

**Experimentelle Untersuchungen zur Wechselwirkung zwischen
Baugröße, Kennliniensteigung und Wirkungsgrad von
Gliederpumpenstufen**

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

DOKTOR-INGENIEUR (Dr.-Ing.)

genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Kerstin Weinert

aus Frankenthal

Tag der mündlichen Prüfung:	08. Dezember 2011
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. B. Sauer
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. R. Flierl
Berichterstatter:	Prof.-Dr.-Ing. D.-H. Hellmann
	Prof.-Dr.-Ing. M. Böhle

SAM Forschungsberichte

Band 21

Kerstin Weinert

**Experimentelle Untersuchungen zur Wechselwirkung
zwischen Baugröße, Kennliniensteigung und
Wirkungsgrad von Gliederpumpenstufen**

D 386 (Diss. Technische Universität Kaiserslautern)

Shaker Verlag
Aachen 2012

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., 2011

Copyright Shaker Verlag 2012

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

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-1580-5

ISSN 1615-6587

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

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

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner berufsbegleitenden Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Strömungs- und Verdrängermaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern.

Zu größtem Dank verpflichtet bin ich allen voran Herrn Prof. Dr.-Ing. D.-H. Hellmann, der mich sowohl in seiner Funktion als Leiter des Lehrstuhls als auch in seiner nachfolgenden Tätigkeit stets mit außerordentlichem Interesse und einem hohen Maß an Hilfsbereitschaft in jeder Hinsicht begleitet, geleitet, unterstützt und motiviert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Böhle sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Flirl gilt mein aufrichtiger Dank für die nicht selbstverständliche Übernahme des Koreferates und des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ohne Herrn Dipl.-Ing. J. Schill (ehemals KSB AG) wäre diese Arbeit nicht entstanden. Nach seinem Tod möchte ich mich stellvertretend bei seiner Familie für sein in mich gesetztes Vertrauen und seine stete Unterstützung ganz herzlich bedanken.

Allen Mitarbeitern der KSB AG, die dieses Vorhaben auf vielfältigste Weise begleitet und ermöglicht haben, sei ebenfalls herzlich gedankt.

Ein wesentlicher Anteil am Gelingen dieser Arbeit obliegt den Kollegen und Mitarbeitern des Lehrstuhls sowie allen Studenten, die durch vielseitige Gespräche und großes Engagement für viele Anregungen und Impulse gesorgt und zur Bewältigung mancher Herausforderung beigetragen haben.

Abschließend gilt mein ganz besonderer Dank und meine größte Wertschätzung meiner Familie, die mich mit sehr viel Geduld ertragen und getragen hat.

Summary

Boiler feed water pumps provide feed water to the steam generator in thermal power plant operation. To reach the required high pressure levels, a high performance multistage pump design applies.

The energy conversion of multistage pumps strongly depends on the design of the diffuser being installed downstream to the impeller.

So the main target of this investigation was to evaluate the influence of different diffuser designs on the gradient and stability of the resulting performance curves, the maximum efficiency and the space requirements of the relevant hydraulic stage design.

Furthermore, the results shall contribute to increase the power density of hydraulic stages by minimizing their scale ratio at constant efficiency levels due to optimized diffuser design.

Therefore a full-scale hydraulic stage of a high pressure multistage pump has been set up to conduct model tests with air. The tests were performed to investigate and compare the performance curves of the following different consecutive impeller-diffuser-combinations; within the test series, the impeller remained unchanged:

- guide ring,
- radial diffuser,
- lateral bypass diffuser and
- hybrid diffuser.

As a prerequisite to the investigation, the suitability of model tests with air instead of water was attested. Due to non-conforming viscosity values of air and water flow, physical similarity of both flows cannot be achieved. Nevertheless, the relevant similarity conditions are sufficiently fulfilled in compliance with adequate Reynolds numbers during investigation. This was shown by experimental evidence. Furthermore, the scope of validity of similarity laws could be extended also for the total power consumption for the applicable test arrangement.

Consecutively, the results of model tests with air can be transferred to water applications.

The basis of comparison for the investigated diffuser designs is the most common radial diffuser. The space requirement of this arrangement results to a scale ratio of 1,5. The basic performance curve shows the well known instability at part load condition for the applicable specific speed range with a reverse gradient towards shut-off head. Further slight discontinuities are induced by part load recirculation flow phenomena at the inlet and outlet of the impeller. The gradient of performance curve results to 1,19 which is slightly below the common applicable range for boiler feed water pumps.

The application of a guide ring significantly expands the operating range. The best efficiency point switches to considerable higher flow rates. This seems to result to steep performance curves regarding the absolute gradient. The relative comparison to the radial diffuser design makes clear that the guide ring provides the minimum steepness of all stage designs. The efficiency loss results to 6% which is too high for economic use in high performance power plant operation.

