

EXPERIMENTELLE BESTIMMUNG DES DYNAMISCHEN VERHALTENS EINER KREISELPUMPE BEIM AUSLAUFEN

Péter BÓKA und Gábor HALÁSZ

Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen
Technische und Wirtschaftswissenschaftliche Universität Budapest
H–1111 Budapest, Stoczek u. 2/d, Ungarn
Tel.: 36 1 463 16 80; Fax: 36 1 463 30 91
e-mail: boka@vizgep.bme.hu, halasz@vizgep.bme.hu

Eingegangen: am 15 Febr. 2001

Abstract

The primary condition of transporting liquids in pipelines is the installation of a properly matched pump. The calculations of operation parameters in both steady-state and transient flow conditions require the mathematical model of the pump. The currently used model is based on the well-known steady-state equations and characteristics of the pump [1], [2]. Both experimental results and theoretical considerations suggest that this model is inaccurate under transient flow conditions and requires further development. The first step of creating a more accurate mathematical model is to make experiments to find out how the characteristics of the pump change under transient flow conditions. The research was conducted within the framework of OTKA T029073 R&D scheme.

Keywords: dynamic behaviour of pump, mathematical modelling, measurement, simulation.

1. Einleitung

Über das dynamische Verhalten einer Kreiselpumpe bei dem Auslaufen wurde in den folgenden Veröffentlichungen berichtet.

Die zeichnerische Methode von Bergeron [3], [4] vernachlässigt den Reibungsverlust und das konvektive Glied, und so werden die momentanen Betriebspunkte in der ersten Hauptzeit des Auslaufens definiert. Diese Betriebspunkte liegen auf einer Gerade, deren Gradient von der Wellengeschwindigkeit und der Flüssigkeitsdichte abhängt.

O. FÚZY und seine Mitarbeiter [2] passen die Kreiselpumpe zum System mit verteilten Parametern, als einen Term mit konzentrierten Parametern. Die Grundannahme dieses dynamischen Modells der Kreiselpumpe ist, dass die Kreiselpumpe im dynamischen Betrieb ihre dimensionslose Kennlinie behält, die Affinitätsgesetze werden als gültig vorausgesetzt.

Der transiente Simulator des Lehrstuhls für Hydraulische Maschinen arbeitet zur Zeit mit diesem Modell.

A. SEBESTYÉN entwickelte in seiner Doktorarbeit [5] ein besseres Modell als das sogenannte quasistationäre. Er hat die Strömung im Laufrad bei dem Auslaufen

während der ersten Hauptzeit untersucht. Er hat eine dynamische Abströmungsbedingung aufgestellt, wobei er die Wirkung der abgelösten Wirbel bei der Berechnung der auf das Laufrad wirkende Bremsmomente berücksichtigt hat und die von der Verzögerung stammende Druckdifferenz auch nicht vernachlässigt hat. Seine Ergebnisse weisen darauf hin, dass die Annahme des quasistationären Modells nur eine Näherung ist, er hat jedoch seine theoretischen Ergebnisse durch Messungen nicht bestätigt.

FELSCH und Mitarbeiter [6] haben mit dem quasistationären Modell das Auslaufen eines Ventilators berechnet und gemessen. Bei der Berechnung haben sie die Drehzahlabhängigkeit der dimensionslosen Kennlinie des Ventilators berücksichtigt. Mit dieser Korrektur stimmen die Berechnungs- und Messergebnisse gut überein.

Um das dynamische Modell einer Kreiselpumpe zu entwickeln, haben wir eine Messeinrichtung gebaut. In der Messeinrichtung können Versuchssignale erzeugt werden, die als transiente Strömungserreger auch in der Praxis vorkommen.

Die im Labor des Lehrstuhls für Hydraulische Maschinen aufgebaute Messeinrichtung wurde mit modernen elektronischen Messinstrumenten ausgerüstet, Messdatenerfassung und Auswertung erfolgen auf PC.

2. Die Messeinrichtung

2.1. Aufbau der Messeinrichtung und berücksichtigte Eigenschaften des Aufbaus

Die untersuchte Pumpe ist eine einstufige, radiallydurchströmte Kreiselpumpe Typ BTMS 25/48 mit horizontaler Achse. Die Kreiselpumpe wird von einem Drehstromasynchronmotor Typ VZ 41/2 Sr-2 angetrieben. Der Drehstromasynchronmotor wird durch einen Frequenzwandler gespeist, um die Drehzahl der Kreiselpumpe ändern zu können.

