

(12)

Gebrauchsmusterschrift

(21) Anmeldenummer: GM 202/2010
(22) Anmeldetag: 26.03.2010
(24) Beginn der Schutzdauer: 15.11.2010
(45) Veröffentlicht am: 15.01.2011

(51) Int. Cl. : **B29C 45/76** (2006.01)
B29C 45/82 (2006.01)

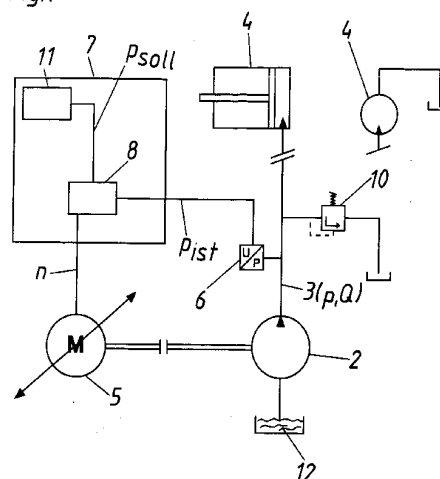
(73) Gebrauchsmusterinhaber:
ENGEL AUSTRIA GMBH
A-4311 SCHWERTBERG (AT)

(72) Erfinder:
MÖRWALD RUPERT ING.
SCHWERTBERG (AT)
KAPFER MANFRED ING.
RIED I. D. RMK. (AT)
BERNHARD HANNES DIPL.ING.
ENGERWITZDORF (AT)

(54) HYDRAULISCHE ANTRIEBSEINHEIT FÜR EINE SPRITZGIESSMASCHINE

(57) Hydraulische Antriebseinheit (1) für eine Spritzgießmaschine, mit einer Pumpe (2) zum Fördern einer Hydraulikflüssigkeit (12) über eine Hydraulikleitung (3) zu einem Verbraucher (4), einem Motor (5), der die Pumpe (2) antreibt, einem Drucksensor (6), der den Hydraulikdruck (p) der Hydraulikflüssigkeit (12) misst, und einer Steuer- oder Regeleinheit (7) zum Steuern und/oder Regeln des Motors (5), wobei die Steuer- oder Regeleinheit (7) einen Druckregler (8) aufweist, der aus einem in der Steuer- oder Regeleinheit (7) hinterlegten Soll-Druck (p_{soll}) und dem vom Drucksensor (6) gemessenen Ist-Druck (p_{ist}) einen Drehzahlwert (n) errechnet und an den Motor ausgibt, wobei durch den Druckregler (8) bereits durch die Ausgabe des Drehzahlwerts (n) der in der Hydraulikleitung (3) für den Verbraucher (4) benötigte Hydraulikdruck (p) direkt festlegbar ist.

Fig.1



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Antriebseinheit für eine Spritzgießmaschine, mit einer Pumpe zum Fördern einer Hydraulikflüssigkeit über eine Hydraulikleitung zu einem Verbraucher, einem Motor, der die Pumpe antreibt, einem Drucksensor, der den Hydraulikdruck der Hydraulikflüssigkeit misst, und einer Steuer- oder Regeleinheit zum Steuern und/oder Regeln des Motors sowie eine Spritzgießmaschine mit einer solchen hydraulischen Antriebseinheit.

[0002] Verbraucher für solche Antriebseinheiten können beispielsweise Spritzzylinder, Dosiermotoren, Formaufspannplatten, Auswerfer, Zylinder von Kernzügen oder andere Spritzgießmaschinenteile sein. Derartige hydraulische Antriebseinheiten wurden bisher meist mit Druckproportionalventilen im Bereich der Hydraulikleitung realisiert, sodass die zum Verbraucher geförderte Hydraulikflüssigkeit mit dem gewünschten Hydraulikdruck den Verbraucher erreicht. Die meisten im Stand der Technik verwendeten Druckproportionalventile sind relativ aufwendig zu steuern und kostenintensiv in der Anschaffung.

[0003] Um die Verwendung eines solchen Druckproportionalventils in einer Spritzgießmaschine zu vermeiden, wird beispielsweise bereits in der DE 195 24 395 C1 eine Umgehungsmöglichkeit beschrieben. Dabei geht es vor allem darum, dass keine überschüssige Hydroenergie erzeugt wird, die erst wieder mittels eines Druckregelventils abgebaut werden muss. Vielmehr kann jede aktuelle Situation eines Spritzgießzyklus mit den optimalen Sollwerten für die Drehzahl und den Drehmoment des Motors bzw. für den Volumenstrom und den Druck der Pumpe aus einem Speicher ausgelesen werden und in einer Maschinensteuerung so weiter verarbeitet werden, dass Motor bzw. Pumpe genau mit der Leistung betrieben werden, die für einen optimalen Prozess erforderlich sind. Mit anderen Worten kann auf den Einsatz eines kostenintensiven Druckregelventils verzichtet werden, da eine Maschinensteuerung den programmgemäß benötigten aktuellen Hydraulikdruck dem Elektromotor als einen Drehmoment-Sollwert vorgibt, wobei die zyklusgemäßen Solldaten für Drehzahl und Drehmoment bzw. für Hydraulikvolumenstrom und Hydraulikdruck in einem Speichermittel hinterlegt sind, auf das die Maschinensteuerung zugreifen kann. Durch die optimalen Sollwerte für Drehzahl und Drehmoment des Motors wird keine überschüssige Energie erzeugt, die erst wieder mittels eines Druckregelventils abgebaut werden müsste. In der Beschreibung wird es als regelungstechnisch als günstig angesehen, wenn die Drehzahl bzw. Drehmomentregelung des Elektromotors einer Soll/Ist-Steuerung unterliegt, die durch Sensoren an den Hydraulikantrieben beeinflussbar ist.