Generally, the flow develops according to the law of conservation of angular momentum. So the energy conversion depends on the inlet and outlet diameter of the guide ring. In case of unlimited space requirements, enlarged outer diameters ensures increased energy conversion rates and higher efficiency. Basically enlarged outer dimensions of hydraulic stages cannot be considered for high performance applications so the guide vane design is not competitive.

The lateral bypass diffuser reduces the scale ratio to 1,29 and concurrently provides equal performance characteristics compared to the radial diffuser design with identical best efficiency points and efficiency values. So the power density of this stage design is increased. The energy conversion at part load and overload provides decreased energy losses which results to relative higher gradients. This effect is expected to increase in multistage applications due to continuous unidirectional guided flow. The above mentioned part load instability is reduced.

Both stage designs are comparable from the technical point of view. Due to reduced scale ratio, the lateral bypass diffuser stage provides a higher power density. This leads to the requirement of economic evaluation of both concepts. The increased steepness of the performance curve must be assessed with respect to power plant operation requirements.

The space requirements of the investigated primary hybrid diffuser stage is further reduced to a scale ratio of 1,13 and provides an acceptable power density level although the efficiency loss of 6% is noneconomical regarding life cycle costs.

Compared to the radial diffuser stage design, the operating range is slightly increased due to the lack of impact losses caused by impeller-diffuser-interactions.

The absolute gradient of the performance curve correlates to the radial diffuser characteristic but the relative comparison shows clearly a flat curve corresponding to the guide ring stage design. The unidirectional flow may also lead to an increased gradient of performance curve in multistage arrangements. Compared to the other concepts, the hybrid stage provides the most stable performance curve.

In total, the hybrid stage design provides the utmost potential to essentially increase the power density of multistage pumps. The hydraulic outline of the primary design is actually very simple, so the efficiency can be further increased by additional optimization efforts.

The acceptable deviation in efficiency compared to the high-performance stage designs depends on the pump's designation and load spectrum during power plant operation and must be valued individually in detail.

In this regard, the determination of the upstream flow pattern by means of hot wire anemometry contributes to improving the design methods of hybrid diffusers.

Kurzfassung

In thermischen Kraftwerken versorgen Kesselspeisepumpen die Dampferzeuger mit der benötigten Menge an Speisewasser mit den hierfür erforderlichen hohen Drücken. Aufgrund ihrer Funktion und Leistungsdichte unterliegen sie dabei der Forderung nach höchstmöglichem Wirkungsgrad und Verfügbarkeit.

Der Arbeitsumsatz solcher mehrstufiger Gliederpumpen wird in der hydraulischen Stufe maßgeblich durch den dem Laufrad nachgeschalteten Leitapparat bestimmt.

Ziel der Arbeit war es, den Einfluss verschiedener Leitapparate auf die Steigung und Stabilität der Kennlinien, den jeweils erreichbaren Wirkungsgrad sowie die erforderliche Baugröße von Gliederpumpenstufen zu beurteilen. Weiterhin sollten die gewonnenen Ergebnisse dazu beitragen, die Leistungsdichte der hydraulischen Stufe durch Optimierung des Leitapparates zu erhöhen, indem unter Beibehaltung eines möglichst hohen Wirkungsgrades die Baugröße der Stufe minimiert wird.

Zu diesem Zweck wurde an einer maßstäblich nachgebildeten Stufe einer Hochdruckgliederpumpe im Modellversuch mit dem Strömungsfluid Luft das Förderverhalten der folgenden systematisch aufeinander aufbauenden Laufrad - Leitapparat - Kombinationen mit jeweils gleichem Laufrad miteinander verglichen:

- Leitringstufe,
- Radiale Leitradstufe,
- Leitradstufe mit seitlicher Umführung und
- Zwitterradstufe.

Die erzielten Resultate der einzelnen Kombinationen mit der klassischen radialen Leitradstufe zeigen, dass auch bei merklicher Reduzierung der Stufenbaugröße vergleichbare Leistungsdichten und Wirkungsgrade erzielt werden können. In der Gesamtheit betrachtet, liegt in der Zwitterradstufe mit kleinstmöglicher Stufenbaugröße das größte Potenzial zur deutlichen Erhöhung der Leistungsdichte einer Gliederpumpenstufe.

Die Erfassung der Strömungsverhältnisse in der Zwitterradstufe mit Hilfe der Hitzdrahtmesstechnik trug weitere Erkenntnisse zur Verbesserung des Auslegungsverfahrens bei.