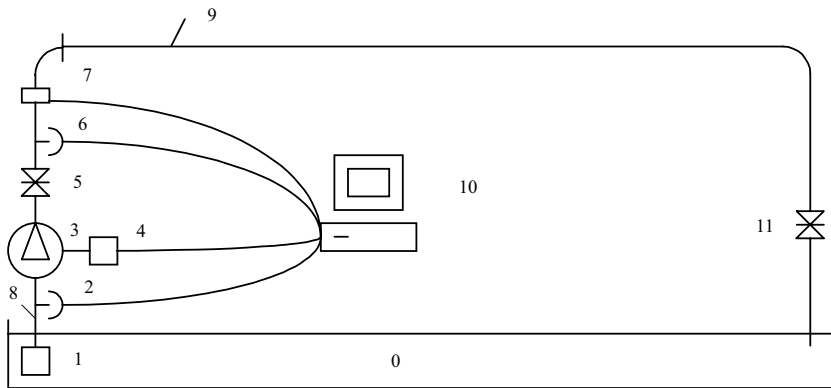
Die Kreiselpumpe saugt aus einem Becken durch eine Fußklappe von NW 60 und fördert in dasselbe Becken. Die saug- und druckseitige Rohrabschnitte, wo die Druckentnahmestellen und der Volumenstrommesser angebracht sind, sind Edelstahlrohre von NW 53.

An dem druckseitigen Rohrabschnitt ist ein 130 langes PE Rohr NW 50 Wandstärke 4,6 angeschlossen. Am Rohrende befindet sich eine Drosselklappe von NW 60.

Das Material und die Länge des langen Rohres wurden so gewählt, dass die Wellenfortpflanzung im Rohr während der transienten Strömung mit einer hohen Genauigkeit gemessen werden kann.

Die verschiedenen stationären Betriebszustände, aus denen das Auslaufen der Kreiselpumpe beginnt, können mit der Drosselklappe eingestellt werden.

Die Messeinrichtung ist im *Abbildung 1* dargestellt.



- | | |
|----|--------------------------------------|
| 0 | Becken |
| 1 | Fußklappe |
| 2 | Absolutdruckaufnehmer |
| 3 | Kreiselpumpe BTMS 25/48 |
| 4 | Drehzahlmesser |
| 5 | Drosselklappe |
| 6 | Überdruckaufnehmer |
| 7 | Messblende / Druckdifferenzaufnehmer |
| 8 | Edelstahlrohr |
| 9 | PE Rohr |
| 10 | PC |
| 11 | Drosselklappe |

Abbildung 1. Die Messeinrichtung

2.2. Die eingebauten Messgeräte und Messdatensammlung

Um das dynamische Verhalten der Kreiselpumpe charakterisieren zu können, müssen die momentanen Förderhöhen, Volumenströme und Drehzahlen festgelegt werden. Um die Förderhöhe zu bestimmen, müssen saugseitige und druckseitige Drücke gemessen werden.

- Der saugseitige Druck wird durch einen Absolutdruckaufnehmer P19 (0-4 bar) gemessen, dessen Signal – auf einen Ohmschen Widerstand fallende Spannung – auf den Eingang des ins PC integrierten AD Konverters weitergeleitet wird.
- Der druckseitige Druck wird durch einen Überdruckaufnehmer P11 (10 bar) gemessen, dessen Signal durch eine induktive Brücke auf den Eingang des ins PC integrierten AD Konverters weitergeleitet wird.
- Der Volumenstrom wird durch eine genormte Messblende mit Ringkammer bestimmt. Die Druckdifferenz an der Messblende wird durch einen Druckdifferenzaufnehmer PD1 (0-1 bar) gemessen, dessen Signal durch eine induktive

Brücke auf den Eingang des ins PC integrierten AD Konverters weitergeleitet wird.

- Die gemeinsame Drehzahl des Motors und der Kreiselpumpe wird durch einen auf die Welle des Drehstromasynchronmotors befestigten Drehzahlmesser (Tachometer: 0–3000 1/min) gemessen, dessen Signal – auf einen Ohmschen Widerstand fallende Spannung – auf den Eingang des ins PC integrierten AD Konverters weitergeleitet wird.

Jeder dieser Druckaufnehmer ermöglicht die Signalübertragung in einem breiten Frequenzbereich, so wird die Frequenz der Signalübertragung durch die den Druck übertragende Anschlussleitung begrenzt.

Die Druckmessstellen wurden so ausgewählt, dass die Anschlussleitungen je kürzer sind, und deren Materialien wurden so gewählt, dass die Hochfrequenzsignale nicht deformiert werden. Die Druckmesslinien sind mit diesen Bedingungen geeignet, die dynamischen Druckänderungen zu messen.

