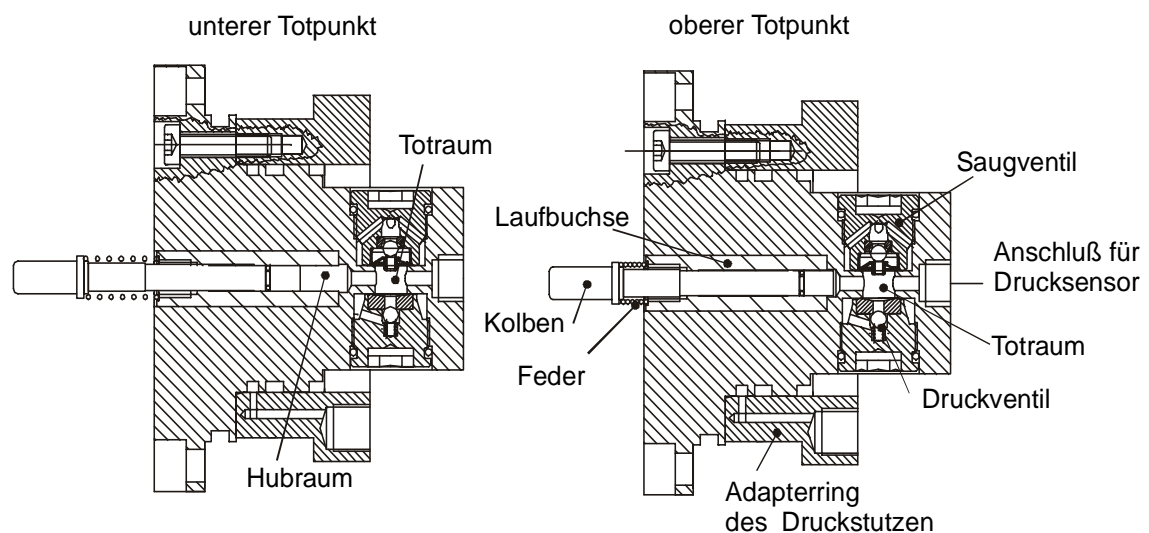


## 5 Experimentelle Überprüfung der Pumpeneinheit

Die im vorangegangenen Kapitel 4 entwickelte optimierte Hubfunktion soll neben der Simulation im Experiment überprüft werden. Hierzu wurde ein Prüfstand mit einer Einkolbenpumpe<sup>1</sup> (Bild 5-1), welche die Einschraubventile (Bild 4-17) beinhaltet, verwendet. Bei dieser Pumpe wird der Kolben beim Saughub durch eine Feder zurückgedrückt. Durch die abgerundete Form des linken Kolbenendes kann eine möglichst querkraftfreie Ankopplung mit einem Antrieb realisiert werden. Die in Bild 5-1 dargestellten Positionen unterer und oberer Totpunkt des Kolbens zeigen den Hubraum und den in der oberen Totpunkt-Position verbleibenden Totraum.

Das Verdrängungsvolumen der Versuchspumpe ist  $0,2206 \text{ cm}^3$ . Dies entspricht einem Volumenstrom von  $0,4 \text{ Liter}/\text{min}$  bei einer Frequenz von  $30,2 \text{ Hz}$  ( bei einem Kurbeltrieb entspricht dies der Drehzahl  $1813 \text{ }^1/\text{min}$  ). Realisiert wurde der Antrieb für diese Pumpe über einen Hydraulikzylinder. Dies bietet den Vorteil, daß durch eine Regelung des Zylinderantriebes die Bewegungsform des Kolbens variiert werden kann. Um eine möglichst hohe Dynamik zu erreichen, wurde ein Zylinder mit geringen bewegten Massen und hydrostatischer Kolbenstangendichtungen (reibungsfrei) verwendet.



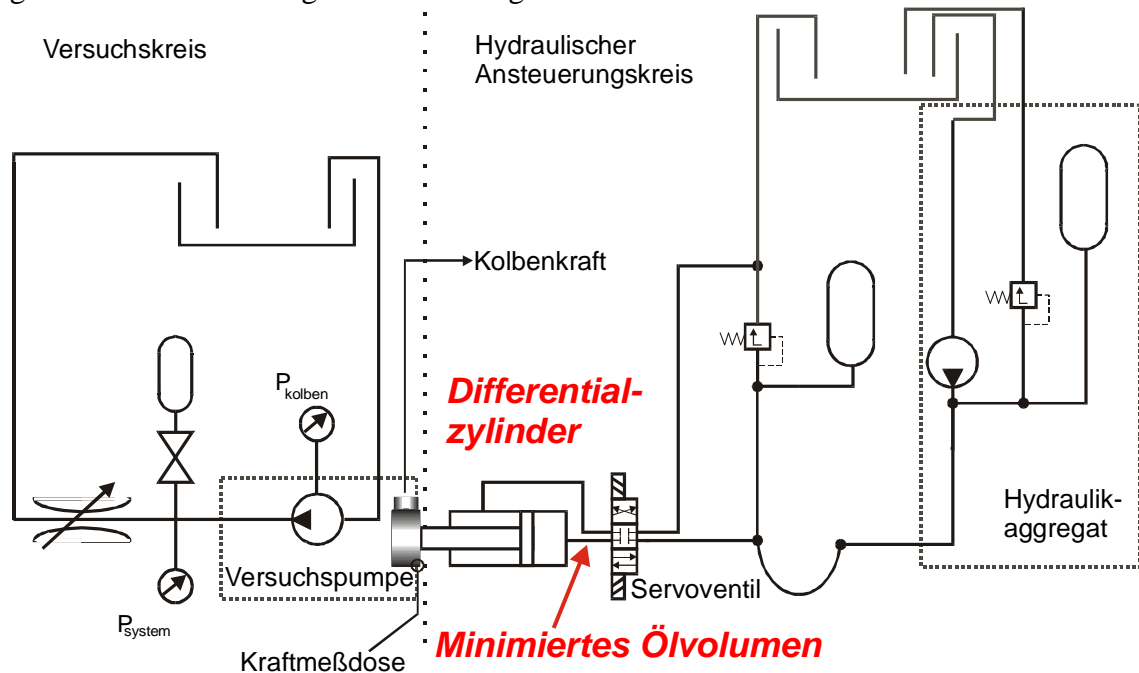
**Bild 5-1:** Pumpenkopf der Versuchspumpe

### 5.1 Prüfstands Aufbau

Der Prüfstand teilt sich in den hydraulischen Ansteuerungskreis und den Versuchskreis. Der Ansteuerungskreis nach Bild 5-2 besteht aus einem stationären Hydraulikaggregat mit Druckbegrenzungsventil und Hydrospeicher (grau hinterlegt). Um den Systemdruck für den Zylinderantrieb einzustellen, wurde ein zweites Druckbegrenzungsventil verwendet. Mit einem zweiten Hydrospeicher, der möglichst nahe bei dem Servoventil angeordnet wurde, kann mit entsprechender Gasvorspannung (die unabhängig von der

<sup>1</sup> Die in diesem Kapitel behandelte Einkolbenpumpe ist so konzipiert, daß sie in das Konzept des integrierten Motor-Pumpen-Aggregates passt. Es wurde lediglich ein Adapterring (siehe Bild 5-1) für den Betrieb ohne das integrierte Aggregat verwendet

des Hydrospeichers des Hydraulikaggregates zu wählen ist) eine Pulsationsdämpfung und eine Energiespeicherung für den Zylinderantrieb erreicht werden. Bei der Anordnung von Zylinder und Servoventil ist darauf geachtet worden, daß das Ölvolumen zwischen den Steuerkanten des Servoventils und der hinteren Kammer des Differentialzylinders möglichst gering ist, indem das auf einer Standard-Ventilplatte montierte NG-6<sup>2</sup> Servoventil direkt an dem Zylinder mit kurzer Leitungslänge angebracht wurde. Bei dem Versuchskreis wurde im Gegensatz zu dem Ansteuerungskreis kein Hydrauliköl sondern gemäß der Anforderungen Bremsflüssigkeit nach dem Standard DOT 4 verwendet.

