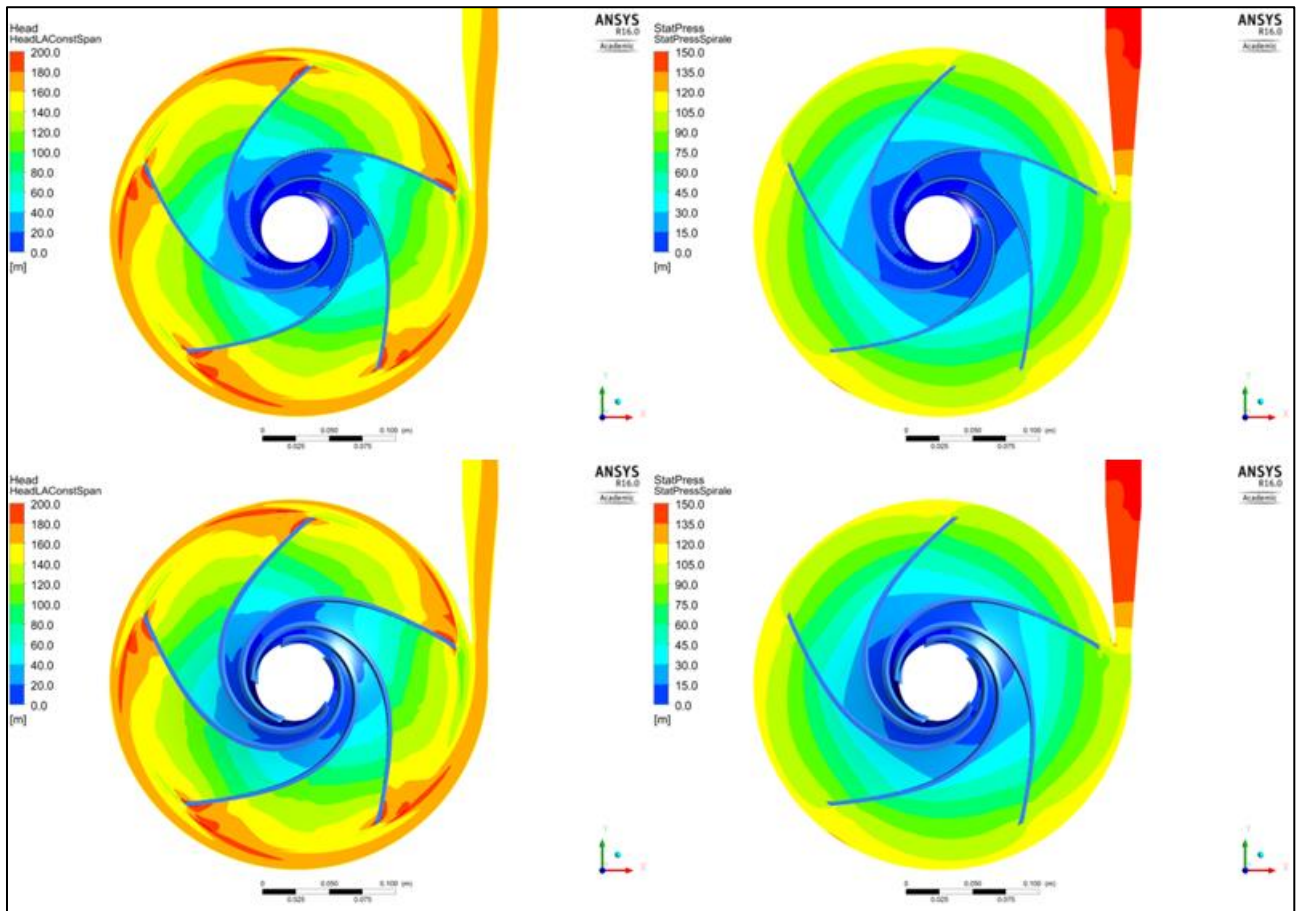


Abbildung 75: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5

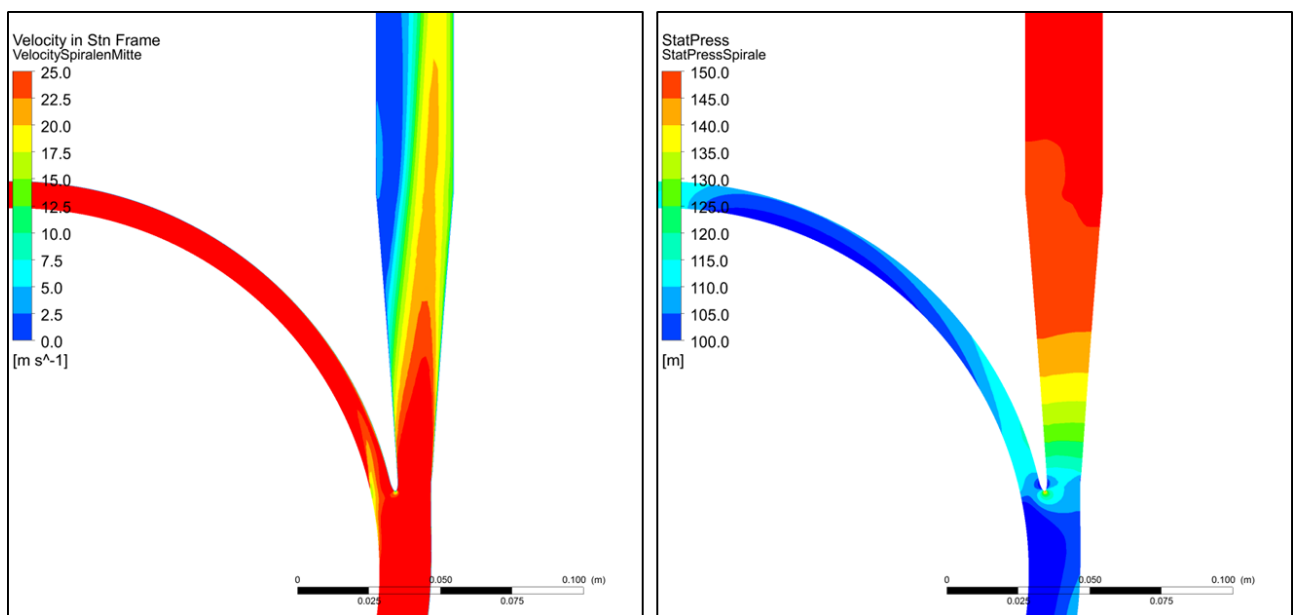


Abbildung 76: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ6V05p5 mit tangenalem Diffusor



Der gewählte Öffnungswinkel mit  $8,7^\circ$  sollte eine noch zufriedenstellende Wirkung aufweisen. Bei Truckenbrodt findet sich eine Darstellung (siehe Abbildung 44) wonach ein Diffusorwirkungsgrad von über 75 % zu erwarten wäre.

Abbildung 77 enthält ein Diagramm zur Beurteilung der Strömungsverhältnisse in einem geraden Diffusor. In diesem Diagramm sind zwei Grenzkurven eingetragen („a“ und „b“). Für Diffusoren, welche sich unter der Linie „a“ befinden wird keine Strömungsablösung erwartet. Sobald die Geometrischen Verhältnisse in den Bereich über der Linie „b“ verschieben tritt mit hoher Wahrscheinlichkeit eine einseitige Strömungsablösung auf. Diese Bewertung gilt allerdings nur für eine drallfreie, gleichmäßige Anströmung.

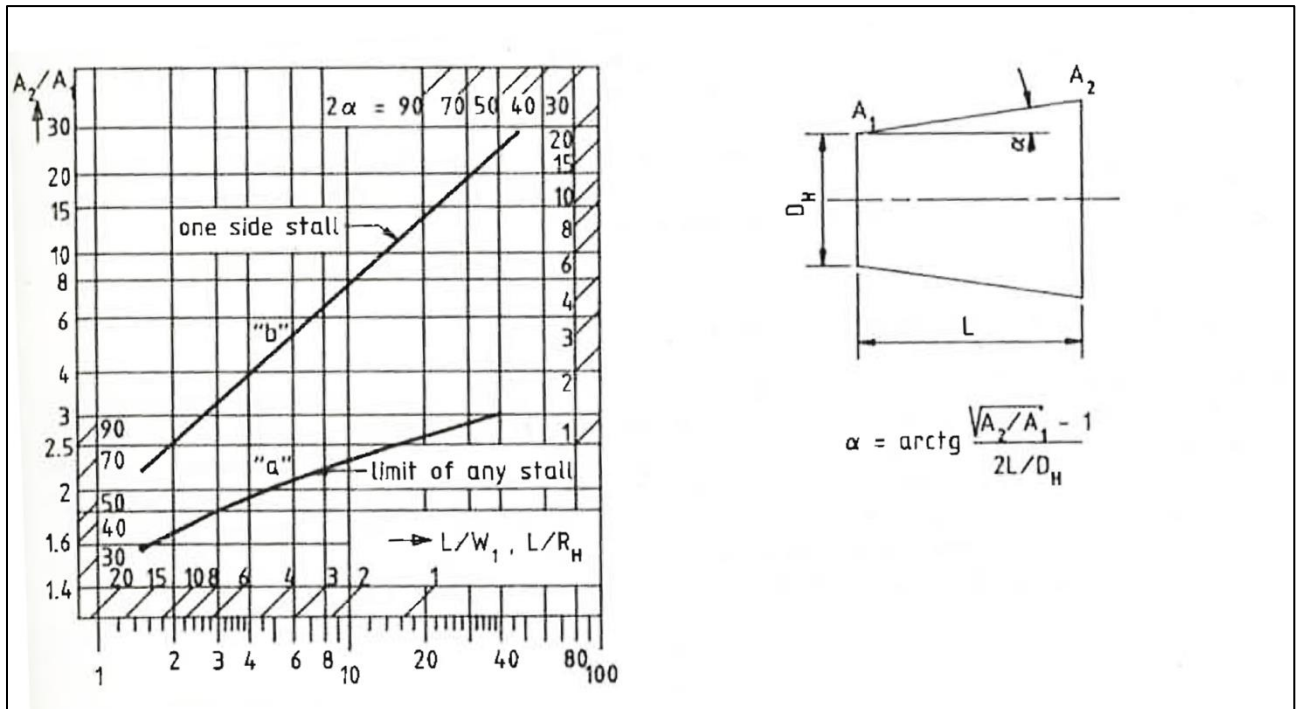


Abbildung 77: Diffusor Charakteristik (Bereiche mit und ohne Strömungsablösung) in einem geraden Diffusors, Quelle: Nichtawitz [41]

### 5.1.2 Pumpe für die mechanische Fertigung mit zentraler Diffusormündung (Variante NQ6\_V05p5 CL-Spirale)

In Abbildung 78 ist zu erkennen, dass im Auslegepunkt ( $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 152,7 \text{ m}$ ) der Wirkungsgrad  $\eta = 46 \%$  beträgt und damit geringer ist als im Optimum ( $Q_{\text{opt}} = 28 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{\text{opt}} = 138,7 \text{ m}$ ) und bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 49 \%$ . Damit beträgt die spezifische Drehzahl  $n_q = 7,59 \text{ min}^{-1}$ .

Im Auslegepunkt ergibt sich die Thomazahl zu  $\sigma = 0,06$ . Im Optimum liegt die Thomazahl bei  $\sigma = 0,23$ .

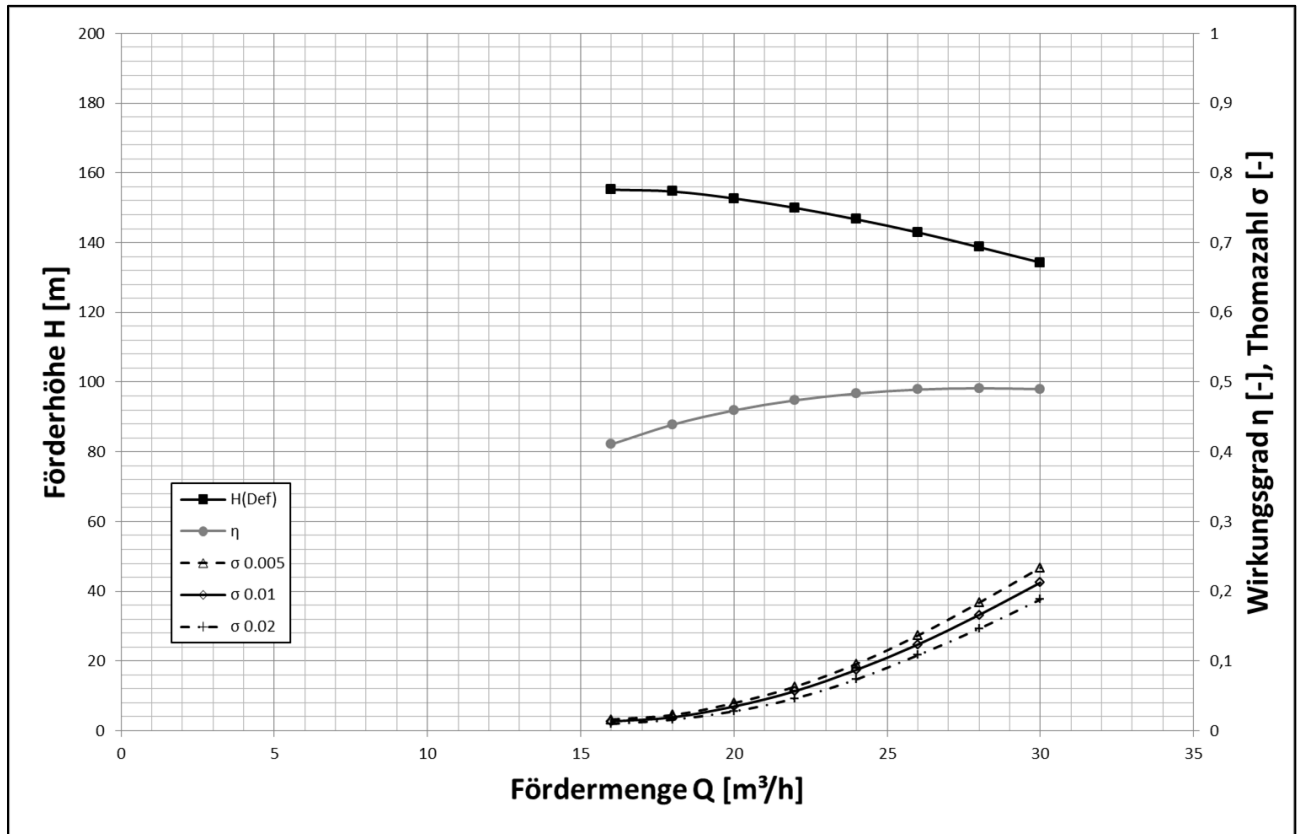


Abbildung 78: Pumpenkennlinien der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5 mit zentralem Diffusor

In Abbildung 79 ist wiederum der Verlauf der Förderhöhe (links) und der statischen Druckhöhe (rechts) in Laufrad, Spirale und Diffusor, im Auslegepunkt und in einer Clockingposition von  $0^\circ$ , dargestellt. Bei der hier zu sehenden Pumpenvariante wurde nur der Diffusor verändert (im Vergleich zur bereits oben gezeigten Variante). Das Laufrad und die Spirale zeigen deshalb einen annähernd identischen Verlauf der Förderhöhe und der statischen Druckhöhe.