Bei der Volumenstrommessung muss die Frage gestellt werden: ob die genormte Messblende, die im stationären Strom richtig misst, geeignet ist, in einer durch das Auslaufen erregten schwachen transienten Strömung die veränderliche Strömungsgeschwindigkeit zu messen.

Diese Frage konnten wir nach den ersten Messergebnissen und theoretischen Überlegungen beantworten (siehe Abschnitt 4).

Die Kalibrierung der Messinstrumente und die Messdatensammlung werden durch ein Programm in Labview durchgeführt. Mit diesem Programm ist es möglich, die Beobachtungsfrequenz, sowie den Umfang der Stichprobe pro Kanal zu wählen, sowie die analogen Eingänge des AD Konverters zu manipulieren.

Bei den ersten Messungen haben wir erfahren, dass die gemessenen Signale mit hochfrequenten Geräuschen belastet sind, also müssen die gemessenen Signale gefiltert werden.

Um das entsprechende Filter auszuwählen, wurden die gemessenen Signale analysiert (FFT, Autokorrelationsfunktion, usw.). Nach den Ergebnissen dieser Analyse wurde ein Tiefpassfilter mit einer Abschneidefrequenz von 50 Hz gewählt.

3. Das mathematische Modell der Kreiselpumpe

Im transienten Simulator des Lehrstuhls für Hydraulische Maschinen besteht das Systemgraph aus Rohren und Knotenpunkten.

Die Rohre des Systemgraphs werden durch partiellen Differenzialgleichungen beschrieben. In den Knotenpunkten können Untersysteme modelliert werden, die konzentrierte Parameter besitzen, d.h. ihr Verhalten wird durch gewöhnliche Differenzialgleichungen beschrieben. Im Untersystem kann die Pumpe als Zweig vorkommen.

Um das dynamische Verhalten der Kreiselpumpe simulieren zu können, muss die instationäre Zweigggleichung der Pumpe bekannt sein. FÜZY [1] leitet die instationäre Zweigggleichung der Kreiselpumpe her.

Hier wird die Grundannahme der Methode betont, dass sich die stationäre dimensionslose Kennlinie der Kreiselpumpe im dynamischen Betrieb nicht verändert. Der momentane Betriebspunkt bewegt sich auf der dimensionslosen affinen Kennlinie. Die Affinitätsgesetze sind gültig.

Hiernach:

$$\Psi_{n,D} = \frac{gH}{n^2 D^2}; \quad \varphi_{n,D} = \frac{Q}{n D^3}; \quad \varepsilon_{n,D} = \frac{M}{\rho n^2 D^5}. \quad (1)$$

Die dimensionslosen Kennlinien werden durch lineare Strecken angenähert. Die Gleichungen der j -ten Polygonstrecke sind

$$\begin{aligned} \Psi_{n,D} &= \Phi_{0j} + \Phi_{1j} \varphi_{n,D}, \\ \varepsilon_{n,D} &= \Phi_{2j} + \Phi_{3j} \varphi_{n,D}, \end{aligned} \quad (2)$$

wobei Φ_{0j} ; Φ_{1j} ; Φ_{2j} ; Φ_{3j} die Koeffizienten der linearen Strecken sind. Die Förderhöhe der Kreiselpumpe ist:

$$H = \frac{p_v - p_\mu}{\rho g} + \frac{c_v^2 - c_\mu^2}{2g} + h_v - h_\mu = \frac{n^2 D^2}{g} \left(\Phi_{0j} + \Phi_{1j} \frac{Q}{n D^3} \right), \quad (3)$$

wobei Indizes μ, v Größen am Saug- und Druckstutzen bezeichnen.

Die Zweiggleichung der Kreiselpumpe ist im Zeitpunkt $i + 1$:

$$p_{v,i+1} - p_{\mu,i+1} + B_{1\kappa} Q_{\kappa,i+1} + B_{2\kappa} Q_{\kappa,i+1}^2 + B_{3\kappa} = 0. \quad (4)$$

Die Koeffizienten folgen nach Umordnung und die Geschwindigkeiten werden durch die entsprechenden Volumenströme ausgedrückt.

Um die Koeffizienten $B_{1\kappa}$, $B_{3\kappa}$ berechnen zu können, muss die Drehzahl im Zeitpunkt $i + 1$ bekannt sein.

Für die Drehzahl n der Kreiselpumpe ist die Differentialgleichung

$$\Delta M = M_m - M = 2\pi \Theta \frac{dn}{dt} \quad (5)$$

gültig. M_m ist das Moment des Antriebsmotors, M das zum Antrieb der Kreiselpumpe erforderliche Drehmoment.