[0004] Weiters zeigt die DE 102 08 589 A1 einen diskontinuierlich betätigbaren, hydraulischen Verbraucher bei einer Spritzgießmaschine. Dabei ist eine Steuereinheit vorgesehen, welcher Betriebsparameter übermittelt werden, wobei Messwerte während eines Messzyklus weitergegeben werden. Die Steuereinheit legt dabei zumindest einen Druckgrenzwert in Abhängigkeit von den Messwerten fest, sodass der hydraulische Verbraucher über ein gesteuertes Ventil von mindestens einem von einer Hydraulikpumpe speisbaren Hydraulikspeicher beaufschlagbar ist. Die Betriebsparameternaufnehmer können in Form eines Drucksensors oder eines Wegaufnehmers ausgebildet sein.

[0005] Die DE 43 35 403 C1 zeigt eine Hydraulikeinrichtung, wobei eine Regelpumpe durch Erfassung eines Differenzdruckes über ein Ventil so betrieben wird, dass ein konstantes Betriebsdruckgefälle aufrecht erhalten wird. Dabei wird über eine Steuerleitung Druck nach dem Ventil als Ist-Wert erfasst und dem Regelorgan der Pumpe zugeführt. Gleichzeitig wird der Druck vor dem Ventil erfasst, sodass aufgrund dieser beiden Werte bei vorgegebener Einstellung der Regelpumpe ein konstantes Betriebsdruckgefälle aufrechterhalten werden kann. Dabei sind Druckfühler vorgesehen. Die Regelpumpe selbst kann als ein in der Drehzahl regelbarer Drehstrommotor in Form einer Kaskadenregelung überlagert werden.

[0006] Weiters zeigt die DE 694 29 564 T2 eine Druckmessvorrichtung für Spritzgießmaschinen. Dabei ist auch eine Regeleinheit und ein Drehzahlausgleich im System vorgesehen, wobei eine Druckfühlvorrichtung eine Berechnung eines Korrekturwertes vornimmt. Durch die Erfas-

sung der Abweichungen wird versucht, einen möglichst gleichbleibenden Druck zu erhalten.

[0007] Nachteilig bei der erstgenannten DE 195 24 395 C1 ist, dass die Sensoren fernab der eigentlichen Hydraulikflüssigkeitspumpe separat in jedem Hydraulikantrieb angeordnet sein müssen. Weiters ist es steuerungstechnisch aufwendig, dass der Elektromotor über einen oder mehrere programmierbare, auf die Drehzahl und/oder die Drehmomentregelung wirkende Rampenbildner angesteuert wird. Zudem ist es nachteilig, dass bei der Regelung und vor allem bei Änderungen des Drehmoments und des Drucks immer eine zwangsweise Abhängigkeit und Wirkung der Parameter voneinander bzw. aufeinander besteht.

[0008] Die Aufgabe der Erfindung besteht daher darin, eine gegenüber dem Stand der Technik verbesserte hydraulische Antriebseinheit zu schaffen. Insbesondere soll keine aktive Begrenzung des Drehmomentes des Motors nötig sein. Weiters soll es ermöglicht werden, aus einem in einem Sensor gemessenen Hydraulikdruck möglichst direkt auf eine benötigte Drehzahl des Motors für die Pumpe rückzuschließen. Ein weiteres Ziel der Erfindung besteht darin, dass nicht nur ein aktueller, einzelner Hydraulikdruckwert sondern ein Druckwertverlauf die Steuerung oder Regelung des Motors bzw. der Pumpe der hydraulischen Antriebseinheit beeinflussen kann. Weiters sollte der Hydraulikistdruck möglichst nah am Hydrauliksolidruck in jeder Phase eines Spritzgießmaschinenzyklus gehalten werden.