Im Bereich des hier zentralmündenden Diffusors befindet sich der Bereich der abgelösten Strömung nun auf der Außenseite (Wandseite) anstatt auf der Innenseite (Spornseite). Der Verlauf der statischen Druckhöhe ist bereits am Eintritt in den Diffusor nicht mehr ebenmäßig – im Vergleich zum tangentialen Diffusor. Abbildung 80 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung (blau:  $0 \text{ m/s}$ , rot:  $25 \text{ m/s}$ ) und die Verteilung der statischen Druckhöhe (blau:  $0 \text{ m}$ , rot:  $150 \text{ m}$ ).

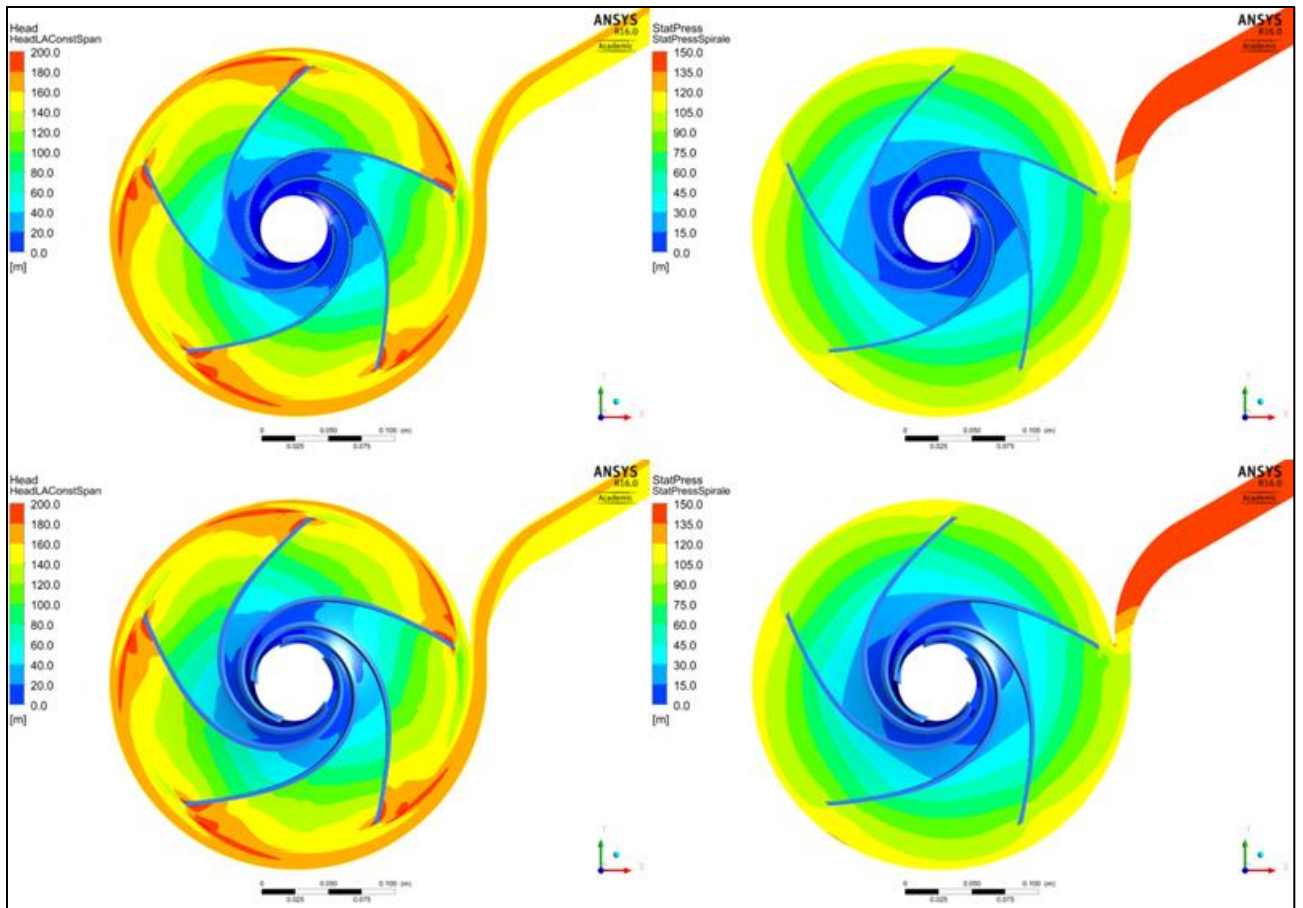


Abbildung 79: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5 mit zentralem Diffusor

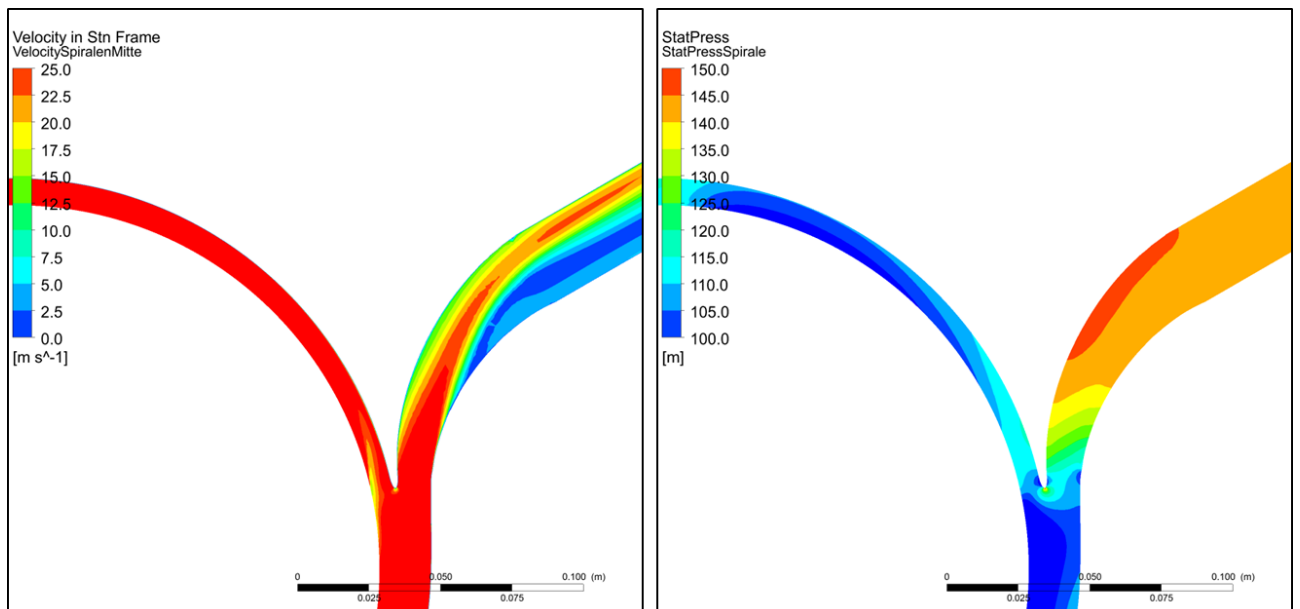


Abbildung 80: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ6V05p5 mit zentralem Diffusor

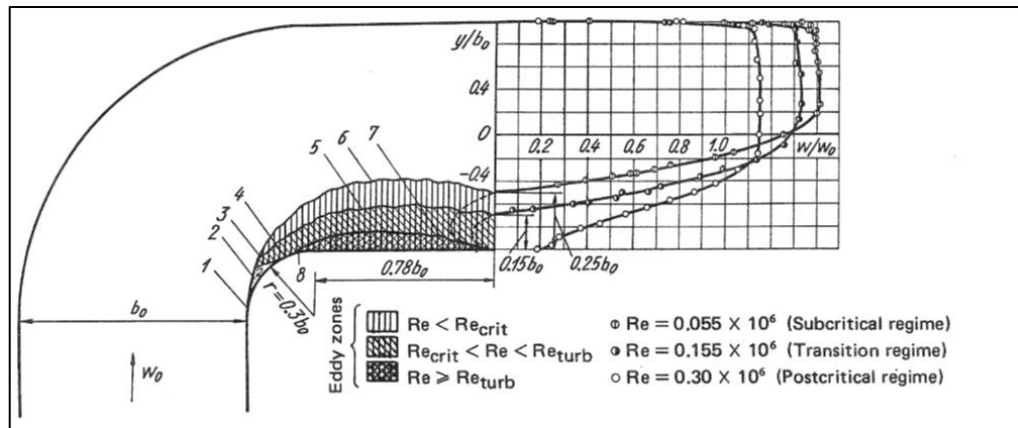


Abbildung 81: Zonen abgelöster Strömung in einer Krümmung, Quelle: Idelchik [40]

Die Strömungssituation im Druckstutzen von Abbildung 80 weist leichte Abweichungen zu der in Abbildung 81 dargestellten Referenz einer Strömung in einem Krümmer. Die Ablösezonen in Abbildung 81 sind klar auf die Innenseite begrenzt wohin gehend sich im Pumpenkrümmer auch auf der Außenseite Gebiete mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit ausbilden.

Verglichen mit der Spirale mit tangentialer Diffusor (siehe Abbildung 82) ergibt sich eine leichte Verschiebung der Förderhöhe und des optimalen Wirkungsgrades hin zu größeren Fördermengen. Damit steigt auch die spezifische Drehzahl auf den oben genannten Wert von  $n_q = 7,59 \text{ min}^{-1}$ . Zu beachten ist, dass in Abbildung 82 nur noch der Verlauf der Thomazahl  $\sigma$  für einen Flächenanteil von 1 % dargestellt ist. Da das Laufrad keine Veränderung erfahren hat, ist der Verlauf der Thomazahl  $\sigma$  völlig identisch.

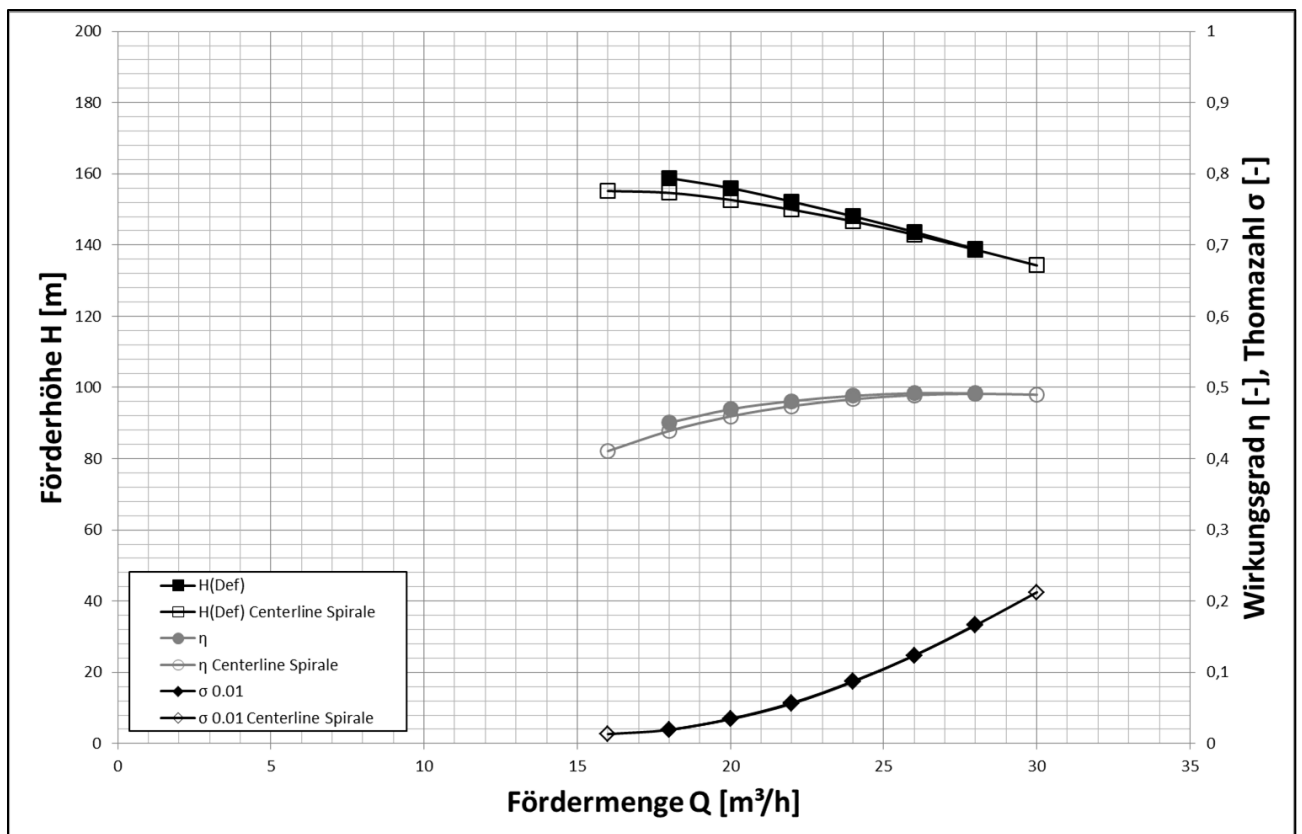


Abbildung 82: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  und mit tangentialer und zentraler Diffusormündung

### 5.1.3 Pumpe für die mechanische Fertigung mit Splitterschaufeln (Variante NQ6\_V05p5 Splitter)

Aus Abbildung 83 ist ersichtlich, dass im Auslegepunkt ( $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 168,6 \text{ m}$ ) der Wirkungsgrad  $\eta = 47 \%$  beträgt und damit geringer ist als im Optimum ( $Q_{\text{opt}} = 28 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{\text{opt}} = 155,4 \text{ m}$ ) und bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 49,6 \%$ . Damit beträgt die spezifische Drehzahl  $n_q = 6,97 \text{ min}^{-1}$ .