Die Differenzgleichung für den Zeitpunkt $i + 1$ ist:

$$\Delta \tilde{M} = \frac{n_{i+1} - n_i}{\Delta t} 2\pi \Theta, \quad (6)$$

wobei

$$\Delta \tilde{M} = \frac{1}{2} (\Delta M_i + \Delta M_{i+1}) \quad (7)$$

eine Näherung ist und ΔM_{i+1} durch Extrapolation berechnet wird.

Die Drehzahl ist:

$$n_{i+1} = n_i + \frac{\Delta \tilde{M}}{2\pi \Theta} \Delta t. \quad (8)$$

4. Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation

Der erste Schritt der Simulation ist das Aufstellen des Modells der Messeinrichtung und die Ausfüllung der Datenbank.

Von den vielen Parametern der Messeinrichtung wurde das gemeinsame Trägheitsmoment der Pumpe und des Drehstromasynchronmotors mit großer Sorgfalt bestimmt. Dieser Parameter beeinflusst den angehenden Gradienten der Drehzahlveränderung während des Auslaufens. Das Trägheitsmoment wurde aufgrund des Messprinzips der Schwingungszeit vom physikalischen Pendel festgelegt [7].

Die Simulationsergebnisse des Auslaufens der Kreiselpumpe wurden mit den Messergebnissen verglichen.

Auf den Diagrammen der *Abbildung 2* und *3* sind die gemessenen und gerechneten Drücke sichtbar. Sowohl am saugseitigen als auch am druckseitigen Druck ist die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation gut.

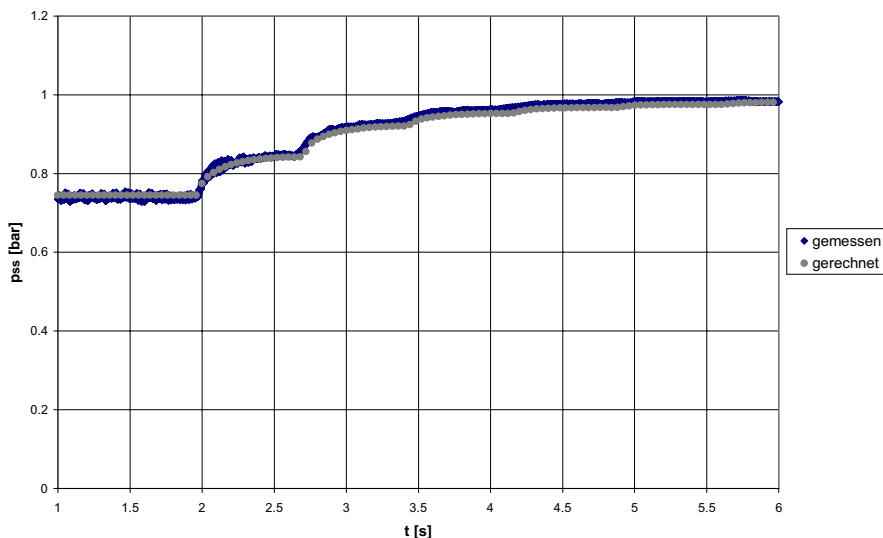


Abbildung 2. Der saugseitige Druck p_{ss} als Funktion der Zeit t

Wesentliche Unterschiede zwischen den Ergebnissen sind im Fall der Drehzahl und des Volumenstroms zu beobachten. Das Diagramm der *Abbildung 4* zeigt die Drehzahl in der Funktion der Zeit während des Auslaufens.

Beide Kurven haben gleiche Anfangsgradienten. Die Drehzahlkurven fahren 0,2 Sekunden nach Anfang des Auslaufens auseinander, die gemessene Kurve sinkt schneller als die durch den Simulator berechnete. In der Wirklichkeit kommt die Pumpe 3 Sekunden nach dem Anfang des Auslaufens zu Stillstand. In der Simulation jedoch beträgt diese Zeit mehr als 30 Sekunden. Aus diesem Unterschied folgen wir darauf, dass wir in der Momentengleichung der Kreiselpumpe außer dem