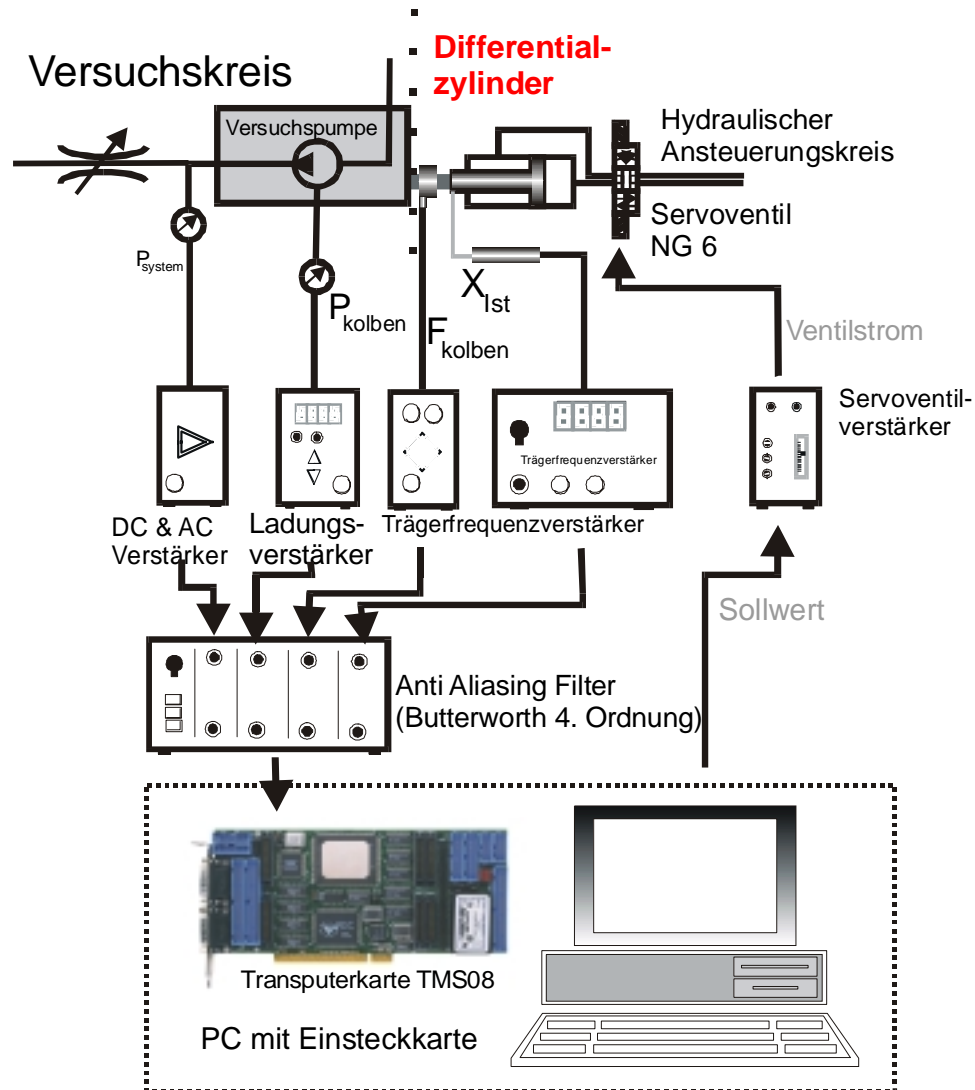


**Bild 5-2: Hydraulikschaltplan des Prüfstandes**

Die gestrichelte Linie in Bild 5-2 stellt auch die Medientrennung dar. In dem Versuchskreis kann der Hydrospeicher für Pulsationsmessungen durch einen Kugelhahn abgesperrt werden, um verfälschende hydraulische Kapazitäten auszuschließen. Die verwendete Meßtechnik für den Versuchskreis in Bild 5-3 besteht aus einem piezoelektrischen Druckaufnehmer für den Kolbendruck, einem piezoresistiven Druckaufnehmer für den Systemdruck, einer Kraftmeßdose mit Dehnungsmeßstreifen, einem Wegsensor nach dem Differentialtransformator-Wirkprinzip und den entsprechenden Meßverstärkern. Alle Analogsignale werden über einen Tiefpaßfilter mit Butterwoth-Charakteristik vierter Ordnung gefiltert, um Aliasing bei dem Abtasten zu vermeiden.

<sup>2</sup> NG-6 bedeutet Nenngröße 6 und klassifiziert das Ventil nach seinem Schieberdurchmesser. Damit sind die Volumenstrombereiche und die erreichbare Dynamik festgelegt.

Zur Regelung des Zylinderantriebes und zur Meßwerterfassung wurde eine



**Bild 5-3: Meßtechnik und Datenerfassung des Prüfstandes**

Transputerkarte (Einsteckkarte mit Prozessor 25 MHz für den PC) benutzt. Bei dem verwendeten Servoventil wird die Position des Ventilschiebers mechanisch zurückgeführt (Düse-Prallplatte-System) und steht damit nicht als elektrisches Signal zur Verfügung. Für die Regelung des Zylinderantriebes wird die Eingangsspannung für den Servoventilverstärker genutzt.

## 5.2 Dynamik und Regelung

Bei dem vorhandenen Prüfstandaufbau sind zwei Regelungskonzepte denkbar, um die gewünschte Hubfunktion zu realisieren [R2] [R7] [R8] [R9]. Zum einen besteht die Möglichkeit, die Kolbengeschwindigkeit mit der Geschwindigkeitsfunktion als Sollwert zu regeln. Zum anderen kann die Kolbenposition mit der Hubfunktion als Sollwertverlauf in einer Positionsregelung als Regelgröße aufgefaßt werden. Bei der Geschwindigkeitsregelung ist ein numerisches Differenzieren des Wegsignals notwendig.

Hierbei können hochfrequentes Rauschen, die endliche Auflösung des diskreten Wegsignals und die verzögernde Dynamik des Differentiationsalgorithmus zu Instabilitäten führen.

Um eine solide und robuste Regelung zu erzielen, wurde eine Positionsregelung aufgebaut. Ein weiterer Vorteil der Positionsregelung ist die eindeutige Beschreibung des Zustandes bei der Förderung, denn bei der Geschwindigkeitsregelung muß sowohl der Betrag als auch die Richtung angegeben werden.