Im Auslegepunkt ergibt sich die Thomazahl zu  $\sigma = 0,05$ . Im Optimum liegt die Thomazahl bei  $\sigma = 0,21$ .

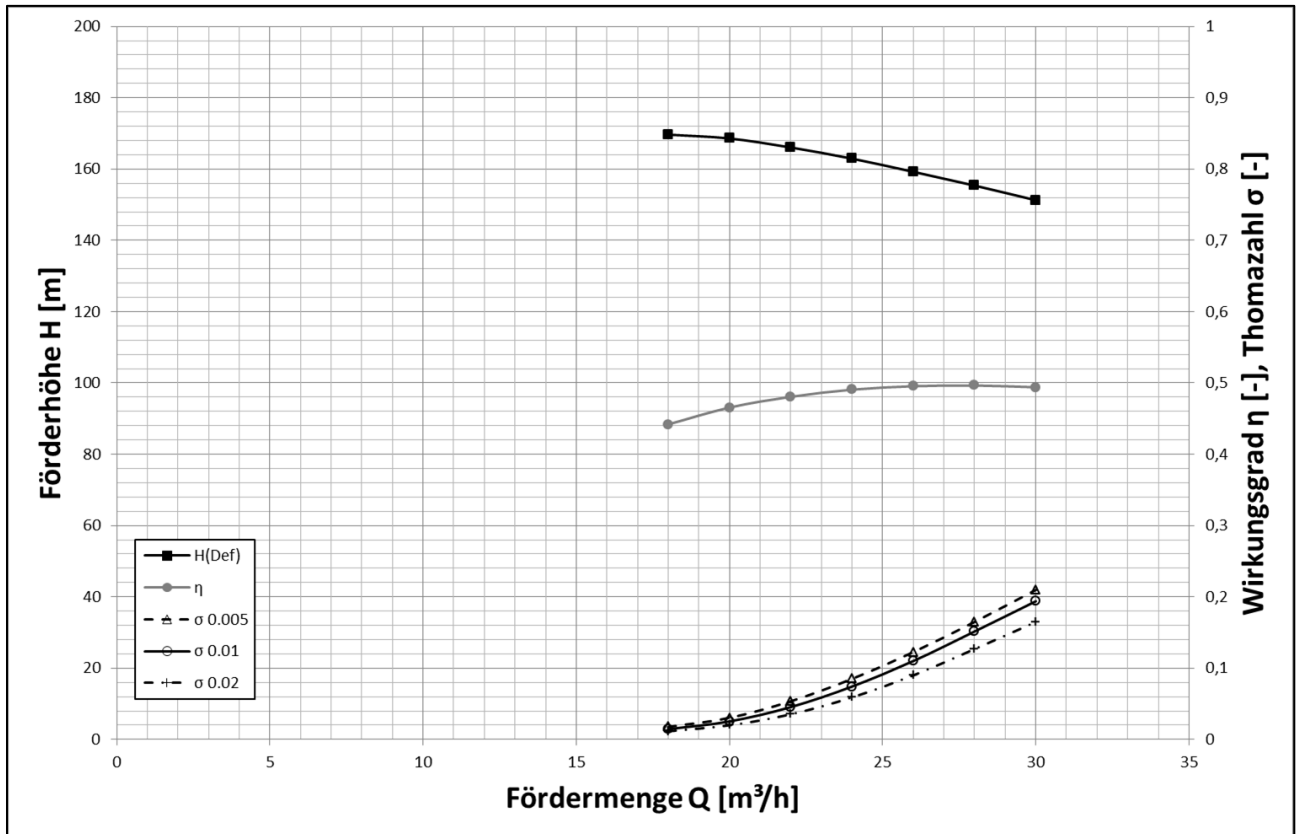


Abbildung 83: Pumpenkennlinien der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5 mit Splitterschaufeln

Abbildung 84 zeigt den Einfluss der Splitterschaufeln auf die Förderhöhe und die statische Druckhöhe, im Auslegebetriebspunkt und in einer Clockingposition von  $0^\circ$ . Die Förderhöhe bildet dabei wieder Maximalwerte, direkt vor der Laufschaufel, aus. Durch die doppelte Anzahl an Laufschaufeln wird der Verlauf über dem Umfang gleichmäßiger, ebenso wie die Verteilung der statischen Druckhöhe.

Bei einem Vergleich der Pumpe mit 5 Laufschaufeln und 5 Splitterschaufeln mit der Pumpe mit nur 5 Laufschaufeln (siehe Abbildung 85) ergibt sich eine starke Erhöhung der Förderhöhe, bei annähernd identischem Verlauf des Wirkungsgrades über der Fördermenge. Damit sinkt die spezifische Drehzahl auf den oben genannten Wert von  $n_q = 6,97 \text{ min}^{-1}$ .

Der Verlauf der Förderhöhe im Bereich der Teillast sinkt jedoch bereits stärker ab als bei der Variante mit nur 5 Laufschaufeln. Wie Gülich [3] beschreibt, weist dies durch die Erhöhung der Laufschaufelanzahl auf einen instabileren Verlauf der Förderhöhe hin.

Die Thomazahl  $\sigma$  sinkt aufgrund des Förderhöhenzuwachses auf einen Wert von  $\sigma = 0,05$  im Auslegepunkt und erreicht im Optimum einen Wert von  $\sigma = 0,21$ . Wiederum sind nur die Verläufe der Thomazahl  $\sigma$  für einen Flächenanteil von 1 % angeben.

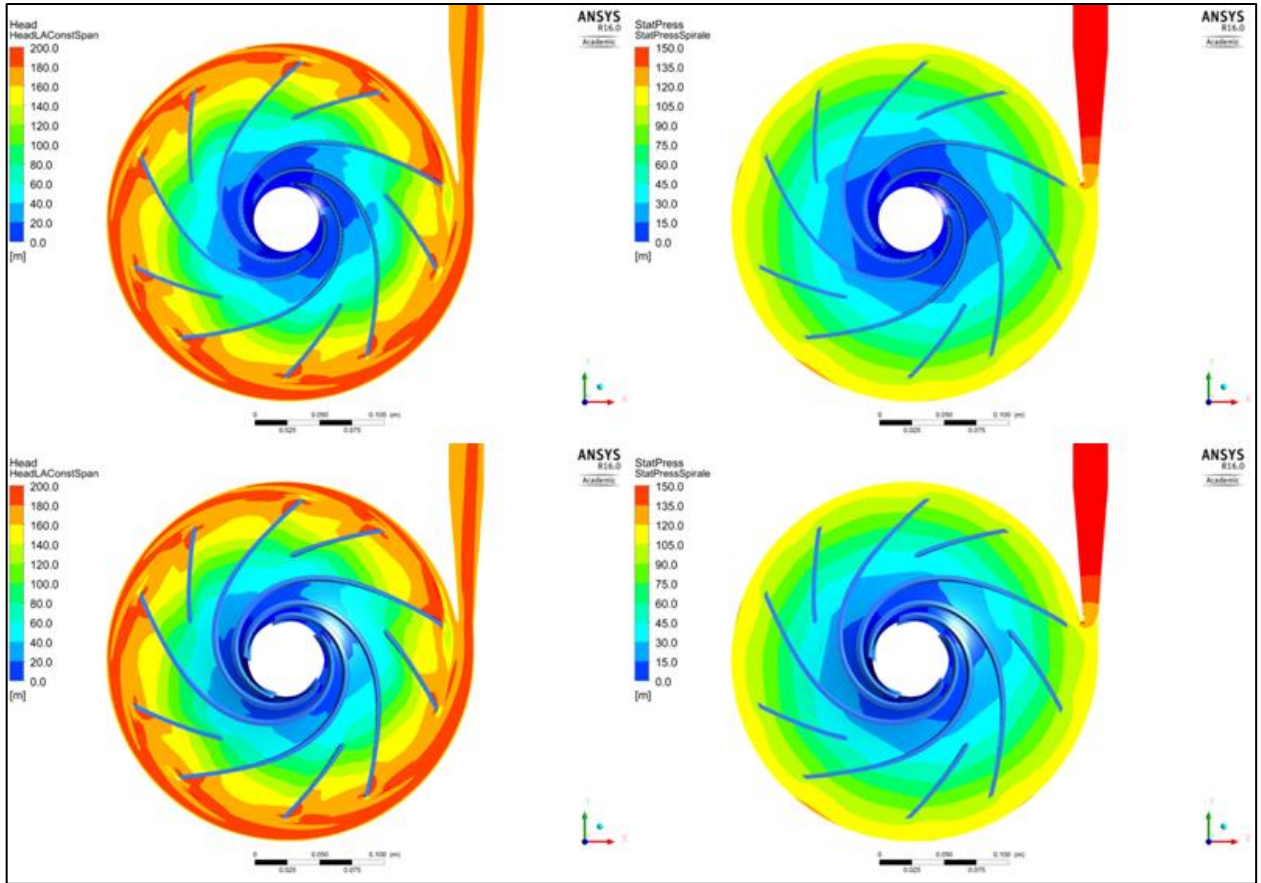


Abbildung 84: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V05p5 mit Splitterschaufeln

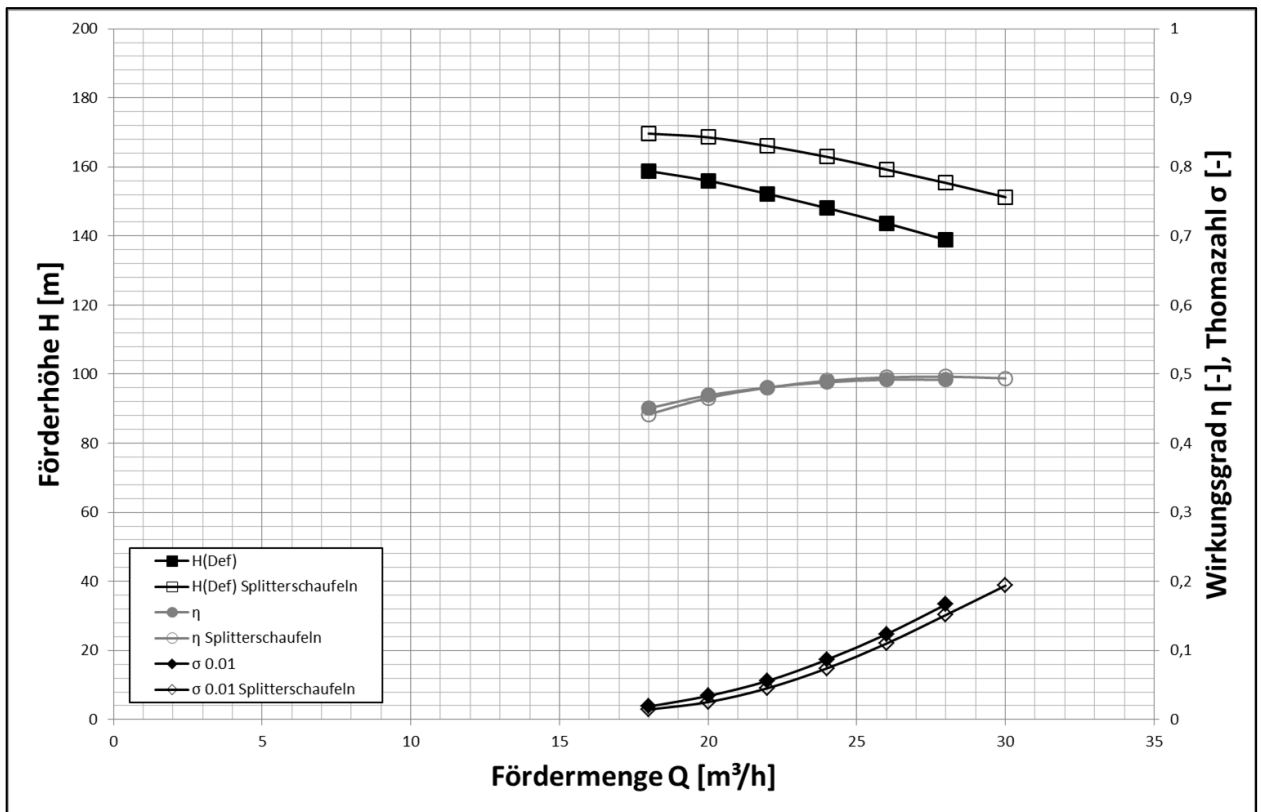


Abbildung 85: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ , Variante NQ6\_V05p5 mit und ohne Splitterschaufeln



### 5.1.4 Pumpe für die gusstechnische Fertigung (Variante NQ6\_V06p0)

In Abbildung 86 und Abbildung 87 ist der beschaufelte Bereich der gusstechnisch optimierten Variante der Version für eine mechanische Fertigung gegenübergestellt.

