

Messungen an einem hydraulischen System

Schäfer, G.

Die Antriebstechnik ist am IMW nicht alleine auf Welle-Nabe-Verbindungen beschränkt, sondern bietet mit der vorhandenen messtechnischen Ausstattung auch die Möglichkeit kombinierte hydraulisch-mechanische Antriebe zu untersuchen. Der Artikel zeigt dies am Beispiel eines Stellantriebes.

Mechanical engineering at the IMW is not only shaft-hub-connection. Available metrology enables also research in hydraulic-mechanical powertrain systems, e.g. hydraulic actuator.

1 Einleitung

Im folgenden Artikel wird über Untersuchungen an einem hydraulischen Schwenk-Stellantrieb mit Linearzylinder berichtet. Der Stellantrieb besteht aus dem Zylinder und einem elektrischen Kompakthydraulikaggregat mit integriertem Druckbegrenzungsventil und 4/3-Wegeschieberventil. Da der Stellantrieb auch bei äußeren Lasten zuverlässig positionieren und bei Systemstillstand die Position über lange Zeit halten soll, wurden zusätzlich ein Senkbremsventil (SBV) und ein Zwillings-Rückschlagventil (ZRV) eingebaut. Das SBV erlaubt ein kontrolliertes Bewegen von Lasten unter Verhinderung eines Vorseilens der Last vor dem Zulaufstrom (z.B. bei Lastrichtungswechsel) sowie sicheres Halten der Last in jeglicher Position bei Systemstillstand (Wegeventil in Mittelstellung oder ganz abgeschaltetes System). Die entsperrbaren ZRV gehören zur Gruppe der Sperrventile, sie bestehen aus zwei Rückschlagventilen für zwei getrennte Durchflüsse, deren selbsttätige Sperrung durch den Zuflußdruck wechselseitig aufgehoben wird (DIN ISO 1219-1) Sie dienen hauptsächlich zur Sperrung der Arbeitsstellungen oder zum Fixieren der Ruhestellung doppelwirkender, leckmengenfreier Verbraucher in Verbindung mit leckölbehafteten Wegeschieber-Steuerungen. Aus Umweltschutzgründen wird die Anlage mit einem Bioöl betrieben. Es handelt sich dabei um eine umweltschonende, biologisch schnell abbaubare, nicht wassergefährdende Hydraulikflüssigkeit auf Basis synthetischer Ester, Typ HEES gemäß VDMA-Einheitsblatt 24568 mit ISO-Viskositätsklasse ISO-VG 22, thermischer Volumenausdehnungskoeffizient $\beta_T = 0,75 \times 10^{-3}$ pro Kelvin, $\Delta V = V \times \beta_T \times \Delta T$

2 Aufgabenstellung

Der genannte Stellantrieb verursacht durch selbsttätige Positionsabweichungen im ausgeschalteten Zustand unregelmäßige Störmeldungen die durch den damit erzwungenen Anlagenstillstand einen erheblichen Schadensumfang nach sich ziehen.

Bei einer ersten „vor Ort-Messung“ konnte das in den Bildern 1 und 2 dargestellte Druckverhalten am Zylinder festgestellt werden. Die beiden Kurven in Bild 1 stellen den boden- und stangenseitigen Druck des Zylinders dar. Es wurde zunächst einmal positioniert und dann der Druckverlauf aufgenommen. Die Umgebungstemperatur betrug ca. 15°C

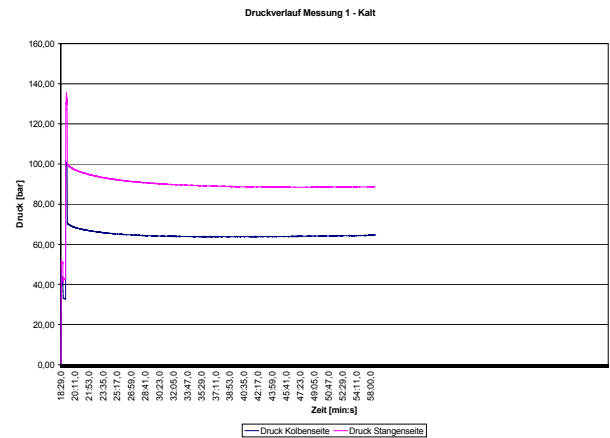


Bild 1: Zylinderdruck im kalten Zustand

In Bild 2 wurde zunächst durch mehrmaliges Positionieren eine Öltemperatur von ca. 70°C erreicht, bevor letztmalig positioniert wurde und der anschließende Druckverlauf aufgenommen wurde. Deutlich zu erkennen ist jetzt der rapide Druckabfall und damit der Verlust der Positionstreu.