Da für die Reglerauslegung geringe Vorkenntnisse über die Regelstrecke zur Verfügung standen, wurde das dynamische Verhalten identifiziert. Zu erwarten ist allerdings ein Anteil mit integralem Verhalten, da die Ansteuerung des Ventils im stationären Zustand dem Volumenstrom durch das Ventil proportional ist und diese wiederum proportional zur Kolbengeschwindigkeit. Es wurde ein nichtparametrisches Modell in Form eines Frequenzganges anstatt eines parametrischen Modells in Form von Gleichungskoeffizienten einer vorgegebenen Modellgleichung ermittelt, um nicht durch eine falsche Modellannahme Fehler zu machen. Der Vorteil einer nichtparametrischen Identifikation liegt in der Genauigkeit und der einfachen Handhabung. Bei gewöhnlichen parametrischen Identifikationsverfahren wird der minimale quadratische Fehler zwischen der Modellgleichung und den Meßsignalen zur Parameterermittlung herangezogen. Hierbei besteht grundsätzlich die Gefahr, den falschen Modellansatz gewählt zu haben und durch unzureichende dynamische Anregung numerisch schlecht konditionierte Berechnungen zu bekommen, die Ungenauigkeiten in sich bergen.

Anhand des Frequenzganges kann in einem zweiten Schritt ein lineares Näherungsmodell ermittelt werden. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, daß der Frequenzgang dahingehend beurteilt werden kann, ob er sich durch ein lineares Übertragungsglied darstellen läßt und von welcher Ordnung dieses ist. Da der offene Regelkreis instabil ist, wurde ein P-Regler nach den Einstellregeln von Ziegler und Nichols [R1] [R9] eingestellt. Die Identifikation wurde nach dem Verfahren der orthogonalen Korrelation [R10] [R3] [R4] [R6] durchgeführt. Hierzu wird der Regelkreis mit einem sinusförmigen Sollsignal beaufschlagt. Der Imaginärteil und der Realteil der Übertragungsfunktion werden hierbei getrennt berechnet. Für die Berechnung des Realteils wird die Kreuzkorrelation zwischen Eingang und Ausgang zu der Verschiebung  $\tau = 0$  benutzt:

$$\begin{aligned}
 S_{X_{soll} X_{ist}}(0) &= \frac{1}{n * T_p} \int_0^{n * T_p} \hat{X}_{soll} * \sin(\omega_0 * t) * \hat{X}_{ist} * \sin(\omega_0 * t + \varphi) dt \\
 &= \\
 &= \frac{\hat{X}_{soll} * \hat{X}_{ist}}{n * T_p} \left( \int_0^{n * T_p} \sin^2(\omega_0 * t) * \cos(\varphi) dt + \underbrace{\int_0^{n * T_p} \sin(\omega_0 * t) * \cos(\omega_0 * t) * \sin(\varphi) dt}_{=0} \right) \quad (5-1)
 \end{aligned}$$

$$= \frac{\hat{X}_{soll}^2}{2} * \frac{\hat{X}_{ist}}{\hat{X}_{soll}} * \cos(\varphi) = \frac{\hat{X}_{soll}^2}{2} * \operatorname{Re}\{G(j\omega)\}$$

Für die Berechnung des Imaginärteils wird die orthogonale Verschiebung um  $T_p/4$  dieser Kreuzkorrelation verwendet. Analog zu der Herleitung in ( 5-1 ) ergibt sich die Beziehung zwischen dem Imaginärteil der gesuchten Übertragungsfunktion und der Korrelationsfunktion zu:

$$\begin{aligned} S_{X_{soll}X_{ist}}\left(\frac{T_p}{4}\right) &= \frac{1}{n * T_p} \int_0^{n * T_p} \hat{X}_{soll} * \cos(\omega_0 * t) * \hat{X}_{ist} * \sin(\omega_0 * t + \varphi) dt & (5-2) \\ &= \frac{\hat{X}_{soll}^2}{2} * \frac{\hat{X}_{ist}}{\hat{X}_{soll}} * \sin(\varphi) = \frac{\hat{X}_{soll}^2}{2} * \operatorname{Im}\{G(j\omega)\} \end{aligned}$$

Mit den Gleichungen ( 5-1 ) und ( 5-2 ) kann die Übertragungsfunktion bei der Kreisfrequenz  $\omega$  mit

$$\begin{aligned} G_1(j\omega) &= \operatorname{Re}\{G_1(j\omega)\} + j * \operatorname{Im}\{G_1(j\omega)\} \\ &= \frac{2}{\hat{X}_{soll}^2} * \left( S_{X_{soll}X_{ist}}(0) + j * S_{X_{soll}X_{ist}}\left(\frac{T_p}{4}\right) \right) & (5-3) \end{aligned}$$

angegeben werden.

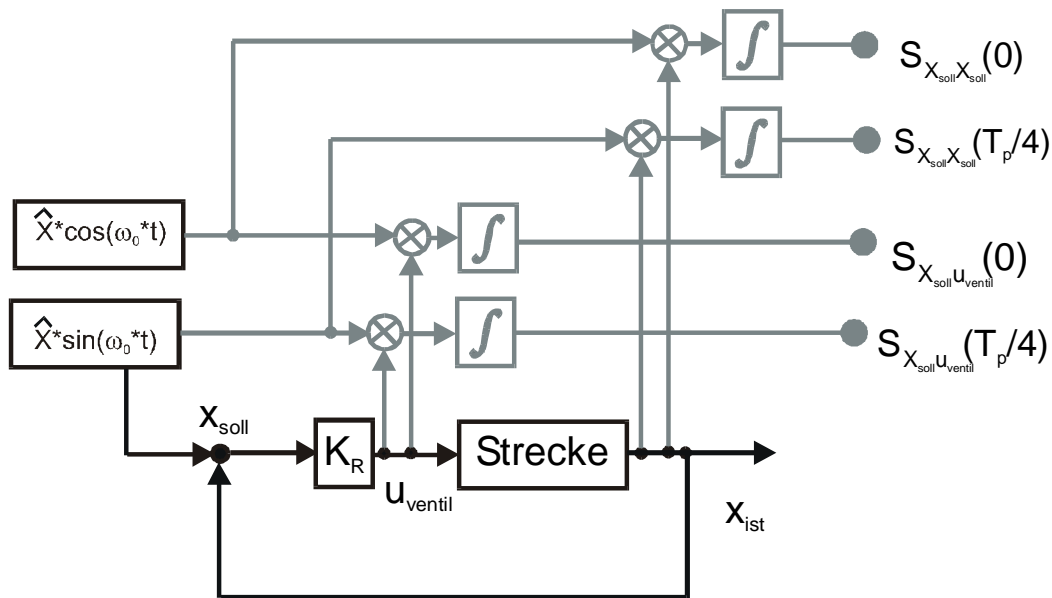
Für das vorliegende Problem ist jedoch nicht die Führungsübertragungsfunktion des Weges, sondern die Übertragungsfunktion von der Ventilspannung zu der gemessenen Position von Interesse. Daher werden zunächst die beiden Übertragungsfunktionen

$$G_1(j\omega) = \frac{X_{ist}(j\omega)}{X_{soll}(j\omega)} \quad \text{und} \quad G_2(j\omega) = \frac{U_{ventil}(j\omega)}{X_{soll}(j\omega)} \quad (5-4)$$

nach dem Schema in Bild 5-4 berechnet. Um die gesuchte Übertragungsfunktion von der Ventilspannung zu der gemessenen Position zu erhalten, werden die Übertragungsfunktionen aus ( 5-4 ) benutzt:

$$G_3(j\omega) = \frac{X_{ist}(j\omega)}{U_{ventil}(j\omega)} = \frac{X_{soll}(j\omega)}{U_{ventil}(j\omega)} * \frac{X_{ist}(j\omega)}{X_{soll}(j\omega)} = \frac{G_1(j\omega)}{G_2(j\omega)} \quad (5-5)$$

