

# **Beeinflussung der Kennliniensteigung von Gliederpumpen**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Technischen Universität Kaiserslautern  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**

genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Boris Kneip

aus Wiesbaden

Tag der mündlichen Prüfung:	31.10.2008
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. S. Ripperger
Vorsitzender:	Prof. Dipl.-Ing. Dr. tech. H.-J. Bart
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. D.-H. Hellmann
	Prof. Dr.-Ing. R. Flierl



SAM Forschungsberichte

Band 20

**Boris Kneip**

**Beeinflussung der Kennliniensteigung  
von Gliederpumpen**

D 386 (Diss. Technische Universität Kaiserslautern)

Shaker Verlag  
Aachen 2009

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Kaiserslautern, TU, Diss., 2008

Copyright Shaker Verlag 2009

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8322-8081-9

ISSN 1615-6587

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
2	Mehrstufige Pumpen .....	4
2.1	Aufbau und typische Einsatzmöglichkeiten von mehrstufigen Pumpen.....	4
2.2	Baukastenprinzip für Laufräder .....	6
2.3	Kennlinie und Kennliniensteigung.....	6
2.3.1	Kavitation und NPSH.....	9
2.3.2	Energieumsatz im Laufrad .....	10
2.3.3	Die theoretische Kennlinie .....	11
2.3.4	Die reale Kennlinie.....	13
3	Hydraulische Auslegung von Kreiselpumpen.....	15
3.1	Ähnlichkeit, Übertragungssicherheit von Luft auf Wasser.....	15
3.1.1	Geometrische Ähnlichkeit.....	15
3.1.2	Dynamische Ähnlichkeit, Ähnlichkeitskennzahlen .....	16
3.1.3	Kinematische Ähnlichkeit, Durchflusszahl.....	18
3.1.4	Affinitätsgesetze.....	18
3.1.5	Übertragbarkeit von Luftversuchen .....	21
3.1.6	Spaltbetrachtung.....	24
3.1.7	Spezifische Drehzahl .....	25
3.2	Auslegung einer Gliederpumpenstufe nach Stand der Technik .....	26
3.2.1	Laufrad (Bereich $n_q=20$ bis 35).....	27
3.2.2	Leitrad und Rückführpartie .....	32
3.2.3	Auswahl der Schaufelzahl an Lauf- und Leitrad.....	33
3.3	Stufenmix, Zusammenstellung einer Kennlinie durch verschiedene Stufen.....	34
4	Prüfstand und Messeinrichtungen .....	36
4.1	Aufbau des Prüfstands.....	36
4.1.1	Aufbau der Zulaufstrecke.....	37
4.1.2	Aufbau der Versuchspumpe .....	37
4.1.3	Antrieb.....	39
4.2	Prüfstandsmesstechnik .....	41
4.2.1	Messung des Förderstroms.....	42
4.2.2	Messung der Förderhöhe .....	43
4.2.3	Messung der Leistung .....	44
4.2.4	Berechnung des Wirkungsgrads.....	45
4.3	Fehlerabschätzung der Prüfstandsmesstechnik .....	45
4.3.1	Förderstrom .....	45
4.3.2	Förderhöhe .....	47
4.3.3	Leistung.....	49
4.4	Hitzdrahtmesstechnik .....	49
4.4.1	Prinzip und Eigenschaften.....	50
4.4.2	Auswertungsverfahren .....	52