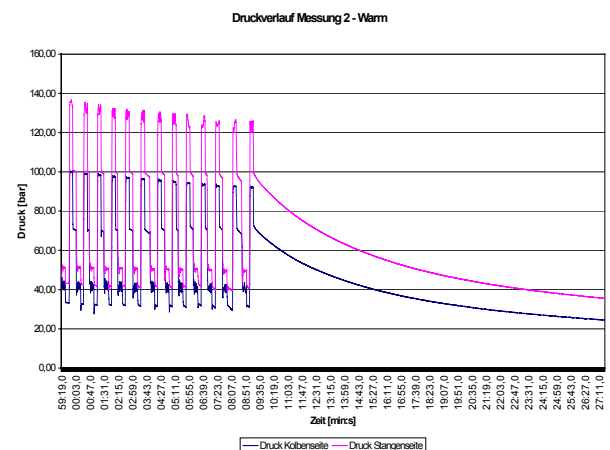


Bild 2: Zylinderdruck nach Erwärmung durch mehrmaliges Positionieren

3 Theoretische Analyse

Im Vorlauf und weiterhin parallel zu den experimentellen Messungen wurde die hydraulische Antriebseinheit auf Ursachen und mögliche Abhilfemaßnahmen hin analysiert.

Der grundsätzliche Aufbau der hydraulischen Antriebseinheit entspricht dem Stand der Technik wie er für die Ansteuerung eines Hubzylinders üblich ist. Darüber hinaus sind die beiden bereits beschriebenen Komponenten Zwillingsrückschlagventil (ZRV) und Senkbremsventil (SBV) im Schaltplan **Bild 3** zu sehen. Die Aufgabe der Abdichtung des Sekundärkreises gegen die abgeschaltete Ölversorgung inklusive des leckölbehafteten Wegeventils erfüllt das ZRV.

3.1 Fallbetrachtungen

In den folgenden Kapiteln werden verschiedene theoretische Fälle als Grenzwertbetrachtungen durchgeführt um das Systemverhalten zu beschreiben und mögliche Verbesserungen zu bewerten. Die Kompressibilität des Öls kann dabei im relevanten Druckbereich zwischen 0 bar und 200 bar und bei den herrschenden Temperaturen bis 70°C nach den Unterlagen des Öllieferanten vernachlässigt werden. Die Fallbetrachtungen beziehen sich daher auf den Einfluss der Dichte des Öls bei wechselnden Temperaturen und den Einfluss von möglichen Leckströmen. Messtechnisch konnten diese zwar nicht festgestellt werden, es wurden lediglich Druckverluste festgestellt, aber über der Nutzungszeit können solche Leckströme nicht ausgeschlossen werden und wurden daher mitbetrachtet.

3.1.1 Leckströme

Unterstellt man einen Leckstrom durch das Senkbremsventil, wie er in dem Datenblatt des Herstellers erwähnt wird, so kann zwischen Kolbenbodenseite und Kolbenstangenseite ein Medien-austausch und ein Druckausgleich in endlicher Zeit stattfinden. Durch das Verhältnis von Kolbenboden- zu Kolbenstangenfläche von 1,26 werden bei der Kolbenbewegung entsprechend unterschiedliche Volumen verdrängt/gefüllt. Eine herauswandernde Kolbenstange würde in Verbindung mit dem Leck-

strom schließlich zu einem Absinken des Zylinderdrucks auf den Wert des Umgebungsdrucks führen. Dieser Zustand stellt den stabilen Gleichgewichtszustand für den Zylinder dar, falls keine äußere Kraft angreift. Äußere dynamischen Lasten könnten den Zylinder Stück für Stück ausfahren. Ein Einfahren dagegen ist nahezu ausgeschlossen.

3.1.2 Temperatureinfluss

Bei der Untersuchung des Temperatureinflusses auf die Lageveränderung des Kolbens wird die Abhängigkeit der Dichte des Öls von der Temperatur betrachtet. Die aus Stahl gefertigten Zylinderbauteile erfahren unter Temperaturwechseln zwar grundsätzlich auch Längen- und Volumenänderungen, da diese aber lediglich ca. 5% der Änderungen des Öls sind werden Sie hier für die Betrachtungen in erster Näherung vernachlässigt. Der Wärmeausdehnungskoeffizient von Stahl ist $0,036 \times 10^{-3}/K$, der von Esteröl $0,75 \times 10^{-3}/K$.