Durch Diskretisierung von ( 5-3 ) erhält man die Form, die auf dem Transputer programmiert werden kann. Hierbei sollte die Abtastrate des Algorithmus als Faustregel 10 mal so hoch sein wie die auszumessende Frequenz, um Diskretisierungsfehler zu vermeiden.



**Bild 5-4: Signalfluß zur Identifikation nach der Methode der orthogonalen Korrelation**

Werden die Integrale in ( 5-1 ) und ( 5-2 ) durch Summieren von Rechtecken angenähert, so ergibt sich aus ( 5-3 ):

$$G_1(j\omega) = \frac{2}{\hat{X}_{soll} * n * \frac{T_p}{T_{Abtast}}} \left[ \sum_{k=0}^{n * \frac{T_p}{T_{Abtast}}} (\cos(\omega * k * T_{Abtast}) + j * \cos(\omega * k * T_{Abtast})) * X_{soll}(k) \right] \quad (5-6)$$

Mit Hilfe der einfachen Rekursionsbeziehung bei einer endlichen Summe

$$\bar{x}_n = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n x_i = \frac{1}{n} * x_n + \frac{n-1}{n} * \bar{x}_{n-1} \quad (5-7)$$

ergibt sich die rekursive Form, welche sich zur online Berechnung eignet:

$$G_{1,i}(j\omega) = \frac{2}{\hat{X}_{soll}} * \left( \frac{1}{N} (\cos(\omega * i * T_{Abtast}) + j * \cos(\omega * i * T_{Abtast})) * X_{ist}(i) + \frac{N-1}{N} * G_{1,i-1}(j\omega) \right) \quad (5-8)$$

$$\text{mit } N = \text{round}\left(\frac{n * T_p}{T_{Abtast}}\right) \text{ und } 0 \leq i \leq N$$

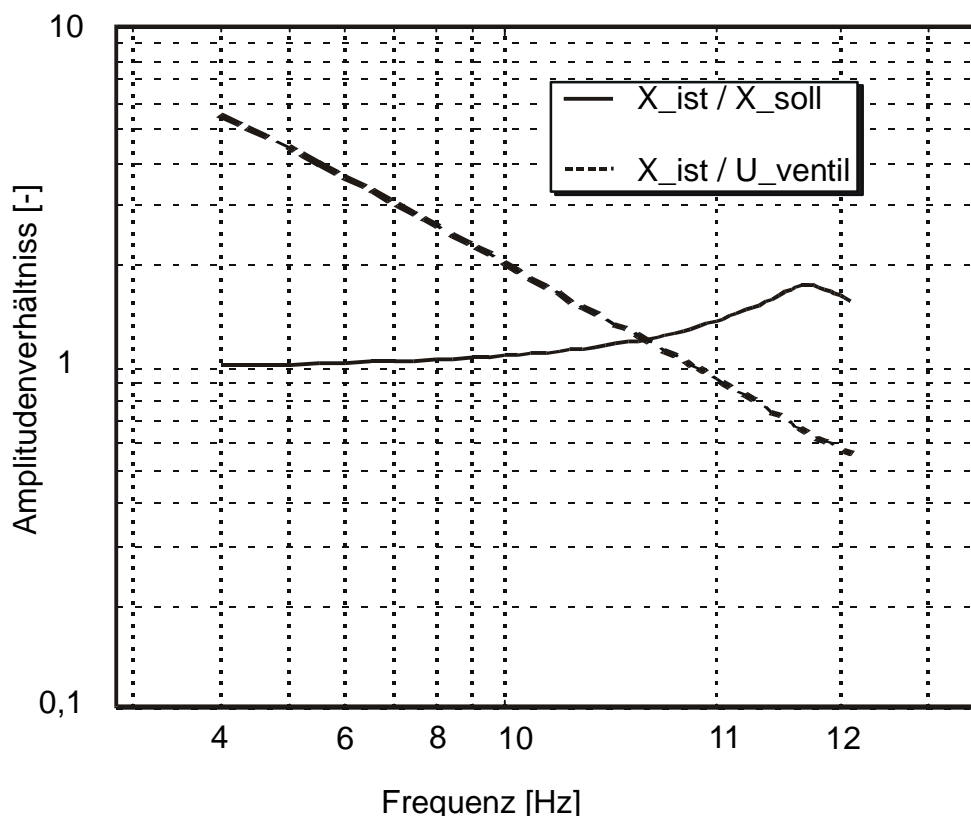
Die Ergebnisse der Identifikation sind in Bild 5-5 gezeigt. Neben der Führungsübertragungsfunktion ist das Verhalten der Regelstrecke gestrichelt dargestellt. Hier ist das integrale Verhalten zu erkennen. Aus den Daten kann man die Integrationszeitkonstante mit  $T_i = 1/27$  berechnen.

$$G(s) = \frac{X_{ist}(s)}{U_{ventil}(s)} = \frac{1}{T_i * s} = \frac{1}{\frac{1}{27} * s} \quad (5-9)$$

Das Ergebnis der Identifikation deckt sich mit folgender theoretischer Überlegung: Da der geforderte Frequenzbereich für das NG-6 Servoventil unterhalb der 3 dB Eckfrequenz<sup>3</sup> liegt, kann dies näherungsweise als proportional aufgefaßt werden. Somit ist  $U_{ventil}$  proportional zu der Differenz der Volumenströme in den Zylinderkammern. Diese sind wiederum proportional zu der Kolbengeschwindigkeit des Zylinders:

$$U_{ventil} \approx \frac{d X_{ist}}{d t} \quad (5-10)$$

Mit (5-10) ist die Differentialgleichung für ein integrales Verhalten gegeben.