4.4.3	Integrationen.....	53
5	Ziele.....	56
6	Versuchsdurchführung .....	58
6.1	Varianten der Hydraulik $n_q=23$ .....	59
6.2	Varianten der Hydraulik $n_q=30$ .....	62
6.3	Auslegung und Messung neuer Varianten $n_q=30$ .....	62
7	Auswertung der Messungen $n_q=23$ .....	65
7.1	Kennlinienmessungen $n_q=23$ .....	65
7.1.1	Originalhydraulik – Ausgangszustand .....	65
7.1.2	Änderungen am Austritt der Rückführpartie.....	67
7.1.3	Änderungen am Spalt A .....	70
7.1.4	Läuferverschiebung.....	71
7.1.5	Änderungen am Leitradeintritt .....	75
7.1.6	Änderungen an mehreren Stufen.....	78
7.1.7	Stufenmix $n_q=23$ .....	82
7.1.8	Ergebnismatrix Kennlinienmessungen $n_q=23$ .....	84
7.1.9	Zusammenfassung Kennlinienmessungen $n_q=23$ .....	86
7.2	Hitzdrahtmessungen der Varianten $n_q=23$ .....	86
7.2.1	Messungen der Änderungen am Austritt der Rückführpartie .....	87
7.2.2	Messungen der Änderungen am Leitradeintritt.....	100
7.2.3	Integrationen der Hitzdrahtergebnisse .....	109
7.2.4	Zusammenfassung Ergebnisse Hitzdrahtmessungen .....	112
7.3	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen der Experimente $n_q=23$ .....	112
8	Auswertung der Messungen $n_q=30$ .....	114
8.1	Kennlinien $n_q=30$ .....	115
8.2	Läuferverschiebung Variante R .....	122
9	Zusammenfassung und Ausblick .....	125
9.1	Zusammenfassung .....	125
9.2	Ausblick .....	126
10	Anhang .....	127
11	Literaturverzeichnis.....	131
11.1	Formelzeichen .....	134
11.2	Betreute Studien- und Diplomarbeiten.....	137

---

## Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Thema Kennliniensteigung von Gliederpumpen und ist in zwei Teile gegliedert. Einerseits werden Änderungen an einer existierenden Pumpe mit einer spezifischen Drehzahl  $n_q=23$  behandelt, andererseits werden die Ergebnisse der Neuauslegung einer Hydraulik  $n_q=30$  dargestellt und beurteilt. Die Kennliniensteigung einer Pumpe wird als Quotient aus der maximalen Förderhöhe und der Förderhöhe im Punkt besten Wirkungsgrades berechnet. Sie gibt Aufschluss über die Menge an zusätzlich erzeugter aber von der Anlage nicht benötigter Druckenergie bei Teillast. Ist eine Kennlinie steil, also die Kennliniensteigung groß, entsteht bei Teillast sehr viel nicht benötigte Energie. Ist die Kennlinie sehr flach, wird bei Teillast zwar nur wenig nicht benötigte Druckenergie erzeugt, jedoch kann es, wie auch bei instabilen Kennlinien, zu Problemen mit der Regelung der Pumpe oder der Anlage kommen. Aus diesen Gründen wird bei den meisten Anwendungen eine Kennliniensteigung zwischen 1,15 und 1,25 gewünscht oder bei Großprojekten, zum Beispiel im Kraftwerksbau, sogar bereits im Pflichtenheft gefordert.

Bei neu auszulegenden Pumpen ist die Kennliniensteigung stets von hoher Bedeutung. Aber auch bei existierenden Pumpen ist oftmals der Wunsch vorhanden, die Kennlinie an die aktuellen Bedürfnisse des Kunden anzupassen, ohne eine neue Hydraulik zu entwickeln.

Aus diesem Grund befasst sich der erste Teil der vorliegenden Arbeit mit dem Versuch, die Kennliniensteigung einer vierstufigen Pumpe zu reduzieren. Der Schwerpunkt der Untersuchungen lag dabei im Leitrad und in der Rückführpartie. So wurden verschiedene Varianten mit gekürzter Rückführpartie erstellt und systematisch untersucht. Zunächst wurde die Geometrie an nur einer Stufe geändert, anschließend erfolgte eine Hochrechnung der Ergebnisse auf eine Änderung an allen Stufen. Die Varianten mit den geringsten hochgerechneten Kennliniensteigungen wurden auf alle vier Stufen umgesetzt und geprüft. Hier zeigte sich, dass die maximalen Änderungen an allen Leitapparaten eine instabile Kennlinie nach sich zogen, weshalb die Idee des sogenannten Stufenmix-Verfahrens umgesetzt wurde. Dies bedeutet, dass in den verschiedenen Stufen der Gliederpumpe unterschiedliche Lauf- oder Leiträder eingesetzt werden. Bei den hier vorgenommenen Untersuchungen befanden sich die Laufräder in allen Stufen im Originalzustand, während es sich bei den Leiträdern um die bearbeiteten Varianten handelte. Mithilfe des Stufenmix-Verfahrens konnte so eine stabile Kennlinie mit einer deutlich verringerten Kennliniensteigung gemessen werden. Hierbei blieb der Wirkungsgrad im Bestpunkt