[0009] Dies wird für eine hydraulische Antriebseinheit mit den Merkmalen des Oberbegriffes von Anspruch 1 dadurch erreicht, dass die Steuer- oder Regeleinheit einen Druckregler aufweist, der aus einem in der Steuer- oder Regeleinheit hinterlegten Soll-Druck und dem vom Drucksensor gemessenen Ist-Druck einen Drehzahlwert errechnet und an den Motor ausgibt, wobei durch den Druckregler bereits durch die Ausgabe des Drehzahlwerts der in der Hydraulikleitung für den Verbraucher benötigte Hydraulikdruck direkt festlegbar ist. Dadurch muss keine Regelung oder Steuerung des Drehmoments erfolgen, sondern rein durch die Regelung der Drehzahl wird ein gewünschter bzw. hinterlegter Druck in der Hydraulikleitung erzeugt. Das Drehmoment des Motors kann immer auf einem bestimmten (beispielsweise dem maximalen) Wert bleiben.

[0010] Bei diesem erfindungsgemäßen Konzept erfolgt die Druckregelung wie die Mengenregelung über die Drehzahlvorgabe, d.h., dass im Allgemeinen der Drehmomentsollwert dem maximalen Drehmoment entspricht. Dies ermöglicht auch bei geringen Soll-Drücken das volle Beschleunigungsmoment des Antriebes zu nutzen. Weiters wird dadurch bei dynamischen Druckanstiegen das Regelverhalten verbessert, da aufgrund der Trägheit des Antriebssystems die ledigliche Begrenzung des Momentengrenzwertes zu einem deutlichen Drucküberschwingen aufgrund der Massenträgheit des Antriebstranges der Pumpe (Motor, Kupplung und Pumpe) führen kann und da das Antriebsmoment nur stationär proportional zu dem Druckwert ist.

[0011] Gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung kann vorgesehen sein, dass der Drucksensor den Hydraulikdruck in der Hydraulikleitung zwischen Pumpe und Verbraucher misst. Somit wird der Hydraulikdruck direkt in der Hydraulikleitung nach der Pumpe gemessen und es ist keine Messung fernab der Pumpe im Bereich des Verbrauchers nötig. Der Drucksensor kann aber auch in einem Hydraulikblock oder in der Antriebseinheit angeordnet sein. Natürlich kann je nach Ausführung des Verbrauchers zusätzlich auch ein überwachender Drucksensor, beispielsweise im Bereich eines Hydraulikzylinders des Verbrauchers, angeordnet sein.

[0012] Gemäß einem besonders bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung kann vorgesehen sein, dass die Steuer- oder Regeleinheit einen Erwartungswertrechner aufweist, der aus dem gemessenen Ist-Druck und einem vorangegangenen Ist-Druck-Verlauf einen Druck-Erwartungswert errechnet, wobei der Druckregler in Abhängigkeit des errechneten Druck-Erwartungswerts und des hinterlegten Soll-Drucks den Drehzahlsollwert errechnet und an den Motor zum Antreiben der Pumpe ausgibt. Dadurch wird nicht nur eine statische, zeitpunktbezogene Regelung des Hydraulikdruckes geschaffen, sondern eine dynamische zeitraumbezogene Regelung verwirklicht, die vorausschauend die dynamischen Vorgänge in Zusammenspiel von Motor, Pumpe und Verbraucher berücksichtigt.

[0013] Aus dem Stand der Technik sind im Bereich der Steuerung und Regelung für hydraulische Antriebseinheiten bereits sogenannte Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) und Proportional-Integral-Differenzial-Regler (PID-Regler) bekannt. Um stationäre Genauigkeit zu erreichen, ist im Allgemeinen ein I-Anteil im Regler nötig. Bei sich änderndem Lastverhältnis oder Sollwertänderungen führt dieser jedoch bei herkömmlichen PI- und PID-Reglerstrukturen zu Nachteilen, welche bei einer hydraulischen Antriebseinheit gemäß den Merkmalen von Anspruch 3 nicht mehr vorliegen. Gegenüber dieser PI- bzw. PID-Struktur weist das genannte Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wesentliche Vorteile auf:

[0014] • Durch die Schätzung des Druckwertes in der Zukunft kann das Überschwingen verhindert bzw. reduziert werden.

[0015] • Ein PI-Regler benötigt einen negativen Regelfehler, um den internen Integrator-Wert zu reduzieren. Dies führt bei Arbeitspunktänderungen zu Überschwingen/Unterschwingen.

[0016] • Ein PID-Regler reagiert zwar auf den Druckanstieg, jedoch wird der Integrator dadurch nicht direkt beeinflusst. Die Einstellung des D-Anteils ist stark arbeitspunktabhängig und führt in der Praxis zu erhöhter Schwingneigung. Das Überschwingen kann damit im Allgemeinen nicht verhindert werden.

[0017] • Eine weitere Variante wäre eine Umschaltung zwischen verschiedenen Reglerstrukturen abhängig vom Arbeitspunkt, was jedoch aufgrund einer definierten Schaltschwelle Nachteile hinsichtlich Reproduzierbarkeit aufweist.

[0018] Um die Entstehung von Kavitation zu verhindern, kann bevorzugt vorgesehen sein, dass die Steuer- oder Regeleinheit oder der Druckregler einen Drehzahlbeschleunigungs- und Drehzahlverzögerungsbegrenzer aufweist, der die Änderungsgeschwindigkeit des Drehzahlwerts begrenzt. Rasche Drehzahländerungen können zum Abreißen der Ölsäule und in weiterer Folge zur Kavitation führen. Um dies zu verhindern, wird daher die Änderungsgeschwindigkeit der Solldrehzahl am Reglerausgang bereits intern im Regler begrenzt.