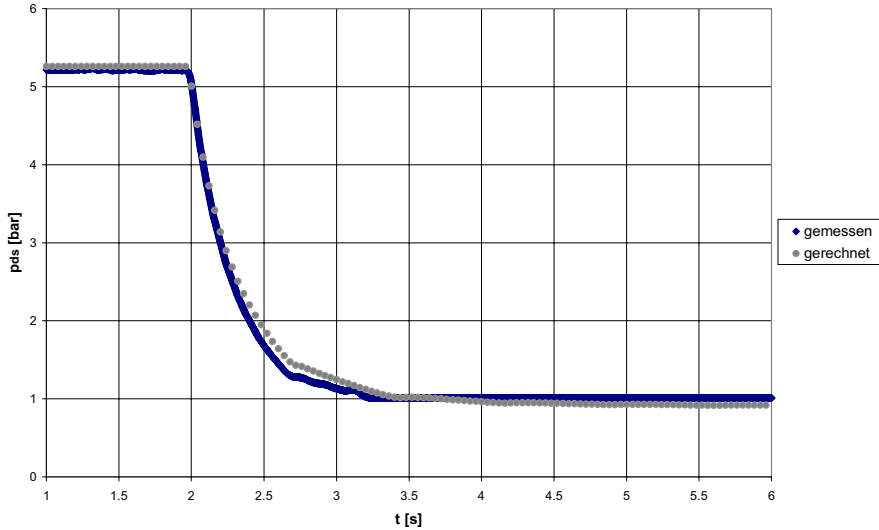


Abbildung 3. Der druckseitige Druck p_{ds} als Funktion der Zeit t

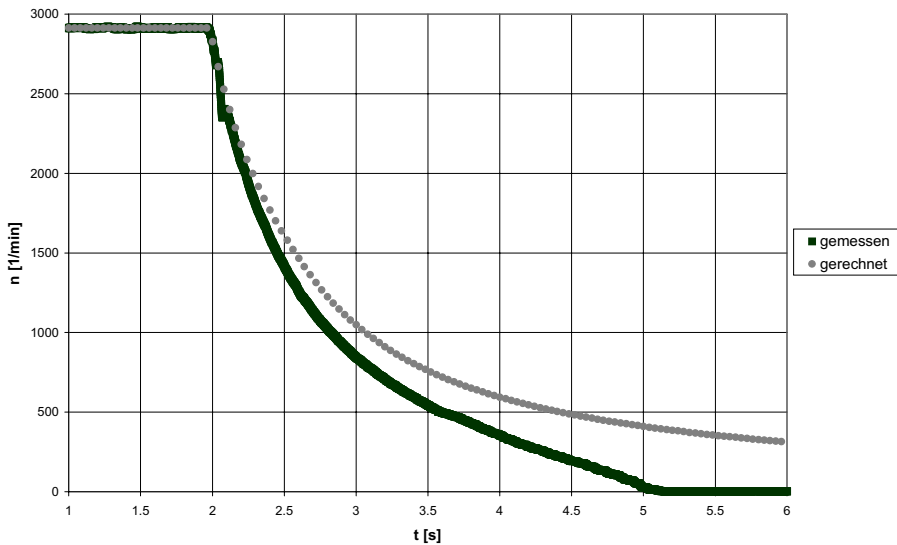


Abbildung 4. Die Drehzahl n als Funktion der Zeit t

hydraulischen Moment noch ein Bremsmoment (z.B.: Reibmoment) in Betracht nehmen müssen. Wenn der ‘Drehzahlfehler’ zwischen Messung und Simulation als Funktion der Zeit aufgetragen wird, bekommen wir mit guter Näherung einen

linearen Zusammenhang, der auf ein konstantes Bremsmoment hinweist.

Die Ursache der auf der gemessenen Drehzahlkurve sichtbaren Oszillation ist, dass die Pumpe – Asynchronmotor Einheit während des Auslaufens die kritische Drehzahl durchläuft. Das Diagramm der *Abbildung 5* zeigt die Veränderung des Volumenstroms in der Funktion der Zeit.