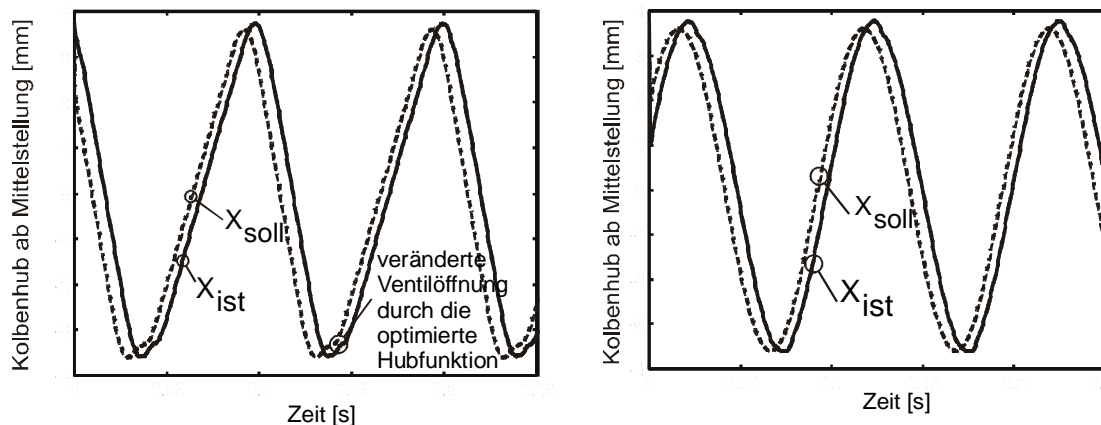
**Bild 5-5:** Amplitudengang des gemessenen Frequenzganges der Führungsübertragung bei Reglereinstellung  $K_r = 1,5$  und Integration über 20 Perioden

<sup>3</sup> Nach Herstellerangaben Fa. Rexroth bewegt sich je nach Aussteuerungsamplitude die Eckfrequenz zwischen ca. 80 Hz und 100 Hz.

Die Führungsübertragungsfunktion ist mit einem schwingungsfähigen Verzögerungsglied zweiter Ordnung zu beschreiben. Die Eigenfrequenz liegt mit dem gewählten Parameter  $K_f=1,5$  bei etwa 11,7 Hz.

### 5.3 Ergebnisse

Mit Hilfe des Zylinderantriebes nach Bild 5-2 soll die Auswirkung der optimierten Hubfunktion auf den Druck im Kompressionsraum  $p_k$  im Vergleich zu dem harmonischen Hub untersucht werden. Anhand von Vorüberlegungen mit Hilfe des Simulationsmodells ist bekannt, daß der Effekt der Pulsationsminderung durch die Veränderung der Hubfunktion bei höheren Frequenzen deutlicher wird. Daher ist es sinnvoll, die Dynamik des lagegeregelten Zylinderantriebes (Bild 5-5) auszunutzen. Aufgrund von Nichtlinearitäten wie z.B. dem Übergang von Haft in Gleitreibung bei der Kolbenbewegung und dem gemessenen Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises nach Bild 5-5 ist das Regelergebnis in Form des IST-Weges  $X_{ist}$  zu betrachten. Nach Bild 5-5 liegt eine Pumpfrequenz von 10 Hz unterhalb der Resonanzfrequenz. An dieser Stelle ist zu erwarten, daß die tatsächliche Kolbenposition dem Sollwert, wenn auch mit einer Phasenverschiebung, noch folgen kann. In Bild 5-6 ist auf der rechten Seite der Vergleich zwischen dem Sollwert  $X_{soll}$  und dem gemessenen Wert  $X_{ist}$  bei einer harmonischen Bewegung dargestellt. Zu erkennen ist hier, daß in den Umkehrpunkten (oberer und unterer Totpunkt des Kolbens) eine Verzerrung der Kurvenform des gemessenen Weges stattfindet. Hierfür sind nichtlineare Effekte wie z.B. der o.g. Übergang der Haft- in die Gleitreibung des Differentialzylinders zuständig. Bei der optimierten Hubfunktion in Bild 5-6 links zeigt sich am oberen Totpunkt ein ähnliches Verhalten.



**Bild 5-6: Regelergebnisse der Positionsregelung bei 10 Hz: optimierte Hubfunktion (links) und harmonische Hubfunktion (rechts)**

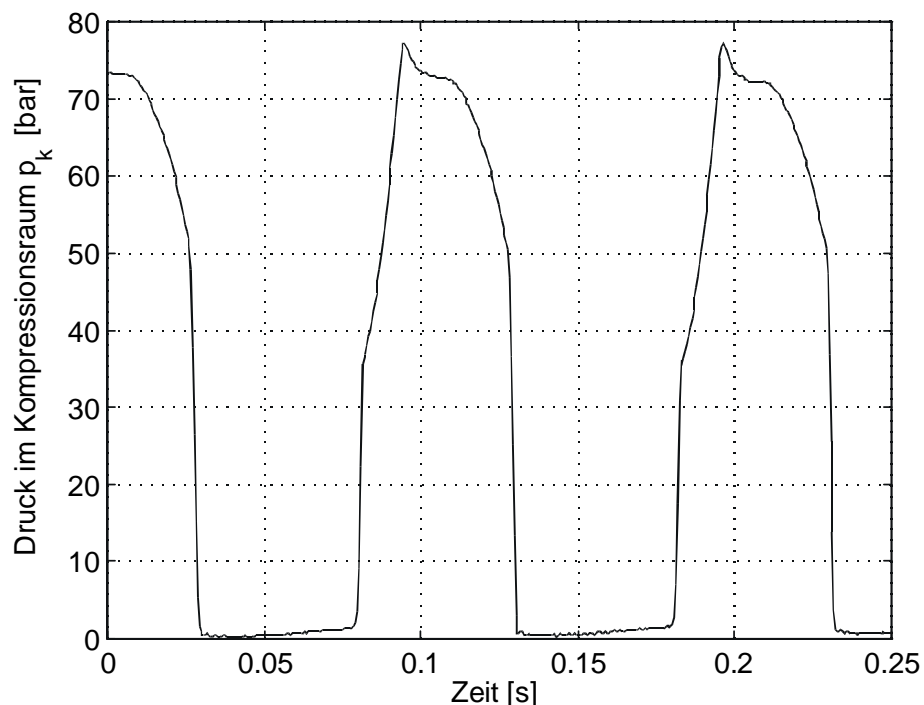
Des weiteren ist in beiden Kurven für  $X_{ist}$  in Bild 5-6 ein „Überschwinger“ am oberen Totpunkt bei dem Übergang der Kompressionsphase in die Saugphase vorhanden. Da der hydraulische Antrieb mit einem Differentialzylinder nach Bild 5-2 realisiert wird, ist



die Dynamik in beide Bewegungsrichtungen nicht identisch. Zum einen sind verschiedene für den Öldruck wirksame Flächen und zum anderen verschiedene Ölvolumina und Zuleitungslängen der Zylinderkammern dafür verantwortlich.