Ein Fall ist die kolbenbodenseitige Befüllung des Zylinders mit 70°C warmem Öl. Für den ungünstigen Fall des Winterbetriebs wird eine Abkühlung auf -20°C angenommen. Wäre der Zylinder dabei voll ausgefahren, so würden sich ca. 4,3 l abkühlen. Die Volumenabnahme des Esteröles beträgt dafür ca. 290 cm³. Dieses Fehlvolumen könnte durch einen Leckstrom innerhalb des Zylinders mit selbsttätigem Einfahren um 147 mm ausgeglichen werden, was bei einer mech. Hebelübersetzung von 1:40 in der Anlage 5,88 m entspricht. In Anbetracht der minimalen Leckrate des Senkbremsventils ist eine zweite Möglichkeit zum Fehlvolumenausgleich

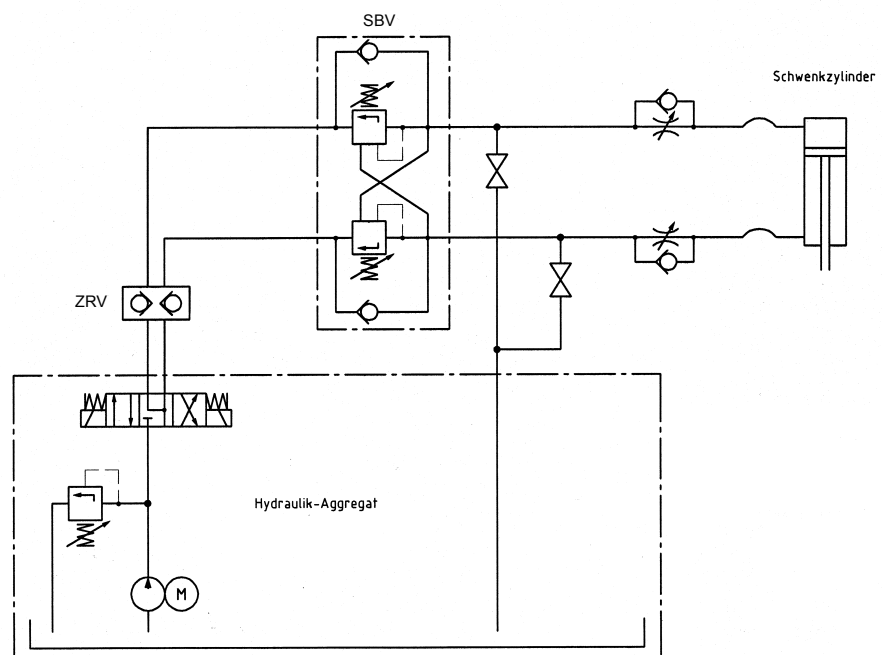


Bild 3: Hydraulikschaltplan

wahrscheinlicher. Bei der zweiten denkbaren Möglichkeit sinkt der Zylinderdruck sowohl stangen- als auch bodenseitig unter den Umgebungsdruck und in beide Zylinderkammern wird in nicht genau bestimmbaran Anteilen Öl aus dem Tank über das Zwillingrückschlagventil nachgezogen.

3.2 Optimierungsmöglichkeiten

Die aufgezeigten Probleme von Fehl- und Überschussvolumina sowie der Druckverlust und -anstieg, die auch messtechnisch bestätigt wurden, lassen den ergänzenden Einsatz von Elementen mit flacher Kennlinie $\text{Druck} = f(\text{Volumen})$ sinnvoll erscheinen. Blasenspeicher können durch Ihren Vorspannungsdruck in der Gasblase ein gewünschtes hydraulisches Druckniveau über längere Zeiten konstant halten. Im vorliegenden Sekundärkreis sind zwei durch den Kolben gekoppelte Drücke konstant zu halten. Zu diesem Zweck könnten zwei Blasenspeicher an den beiden Zylinderanschlüssen zum Einsatz kommen. Alternativ könnte mit einem Blasenspeicher gearbeitet werden, der über die Kopplung des Kolbens einen entsprechenden Gegendruck stabilisiert.