[0019] Weiters kann bevorzugt vorgesehen sein, dass die Antriebe über begrenzte Beschleunigungsmomente verfügen, was bei einer Nichtberücksichtigung im Regler mit I-Anteil Wind-up-Effekten führen kann, wenn der vorgegebenen Drehzahlsollwertänderung vom Antrieb nicht gefolgt werden kann. Berücksichtigt man hingegen die lastdruckabhängige mögliche Beschleunigung bereits im Regler und berücksichtigt man diese Begrenzung bei der Berechnung des I-Anteils, so kann der Wind-up-Effekt aufgrund der Momentengrenze verhindert werden.

[0020] Bevorzugt kann auch vorgesehen sein, dass durch arbeitspunktabhängige Regelparameter die Reglerdynamik abhängig von Zustandsgrößen verändert werden kann und so auf bestimmte Lastfälle angepasst werden kann.

[0021] Um Störfrequenzen zu unterdrücken kann bevorzugt vorgesehen sein, dass irgendwo im Druckregelkreis oder in der Steuer- oder Regeleinheit ein Filter, vorzugsweise in Form eines Tiefpassfilters oder einer Bandsperre, eingesetzt ist.

[0022] Gemäß der vorliegenden Erfindung wird auch Schutz begehrt für eine Spritzgießmaschine mit einer hydraulischen Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 5.

[0023] Weitere Einzelheiten und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden anhand der Figurenbeschreibung unter Bezugnahme auf die in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiele im Folgenden näher erläutert. Darin zeigen:

[0024] Fig. 1 ein schematisches Blockschaltbild eines hydraulischen Antriebssystems,

[0025] Fig. 2 einen Ausschnitt aus Fig. 1 mit Steuer- oder Regeleinheit und Erwartungswertrechner,

[0026] Fig. 3 ein Blockschaltbild des Gesamtsystems der hydraulischen Antriebseinheit,

[0027] Fig. 4 schematisch den Ausschnitt der Steuer- oder Regeleinheit aus Fig. 3,

- [0028]** Fig. 5 eine Steuer- oder Regeleinheit mit Rückführung der Stellgröße,
- [0029]** Fig. 6 Diagramme der Druck-, Drehzahl- und Momentverläufe bei einer Momentvorgabe nach dem Stand der Technik,
- [0030]** Fig. 7 Diagramme der Druck-, Drehzahl- und Momentverläufe bei Proportional-Integral-Reglern und
- [0031]** Fig. 8 Diagramme der Druck-, Drehzahl- und Momentverläufe bei einem Regelungskonzept mit Erwartungswertrechner.

[0032] Fig. 1 zeigt eine hydraulische Antriebseinheit 1, wobei ein Motor 5 eine Pumpe 2 antreibt, die Hydraulikflüssigkeit 12 ansaugt und in die Hydraulikleitung 3 mit einem bestimmten Hydraulikdruck p ausgibt. Im Bereich der Hydraulikleitung 3 ist mit der erfindungsgemäßen Ausführung nur mehr ein Druckbegrenzungsventil 10 notwendig, um Schäden bei nur im Ausnahmefall auftretenden Überbelastungen zu vermeiden. Beim bisherigen Stand der Technik wurde meist im Bereich der Hydraulikdruckleitung 3 noch zumindest ein Druckproportionalventil benötigt, um den Hydraulikdruck p und einen bestimmten Volumenstrom Q zum Verbraucher 4 führen zu können.

[0033] Im Verbraucher 4 ist gemäß Fig. 1 schematisch ein Hydraulikzylinder (und rechts als alternative ein Hydromotor) dargestellt, der in unterschiedlichsten Ausführungen in den verschiedensten Einheiten einer Spritzgießmaschine (Formschließereinheit, Auswerfer, Einspritzaggregat, usw.) angewendet werden kann. Im Bereich der Hydraulikleitung 3 ist ein Drucksensor 6 angeordnet, der den Istdruck p_{ist} in der Hydraulikleitung 3 misst und ein entsprechendes Signal an den Druckregler 8 der Steuer- oder Regeleinheit 7 weiterleitet. Dieser Druckregler 8 berechnet in Abhängigkeit eines in einem Speicher 11 hinterlegten Soll-drucks p_{soll} und dem gemessenen Istdruck p_{ist} direkt einen Drehzahlwert n für den Motor 5. Da der Motor 5 ohne Drehmomentbegrenzung gefahren wird, kann allein durch die Drehzahlregelung des Druckreglers 8 ein benötigter Hydraulikdruck p in der Hydraulikleitung 3 festgelegt werden.