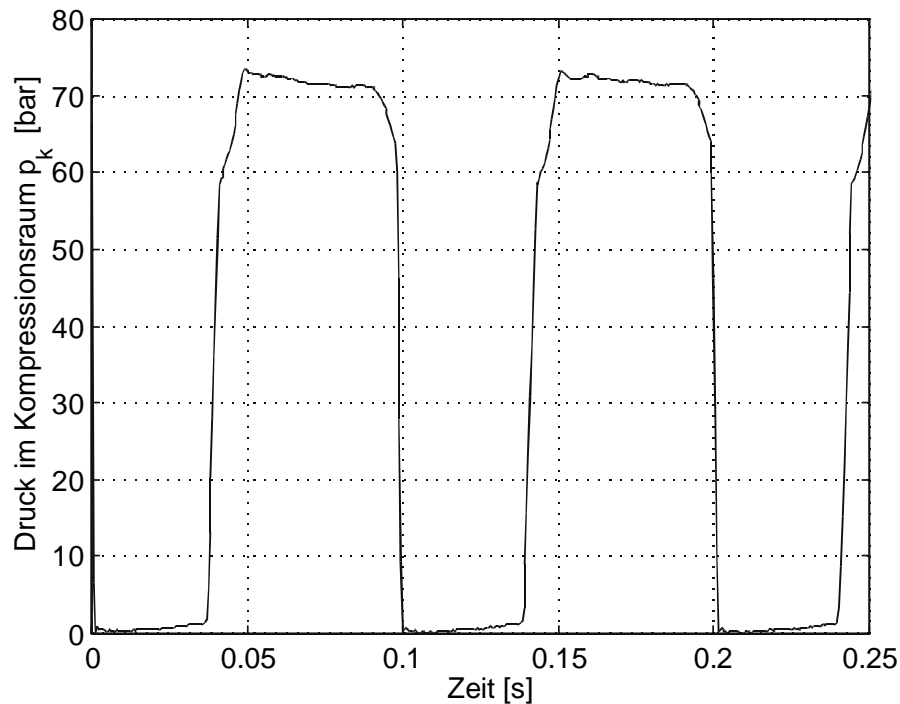
An dem unteren Totpunkt, also am Beginn der Kompressionsphase, zeigt sich, daß die gemessene Kolbenposition  $X_{ist}$  dem Sollwertverlauf der optimierten Hubfunktion sehr gut folgen kann. Insgesamt ergibt sich jedoch ein gutes Nachlaufen der Regelgröße  $X_{ist}$ , da hier die Phasenverschiebung zwischen  $X_{ist}$  und  $X_{soll}$  keine Rolle spielt.

In Bild 5-7 ist der Druck  $p_k$  bei der harmonischen Kolbenbewegung (Bild 5-6 rechts) dargestellt. Zu sehen sind hier die für die Versuchspumpe nach Bild 5-1 typischen Drucküberhöhungen beim Öffnen des Auslaßventils. Vergleicht man dies mit dem Druckverlauf bei der optimierten Hubfunktion (Bild 5-8), so ist hier ein deutlich anderer Verlauf festzustellen. Zum einen wird die Druckphase länger und zum anderen reduziert sich der o.g. Überschwinger von  $p_k$  beim Öffnen des Auslaßventils.



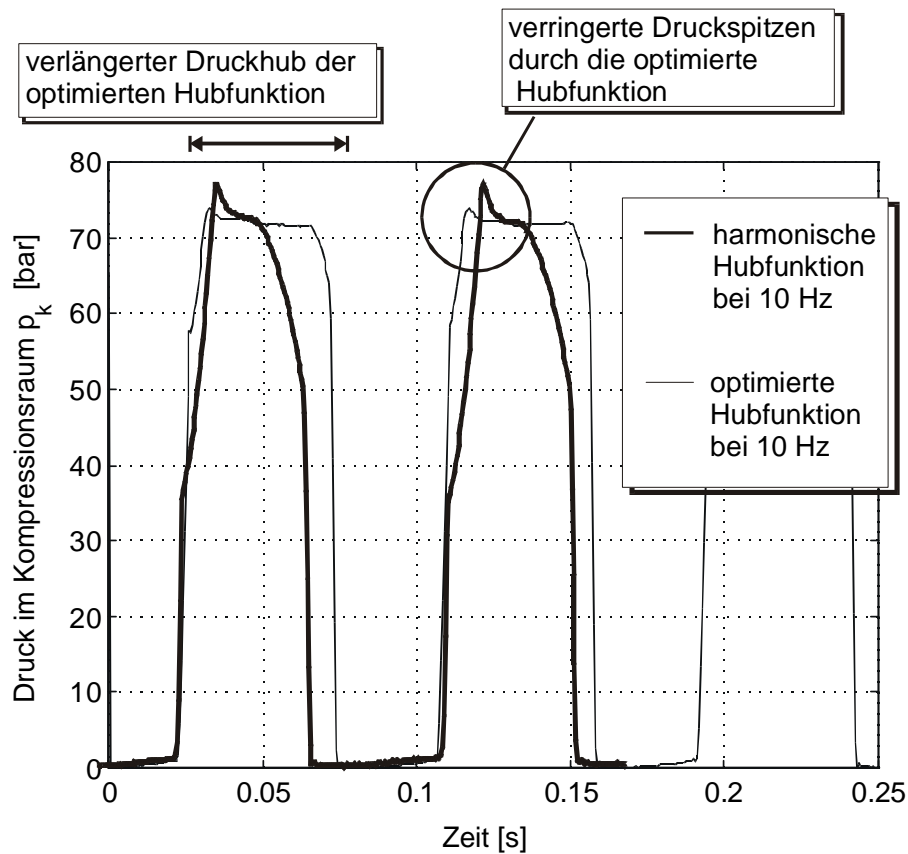
**Bild 5-7: Harmonischer Hub bei 10 Hz**

Durch Bild 5-8 wird gezeigt, daß sich die Pulsation bei einer Kolbenpumpe mit Kugelsitzventilen durch eine von der harmonischen Bewegung abweichenden Hubfunktion positiv beeinflussen läßt. Die Überlegungen aufgrund der Simulation, die Ventilöffnung über den Verlauf der Druck- und Strömungskräfte auf den Schließkörper des Ventils und damit das Pulsationsverhalten zu verbessern, werden damit bestätigt.