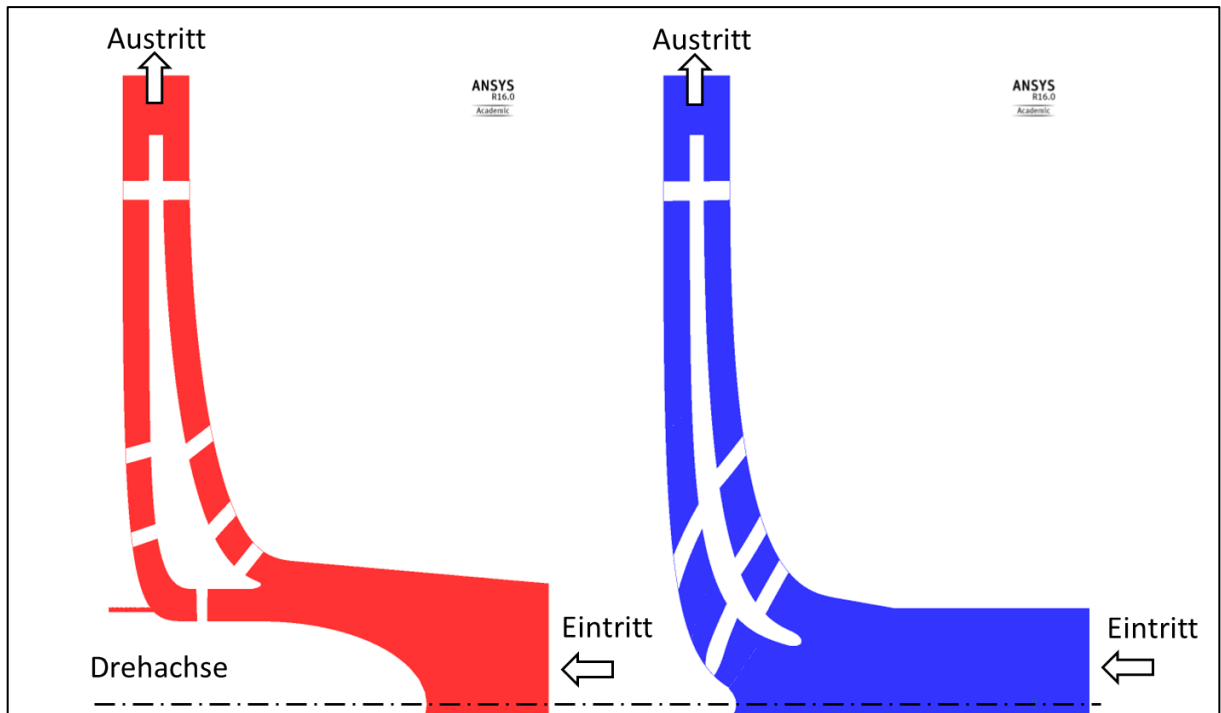


Abbildung 86: Gegenüberstellung der Pumpenvariante für die mechanische Fertigung (rot) und für die gusstechnische Fertigung (blau)

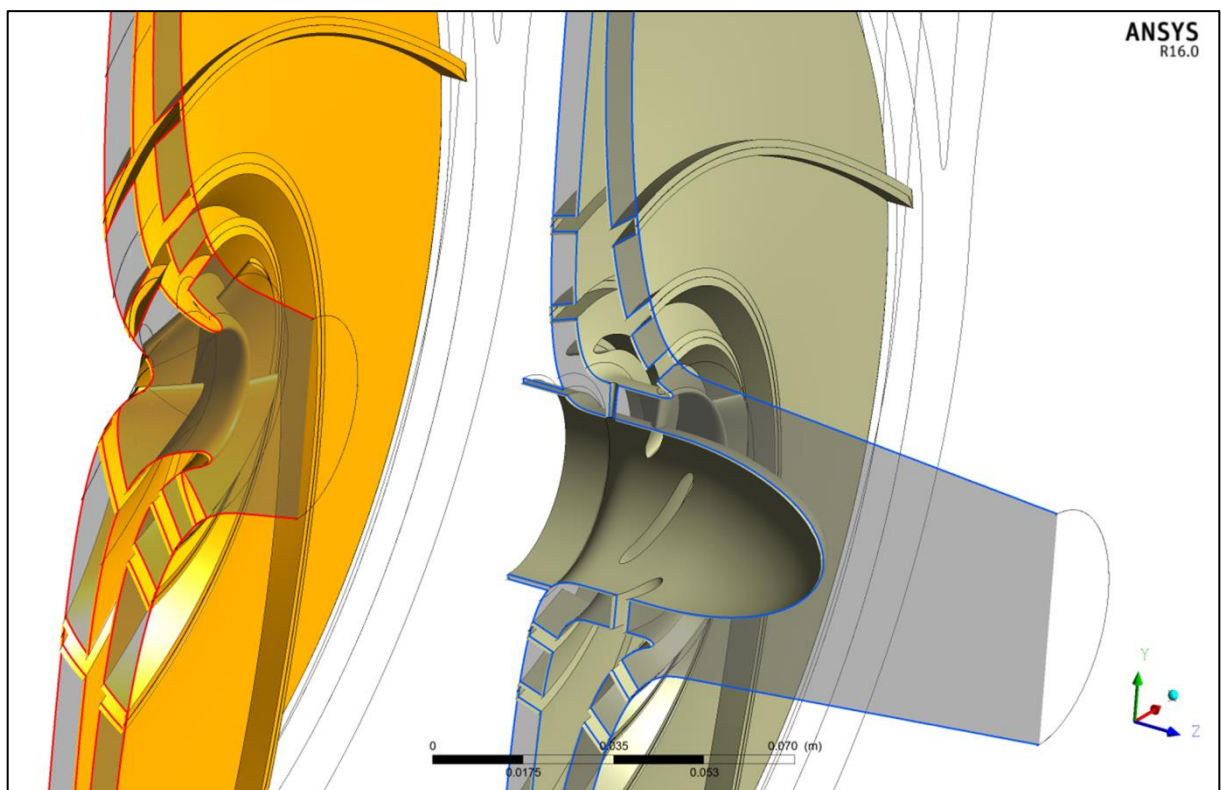


Abbildung 87: 3d- Ansicht der Gegenüberstellung der Pumpenvariante für die mechanische Fertigung (rechts) und für die gusstechnische Fertigung (links)



Abbildung 88 kann entnommen werden, dass im Auslegepunkt ( $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 155,7 \text{ m}$ ) der Wirkungsgrad  $\eta = 47,5 \%$  beträgt und damit geringer ist als im Optimum ( $Q_{\text{opt}} = 26 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{\text{opt}} = 142,5 \text{ m}$ ) und bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 49,8 \%$ . Damit beträgt die spezifische Drehzahl  $n_q = 7,17 \text{ min}^{-1}$ .

Im Auslegepunkt ergibt sich die Thomazahl zu  $\sigma = 0,06$ . Im Optimum liegt die Thomazahl bei  $\sigma = 0,15$ . (Meridianschnitt: siehe Abbildung 15b)

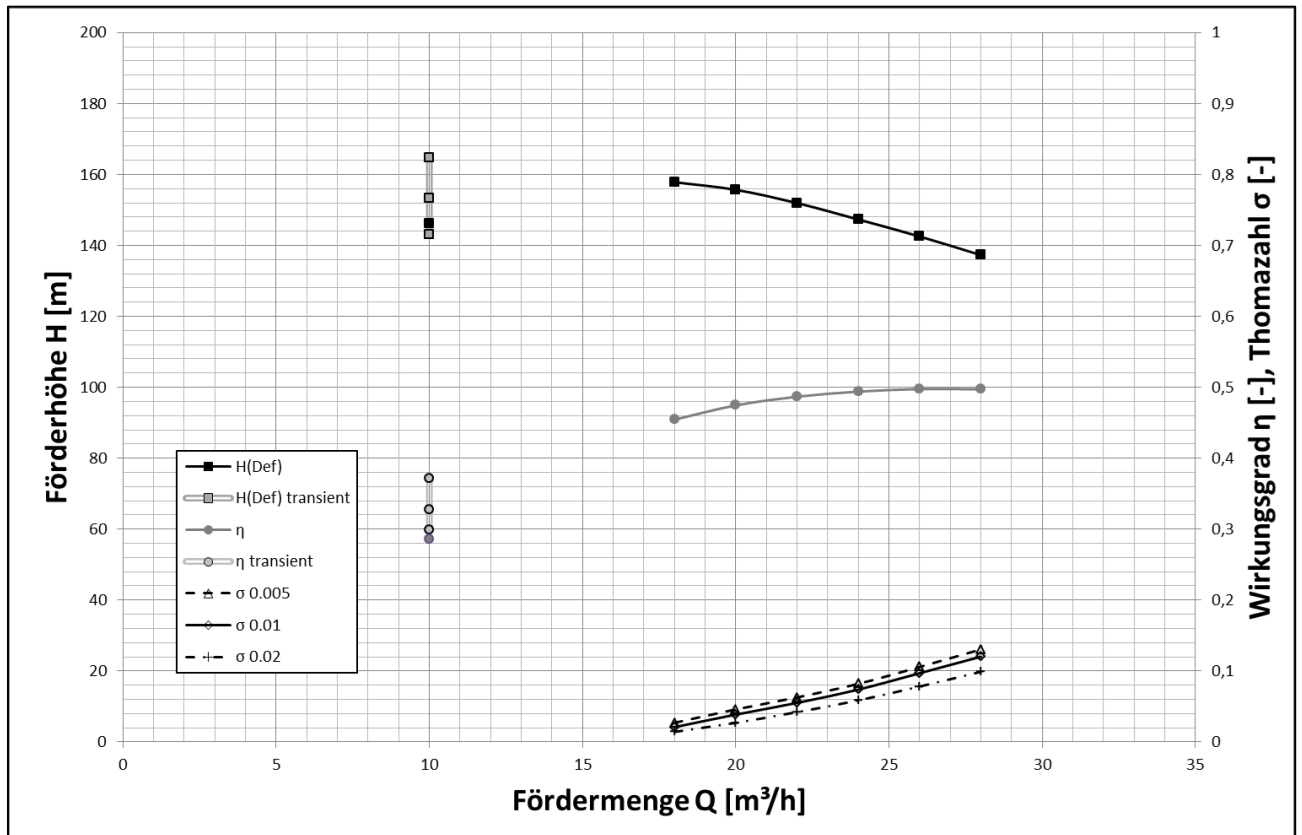


Abbildung 88: Pumpenkennlinien der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V06p0

In Abbildung 89 ist zu erkennen, dass die Änderung im Bereich des Laufradeintrittes (kleinere Eintrittsdurchmesser) keine merklichen Auswirkungen auf der Druckseite hervorrufen. Der Verlauf der Förderhöhe und der statischen Druckhöhe ist in gleichem Maße inhomogen und direkt vor der Laufschaufel treten die höchsten Werte auf, wie dies auch für die am Beginn dieses Kapitels gezeigte Variante (NQ6\_V05p5 mit tangentialem Diffusor) festgestellt werden kann.

Die Ergebnisse einer transienten Berechnung für einen Betriebspunkt im Bereich der Teillast ( $Q = Q_{50\%} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ ) sind in Abbildung 90 dargestellt. Die Fördermenge bleibt konstant, da diese eine der Randbedingungen darstellt. Die Schwankungen der Förderhöhe betragen  $\Delta H = \pm 10 \text{ m}$ . Dadurch ergeben sich auch Schwankungen des Wirkungsgrades  $\Delta \eta = \pm 4 \%$ .