konstant, lediglich die Förderhöhe war etwas geringer, was eine geänderte spezifische Drehzahl zur Folge hatte.

Um die Ursache für die geänderte Kennlinie zu ermitteln, wurden nach den Kennlinienmessungen verschiedene Hitzdrahtmessungen vorgenommen. Dazu wurde die Strömung an zwei Stellen innerhalb der Pumpe aufgenommen, einerseits zwischen dem Austritt des Laufrads und dem Eintritt des Leittrads und andererseits zwischen dem Austritt aus der Rückführpartie und dem Eintritt in das Laufrad der Folgestufe.

Die Strömung am Austritt aus dem Laufrad wurde vermessen, um eine eventuell vorhandene Rückwirkung aus dem geänderten Leitradeintritt zu erfassen. Allerdings zeigten die verschiedenen Messungen an den Varianten über den kompletten Förderbereich der Pumpe, dass die Strömungsbilder im Rahmen der Messgenauigkeit gleich blieben, also die Änderung des Leitradeintritts keinen Einfluss auf die Abströmung aus dem Laufrad hatte.

Die Messung am Austritt aus der Rückführpartie war hingegen deutlich aufschlussreicher, da eine Änderung klar ersichtlich war. Je weiter die Rückführpartie zurückgenommen bzw. gekürzt wurde, umso stärker stieg die Umfangskomponente der Strömung vor dem Laufrad. Die Umfangskomponente hatte dabei die gleiche Rotationsrichtung wie das Laufrad selbst. Dementsprechend konnte die verringerte Förderhöhe nach dem ersten Hauptsatz der Strömungsmaschinentheorie erklärt werden. Zusätzlich ergaben die Hitzdrahtmessungen, dass die vorgenommenen Änderungen mit einem homogeneren Strömungsprofil verbunden waren.

Bei den Untersuchungen an der Pumpe mit der spezifischen Drehzahl  $n_q=30$  wurden neue Lauf- und Leiträder ausgelegt, deren Förderhöhe und der Förderstrom im Bestpunkt durch die existierende Hydraulik  $n_q=30$  vorgegeben waren. Ziel war es, eine flache Kennlinie im Sinn der oben genannten Spezifikation bei mindestens konstantem Wirkungsgrad zu erreichen. Die vorhandene Referenzhydraulik wurde mit einer Kennliniensteigung von 1,45 gemessen. Insgesamt wurden drei neue Varianten entworfen und gefertigt. Die Laufräder unterschieden sich in Bezug auf Laufraddurchmesser, Laufradaustrittsbreite sowie Laufradaustrittswinkel. Für jedes Laufrad wurde anschließend ein an die Strömungszustände am Austritt passendes Leitrad entworfen. Bei den Messungen stellte sich heraus, dass die Kennlinien der neu ausgelegten Varianten allesamt flacher waren als die der Referenzhydraulik. Allerdings konnte nur die Variante H den Wirkungsgrad der Referenz erreichen bzw. sogar leicht übertreffen, während die beiden anderen Varianten weit unter diesem blieben. Bezogen auf den Punkt besten Wirkungsgrades der Referenz ergab sich für Variante H eine Kennliniensteigung von 1,31. Bei dieser Variante fand jedoch eine Verschiebung des

---

Optimums in Richtung Überlast statt, mit der Folge einer geänderten spezifischen Drehzahl. Auch war die Förderhöhe bei Variante H im Bereich des Optimums der Referenz etwas niedriger. Dennoch war der Wirkungsgrad im gesamten Förderbereich mindestens genauso gut, an einigen Messpunkten sogar besser als bei der Referenz.