[0034] In Fig. 2 ist ein Detailausschnitt der Steuer- oder Regeleinheit 7 mit einem noch verbesserten Regelungskonzept gezeigt. Dabei ist dem Druckregler 8 ein Erwartungsrechner 9 vorgeschaltet, der nicht nur den aktuell gemessenen Istdruck p_{ist} berücksichtigt, sondern auch die in einem bestimmten, vorangegangenen Zeitabschnitt gemessenen Istdrücke p_{ist} berücksichtigt und daraus einen Druckverlauf p_{ver} erhält und von diesem wiederum einen Druckerwartungswert p_{erw} ableitet. Aus diesem Druckerwartungswert p_{erw} und dem Soll-druck p_{soll} errechnet der Druckregler 8 die Drehzahl n für den Motor 5.

[0035] Fig. 3 zeigt ein Blockschaltbild des gesamten Regelkreises, wobei dem Druckregler 8 auch ein Geschwindigkeitswert aus einem (Geschwindigkeits-)Profil oder aus einem überlagerten Regler zugeführt wird, der ebenfalls die Stellgrößenausgaben mit dem Drehzahlwert n beeinflusst. Für den gesamten Regelungskreislauf kann es je nach Verbraucher 4 notwendig sein, dass zusätzlich zum Istdruck p_{ist} auch die Position x des Verbrauchers 4 detektiert wird und ein entsprechendes Signal der Steuer- oder Regeleinheit 7 zugeführt wird, um aus den dort hinterlegten Geschwindigkeitsprofilen und Druckprofilen den jeweils für den Zyklusabschnitt passenden Geschwindigkeitswert v bzw. Druckwert p_{soll} auslesen zu können. Der Druck p_{ist} kann mehrmals gemessen werden. Bevorzugt wird dieser Druck p_{ist} - wie strichliert gezeigt - in der Hydraulikleitung 3 direkt nach der Pumpe 2 gemessen.

[0036] In Fig. 4 ist der Kern der Steuer- oder Regeleinheit 7 der vorliegenden Erfindung gezeigt, wobei der Druckregler 8 als PI-Regler implementiert ist, wobei für die Berechnung eines Regelfehlers nicht der Druckistwert p_{ist} verwendet wird, sondern ein Wert, der einem in der Zukunft liegenden geschätzten Druckwert entspricht (p_{Act*}). Der geschätzte Wert berechnet sich aus dem aktuellen Istwert (p_{Act}) und aus den vorangegangenen Istwerten:

$$E = p_{Ref} - p_{Act*}$$

$$p_{Act*} = f(p_{Act})$$

[0037] Die Wirkungsweise des Schätzers bzw. Erwartungswertrechners 9 kann wie folgt be-

schrieben werden:

[0038] Beim Druckanstieg liefert der Schätzer 9 bereits vor dem Erreichen des Sollwertes einen fiktiven Wert, der höher ist als der Sollwert. Dies führt zu einem negativen Regelfehler, wodurch die Ausgabe reduziert wird und der interne I-Anteil (Integrator) reduziert wird. Dies verhindert, dass der tatsächliche Istwert überschwingt. Analoges gilt beim Druckabfall mit umgekehrten Vorzeichen.

[0039] In Fig. 5 besteht der Unterschied gegenüber Fig. 4 darin, dass die vom Druckregler 8 ausgegebene Stellgröße u an den Erwartungsrechner 9 unmittelbar zurückgeführt wird, womit dieser Erwartungswertrechner 9 auch den aktuellen Drehzahlwert n bzw. den Drehzahlwertverlauf in seine Berechnungen des zu erwartenden Hydraulikdrucks p einfließen lassen kann.

[0040] Fig. 6 zeigt im oberen Diagramm einen Druckverlauf des Drucks p bei einer Druckregelung mit Momentvorgabe. D.h., in der Steuer- oder Regeleinheit 7 ist zwar ein Sollwert p_{soll} hinterlegt, wie er aus der gestrichelten Linie ableitbar ist, da aber - wie im untersten Diagramm ersichtlich - bereits nach ca. 0,09 Sekunden das Drehmoment konstant bleibt, wird ein deutliches Überschwingen (siehe Zeitraum zwischen 0,11 und 0,23 Sekunden) des Istdrucks p_{ist} trotz der Begrenzung des Drehmomentes erzeugt.

[0041] In Fig. 7 sind die Diagramme des Drucks p , der Drehzahl n und des Drehmomentes M bei einem PI-Regler 8 ohne Schätzer 9 dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Geschwindigkeit, d.h. die Drehzahl n erst kurz vor Erreichen des Solldrucks p_{soll} bei ungefähr 0,09 Sekunden reduziert wird, was zur Folge hat, dass bereits ein deutlich verringertes Überschwingen des Istdruckes p_{ist} vorliegt.