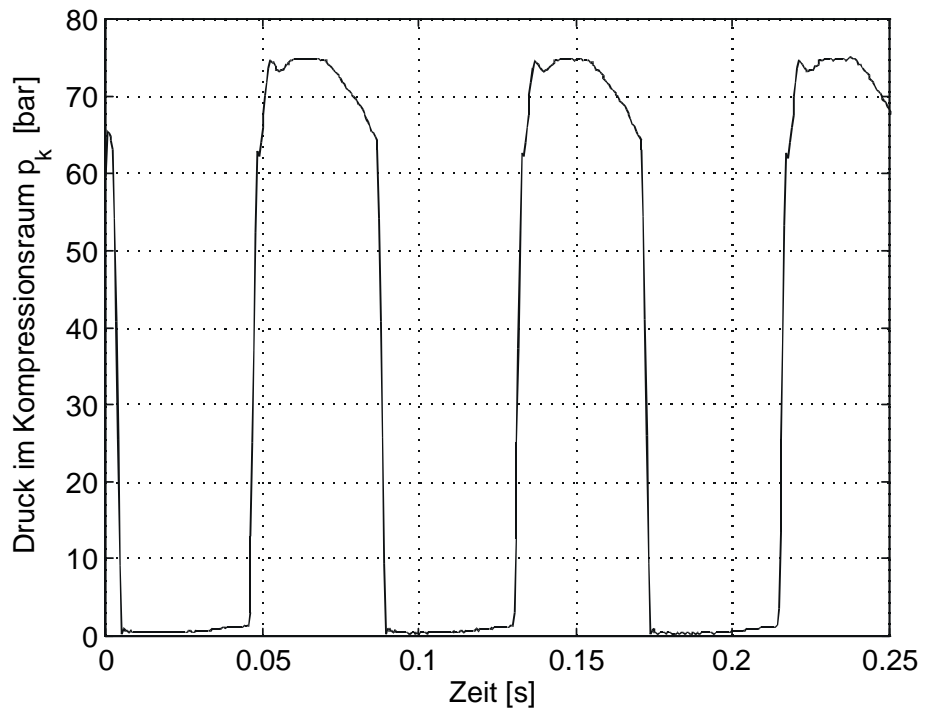
**Bild 5-8: Optimierter Hub bei 10 Hz**

Der direkte Vergleich der beiden Kurven bei 10 Hz ist in Bild 5-9 dargestellt. Bei dieser Darstellungsweise sind aufgrund der gleichen Pumpfrequenz die einzelnen Kurven nicht immer deutlich voneinander zu unterscheiden. Daher sind die Einzelverläufe in Bild 5-7 und Bild 5-8 getrennt voneinander dargestellt worden. Bei Bild 5-9 wird die unterschiedliche Länge des Druckhubes deutlich. Auch der Beginn der Ventilöffnung verändert sich. Auffällig ist hierbei, daß bei der harmonischen Hubfunktion in Bild 5-7 bei einem Druck im Kompressionsraum von ca. 36 bar und bei der optimierten Hubfunktion in Bild 5-8 erst ab ungefähr 59 bar eine Änderung in der Steigung von  $p_k$  eintritt. Dieses Verhalten ist der Abweichung der ausgeführten Pumpe von einer idealen zuzuschreiben. Bei dem Vorkomprimieren in dem ersten Bereich der optimierten Hubfunktion wird bei der Versuchspumpe ein späteres Öffnen erzielt. Zu vermuten ist, daß bei der Pumpfrequenz von 10 Hz die kurzzeitig auftretenden Adhäsionskräfte zwischen Schließkörper und Ventilsitz eine noch nicht so große Rolle spielen. Das spätere Öffnen erscheint auf den ersten Blick negativ. Trotzdem ergibt sich ein insgesamt besseres Pulsationsverhalten des Auslaßventils bei der optimierten Hubfunktion.

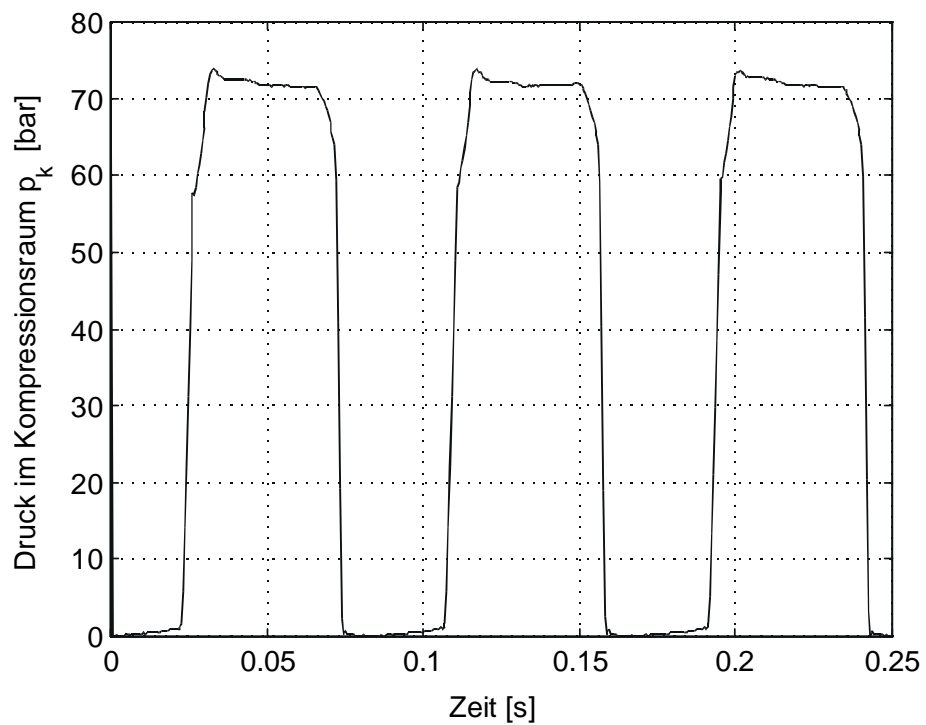


**Bild 5-9 Direkter Vergleich bei 10 Hz**

Um den Einfluß der kurzzeitig auftretenden Adhäsionskräfte zwischen Schließkörper und Ventilsitz zu überprüfen, sollte eine höhere Pumpfrequenz herangezogen werden. Diese wird jedoch durch das Frequenzverhalten des geschlossenen Regelkreises nach Bild 5-5 begrenzt. Deshalb wurde 12 Hz als Pumpfrequenz gewählt, da hier noch Identifikationsmessungen des Zylinderantriebes ohne Pumpenkopf vorliegen. Der Unterschied im Ventilöffnen zwischen der harmonischen (Bild 5-10) und der optimierten (Bild 5-11) Hubfunktion wird bei dieser Frequenz wesentlich geringer. Zu beobachten ist, daß bei der Pumpfrequenz von 12 Hz im Gegensatz zu 10 Hz das Ventil bei harmonischer Kolbenbewegung später öffnet.