## Abstract

The discussion about energy consumption in combination with the release of CO<sub>2</sub> has become a global discussion today. One way of reducing energy is to reduce the power consumption of pumps.

This paper deals with the gradient of characteristic curves of multi-stage pumps and is divided into two parts. On the one hand, changes at an existing pump with a specific speed of  $n_q=23$  are discussed, on the other hand the findings of a new hydraulic designed for a specific speed of  $n_q=30$  are evaluated. The gradient of the characteristic curve of a centrifugal pump is defined as the quotient of the maximum head and the head in the point of best efficiency. It indicates the amount of pressure energy produced at partial load of the pump. If a characteristic curve is steep, the gradient is high, and a lot of pressure energy is transferred to the fluid that is not needed by the plant. If the curve is flat, at partial load little non-necessary pressure energy is transferred to the fluid, but a result can be, as well as with an unstable curve, problems with the control of the system. Due to these reasons, a gradient of the characteristic curve between 1.15 and 1.25 is the aim for the producers or can even be written in the technical specifications of projects.

When designing a new pump, the gradient of the characteristic curves is always very important. But even for existing pumps an adjustment of the characteristic curve of the pump to the needs of the customer is wanted without designing a new hydraulic.

The first part of this paper deals with the attempt of reducing the gradient of the characteristic curve of a four-staged pump without designing completely new parts. The main focus was set to the inlet and the outlet of the guide vane apparatus. Different versions of shortened vanes at the outlet of the guide vane apparatus were designed and investigated. In the first steps only one stage was changed and the results were extrapolated to a change in all stages. The versions with the smallest extrapolated gradient were implemented in all stages and tested. One result was that the version with the maximum change in the outlet came out with an unstable characteristic curve. The idea of a "stage-mix" was created and implemented. This means that in different stages of the pump different impellers or guide vane apparatus are mounted. During all the tests the impellers stayed the same, no changes were being made. With the use of different guide vane apparatuses it was possible to create a stable characteristic curve with a significant decreased gradient. The maximum

efficiency was kept constant, just the head was a bit lower, which resulted in a change in the specific speed.

To discover the reason for the change in the characteristic curve hot-wire measurements were performed. The flow was measured at two areas within the pump, at the outlet of the impeller and at the inlet of the impeller of the consecutive stage. The flow at the outlet of the impeller was measured to capture possible retroaction of the change at the inlet to the guide the vanes. The measurements of the different versions at all flows are the same within the measurement tolerances, however, so there is no retroaction from the inlet of the guide vanes to the outlet of the impeller. The measurements at the inlet of the impeller of the consecutive stage were more informative. The more the blades at the outlet of the guide vane apparatus were shortened the higher the circumferential component of the flow was in front of the impeller. The direction of the circumferential component was the same as the direction of the rotation of the impeller. Following the first fundamental theorem of fluid flow machines the reduced head is the result of the circumferential component of the flow in front of the impeller. The measurements additionally showed a more homogenous flow field.

For the pump with the specific speed  $n_q=30$  new impellers and guide vane apparatus were designed, the design point was given by an existing hydraulic  $n_q=30$ . The aim of the design was to create a small gradient of the characteristic curve like specified above with at least the maximum efficiency of the reference. The gradient of the characteristic curve of the reference was 1.45. Three hydraulic systems have been designed and produced. The impellers have got different diameters, outlet widths, and outlet angles. For each impeller an adequate guide vane apparatus was designed. The measurements showed that the gradients of the characteristic curves of all new designed hydraulics were smaller than the one of the reference. But only Version H could reach the maximum efficiency of the reference. At certain points the efficiency of version H was even higher, whereas the other new versions had a lack of efficiency. Compared to the flow at the best efficiency of the reference the gradient of version H was 1.31. But the point of best efficiency was at a higher flow, which resulted in a higher specific speed. The head of version H was a bit lower than the reference. The efficiency was at least as high as the reference throughout the whole range of flow, however.