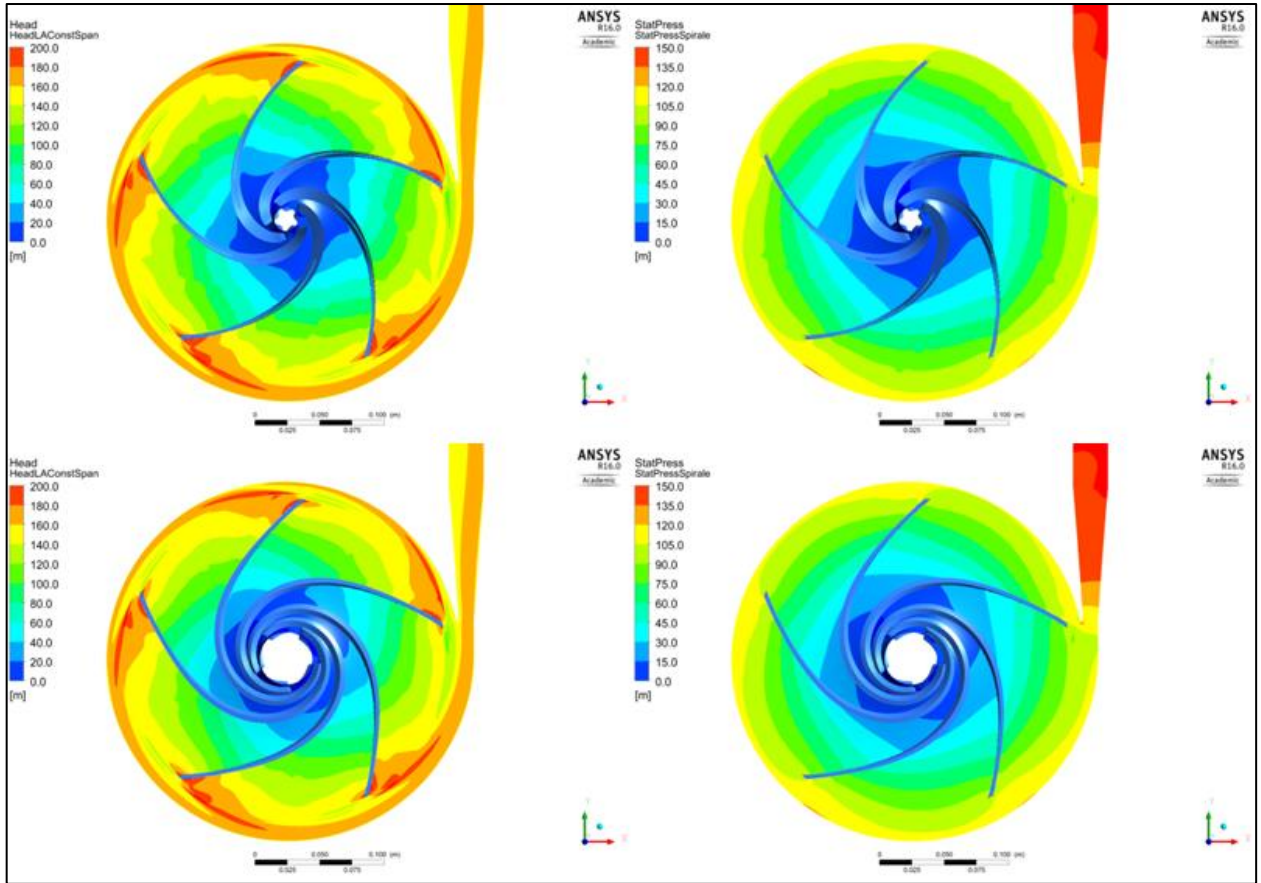


Abbildung 89: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ6\_V06p0

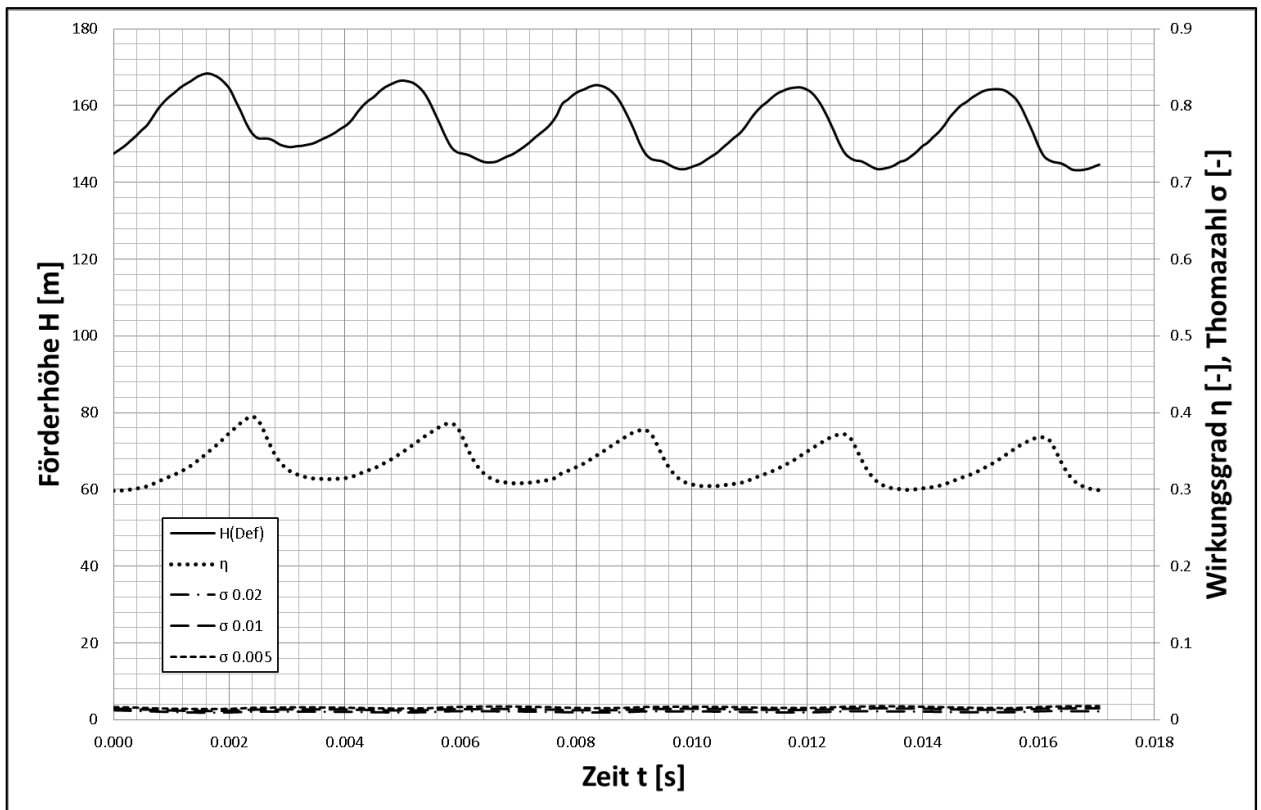


Abbildung 90: Zeitlicher Verlauf der Förderhöhe  $H$ , des Wirkungsgrads  $\eta$  und der Thomazahl  $\sigma$  während einer Umdrehung des Pumpenlaufrades NQ6\_V06p0 bei 50 % der Auslegefördermenge

Der Vergleich zwischen den beiden Pumpen für die mechanische und gusstechnische Fertigung zeigt keinen Unterschied im Optimum ( $Q_{opt} = 26 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H \approx 156 \text{ m}$ ). Des Weiteren ist der Wirkungsgrad annähernd identisch (siehe Abbildung 91). Das Kavitationsverhalten im Bereich des Optimums ist nahezu gleich, jedoch in Überlast ist das Kavitationsverhalten der Pumpe Variante NQ6\_V06p6 besser. Zu erkennen ist dies am Verlauf der Thomazahl im Bereich von  $Q = 22 - 26 \text{ m}^3/\text{h}$  (siehe Abbildung 91).

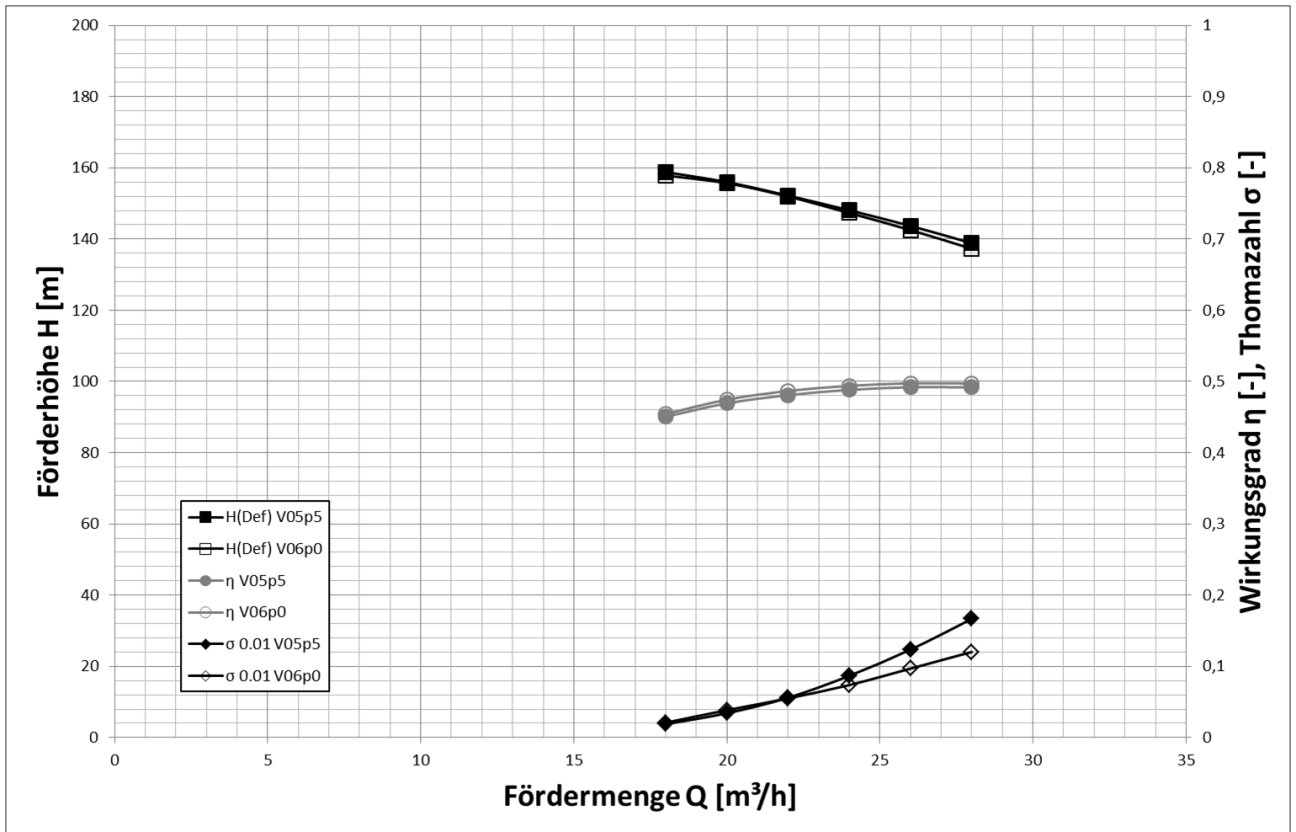


Abbildung 91: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit  $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$  für die mechanische (Variante NQ6\_V05p5) und die gusstechnische Fertigung (Variante NQ6\_V06p0)

## 5.2 Pumpe mit einer nominellen spezifischen Drehzahl $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$

### 5.2.1 Pumpe für die mechanische Fertigung (Variante NQ4\_V01p0)

Im Auslegungspunkt ( $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 264,8 \text{ m}$ ) beträgt der Wirkungsgrad  $\eta = 32,8 \%$  und ist damit geringer als im Optimum ( $Q_{\text{opt}} = 32 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{\text{opt}} = 224,5 \text{ m}$ ) und bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 37,9 \%$  (siehe Abbildung 92). Damit beträgt die spezifische Drehzahl  $n_q = 5,66 \text{ min}^{-1}$ .

Im Auslegungspunkt ergibt sich die Thomazahl zu  $\sigma = 0,05$ . Im Optimum liegt die Thomazahl bei  $\sigma = 0,21$ . (Meridianschnitt: siehe Abbildung 15c)

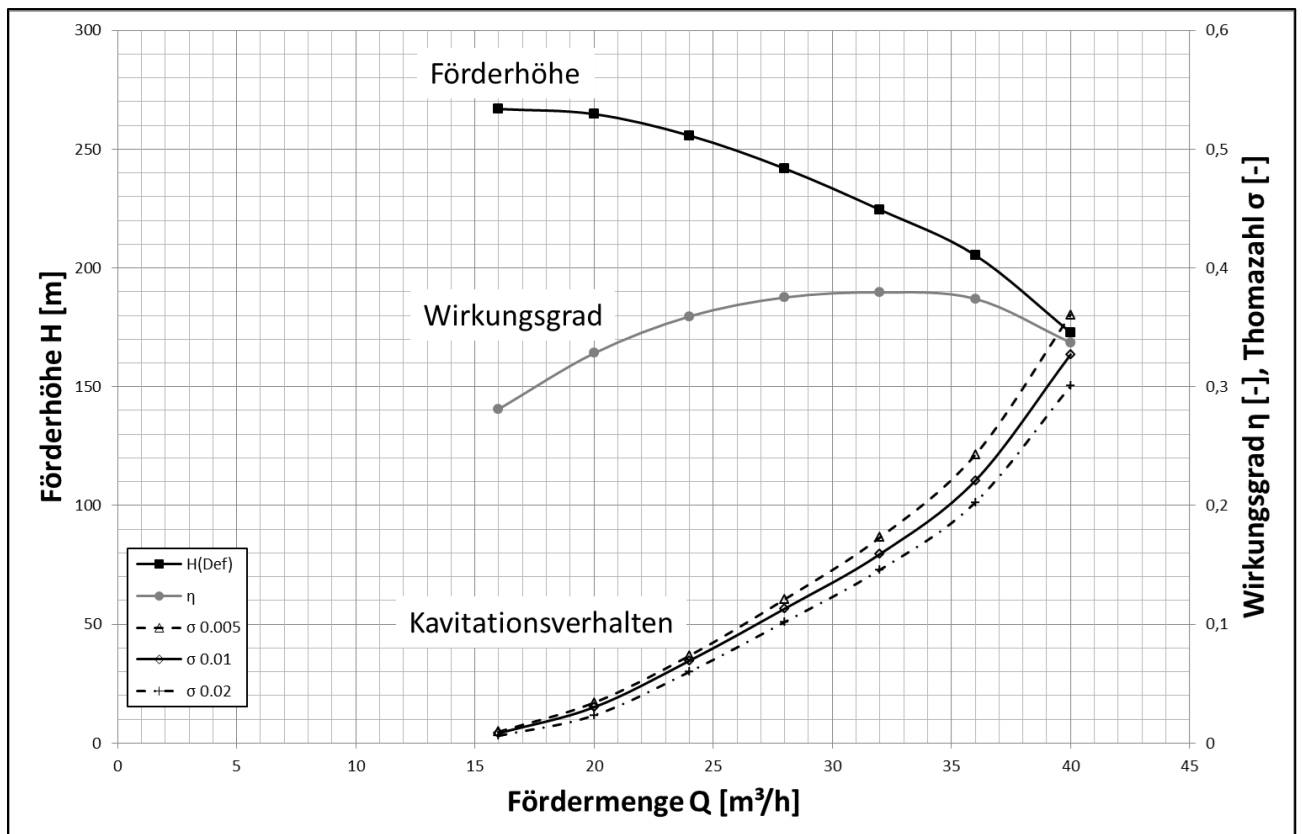


Abbildung 92: Pumpenkennlinien der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 4 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ4\_V01p0

In Abbildung 93 ist der Verlauf der Förderhöhe (links) und der statischen Druckhöhe (rechts) in Laufrad, Spirale und Diffusor, für den Auslegungsbetriebspunkt dargestellt. Da das Laufrad eine vorderseitige und eine rückseitige Beschauflung aufweist, sind zwei Bilder übereinander angeordnet (oben: Laufradrückseite, unten: Laufradvorderseite).