[0042] Demgegenüber ist in Fig. 8 eine Situation eines Regelungskonzeptes mit Schätzer 9 dargestellt, wobei der Schätzer 9 bereits aus dem sich nicht mehr verstärkenden Ansteigen des Istwertes p_{ist} zwischen 0,03 und 0,07 Sekunden erkennt, dass beim sich beschleunigenden Druckistwertanstieg erfolgt und bereits bei ca. 0,075 Sekunden die Drehzahl n reduziert. Durch diese frühzeitige und vorausschauende Drehzahlsenkung findet kein Überschwingen des Istwertes p_{ist} des Druckes statt, da die Geschwindigkeit bzw. die Drehzahl n bereits deutlich vor dem Erreichen des Drucksollwertes p_{soll} reduziert wird.

[0043] Durch die hier vorliegende Erfindung ist somit eine gegenüber dem Stand der Technik wesentlich verbesserte hydraulische Antriebseinheit 1 gezeigt, bei der eine exaktere und vorausschauendere Steuerung und Regelung des Hydraulikdrucks p in einer Hydraulikleitung 3 geschaffen ist, wobei gänzlich auf bisher benötigte Druckproportionalventile verzichtet werden kann. Weiters können durch diese hydraulische Antriebseinheit 1 mehrere verschiedene Verbraucher 4 mit derselben Regler-Pumpen-Kombination betrieben werden. Es sind auch Mehrfach-Antriebseinheiten möglich, wobei diese getrennt für Parallelbewegungen oder mit Zusammenschaltung für große Mengen ausgeführt werden können. In den Druckregler 8 kann auch ein Kavitationsschutz integriert sein für eine Begrenzung der Änderungsrate der Drehzahl n .

Ansprüche

1. Hydraulische Antriebseinheit (1) für eine Spritzgießmaschine, mit:
 - einer Pumpe (2) zum Fördern einer Hydraulikflüssigkeit (12) über eine Hydraulikleitung (3) zu einem Verbraucher (4),
 - einem Motor (5), mit dem die Pumpe (2) antreibbar ist,
 - einem Drucksensor (6), durch den der Hydraulikdruck (p) der Hydraulikflüssigkeit (12) messbar ist und
 - einer Steuer- oder Regeleinheit (7) zum Steuern und/oder Regeln des Motors (5),
dadurch gekennzeichnet, dass die Steuer- oder Regeleinheit (7) einen Druckregler (8) aufweist, wobei durch den Druckregler (8) aus einem in der Steuer- oder Regeleinheit (7) hinterlegten Solldruck (p_{soll}) und dem vom Drucksensor (6) gemessenen Ist-Druck (p_{ist}) einen Drehzahlwert (n) errechenbar ist, welcher an den Motor ausgebar ist, wobei durch den Druckregler (8) bereits durch die Ausgabe des Drehzahlwerts (n) der in der Hydraulikleitung (3) für den Verbraucher (4) benötigte Hydraulikdruck (p) direkt festlegbar ist.
2. Hydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass durch den Drucksensor (6) der Hydraulikdruck (p) in der Hydraulikleitung (3) zwischen Pumpe (2) und Verbraucher (4) messbar ist.
3. Hydraulische Antriebseinheit nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- oder Regeleinheit (7) einen Erwartungswertrechner (9) aufweist, wobei durch den Erwartungswertrechner (9) aus dem gemessenen Ist-Druck (p_{ist}) und einem vorangegangenen Ist-Druck-Verlauf (p_{ver}) einen Druck-Erwartungswert (p_{erw}) errechenbar ist, wobei durch den Druckregler (8) in Abhängigkeit des errechneten Druck-Erwartungswerts (p_{erw}) und des hinterlegten Solldrucks (p_{soll}) der Drehzahlwert (n) errechenbar ist und an den Motor (5) zum Antreiben der Pumpe (2) ausgebar ist.
4. Hydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- oder Regeleinheit (7) oder der Druckregler (8) einen Drehzahlbeschleunigungs- und Drehzahlverzögerungsbegrenzer aufweist, wobei durch diesen die Änderungsgeschwindigkeit des Drehzahlwerts (n) begrenzbar ist.
5. Hydraulische Antriebseinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- oder Regeleinheit (7) einen Filter, vorzugsweise in Form eines Tiefpassfilters oder einer Bandsperre, aufweist, durch den Störfrequenzen herausfilterbar sind.
6. Spritzgießmaschine, gekennzeichnet durch eine hydraulische Antriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5.