3.2.1 Zwei Blasenspeicher

Der Einsatz von zwei Blasenspeichern sichert den Gleichgewichtszustand bei lastfreier Kolbenstange über einen langen Stillstandszeitraum. Die Druckniveaus der beiden Blasenspeicher sind über das Kolbenflächenverhältnis (1,26) geometrisch eingepägt. Treten bei diesem Aufbau dynamische Kolbenstangenkräfte auf, so reagiert die hydraulische Einspannung entlang der flachen Blasenspeicher-Kennlinie. Dies bedeutet, der Stellantrieb wird zwar grundsätzlich in die Ausgangslage zurückkehren, aber bereits kleine äußere Kräfte führen zu deutlichen Abweichungen.

3.2.2 Ein Blasenspeicher

Reduziert man die Anzahl der Blasenspeicher auf einen pro Zylinder, so stellt sich zunächst die Frage an welchem Anschluss der Speicher anzubringen ist.

- a) Wird der Blasenspeicher an der Kolbenbodenseite des Zylinders angeschlossen, so ist in der eingeschobenen Stellung (I) das ungepufferte Volumen auf der Stangenseite erheblich größer als das ungepufferte Ölvolumen auf der Bodenseite bei Anschlussvariante b). Die thermische Empfindlichkeit beträgt bei dieser Speicheranordnung in der Stellung (I) 1,32 cm/K. In der 2/3 ausgefahrenen Position ergibt sich für

diesen Anschlussfall eine kleinere thermische Empfindlichkeit von 0,45 cm/K.

- b) Schließt man den Blasenspeicher stangenseitig an, so wird durch ihn das hohe Druckniveau der Stangenseite und entsprechend der Kolbenbodendruck über lange Zeiten konstant gehalten. Wird der Stellantrieb durch dynamische Lasten an der Kolbenstange beansprucht, so reagiert der Zylinder durch die einseitige „in-kompressible“ Ölbeaufschlagung steif \triangleq positionstreu. Befindet sich der Zylinder in einer 2/3 ausgefahrenen Position so ergibt sich bei dieser Anschlussvariante ein thermischer Einfluss des bodenseitigen Ölvolumens von 0,915 cm/K am Ende des 1:40 Hebels. Je weiter eingefahren der Zylinder ist, desto geringer wird der Temperatureinfluss, da das Kolbenbodenölvolumen entsprechend geringer ist. In der Stellung (I) ist bei ca. 10 mm Kolbenhub mit einer thermischen Empfindlichkeit von 0,03 cm/K Hebelauslenkung zu rechnen.

Dieses Verhalten ist deutlich günstiger für den Anwendungsfall, so dass abschließend folgende Handlungspräferenzen genannt werden können.

4 Experimentelle Messungen

4.1 Messungen Istzustand

4.1.1 Lagestabilität

Im ersten Versuch wurde das statische Haltevermögen des Antriebs untersucht. Der Zylinder wurde an den Hallenkran des Instituts gehängt und eine ca. 300 kg schwere Masse an der Kolbenstange axial ziehend befestigt. Der Zylinder wurde zweimal ca. 60% seines Fahrweges bewegt und dann aus der einfahrenden Bewegung heraus im Endanschlag angehalten. In diesem Zustand wurde der Aufbau über 34h hängen gelassen. Die gemessene Kolbenverschiebung betrug nach diesen 34 h $+3/100$ mm. Bei einem Übersetzungsverhältnis von 1:40 bedeutet dies 0,0012 m Auslenkung. Als Variation dieses statischen Versuchs wurde eine weitere Halteposition aus der Ausfahrbewegung heraus angefahren. Die Kolbenstange war nun 74,8 mm ausgefahren. Innerhalb von 14 h stellte sich eine Kolbenverschiebung von $-2,5/100$ mm ein. Beide Versuchsdurchführungen wurden ohne nennenswerte Erhöhung der Öltemperatur gefahren und fanden in der Versuchshalle des Instituts bei üblichen Raumtemperaturen von ca. 22°C statt.



