

Versuchsauswertung Prozessmaschinen und Apparatechnik
BETRIEBSVERHALTEN OSZILLIERENDER
VERDRÄNGERPUMPEN

Florian Enzenberger (*2033971*)
Marco Prähofer (*2068157*)
Sebastian Werner (*2033878*)

Versuchsbetreuer: Dipl.-Ing. O. Schade

Versuch durchgeführt am 12.12.2005
Eingereicht am 19.12.2005
1. Verbesserung am 23.01.2006

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgaben aus Versuchsanleitung	1
2.1	Aufgabe 1	1
2.1.1	Berechnung der Massendruckpulsation	1
2.1.2	Auslegung des Blasenspeichers	2
2.2	Aufgabe 2	2
2.3	Aufgabe 3	3
2.4	Aufgabe 4	3
3	Versuchsdurchführung	3
4	Versuchsergebnisse	4
4.1	Vergleich der gemessenen Indikatorgramme	4
4.2	Darstellung der Druckverläufe	5

1 Einleitung

Im Gegensatz zu Kinematikpumpen (z.B. Kreiselpumpen) zeigen oszillierende Verdrängerpumpen kein stationäres Betriebsverhalten. Aufgrund der oszillierenden Kolbenbewegung treten in den Rohrleitungen Druckschwankungen auf, die einen unregelmäßigen Förderstrom sowie Schwingungen im Rohrleitungssystem verursachen. Um der Druckpulsation entgegenzuwirken können konstruktive Maßnahmen an Rohrleitung oder Pumpe vorgenommen werden. Die Realisation dieser *Primärmaßnahmen* sind in der Praxis, nach Betrieb der Anlage jedoch aufwendig und teuer. Deswegen greift man hier auf *Sekundärmaßnahmen* in Form von Pulsationsdämpfern zurück, die die Volumenelastizität des Systems erhöhen. In der Praxis finden Windkessel (direkter Kontakt zwischen Gaspolster und Fluid), Blasenspeicher (durch Membran umhülltes Gaspolster) und Resonatoren (kugelförmige Aufweitung der Rohrleitung) Verwendung. Die Anlage besteht in Reihenfolge des Förderkreislaufes aus folgenden Komponenten:

- Kolbenpumpe
- optionaler Windkessel, druckseitig
- Überdruckventil (Ansprechdruck 3 bar), druckseitig
- optionale lange oder kurze Druckleitung
- Speicherbehälter
- optionale lange oder kurze Saugleitung
- optionaler Windkessel, saugseitig
- Durchflussmesser (*Rotameter*), saugseitig

Zudem sind Druckmesssonden im Arbeitsraum und in der Druckleitung sowie ein Bewegungssensor am Kolben angebracht und über eine I/O-Schnittstelle mit einem Messrechner verbunden. Die Datenaufnahme erfolgt mittels der grafischen Entwicklungsumgebung LabVIEW (Version 6.1).

2 Aufgaben aus Versuchsanleitung

2.1 Aufgabe 1

2.1.1 Berechnung der Massendruckpulsation

Die Massendruckpulsation ergibt sich zu

$$\Delta p_{m,max} = \rho \cdot L_D \cdot b_{k,max} \cdot \frac{A_k}{A_R} \quad (1)$$

Hierbei ist zunächst $b_{k,max}$, also die maximale Beschleunigung des Kolbens zu berechnen (Quelle: PAK Übung 2)

$$b_{k,max} = \frac{h_k}{2} \cdot \omega^2 \cdot (1 \pm \lambda_s) \quad (2)$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω ist:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi 180 \text{ Hz}}{60} = 18,84 \text{ Hz} \quad (3)$$

Für $b_{k,max}$ ergibt sich somit:

$$b_{k,max} = \frac{0,03\text{ m}}{2} \cdot (18,84\text{ Hz})^2 \cdot (1 + 0,2) = 6,38 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (4)$$

Eingesetzt für $p_{m,max}$

$$\Delta p_{m,max} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 20\text{ m} \cdot 6,38 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{(0,05\text{ m})^2}{(0,025\text{ m})^2} = \underline{\underline{5,11\text{ bar}}} \quad (5)$$