Der Totaldruck auf der Saugseite sowie der statische Druck auf der Saugseite bilden das jeweilige Bezugsniveau. Die Förderhöhe ist im Bereich von 0 m (blau) bis 300 m (rot) abgebildet, der statische Druck im Bereich von 0 m (blau) bis 250 m (rot).

Da die Gestaltung dieser Pumpenvariante (NQ4V01p0) direkt von der Pumpenvariante NQ6V05p5 abgeleitet wurde, zeigt sich in Bezug auf die Verteilung von Förderhöhe und statischer Druckhöhe dasselbe Verhalten.

Die Förderhöhe erreicht in der Spirale direkt vor der Schaufel ihr Maximum. Der Verlauf der statischen Druckhöhe ist an derselben Stelle ebenfalls höher als am restlichen Umfang. Dadurch können, wie auch bei den vorherigen Pumpenvarianten beschrieben wurde, Druckpulsationen in der Druckleitung auftreten. Der durch die Gestaltung der Beschauflung beeinflusste Verlauf der statischen Druckhöhen im Laufrad zeigt ebenfalls das idente, gleichmäßige Verhalten wie für die Pumpenvariante NQ6V05p5.

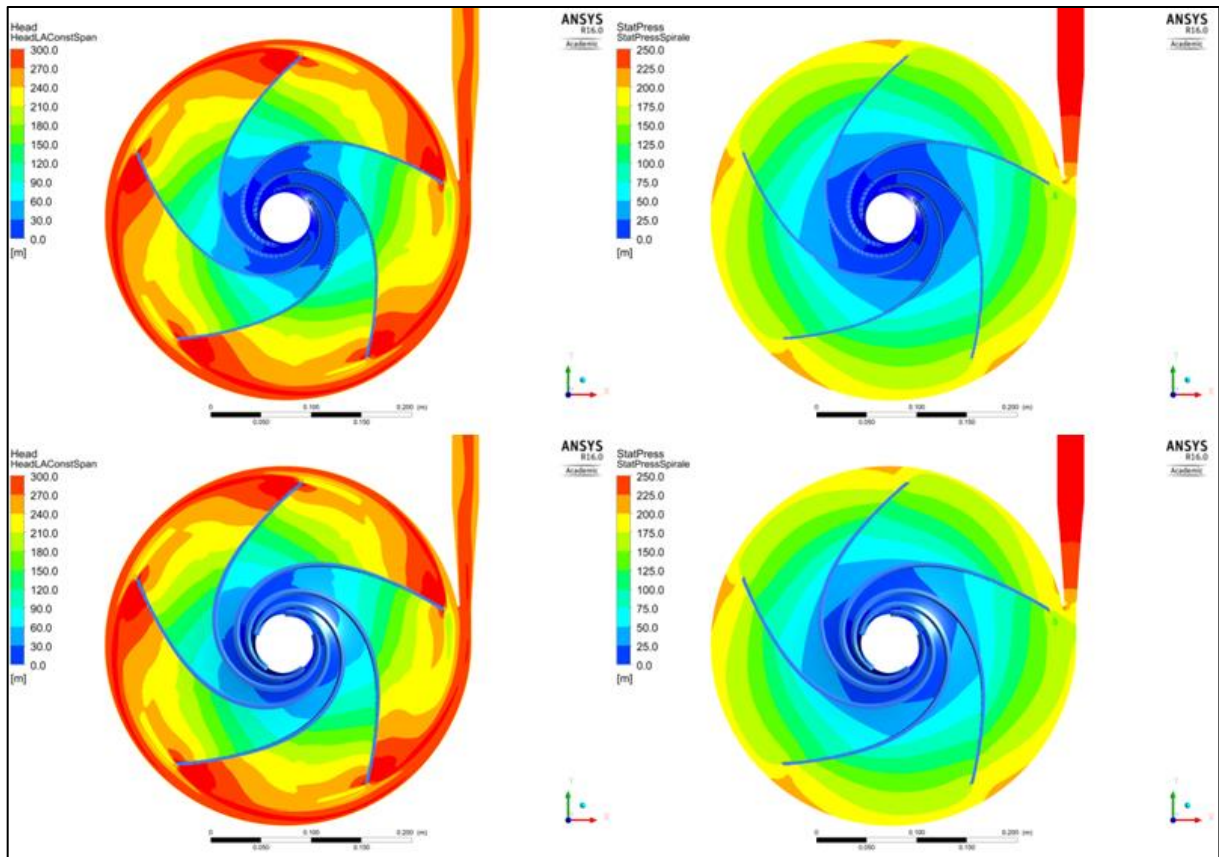


Abbildung 93: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit  $n_{q,nominal} = 4 \text{ min}^{-1}$  Variante NQ4\_V01p0

Die Strömung im Diffusor zeigt ein ähnliches Verhalten wie die vergleichbare Pumpenvariante NQ6V05p5, da die beiden Varianten dieselbe Auslegefördermenge aufweisen und sich damit nur in der Förderhöhe unterscheiden. Es kommt an einer vergleichbaren Stelle, am Ende des Diffusors, wiederum zu einer Strömungsablösung. Aus diesem Grund ist der Anstieg des statischen Drucks im tangentialen Diffusor beeinträchtigt. In Abbildung 94 sind die Geschwindigkeitsverteilung (blau: 0 m/s, rot: 30 m/s) und die Verteilung der statischen Druckhöhe (blau: 0 m, rot: 250 m) zu sehen.

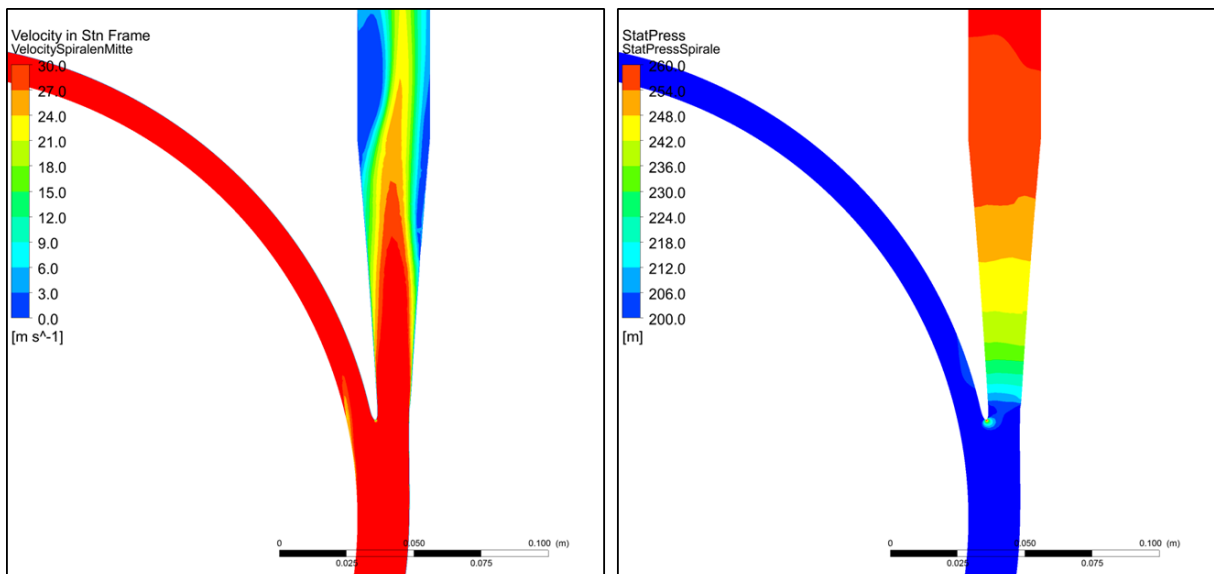


Abbildung 94: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ4V01p0 mit tangentialem Diffusor

### 5.3 Verlustanteile in den einzelnen Baugruppen der Pumpen

In Abbildung 95 ist die Aufteilung der Verlustanteile für das Spiralgehäuse und das Laufrad exemplarisch dargestellt. Hierbei wurden die massengemittelten Totaldrücke des Eintritts und Austritts der einzelnen Komponenten ausgewertet und die jeweilige Differenz in eine Verlusthöhe umgerechnet. Diese Verlusthöhe (bzw. die daraus berechnete Verlustleistung) wurde nun mit der Antriebsleistung in Relation gesetzt und in Abbildung 94 exemplarisch dargestellt.

Es können nun die Verlustanteile einzeln bewertet werden. So zeigt sich, dass das Spiralgehäuse sein Optimum bei etwa  $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ , für das gezeigte Beispiel, hat, während der beste Wirkungsgrad der Pumpe bei  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  zum Liegen kommt. Auf dieser Basis können die verschiedenen Pumpenvarianten einem Vergleich unterzogen werden.

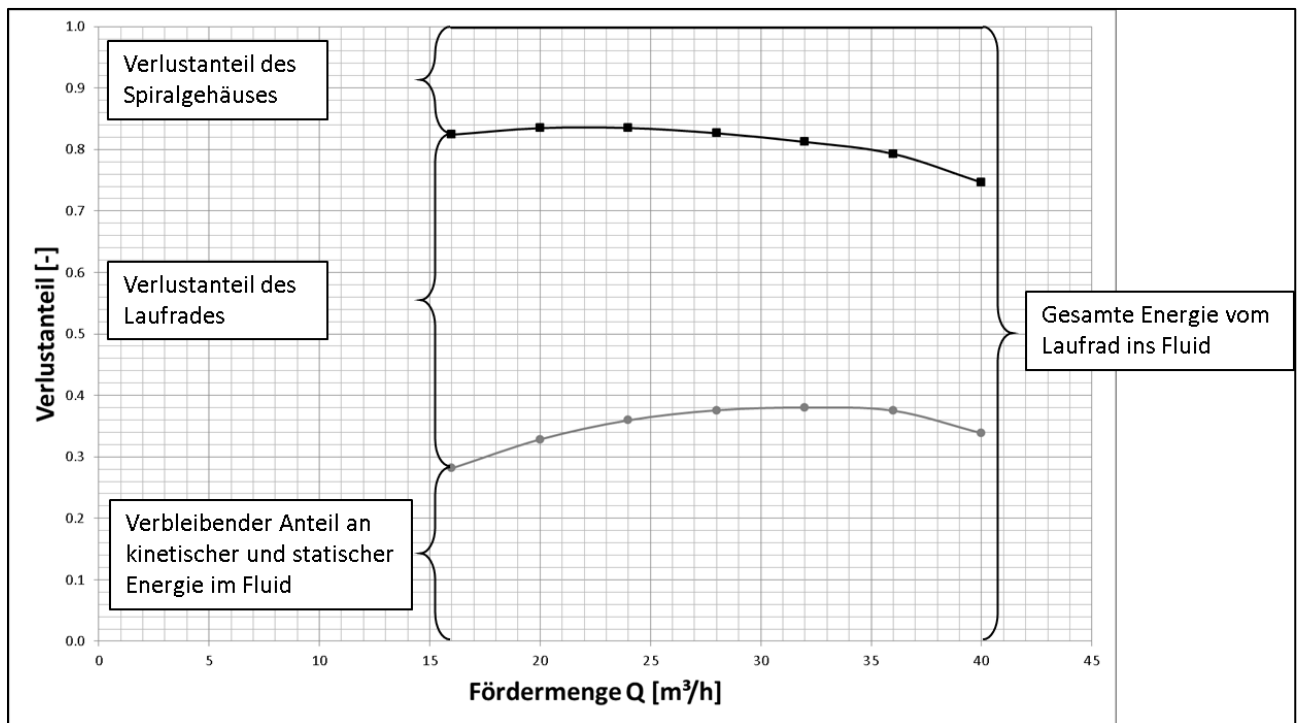


Abbildung 95: Exemplarische Aufteilung der Verlustanteile

Der Vergleich zwischen der Pumpe für die mechanische Fertigung und derjenigen für die gusstechnische Fertigung zeigt nur sehr geringe Unterschiede (siehe Abbildung 96) der Verlustanteile der Einzelkomponenten. Dies gilt auch für die Pumpe mit zentralem Diffusor als auch für das Laufrad mit Splitterschaufeln.