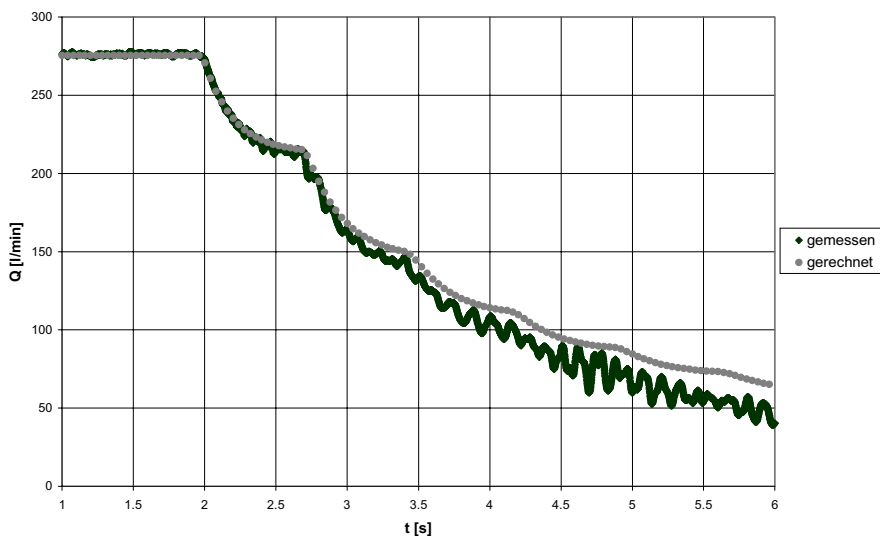


Abbildung 5. Der Volumenstrom Q als Funktion der Zeit t

Die auf dem Diagramm sichtbaren gemessenen und berechneten Kurven bestehen aus periodisch wiederkehrenden gleichartigen Strecken. In einer Strecke sinkt der Volumenstrom zunächst steil, dann mit einem kleineren Gradienten. Durch diese periodisch wiederkehrenden Strecken vermindert sich der Volumenstrom bis zur Null.

Unserer Meinung nach ist die Ursache hierfür folgendes. Eine Reihe von Depressionswellen wird durch den Ausfall der Kreiselpumpe im langen Rohr erregt, deren Gradient sich nach dem Ausfall mit der Zeit vermindert. Dadurch vermindert sich auch der Gradient des Volumenstroms. Depressionswellen werden am Becken als Kompressionswellen reflektiert jedoch mit verminderter Amplitude wegen des Strömungsverlustes. Die hinlaufenden und reflektierten Wellen treffen einander. Die resultierende Wellenform ist eine Kompressionswelle mit verminderter Amplitude, die am Anfang des langen Rohres ankommt, und die Strömung bremst. Der Gradient des Volumenstromabfalls vermindert sich weiter.

Danach läuft wieder eine Depressionswelle von der Kreiselpumpe aus, so vermindert sich der Volumenstrom mit einem steileren Gradienten. Das bedeutet aber, dass die durch den Ausfall der Pumpe erregte Depressionswelle während einer sogenannten ‘Volumenstromperiode’ fortläuft und zur Pumpe zurückkehrt. Die

Hauptzeit kann zu dieser Periode angepasst werden. Mit dieser Annahme kann die Wellengeschwindigkeit bestimmt werden. Dazu muss die Rohrlänge mit dem auf der gemessenen Volumenstromkurve sichtbaren, zur ersten Periode gehörenden Zeitabschnitt dividiert werden. Die Wellengeschwindigkeit wurde auch direkt gemessen. Die so bestimmten Wellengeschwindigkeiten stimmen mit dem aus dem reduzierten Elastizitätsmodul und der Flüssigkeitsdichte berechneten theoretischen Wert gut überein.

Die im Abschnitt 2.2. gestellten Fragen der dynamischen Volumenstrommessung können aufgrund der gemessenen Volumenstromkurve beantwortet werden.

Wenn die Messblende die Gradientenveränderung des Volumenstroms während der ersten Hauptzeit messen kann, können wir darauf schließen, dass die Messblende auch in einer schwach transienten Strömung geeignet ist, den Volumenstrom zu messen.

Aufgrund strömungstechnischen Erwägungen können wir auch zu dieser Schlussfolgerung kommen. Man soll in Betracht nehmen, dass es vor dem Anfang des transienten Vorgangs um die Messblende ein stabiles Strömungsbild gibt. Dieses Strömungsbild formt sich während des Auslaufens nur langsam um, da sich der Volumenstrom mit einem schwachen Gradient vermindert.

Auf dem Diagramm der *Abbildung 5* ist es auch sichtbar, dass der Geräuschanteil im Volumenstromsignal nach der zweiten Hauptzeit – trotz der Filtration – immer mehr anwächst. Möglicherweise weist es darauf hin, dass eine radikale Umformung zu dieser Zeit im Strömungsbild um die Messblende stattfindet. Weiterhin ist es nötig, die Messblende mit solchen Volumenstrommessgeräten zu vergleichen, die aufgrund ihres Messprinzips der Umformung des Strömungsbildes folgen können. Das ist eine unserer nächsten Aufgaben.

Auf dem Diagramm der *Abbildung 5* kann man auch sehen, dass sich die gemessene und berechnete Kurve 2 Sekunden nach dem Ausfall der Pumpe voneinander bedeutend lösen. Der gemessene Volumenstrom vermindert sich schneller als der berechnete und er kommt 14 Sekunden nach dem Ausfall bis zur Null, aber in der Simulation hört die Flüssigkeitsströmung erst nach 30 Sekunden auf.

Die Annahme des Modells, dass sich die dimensionslosen Kennlinien bis zur Drehzahl Null nicht verändern, trifft in der Wirklichkeit nicht zu.