2.1.2 Auslegung des Blasenspeichers

Das Hubvolumen der Pumpe ergibt sich zu

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot h_k = \frac{\pi}{4} \cdot (0,05\text{ m})^2 \cdot 0,03\text{ m} = 5,89 \cdot 10^{-5}\text{ m}^3 \quad (6)$$

Damit ergibt sich das Adsorptionsdämpfervolumen zu

$$V_m = \kappa \cdot m_{amp} \cdot V_h \cdot \frac{p_m}{\Delta p_{max}} = 1,4 \cdot 0,28 \cdot 5,89 \cdot 10^{-5}\text{ m}^3 \cdot \frac{50 \cdot 10^5\text{ Pa}}{1 \cdot 10^5\text{ Pa}} = 1,15 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 = 1,15\text{ l} \quad (7)$$

Die erste Eigenfrequenz der Rohrleitung mit Adsorptionsdämpfer beträgt näherungsweise

$$\Omega = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_m \cdot A_R}{\rho \cdot V_M \cdot L_R}} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 50 \cdot 10^5\text{ Pa} \cdot \frac{\pi}{4}(0,023\text{ m})^2}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,15 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 \cdot 20\text{ m}}} = 12,22\text{ Hz} \quad (8)$$

Für die Hubfrequenz gilt das Kriterium:

$$n \geq \frac{\Omega}{\pi \cdot i} \quad \rightarrow \quad n \geq \frac{12,22\text{ Hz}}{\pi \cdot 1} = \underline{\underline{3,89\text{ Hz}}} \quad (9)$$

Da ein Blasenspeicher eingesetzt wird, muss zum Auslegen von V_{PD} noch der Faktor 1,3 beachtet werden:

$$V_{PD} = V_m \cdot 1,3 = 1,15 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 \cdot 1,3 = \underline{\underline{1,5\text{ l}}} \quad (10)$$

2.2 Aufgabe 2

Der NPSHA ergibt sich nach Formel (10) der Versuchsanleitung zu:

$$NPSHA = (z_e - z_s) + \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \dot{g}} - \left(1 + \frac{\lambda_R \cdot L_s}{D_s} + \sum \xi_s \right) \cdot \frac{c_s^2}{2 \cdot g} \quad (11)$$

Zunächst muss die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr berechnet werden. Hierbei zunächst die mittlere Rohrgeschwindigkeit:

$$\bar{v} = \frac{\dot{V}}{A_R} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \frac{1}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}}{\frac{\pi}{4}(0,05\text{ m})^2} = 0,14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (12)$$

Da wir aber vom *worst-case* ausgehen müssen, wird die durch die Kolbenbeschleunigung erzeugte maximale Geschwindigkeit angenommen. Diese ergibt sich zu:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi 120\text{ Hz}}{60} = 12,56\text{ Hz} \quad (13)$$

$$v_{max} = \frac{h_k}{2} \cdot \omega = \frac{0,075 \text{ m}}{2} \cdot 12,56 \text{ Hz} = 0,471 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (14)$$

Für die Berechnung des NPSHA ist zudem die maximale Beschleunigung des Kolbens zu berechnen.

$$b_{k,max} = \frac{h_k}{2} \cdot \omega^2 \cdot (1 \pm \lambda_s) = \frac{0,075 \text{ m}}{2} \cdot (12,56 \text{ Hz})^2 (1 + 0,2) = 7,09 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (15)$$

Eingesetzt mit den Werten der Angabe:

$$NPSHA = 5 \text{ m} + \underbrace{\frac{0,471 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \cdot g}}_{\approx 0} + \underbrace{\frac{8,9 \text{ bar} + 0 - 8,9 \text{ bar}}{0,72 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot g}}_{=0} \quad (16)$$

$$- \left(1 + \frac{0,05 \cdot 10 \text{ m}}{0,05 \text{ m}} + 5 \right) \frac{(0,471 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot g} \quad (17)$$

$$- \frac{7,09 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \cdot g} \underbrace{\frac{\frac{\pi}{4} (0,05 \text{ m})^2}{\frac{\pi}{4} (0,05 \text{ m})^2}}_{=1} 10 \text{ m} \quad (18)$$

$$= \underline{\underline{1,21 \text{ m}}} \quad (19)$$

Da der NPSHR bei 5 m liegt, ist somit mit ausgeprägter Kavitation zu rechnen.