Der Vergleich der beiden Varianten für eine spezifische Drehzahl  $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$  mit der Pumpe mit einer spezifischen Drehzahl  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  lässt einen sehr viel größeren Verlustanteil im Laufrad  $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$  erkennen. Dabei ist der Verlustanteil in der Spirale annähernd identisch

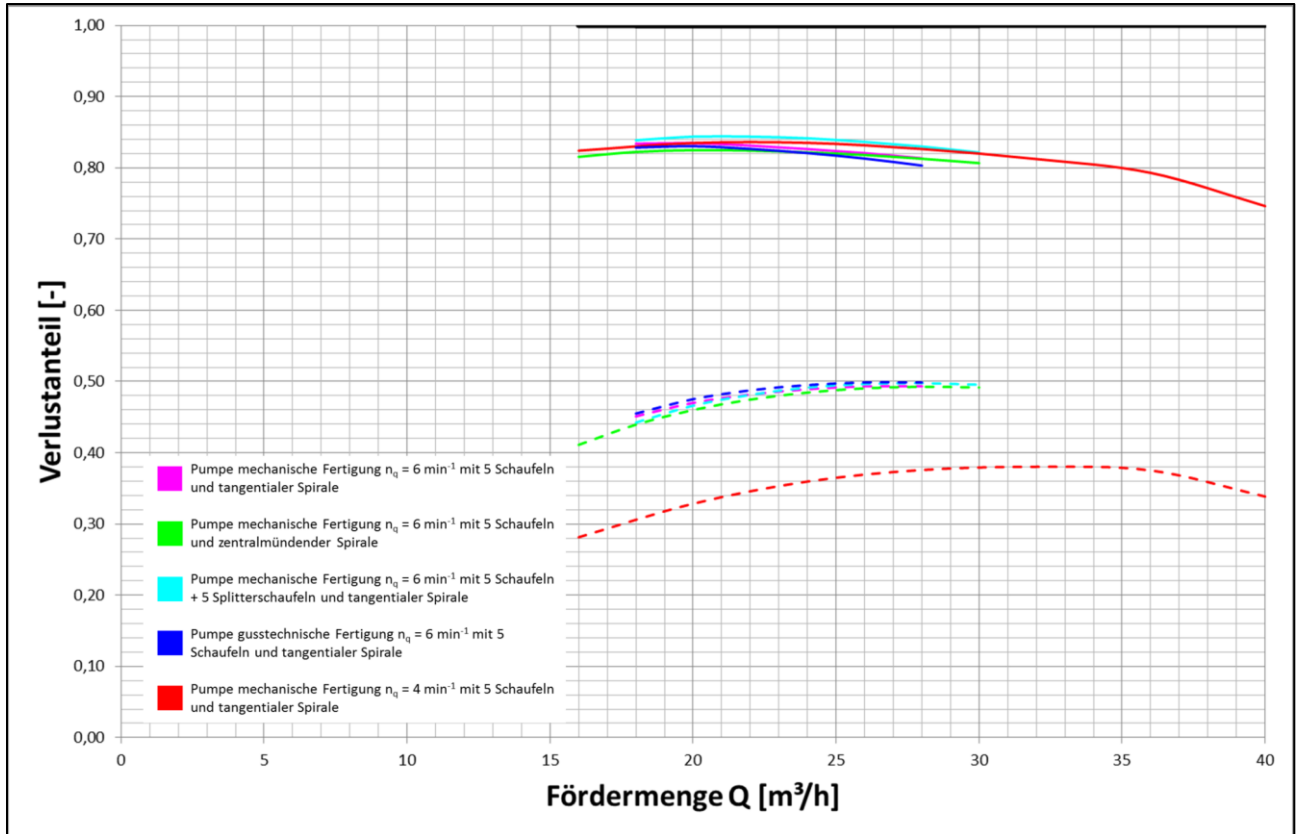


Abbildung 96: Verlustanteile der Einzelkomponenten (Spiralgehäuse und Laufrad)



## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund ihres hohen Energiebedarfes erfordert der Einsatz von Pumpen eine stetige Weiterentwicklung, um die zur Verfügung stehende Energie möglichst effizient zu nutzen.

Die hier vorgestellte Pumpe wirkt, mit den erzielten Ergebnissen, sehr vielversprechend. Es müssen jedoch noch weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Vor allem im Bereich der Teillast sind die Ergebnisse der stationären Berechnungen nicht stabil und müssen daher durch transiente Berechnung überprüft werden.

Da das Optimum der Pumpe nicht im Auslegepunkt sondern bei Überlast liegt, ist aufgrund der Definition laut API 610 [1] auch die spezifische Drehzahl der Pumpe höher. (Anmerkung: Die spezifische Drehzahl muss mit den Betriebspunktdate des Optimums berechnet werden.)

Aus diesem Grund sollte die Spirale nicht für die Auslegefördermenge des Laufrades berechnet werden, sondern das Spiralenoptimum sollte bei einer geringeren Fördermenge liegen. Dadurch erreicht man eine Verschiebung des optimalen Pumpenbetriebspunktes in den gewünschten Auslegepunkt. Liegt das Spiralenoptimum jedoch bei kleinerer Fördermenge, können bereits im Optimum hohe Radialkräfte auftreten.

Um die Pumpenkennlinie stabiler zu gestalten, kann, wie Gülich [3] zeigt, die Austrittsbreite verringert werden. Diese Maßnahme muss allerdings mit den fertigungstechnischen Grenzen noch vereinbar sein (Verhältnis von Austrittsbreite zur Spaltweite zwischen Laufrad und Gehäuse).

In weiteren Schritten sollten die Ergebnisse der Simulationen durch Messung an einem physikalischen Modell nachgeprüft werden. Vor der Realisierung der Pumpe ist es danach zudem notwendig, falls aus fertigungstechnischer Sicht noch Modifikationen an der Geometrie vorgenommen werden, diese erneut in einer Simulation zu betrachten und die Auswirkungen auf die Eigenschaften der Pumpe zu überprüfen.

Die vorgestellten Varianten der Pumpe sind für die Fertigung aus metallischen Werkstoffen vorgesehen, um eine Abnahme laut API 610 [1] zu ermöglichen. Da durch die Verwendung der zentralen Tragscheibe weder Vorder- noch Rückseite eine Abdeckung besitzen, wäre es möglich, das Laufrad (Variante NQ6V05p5 und NQ4V01p0) im Spritzgussverfahren aus Kunststoff zu fertigen (z.B. glasfaserverstärktes PA66 oder PA6), und somit die Herstellungskosten zu minimieren (diese Möglichkeit entspricht nicht mehr API 610 [1]).

## 7 Anhang

### Anhang A

Tabelle 6: Minimale Spaltweiten zwischen Laufrad und Gehäuse, Quelle: API 610 [1]

Diameter of rotating member at clearance mm	Minimum diametral clearance mm	Diameter of rotating member at clearance in	Minimum diametral clearance in
< 50	0,25	< 2,000	0,010
50 to 64,99	0,28	2,000 to 2,499	0,011
65 to 79,99	0,30	2,500 to 2,999	0,012
80 to 89,99	0,33	3,000 to 3,499	0,013
90 to 99,99	0,35	3,500 to 3,999	0,014
100 to 114,99	0,38	4,000 to 4,499	0,015
115 to 124,99	0,40	4,500 to 4,999	0,016
125 to 149,99	0,43	5,000 to 5,999	0,017
150 to 174,99	0,45	6,000 to 6,999	0,018
175 to 199,99	0,48	7,000 to 7,999	0,019
200 to 224,99	0,50	8,000 to 8,999	0,020
225 to 249,99	0,53	9,000 to 9,999	0,021
250 to 274,99	0,55	10,000 to 10,999	0,022
275 to 299,99	0,58	11,000 to 11,999	0,023
300 to 324,99	0,60	12,000 to 12,999	0,024
325 to 349,99	0,63	13,000 to 13,999	0,025
350 to 374,99	0,65	14,000 to 14,999	0,026
375 to 399,99	0,68	15,000 to 15,999	0,027
400 to 424,99	0,70	16,000 to 16,999	0,028
425 to 449,99	0,73	17,000 to 17,999	0,029
450 to 474,99	0,75	18,000 to 18,999	0,030
475 to 499,99	0,78	19,000 to 19,999	0,031
500 to 524,99	0,80	20,000 to 20,999	0,032
525 to 549,99	0,83	21,000 to 21,999	0,033
550 to 574,99	0,85	22,000 to 22,999	0,034
575 to 599,99	0,88	23,000 to 23,999	0,035
600 to 624,99	0,90	24,000 to 24,999	0,036
625 to 649,99 <sup>a</sup>	0,95	25,000 to 25,999	0,037

<sup>a</sup> For diameters greater than 649,99 mm (25,999 in), the minimum diametral clearances shall be 0,95 mm (0,037 in) plus 1 µm for each additional 1 mm of diameter or fraction thereof (0,001 in for each additional 1 in).

## 8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Pumpenanzahl nach Type, Quelle: Benigni [26]	6
Abbildung 2: Hauptmerkmale von Pumpen in Raffinerien, als typisches Beispiel für Mitteleuropa, Quelle: Benigni [26]	7
Abbildung 3: Lochscheibenlaufrad, Meridianschnitt und CFD Simulation, Quelle: Benigni [5]	8
Abbildung 4: Pumpenkennlinien der Lochscheibenpumpe, Vergleich der Ergebnisse aus CFD-Berechnung und Experiment, Quelle: Benigni [26]	10
Abbildung 5: Prüfstands Aufbau der Lochscheibenpumpe, Quelle: VOITH TURBO Antriebstechnik	11
Abbildung 6: CFD-Modell einer klassischen Radialpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl inklusive der vorderen und hinteren Radseitenräume, Quelle: Benigni [26]	12
Abbildung 7: Förderhöhe und Wirkungsgrad einer klassischen Radialpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl, Quelle: Benigni [26]	12
Abbildung 8: Innerer Aufbau einer Seitenkanalpumpe (links) und Unterbrecher im Detail (rechts), Quelle: Hassert [15]	13
Abbildung 9: Mehrstufige Seitenkanalpumpe mit Sauglaufrad, Quelle: Hassert [15]	14
Abbildung 10: Pitotrohrpumpe, Quelle: Güllich [4]	15
Abbildung 11: Pumpenkennlinien verschiedener Pitotrohrpumpen einer Pumpenserie des Herstellers Ruhrpumpen, Quelle: Ruhrpumpen [36]	16
Abbildung 12: Verschiedene Laufradbauformen bei zunehmender spezifischer Drehzahl, Quelle: <a href="https://www.ksb.com">https://www.ksb.com</a> [28]	19
Abbildung 13: Einflutige, einstufige Kreiselpumpen mit Einfachspirale, links – $n_q = 14 \text{ min}^{-1}$ , Mitte – $n_q = 46 \text{ min}^{-1}$ , rechts $n_q = 80 \text{ min}^{-1}$ , halboffene Laufräder, Quelle: Holzer [29]	19
Abbildung 14: Axialpumpe $n_q = 210$ , 5-flügelig, messtechnisch bedingt mit großem Nabenverhältnis (Grundlage für [31])	20
Abbildung 15: Neugestaltete Pumpe, Querschnitt der beiden Varianten, Quelle: Benigni [26]	21
Abbildung 16: Optimale Pumpenwirkungsgrade für verschiedene Pumpentypen über der spezifischen Drehzahl, Quelle: Grabow [30]	23
Abbildung 17: Pumpentyp OH1, Quelle: ISO 13709 [1]	24
Abbildung 18: Sammelkennfeld einer Spiralgehäusepumpen – Baureihe als Übersicht der Kennfelder aller Baugrößen im QH-Diagramm für $n = 2900 \text{ min}^{-1}$ , Quelle: KSB [28]	25
Abbildung 19: Anhaltswerte für Pumpen, Quelle: Stepanoff [10]	26
Abbildung 20: Geschwindigkeitsdreiecke für ein Pumpenlaufrad an Eintritt und Austritt	27
Abbildung 21: Vergleich drallfreier Eintritt und Eintritt mit Gegendrall	28
Abbildung 22: Implosion einer Blase in Wandnähe, Quelle: Güllich [3]	29
Abbildung 23: Kavitationserosion an einem Stahllaufrad, Quelle: <a href="http://www.processindustryforum.com">http://www.processindustryforum.com</a> [37]	30
Abbildung 24: Bezugsebene für den NPSH-Wert an verschiedenen Laufradbauformen (Stelle S mit schwarzem Punkt markiert), Quelle: ISO 17769-1 [2]	31
Abbildung 25: Anhaltswerte für die Thomazahl $\sigma$ aus Stepanoff (rot) und aus Statistiken eines Pumpenherstellers (blau)	32
Abbildung 26: Theoretischer Stromfaden vom Ein- zum Austritt (links), Stromfäden eines Pumpenlaufrades, beginnend an unterschiedlichen Radien (rechts)	33
Abbildung 27: Bildung von Teilfluträdern am Beispiel eines radialen Laufrades	34
Abbildung 28: Geschwindigkeitsdreieck am Austritt eines Pumpenlaufrades	35
Abbildung 29: Vergleich von Laufrädern mit identischer Förderhöhe und zunehmendem Förderstrom	36
Abbildung 30: Diagramm zur Abschätzung der Scheibenreibungsleistung, Quelle: BWK [25]	37
Abbildung 31: Klassisches Laufrad einer Radialpumpe	38
Abbildung 32: Laufrad in Anlehnung an ein Modell der Firma Flowserve	39
Abbildung 33: Radialer Schaufelstern, Quelle: Güllich [3]	39
Abbildung 34: Laufrad mit zentraler Tragscheibe	40
Abbildung 35: Möglichkeiten der Verbindung von Tragscheibe und Nabe	40
Abbildung 36: Konformes Abbild mit mehreren Varianten bei gleichem Ein- und Austrittswinkel, Bezeichnung von meridionaler Länge $g$ und Umschlingung $h$ im Meridianschnitt und Grundriss	41
Abbildung 37: Konformes Abbild der Pumpe mit einer nominalen spezifischen Drehzahl $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	42
Abbildung 38: Darstellung der Laufradbeschaufelung im Meridianschnitt und Grundriss (dargestellt sind nur die Schnittkurven der Schaufel mit den Teilfluträdern)	43
Abbildung 39: Eintrittskante der Schaufel	43