Gegenüber der Simulation sind auf der gemessenen Volumenstromkurve die aus den Druckwellen resultierenden Gradientenveränderungen nach der zweiten Hauptzeit wegen des hohen Geräuschanteils nicht sichtbar. Die Ursache hierfür liegt auch darin, dass der instationäre Strömungsverlust größer ist, als der in der Simulation verwendete stationäre Reibungsverlust.

Auf dem Diagramm der *Abbildung 6* werden die momentanen Betriebspunkte während des Auslaufens und die zur Betriebsdrehzahl gehörende stationäre $Q - H$ Kennlinie gezeigt.

Die momentanen Betriebspunkte liegen auf der vom stationären Betriebspunkt ausgehenden steilen Kurve. Hier ist eine gute Übereinstimmung zwischen der Messung und der Simulation zu erkennen. Die durch die zu der ersten Hauptzeit gehörenden momentanen Betriebspunkte gelegte Kurve biegt von der theoretischen Gerade [3] ab, die Ursache hierfür ist vermutlich der instationäre Strömungsverlust.

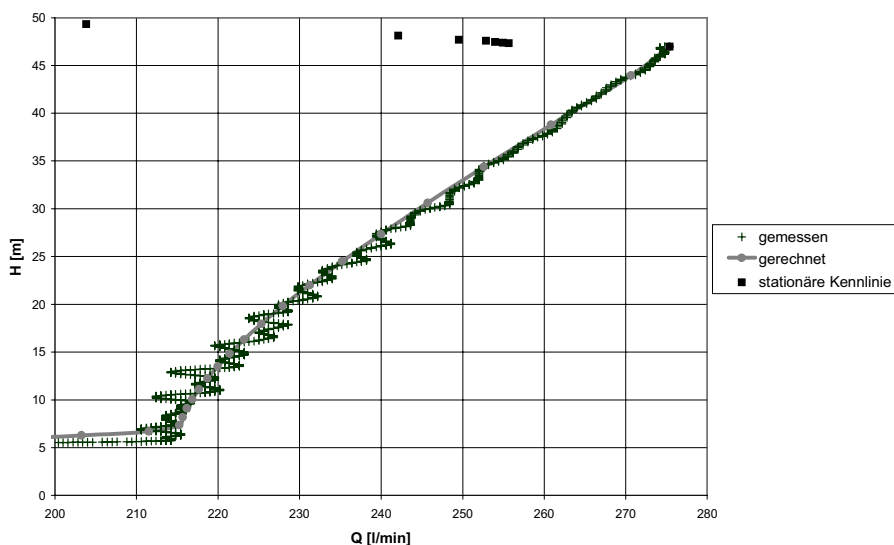


Abbildung 6. Die Förderhöhe H als Funktion des Volumenstroms Q während des Auslaufens in der ersten Hauptzeit

Um die Grundannahme des Modells der Kreiselpumpe (die dimensionslose Kennlinie ändert sich nicht) zu kontrollieren, werden die dimensionslose Druck- und Volumenzahl zusammen mit der stationären dimensionslosen Kennlinie dargestellt (siehe das Diagramm der *Abbildung 7*).

Druck- und Volumenzahl wurden aus der Messung und Simulation der während der ersten Hauptzeit entnommenen zusammengehörenden Förderhöhen, Volumenströme und Drehzahlen gebildet.

Die berechneten dimensionslosen Betriebspunkte liegen auf der dimensionslosen Kennlinie. Die aus den Messergebnissen berechneten dimensionslosen Betriebspunkte verlassen die dimensionslose Kennlinie, sie liegen darüber. (Die Ursache der auf dieser Kurve sichtbaren Schwingungen ist die im Diagramm der *Abbildung 4* sichtbare Oszillation der Drehzahlkurve.)

Wir können die Abweichungen damit erklären, dass es einen Unterschied zwischen den gemessenen und berechneten Drehzahlen gibt. Um die dimensionslose Druckzahl rechnen zu können, muss die Drehzahl quadriert und die Förderhöhe damit dividiert werden. Die gemessene Drehzahl ist im gleichen Zeitpunkt kleiner als die berechnete, deshalb wird die aus der Messung stammende Druckzahl größer als die aus der Simulation berechnete.