2.3 Aufgabe 3

Angenommen der Vorlagebehälter ist so hoch installiert, dass der hydrostatische Druck in der Saugleitung p_1 den Druck auf der Druckseite p_2 übersteigt. Dann gilt

$$p_2 < p_1 + \Delta p_1 \quad (20)$$

und es tritt Überförderung auf. Ebenso könnte dies beim Einsetzen von nicht aufeinander abgestimmten Boosterpumpen (bzw. mehreren Zylindern) der Fall sein, wenn z.B. die erste Pumpe einen so hohen Druck $p_{1,max}$ aufbaut, dass es in der zweiten Pumpe $p_{2,min}$ zu Überförderung kommt. Ist die zweite Pumpe zu stark, kommt es in der vorgeschalteten Pumpe zur Überförderung.

$$p_{1,max} > p_{2,min} \quad (21)$$

Besonders bei Mehrzylinderpumpen ist bei falscher Auslegung die Wahrscheinlichkeit von Überförderung gegeben, da die einzelnen Zylinder unmittelbar zusammenwirken.

2.4 Aufgabe 4

Spricht bei Überschreiten des zulässigen Systemdrucks ein Sicherheitsventil im Hydraulikraum der Membranpumpe an, wird das Hydraulikfluid im Kreis gefördert. Die abzubauenende Energie dissipiert in Form von Wärme und heizt das Arbeitsfluid auf. Dies ist sowohl aus energetischer Sicht ("Exergievernichtung") als auch materieller Sicht schädlich, da die Aufheizung zur Zerstörung der Maschine führen kann. Zudem sinkt der volumetrische Wirkungsgrad.

3 Versuchsdurchführung

Mit Hilfe des Computerprogramms LabView wurde ein VI erstellt, mit dessen Hilfe man die Drücke im Arbeitsraum und in der Rohrleitung sowie den Kolbenweg über der Zeit aufnehmen kann. Diese Werte wurden nun für zwei unterschiedliche Betriebsbedingungen gemessen und gespeichert. Betriebsbedingungen Versuch 1:

- kurze Saugleitung
- kurze Druckleitung
- mit Hilfe eines Drosselventils eingestellter Druck in der Druckleitung 2 bar
- mit Pulsationsdämpfer

Betriebsbedingungen Versuch 2:

- kurze Saugleitung
- kurze Druckleitung
- mit Hilfe eines Drosselventils eingestellter Druck in der Druckleitung 2 bar
- ohne Pulsationsdämpfer