Abbildung 40: Schaufelloser Ringraum im Meridianschnitt und allgemeine Form der Stromlinie, Quelle: Pfeleiderer [24]	45
Abbildung 41: Bahnkurve (dick und strichpunktiert) eines Flüssigkeitsteilchens in einem schaufellosen Ringraum konstanter Breite, Quelle Schulz [23]	45
Abbildung 42: Leitapparat einer Radialpumpe im Grundriss und Meridianschnitt, Quelle: Stepanoff [10]	46
Abbildung 43: Vergleich zweier logarithmischer Spiralen bei hohem und niedrigem Wert für $c_m$	47
Abbildung 44: Diffusorwirkungsgrade, Quelle: Truckenbrodt [22]	47
Abbildung 45: Einzelner Kanal eines Leitapparates, Quelle: Stepanoff [10]	48
Abbildung 46: Querschnittsformen von Spiralgehäusen, Quelle: Gülich [3]	49
Abbildung 47: Geschwindigkeitsprofil im Querschnitt einer Spirale	49
Abbildung 48: Einfluss der Spornlänge auf die Form der Pumpenkennlinie, Quelle: Schulz [23]	50
Abbildung 49: Schaubild zur Berechnung eines Spiralgehäuses beliebigen Querschnittes inklusive Sporn- bzw. Zungenkorrektur, Quelle: Pfeleiderer [24]	51
Abbildung 50: Ergebnis der eindimensionalen Auslegung: Meridianschnitt (links) und Grundriss (rechts); dargestellt ist die Pumpenvariante NQ6_V05p5	52
Abbildung 51: Bezeichnung der Eintrittswinkel (gültig für alle Prototypen)	53
Abbildung 52: Dreidimensionales Modell der Pumpe (nur das Fluidvolumen ist dargestellt)	53
Abbildung 53: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die mechanische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	54
Abbildung 54: Meridianschnitt der Pumpe für die mechanische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$ (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)	55
Abbildung 55: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die gusstechnische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	56
Abbildung 56: Meridianschnitt der Pumpe für die gusstechnische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$ (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)	57
Abbildung 57: Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts) der Pumpe für die mechanische Fertigung mit $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$	58
Abbildung 58: Meridianschnitt der Pumpe für die mechanische Fertigung mit $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$ (schraffiert sind die Tragscheibe und das abgeschnittene Wellenende dargestellt)	59
Abbildung 59: Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen, Quelle: Gülich [3]	60
Abbildung 60: Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen, Quelle: Gülich [3]	60
Abbildung 61: Extrapolation der Wirkungsgradverläufe laut Gülich [3] für $Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$	61
Abbildung 62: Pumpenkennlinien für verschiedene Oberflächengüten, Quelle: Juckelandt, Bleeck und Wurm [32]	62
Abbildung 63: Abhängigkeit des erreichbaren Wirkungsgrades von der Oberflächengüte der Pumpenbauteile, Quelle: Stoffel [33]	62
Abbildung 64: Ortsfestes infinitesimales Kontrollvolumen	63
Abbildung 65: Modell der Pumpe für die Simulation mittels CFD	65
Abbildung 66: Visualisierung der erzeugten Netze, Vorderseite (links) und Hinterseite (rechts) der Pumpe	65
Abbildung 67: Clockingpositionen zwischen ruhenden und bewegten Domains ( $0^\circ, 18^\circ, 36^\circ, 54^\circ$ relativ zwischen Austrittskante und Sporn; Spiralgehäuse ruhend, Laufrad rotierend)	66
Abbildung 68: $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ6V05p5 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)	67
Abbildung 69: $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ6V06p0 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)	68
Abbildung 70: $y^+$ -Werte an der Laufradoberfläche der Pumpenvariante NQ4V01p0 (links: Vorderseite, rechts Rückseite)	68
Abbildung 71: Abreißäste einer Pumpe mit $n_q = 200 \text{ min}^{-1}$ bei verschiedenen Fördermengen und einer Drehzahl $n = 4000 \text{ min}^{-1}$	71
Abbildung 72: Gitterstudie	72
Abbildung 73: Pumpenkennlinien der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5	73
Abbildung 74: Darstellung der Bereiche (rot) mit einer kleineren statischen Druckhöhe als 1m (absolut Druckhöhe)	74
Abbildung 75: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5	75
Abbildung 76: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ6V05p5 mit tangentialem Diffusor	75
Abbildung 77: Diffusor Charakteristik (Bereiche mit und ohne Strömungsablösung) in einem geraden Diffusors,	76
Abbildung 78: Pumpenkennlinien der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5 mit zentralem Diffusor	77
Abbildung 79: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5 mit zentralem Diffusor	78

Abbildung 80: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ6V05p5 mit zentralem Diffusor	78
Abbildung 81: Zonen abgelöster Strömung in einem Krümmung, Quelle: Idelchik [40]	79
Abbildung 82: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ und mit tangentialer und zentraler Diffusormündung	79
Abbildung 83: Pumpenkennlinien der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5 mit Splitterschaufeln	80
Abbildung 84: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V05p5 mit Splitterschaufeln	81
Abbildung 85: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ , Variante NQ6_V05p5 mit und ohne Splitterschaufeln	81
Abbildung 86: Gegenüberstellung der Pumpenvariante für die mechanische Fertigung (rot) und für die gusstechnische Fertigung (blau)	82
Abbildung 87: 3d- Ansicht der Gegenüberstellung der Pumpenvariante für die mechanische Fertigung (rechts) und für die gusstechnische Fertigung (links)	82
Abbildung 88: Pumpenkennlinien der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V06p0	83
Abbildung 89: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ6_V06p0	84
Abbildung 90: Zeitlicher Verlauf der Förderhöhe $H$ , des Wirkungsgrads $\eta$ und der Thomazahl $\sigma$ während einer Umdrehung des Pumpenlaufrades NQ6_V06p0 bei 50 % der Auslegefördermenge	84
Abbildung 91: Vergleich der Pumpenkennlinien der Pumpen mit $n_{q,nominal} = 6 \text{ min}^{-1}$ für die mechanische (Variante NQ6_V05p5) und die gusstechnische Fertigung (Variante NQ6_V06p0)	85
Abbildung 92: Pumpenkennlinien der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 4 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ4_V01p0	86
Abbildung 93: Förderhöhe (links) und statische Druckhöhe (rechts) in Laufrad und Spirale der Pumpe mit $n_{q,nominal} = 4 \text{ min}^{-1}$ Variante NQ4_V01p0	87
Abbildung 94: Geschwindigkeitsverteilung (links) und Verteilung der statischen Druckhöhe im Diffusor, Variante NQ4V01p0 mit tangentialem Diffusor	87
Abbildung 95: Exemplarische Aufteilung der Verlustanteile	88
Abbildung 96: Verlustanteile der Einzelkomponenten (Spiralgehäuse und Laufrad)	89

## 9 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eckdaten der neugestalteten Pumpe	22
Tabelle 2: Spezifikationen der Pumpe NQ6_V05p5 für die mechanische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	54
Tabelle 3: Spezifikationen der Pumpe NQ6_V06p0 für die mechanische Fertigung mit $n_q = 6 \text{ min}^{-1}$	56
Tabelle 4: Spezifikationen der Pumpe NQ4_V01p0 für die mechanische Fertigung mit $n_q = 4 \text{ min}^{-1}$	58
Tabelle 5: Überblick über die einzelnen Teilbereiche mit Art und Größe der Netze	65
Tabelle 6: Minimale Spaltweiten zwischen Laufrad und Gehäuse, Quelle: API 610 [1]	91

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] International standard ISO 13709: 1<sup>st</sup> edition, "Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries". Equal to API 610, 10<sup>th</sup> edition.
- [2] International standard ISO 17769-1, „Flüssigkeitspumpen und -installationen – Allgemeine Begriffe, Definitionen, Größen, Formelzeichen und Einheiten – Teil 1: Flüssigkeitspumpen“.
- [3] International standard ISO 9906, "Kreiselpumpen – Hydraulische Abnahmeprüfungen – Klassen 1, 2 und 3".
- [4] Gülich, J. F., 2010, "Centrifugal pumps". Springer Verlag, 2nd edition.
- [5] Benigni, H., Jaberg, H., Penninger, G., 2003, "Dimensioning and simulation of a pump with lowest possible specific speed". In: Conference Proceedings / Conference on Modelling Fluid Flow, Vol. II. Budapest, pp. 991-996, Conference on Modelling Fluid Flow, Budapest, Hungary, 3-6 September 2003.
- [6] Visser, F. C., Brouwers, J. J. H., Jonker, J. B., 1999, "Fluid flow in a rotating low-specific-speed centrifugal impeller passage". Fluid Dynamics Research, 24, pp. 275-292.
- [7] Cui, B., Zhu, Z., Zhang, J., Chen, Y., 2006, "The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers". Chinese J. Chem. Eng., 14, pp. 435-441.
- [8] Kergourlay, M., Younsi, M., Bakir, F., Rey, R., 2006, "Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison". International Journal of Rotating Machinery, 2007, p. art.ID85024.
- [9] Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J., Kitahora, T., 1998, "Performance of centrifugal pumps of very low specific speed". In: Proceedings of the 19th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Singapore, pp. 833-842.
- [10] Stepanoff, A. J., 1959, „Radial- und Axialpumpen“. Springer Verlag.
- [11] Pedersen, N., Larsen, P. S., Jacobsen, C. B., 2003, "Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions – part i: Particle image velocimetry (piv) and laser doppler velocimetry (ldv) measurements". Journal of Fluids Engineering, 125, pp. 61-72.
- [12] Byskov, K., Jacobsen, C. B., Pedersen, N., 2003, "Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions – part ii: Large eddy simulations". Journal of Fluids Engineering, 125, pp. 73-83.
- [13] Zhang, W., Yunchao, Y., Hongxun, C., 2010, "Numerical simulation of unsteady flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions by hybrid rans/les approaches". In: HPCA, pp. 571-579.
- [14] Guo, P., Luo, X., Lu, J., Zheng, X., 2008, "Numerical investigation on impeller-volute interaction in a low specific speed centrifugal pump with tongue profile variation". In: The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering.
- [15] Hassert, F., 2016, „Seitenkanalpumpen abseits vom klassischen Betätigungsfeld – Side channel pumps beside their classical application range“. 20<sup>th</sup> Practitioner's conference, Graz April 4<sup>th</sup>-6<sup>th</sup> 2016.
- [16] Benigni, H., Jaberg, H., Yeung, H., Salisbury, T., Berry, O., Collins, T., 2012, "Numerical Simulation of Low Specific Speed American Petroleum Institute Pumps in Part-Load Operation and Comparison with Test Rig Results". ASME, J. Fluids Eng. 2012, 134(2):024501-024501-9. doi:10.1115/1.4005769.
- [17] Menter, F. R., 1994, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications". AIAA-Journal, 32, pp. 1598–1605.
- [18] Smirnov, P. E., Menter, F. R., 2009, "Sensitization of the SST Turbulence Model to Rotation and Curvature by Applying the Spalart–Shur Correction Term". ASME, Journal of Turbomachinery, Oct. 2009, Vol. 131 / 041010-1.
- [19] Kato, M., Launder, B. E., 1993, "The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders". 9th Symposium on Turbulent Shear Flows, Kyoto, Japan, Aug. 16-18, 1993.
- [20] Gehrler, A., Benigni, H., Penninger, G., 2004, "Dimensioning and simulation of process pumps". In: Karlsruhe Pump Users Technical Forum.
- [21] Schmidl, R., 2007, "Contribution to the cavitation optimization of Kaplan blades by numerical flow simulation and evolutionary strategies". PhD thesis, Technical University of Graz.
- [22] Truckenbrodt, E., 1996, „Fluidmechanik Band 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide“. Springer Verlag.
- [23] Schulz, H., 1977, „Die Pumpe, Arbeitsweise Berechnung & Konstruktion“. Springer Verlag.
- [24] Pfeleiderer, C., 2005, „Strömungsmaschinen“. Springer Verlag.
- [25] Brennstoff-Wärme-Kraft Nr.: 10, 1953.
- [26] Benigni, H., Leithner, S., Schiffer, J., Jaberg, H., Höller, S., 2016, "Development of a novel centrifugal pump with lowest specific speed", 3<sup>rd</sup> International Rotating Equipment Conference (IREC), Düsseldorf, Germany, September 14-15, 2016.
- [27] Kaplan, V., 1908, „Bau rationeller Francisturbinenlaufräder“. Oldenbourg Verlag.
- [28] <https://www.ksb.com>, Mai. 02, 2016.
- [29] Holzer, S., 2004, „Beiträge zur hydraulischen Optimierung von Radialpumpen“ Diplomarbeit am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz.



- [30] Grabow, G., 2002, „Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen – Pumpen und Verdichter“, Forschung im Ingenieurwesen 67 (2002) 100-106. Springer Verlag.
- [31] Vad, J., Bencze, F., Glas, W., Jaberg, H., Benigni, H., 2002, "Comparative Investigation on Axial Flow Pump Rotors of Free Vortex and Non-Free Vortex Design", Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering, Series, Vol. 46., Issue 2, pp. 107-116.
- [32] Juckelandt, K., Bleeck, S., Wurm, F.-H., 2015, "Analysis of losses in centrifugal pumps with low specific speed with smooth and rough walls", 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC 11), Madrid, Spain, March 23-27, 2015
- [33] Stoffel, B., 2006, „Forschungsergebnisse zur Kavitation und zum erreichbaren Wirkungsgrad von Kreiselpumpen“, Vortrag am 22.06.2006 in der Vortragsreihe, Strömungsmaschinen am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz.
- [34] Paßler, A., 2013, „Konzeptauslegung unter Berücksichtigung der Marktbedürfnisse für mehrstufige Pumpen“ Diplomarbeit am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz.
- [35] Benigni, H., Jaberg, H., Michal, L., 2012, "Numerical simulation and experimental setup of a multiphase pump application", Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12) The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary, September 4-7, 2012.
- [36] <http://www.ruhrpumpen.com>, Juni 01, 2016.
- [37] <http://www.processindustryforum.com>, Juni 01, 2016.
- [38] Hydraulic Institute standard ANSI/HI 3.6, "Rotary Pump Tests".
- [39] KSB AG (Hrsg.), 1999, „Auslegung von Kreiselpumpen“.
- [40] Idelchik, I.E., 1986, "Handbook of Hydraulic Resistance", Springer Verlag, 2nd edition.
- [41] Nichtawitz, A., Abfalterer, J., 1990, "Model tests on various draft tube designs at high specific speed turbines", In: Proceedings of the 15th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Belgrade, Yugoslavia, September 11-14, 1990.