Inhaltsverzeichnis

1	MOTIVATION DER ARBEIT	1
1.1	Relevanz des Themas	1
1.2	Aktualität des Themas	4
1.3	Struktur der Arbeit.....	5
2	KESSELSPEISEPUMPEN – STAND DER TECHNIK.....	6
2.1	Technischer Entwicklungsstand.....	7
2.2	Förderverhalten	10
2.2.1	Hydraulische Grundlagen.....	11
2.2.2	Kennliniensteigung.....	15
2.2.3	Kennlinienstabilität	19
2.2.3.1	Art und Ursache von Instabilitäten.....	20
2.2.3.2	Auswirkungen und Einflussfaktoren von Instabilitäten.....	21
2.3	Erreichbarer Wirkungsgrad	26
2.4	Leitapparate	27
2.4.1	Allgemeine Betrachtungen	28
2.4.1.1	Grundgleichungen	28
2.4.1.2	Leitapparate konstanter Breite	29
2.4.1.3	Leitapparatgerade	29
2.4.1.4	Reaktionsgrad	30
2.4.2	Baugröße der Stufe.....	31
2.4.3	Beschreibung ausgewählter Leitapparate	31
2.4.3.1	Leitring.....	31
2.4.3.2	Beschaufeltes Leitrad	31
2.4.3.3	Leitrad mit seitlicher Umführung	32
2.4.3.4	Zwiterrad	32
3	MODELLVERSUCHE MIT DEM STRÖMUNGSFLUID LUFT	34
3.1	Vergleichsbasis.....	35
3.2	Ähnlichkeitsbedingungen	35
3.2.1	Einfluss der Kompressibilität (Machzahl)	37
3.2.2	Einfluss der Viskosität (Reynoldszahl)	39

3.3	Gültigkeitsbereich der Affinitätsgesetze	42
3.3.1	Ähnlichkeit der Leistungswerte	43
3.3.2	Vergleich zum Wasserversuch	48
3.3.3	Wirkungsgradaufwertung	50
3.4	Fazit	53
4	VERSUCHSTECHNIK	54
4.1	Versuchsanlage	54
4.2	Messtechnik und Gesetzmäßigkeiten	59
4.2.1	Erfassung der Stufenkennlinien	59
4.2.2	Erfassung der Kennlinien für freie tangential Abströmung	65
4.2.3	Erfassung der Strömungskenngrößen	66
4.2.4	Strömungssichtbarmachung	68
4.3	Fehlerbetrachtung	68
4.3.1	Systematische Fehler der eingesetzten Messgeräte	70
4.3.2	Fluidichte ρ	71
4.3.3	Förderstrom Q	72
4.3.4	Förderhöhe H	73
4.3.5	Leistung P	74
4.3.6	Hitzdrahtmessung	74
5	VERSUCHSDURCHFÜHRUNG	76
5.1	Systematik der Untersuchungen	77
5.2	Kurzbeschreibung der Untersuchungsobjekte	79
5.3	Beschreibung der Hitzdrahtmessungen	84
6	VERSUCHSERGEBNISSE	85
6.1	Förderverhalten der Originalstufe	85
6.1.1	Lauftrad	85
6.1.1.1	Theoretische Kennlinien	85
6.1.1.2	Gemessene Kennlinie	85
6.1.1.3	Verluste	88
6.1.1.4	Abströmung	89
6.1.2	Radiales Leitrad	92
6.1.2.1	Leitradgerade	92
6.1.2.2	Gemessene Kennlinie der radialen Leitradstufe	93

6.2	Förderverhalten der Stufenkonzepte	95
6.2.1	Leitringstufe.....	95
6.2.1.1	Einfluss des Außendurchmessers	97
6.2.1.2	Einfluss des Öffnungswinkels.....	98
6.2.2	Leitringe mit einfacher Beschauelung	98
6.2.3	Radiale Leitradstufe	100
6.2.3.1	Einfluss der Schaufelzahl	100
6.2.3.2	Einfluss des axialen Kanalöffnungswinkels	102
6.2.4	Leitradstufe mit seitlicher Umführung.....	104
6.2.5	Zwiterradstufe	106
6.3	Unbeeinflusste Abströmung zur Folgestufe	108
6.3.1	Abströmung der radialen Leitradstufe	109
6.3.2	Abströmung der Leitradstufe mit seitlicher Umführung	109
6.3.3	Abströmung der Zwiterradstufe	109
6.4	Zuströmverhältnisse zum Zwiterrad.....	116
7	ZUSAMMENFASSUNG	121
	FORMELVERZEICHNIS.....	V
	LITERATURVERZEICHNIS.....	VIII
	ANHANG	XII
A.1	Busemann-Diagramme	XIII
A.2	Geschwindigkeiten der unbeeinflussten Laufradabströmung.....	XIV
A.3	Geschwindigkeiten und Strömungswinkel der unbeeinflussten Abströmung der radialen Leitradstufe	XV
A.4	Geschwindigkeiten und Strömungswinkel der unbeeinflussten Abströmung der Leitradstufe mit seitlicher Umführung	XVIII
A.5	Geschwindigkeiten und Strömungswinkel der unbeeinflussten Abströmung der Zwiterradstufe.....	XXI