Hierzu 6 Blatt Zeichnungen

Fig.1

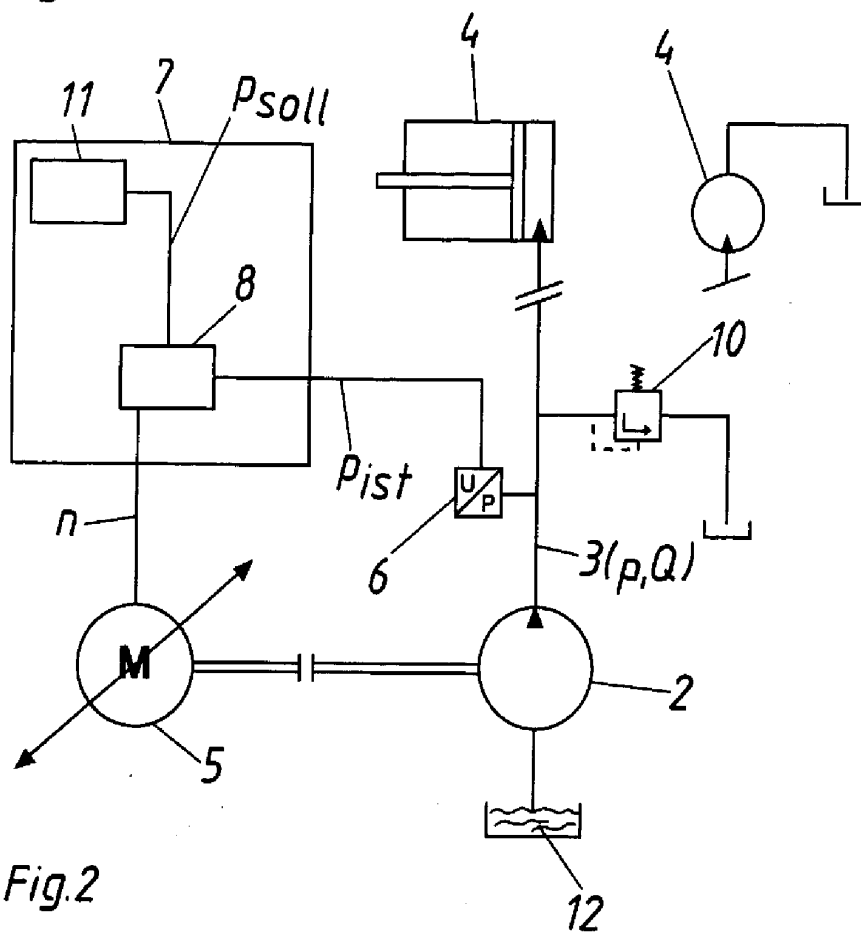
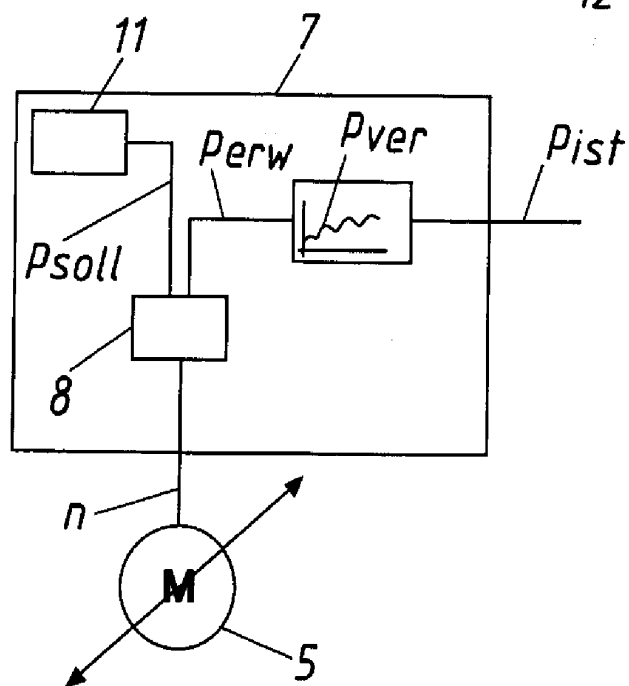
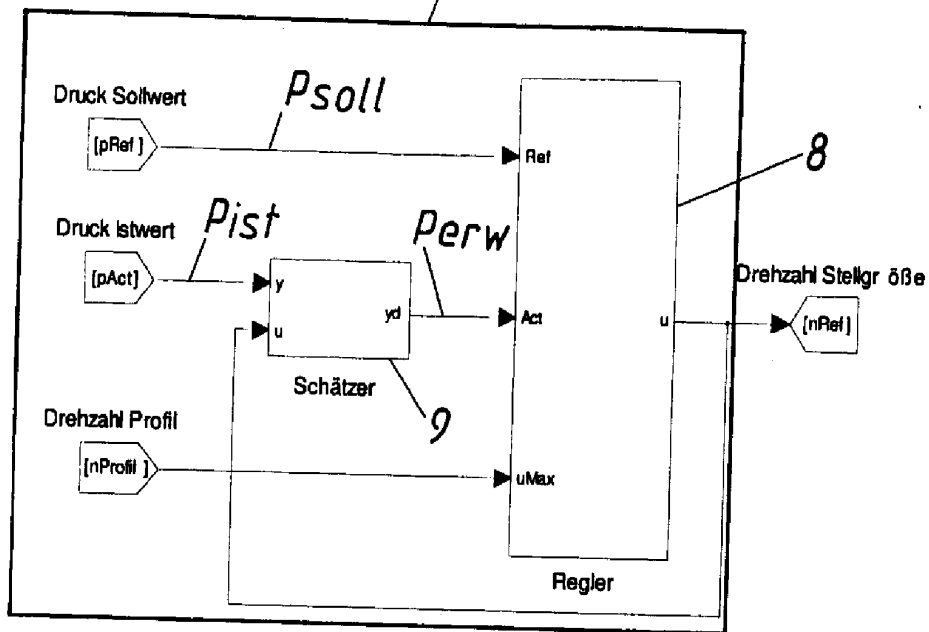