Bild 4: Anordnung der Druckaufnehmer im Aufbau

4.1.2 Druckhaltefähigkeit

Ähnlich der Anordnung bei der vor Ort (**Bild 4**) durchgeführten Messung waren die Druckaufnehmer in den Anschlussleitungen zum Zylinder montiert. Die gemessenen Drücke lagen während des Bewegungsvorganges des Zylinders auf der Kolbenbodenseite bei 35 bar und auf der Stangenseite bei 44 bar. Dies entspricht dem Geometrieverhältnis von 1,26 und bedeutet eine äußere Stangenkraft von 0 N. Erst im Endanschlag des Zylinders baut sich der normale Betriebsdruck von ca. 70 bar auf. Ursächlich für die Diskrepanz zu den Bewegungsdrücken der vor Ort Messung ist die lastfreie Bewegung der Versuchsanordnung im Institut. Als Ergebnis der begleitenden theoretischen Untersuchungen wurde eine Erhöhung des Betriebsdrucks empfohlen. Die Druckhaltefähigkeit wurde in zwei charakteristischen Kolbenstellungen untersucht:

4.1.2.1 Kolben ganz eingefahren

Der Kolben wurde in diesem Versuch aus einer Mittelstellung in die eingefahrene Endlage gefahren und die Hydraulik abgestellt. Auf der Stangenseite waren zu diesem Zeitpunkt 71 bar, auf der Kolbenbodenseite wurde 1 bar gemessen. Nach 45 min ist der Druck auf die Hälfte abgefallen und nach 10 h war das System drucklos.

4.1.2.2 Kolben in Mittelstellung

Die zweite Versuchsposition wurde aus der eingefahrenen Endlage heraus angefahren und befand sich ungefähr in der Mitte des Kolbenhubweges. Der Druckabfall verlief wesentlich schneller als in der Endlage. Bereits nach 11 min war der Druck beidseitig unter 3 bar abgefallen.

4.1.2.3 Temperatureinfluss

Zur Untersuchung des Temperatureinflusses wurde der Zylinder nach dem Verfahren bei Raumtemperatur auf ca. 80 mm Auslenkung in eine Kühlkammer gelegt. Die anschließende Kolbenverschiebung wurde mit einer Messuhr abgelesen, **Bild 5**.

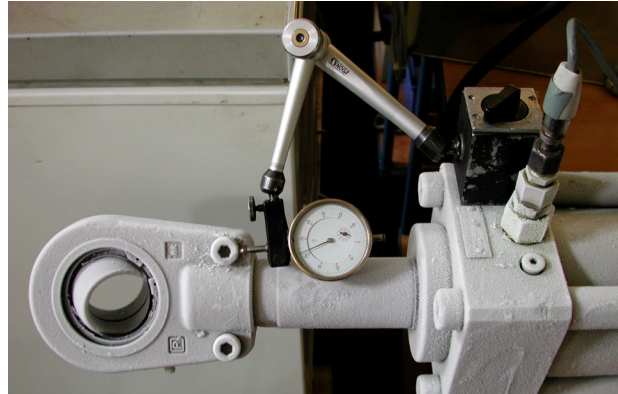


Bild 5: Kolbenverfahrwegmessung bei -20°C

4.2 Messung nach Umbau

4.2.1 Ein Speicher auf der Stangenseite

Der Betriebsdruck wurde von 70 bar auf 120 bar erhöht. Stangenseitig wurde ein Speicher mit 4 l Ausgleichsvolumen angeschlossen, der mit 95 bar vorgespannt war. Direkt nach dem Verfahren wurden folgende Drücke abgelesen: 106,3 bar stangenseitig und 83,5 bar kolbenbodenseitig. Nach 19,5 h waren die Drücke lediglich um weniger als 1 % auf 105,3 bar und 81,9 bar abgefallen. Die Kolbenstange hat dabei einen Weg in Einfahrriichtung von nur -20/100 mm zurückgelegt.

4.2.2 Prüfung vor Ort

Da es primär um die Lagefixierung geht wurden über die Druckhaltemessungen im Institut hinaus noch Versuche an einer Musteranlage gemacht.

Der Einbau entsprach dem Messaufbau im Institut. Die dabei festgestellten möglichen Auslenkungen am Hebelende setzten sich aus der elastischen Verformung des Hebels (Hauptanteil) und den Spielen in den Lagerstellen zusammen. Die Auslenkung betrug bei ca. 1000 N Verschiebekraft am Ende etwa +30 mm.

5 Zusammenfassung

Für die Verbesserung der Lagefixierung an den hydraulischen Stellantrieben wurden folgende Maßnahmen ergriffen:

- Integration eines Blasenspeichers in den stangenseitigen Anschluss des Zylinders. Der Blasenspeicher wurde mit ca. 95 bar vorgespannt.
- Erhöhung des Speisedrucks auf mindestens 120 bar bei gleichzeitiger Justierung der Ausströmdrosseln speziell auf der Kolbenbodenseite, um eine ausreichende hydraulische Verspannung (>106 bar) und Aufladung des Speichers beim Verfahrensbetrieb sicher zu stellen.