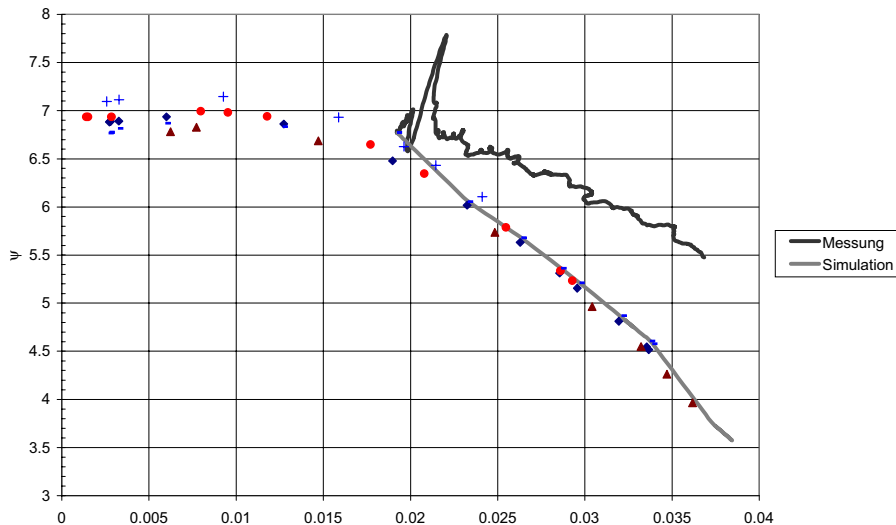


Abbildung 7. Die Druckzahl ψ als Funktion der Volumenzahl φ während des Auslaufens in der ersten Hauptzeit

5. Entwicklungsmöglichkeiten des Modells und geplante weitere Untersuchungen

Um das dynamische Modell einer Kreiselpumpe weiterzuentwickeln, wurde der transiente Vorgang des Auslaufens durch eine Messeinrichtung gemessen und mit einem Simulator berechnet. Nach dem Vergleich der Ergebnisse können wir zu den unten angeführten Schlussfolgerungen kommen.

1. Auf dem Drehzahl – Zeit Diagramm ist ein wesentlicher Unterschied sichtbar. Der Grund hierfür ist, dass der Simulator während des Auslaufens nur mit dem hydraulischen Bremsmoment rechnet.
2. Zur Weiterentwicklung des Modells der Kreiselpumpe muss noch ein aus der Reibung stammendes konstantes Bremsmoment berücksichtigt werden.
3. Auf den Messergebnissen und theoretischen Erwägungen stützend fanden wir, dass die Messblende in einer schwach transienten Strömung geeignet ist, den Volumenstrom richtig zu messen. Eine weitere Aufgabe ist diese Annahme zu beweisen.

Wir planen weitere Messungen, bei denen die transiente Strömung durch andere Erregungsarten hergestellt und das dynamische Verhalten der Kreiselpumpe unter diesen Bedingungen untersucht wird.

Formelzeichen

Zeichen	Erklärung
c	Strömungsgeschwindigkeit
D	äußerer Laufraddurchmesser
g	Schwerkraftbeschleunigung
h	geodätische Höhe über einem Bezugsniveau
H	Förderhöhe
M	Moment
n	Drehzahl
p	Druck
Q	Volumenstrom
t	Zeit
Δt	Zeitschritt
$\varepsilon_{n,D}$	Momentzahl
$\varphi_{n,D}$	Volumenzahl
$\Psi_{n,D}$	Druckzahl
ρ	Dichte
Θ	gemeinsames Trägheitsmoment der Pumpe und des Asynchronmotors

Literatur

- [1] FŰZY, O., *Áramlástechnikai gépek és rendszerek* (Strömungstechnische Maschinen und Systeme) Tankönyvkiadó, Budapest, 1991, pp. 229–284.
- [2] FŰZY, O. – HALÁSZ, G. – KULLMANN, L., Simulation of Pressure Oscillations in Pipelines, *Proceedings of the Fifth Conference on Fluid Machinery*, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1975.
- [3] VARGA, J., *Hidraulikus és pneumatikus gépek* (Hydraulische und pneumatische Maschinen), Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974. pp. 532–543.
- [4] FÁY, Cs. – TROSKOLANSKI, Á. – VARGA, J., *Szivattyúüzemi kézikönyv* (Handbuch für Pumpe), Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1978. pp. 194–208.
- [5] SEBESTYÉN, A., Hosszú csővezetékre kapcsolt szivattyú dinamikus viselkedése (Das dynamische Verhalten einer zu einem langen Rohr angeschlossenen Kreiselpumpe), Doktori értekezés, Budapest, 1981.
- [6] FELSCH, K. O. – FŰZY, O. – CAROLUS, TH. – SEBESTYÉN, A., Theoretische und experimentelle Untersuchung des Auslaufens einer Turbomaschine, *ZAMM*. Band 63. Heft 4. Budapest, 1983.
- [7] DEMÉNY, J. – KOVÁCS, A. – KOVÁCS, L., *Gépészmérnöki alapmérések* (Grundkenntnisse für Maschineningenieure), Műegyetemi Kiadó, 1998.