4 Versuchsergebnisse

4.1 Vergleich der gemessenen Indikatordiagramme

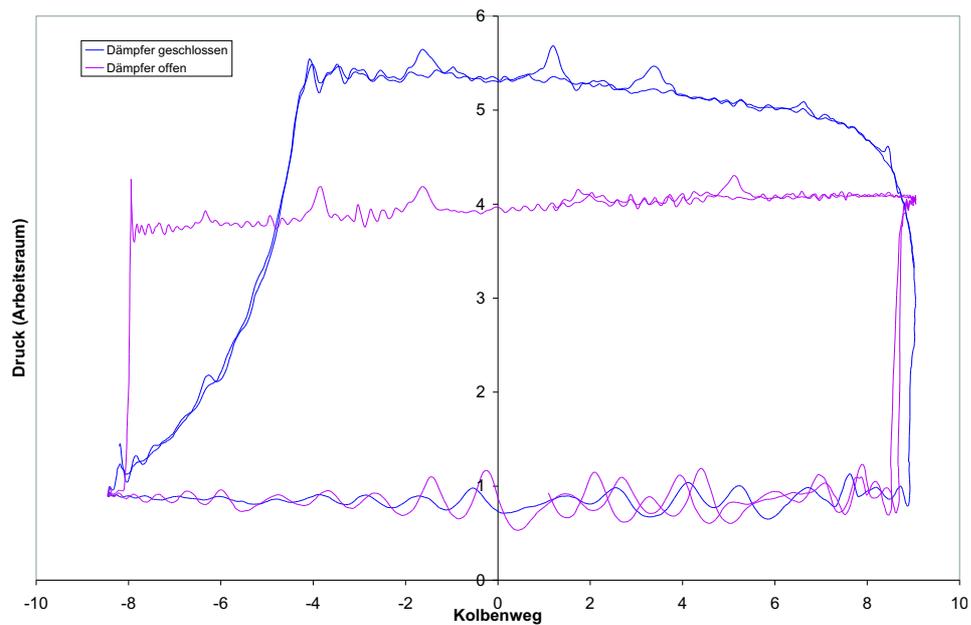


Abbildung 1: Indikatordiagramm

Betrachtet man die beiden gemessenen Graphen, so fällt auf, dass mit zugeschaltetem Pulsationsdämpfer der Druckanstieg deutlich schneller vonstatten geht, aber der Maximaldruck im Arbeitsraum im Vergleich zum Betriebszustand ohne Dämpfung niedriger ist. Das bedeutet, dass das Fluid mit einem höheren Druck in die Druckleitung gefördert wird. Zudem beginnt die Fluidförderung bei geöffnetem Dämpfer früher und der Förderdruck ist konstanter. Bei geschlossenem Dämpfer ist zudem die starke Verzögerung der Kompression auffällig, welche sich nur durch Ausgasungen im Hydraulikraum erklären lässt. Zu Ende fällt zudem die starke Krümmung der Kurve auf, die auf ein schlechtes Schließverhalten des Druckventils zurückzuführen ist.

Grund hierfür ist das Ansprechen des Überdruckventils, welches zu schwankenden Druckbedingungen führt, die das Schließverhalten beeinflussen.

Der höhere Druck im Arbeitsraum bei geschlossenem Dämpfer könnte daran liegen, dass bei jedem Kolbenhub die gesamte Trägheit der Fluidmasse die auf dem Ventil liegt überwunden werden muss, während bei geöffnetem Dämpfer das Fluid immer zu einem Teil in Bewegung ist. Mit zugeschaltetem Dämpfer ist das Indikatordiagramm näherungsweise ideal. Es weist steile Flanken und geringe Druckschwankungen im Druckhub auf.

4.2 Darstellung der Druckverläufe

Trägt man die Druckverläufe in der Druckleitung gegenüber der Zeit auf (Abb. 3), so erkennt man deutlich den Unterschied beider Betriebsweisen. Die Amplitude im gedämpften Betriebszustand ist wesentlich kleiner, als die des ungedämpften Zustandes. Zudem zeigt die Schwingung gegenüber dem ungedämpften Betriebszustand ein harmonischeres Verhalten. Somit erreicht der Dämpfer die gewünschte Wirkung; die Druckpulsation wird signifikant verringert.