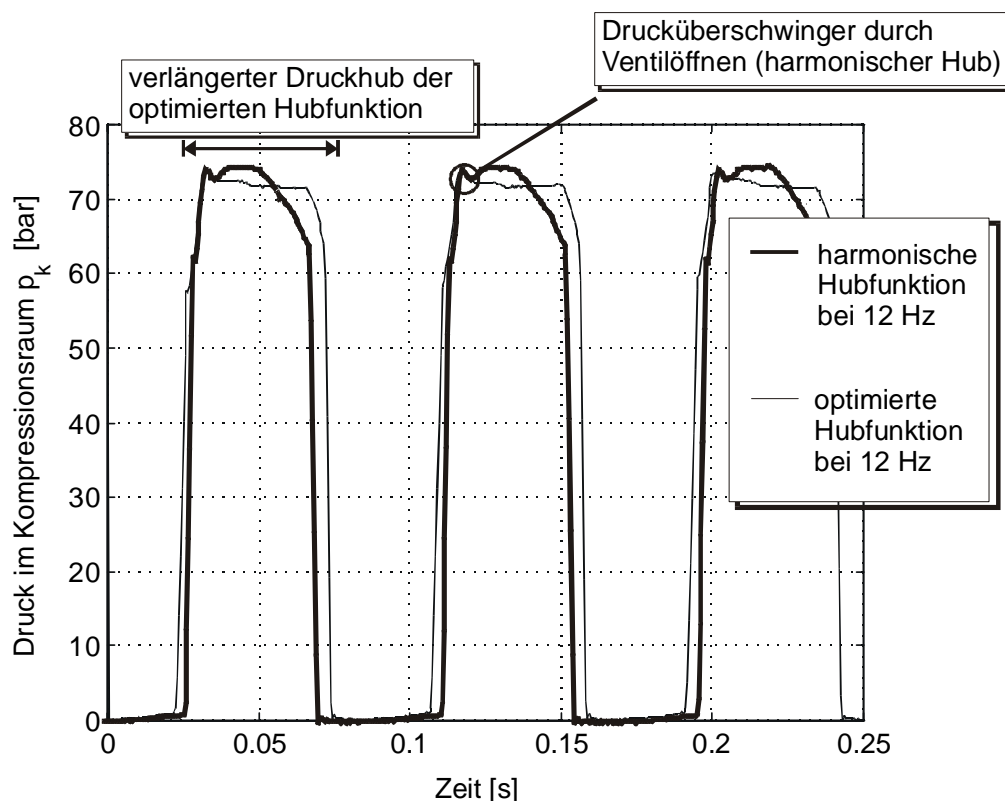


**Bild 5-10: Harmonische Hubfunktion bei 12 Hz**



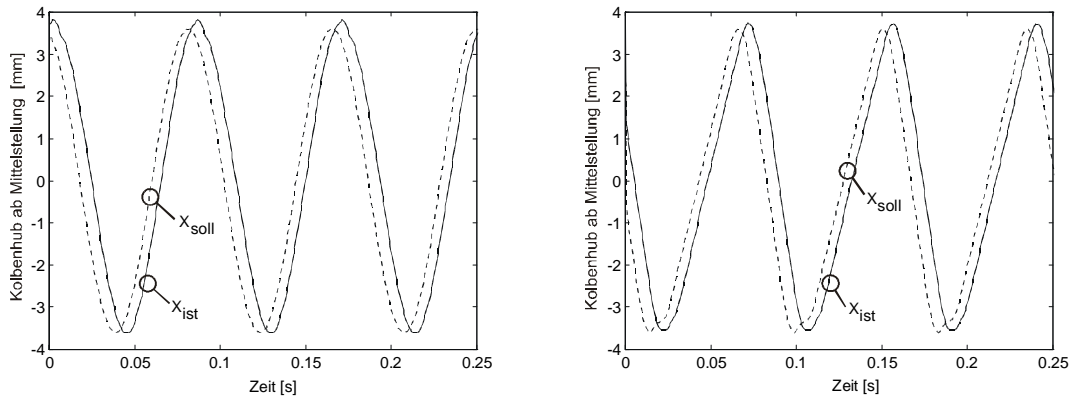
**Bild 5-11: Optimierte Hubfunktion bei 12 Hz**

Der Wert für  $p_k$  bei der optimierten Hubfunktion, an dem sich die Steigung ändert, hat sich durch die Frequenzerhöhung von 10 Hz auf 12 Hz nicht verändert. Bei der harmonischen Bewegungsform ist jedoch dieser Wert von ungefähr 36 bar bei 10 Hz (Bild 5-7) auf etwa 63 bar bei 12 Hz (Bild 5-10) angestiegen. Mit diesen beiden Bildern wird deutlich, daß das Ventilöffnen des Auslaßventils auch von der Pumpfrequenz abhängt. Das Vorkomprimieren bei der optimierten Hubfunktion soll dazu dienen, die kurzzeitig auftretenden Adhäsionskräfte zwischen der Kugel als Schließkörper und dem Sitz zu überwinden, ohne daß dadurch allzu große Wechselkräfte für den Schließkörper resultieren. Wenn dieses Ziel erreicht wird, ist der Wert für  $p_k$  bei der Ventilöffnung unabhängig von der Pumpfrequenz. Da in Bild 5-8 und in Bild 5-11 dieser Wert identisch ist, kann davon ausgegangen werden, daß der Einfluß der Pumpfrequenz mit diesen Messungen nicht nachweisbar ist. Somit erscheint das o.g. „spätere“ Öffnen bei 10 Hz nicht negativ, sondern als positive Auswirkung auf das Ventilverhalten.



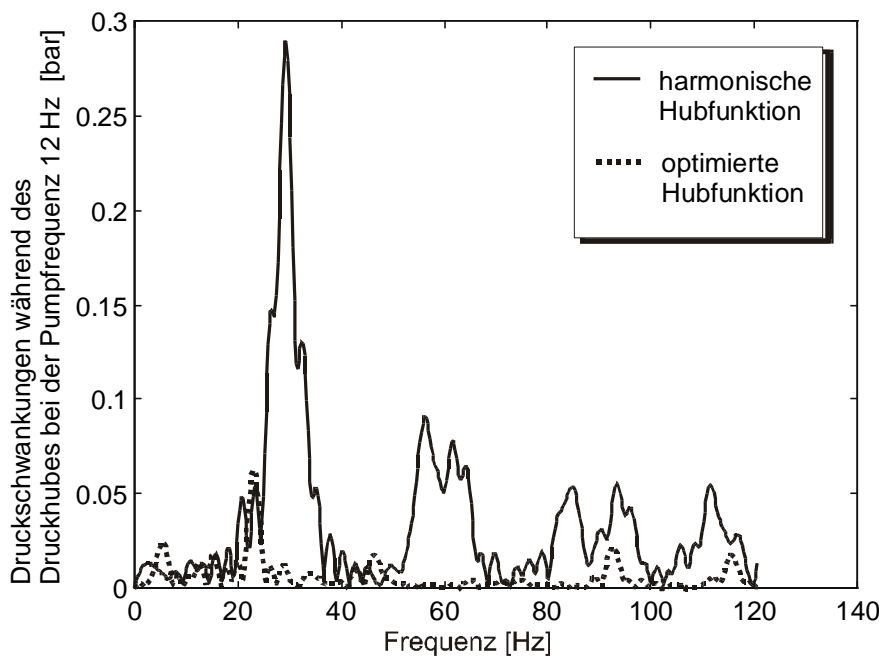
**Bild 5-12: Direkter Vergleich bei 12 Hz**

Der Grund, warum die Pulsationsminderung bei 12 Hz in Bild 5-11 nicht ganz so gut erreicht wird, liegt in der mangelnden Dynamik des geschlossenen Wegregelkreises. Der Verlauf des gemessenen Weges  $X_{ist}$  kann bei der Pumpfrequenz von 12 Hz dem Sollwert der optimierten Hubfunktion nicht mehr folgen (Bild 5-13).



**Bild 5-13: Regelergebnisse der Wegregelung bei 12 Hz: optimierte Hubfunktion (links) und harmonische Hubfunktion (rechts)**

Insbesondere wird durch die Pumpfrequenz oberhalb der Resonanzfrequenz nach Bild 5-5 und der damit verbundenen Dämpfung der Bereich der Ventilöffnung nicht mehr exakt nachgefahren (linke Seite in Bild 5-13). In Bild 5-14 sind die Druckamplituden, die zwischen dem Öffnen und Schließen des Auslaßventils von der harmonischen Bewegung



**Bild 5-14: Vergleich der Druckamplituden während des Druckhubes bei 12 Hz**

Druckamplituden bei harmonischer Bewegung ist eine relative Verbesserung in Bild 5-14 zu erkennen.

in Bild 5-10 und der optimierten Hubfunktion in Bild 5-11 gegenübergestellt. Da sich bei der 12 Hz Messung die Pulsationsverbesserung nicht so leicht im Zeitschrieb erkennen läßt, wurde die Darstellung im Amplitudengang einer Fourier-Transformation

gewählt. Trotz der betragsmäßig relativ geringen