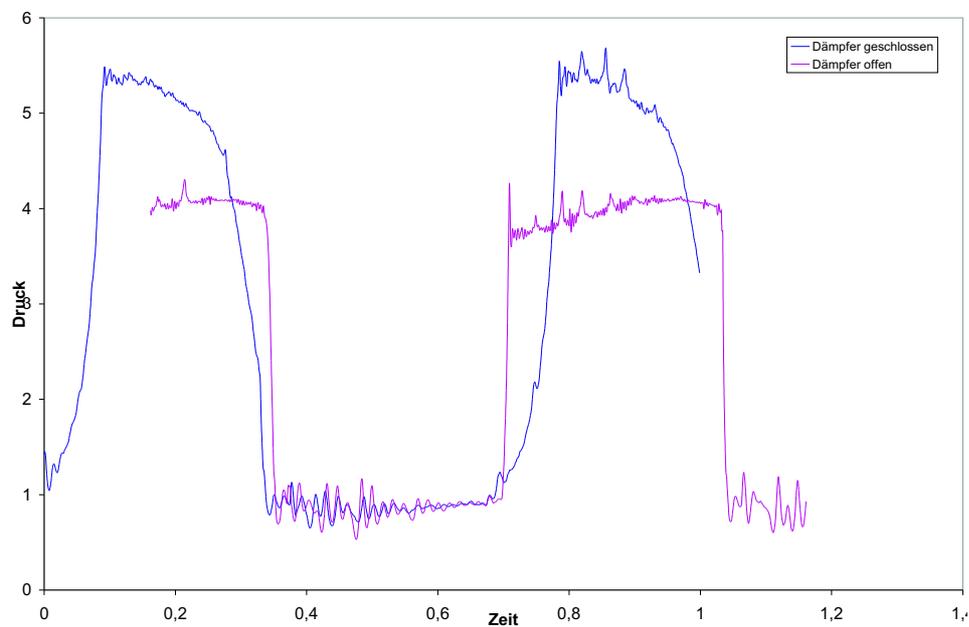


Abbildung 2: Druckverlauf im Arbeitsraum

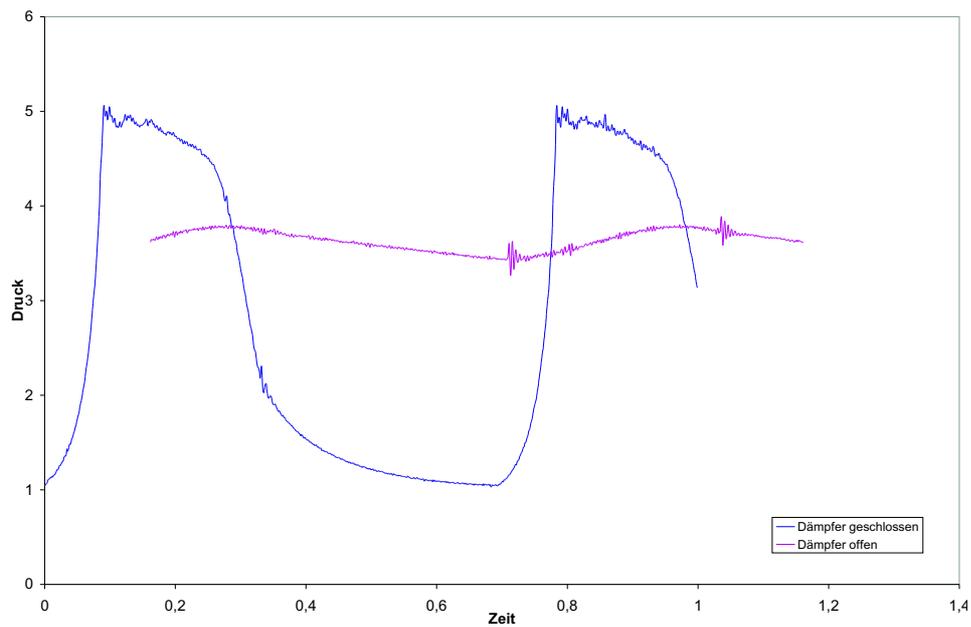


Abbildung 3: Druckverlauf im Druckrohr

Betrachtet man die Druckverläufe im Arbeitsraum (Abb. 2), so fällt auf, dass der Druckaufbau im ungedämpften Zustand langsamer von statten geht, als im gedämpften Zustand. Beim Ausströmen fällt der Druck im ungedämpften System jedoch rapide ab. Allerdings ist der erreichte Maximaldruck des ungedämpften Systems größer. Ersteres Phänomen könnte auf die Trägheit der Fluidmasse in der Druckleitung zurückzuführen sein, die durch den ihr im vorherigen Arbeitszyklus aufgebrauchten Schub eine Saugwirkung am Druckventil erzielt und somit das dichte Schließen des selbigen verhindert. Sobald der Maximaldruck erreicht ist und das Ventil komplett öffnet, verursacht die selbe Sogwirkung ein schnelles Abfallen des Arbeitsraumdruckes. Der höhere Druckaufbau im ungedämpften System wird durch die geringe Elastizität des Drucksystems hervorgerufen. D.h. im ungedämpften System lastet die gesamte Fluidmasse auf dem Druckventil, während im gedämpften System nur die Fluidmasse bis zum Dämpfer in Bewegung versetzt werden muss.