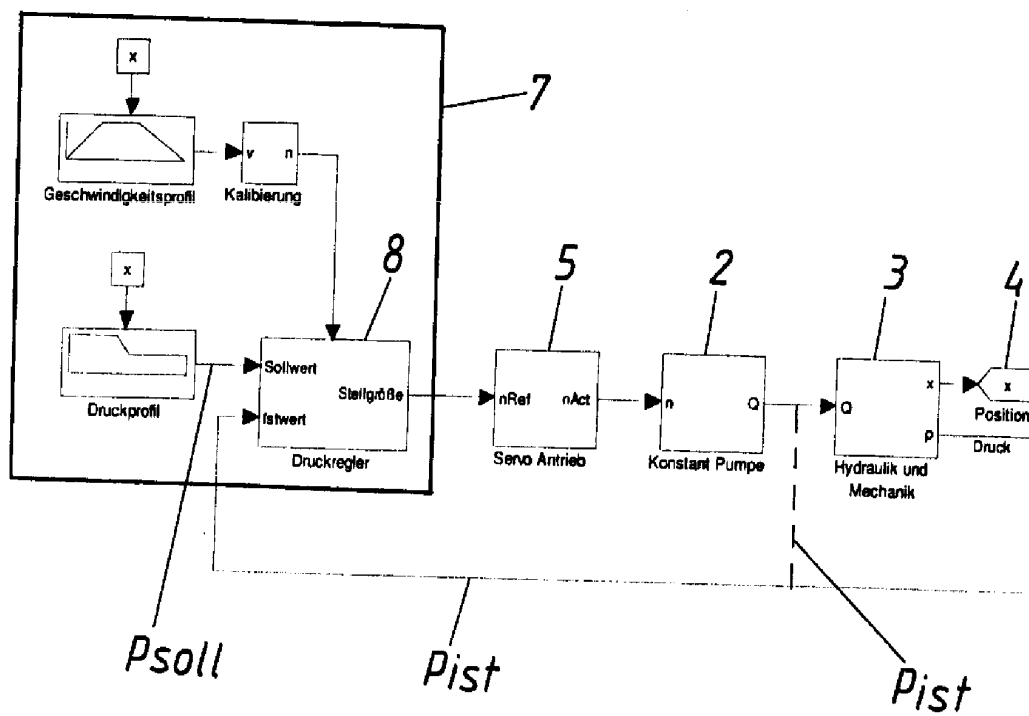
Fig.2



7



7



$$e = p_{Ref} - p_{Act}^*$$

Fig. 4

$$p_{Act}^* \approx p_{Act} + f(d/dt p_{Act})$$

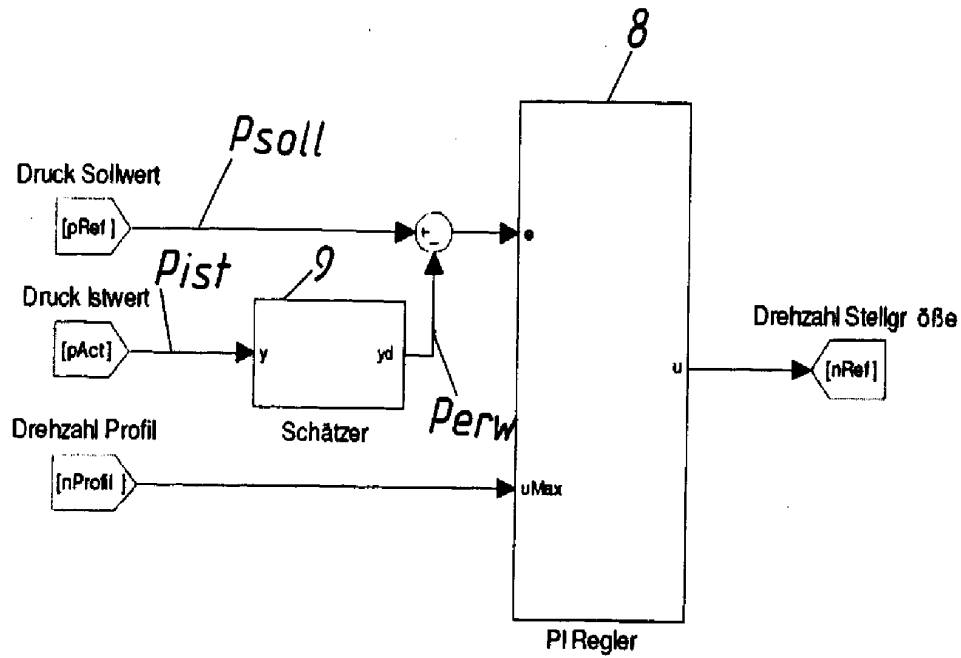


Fig. 6

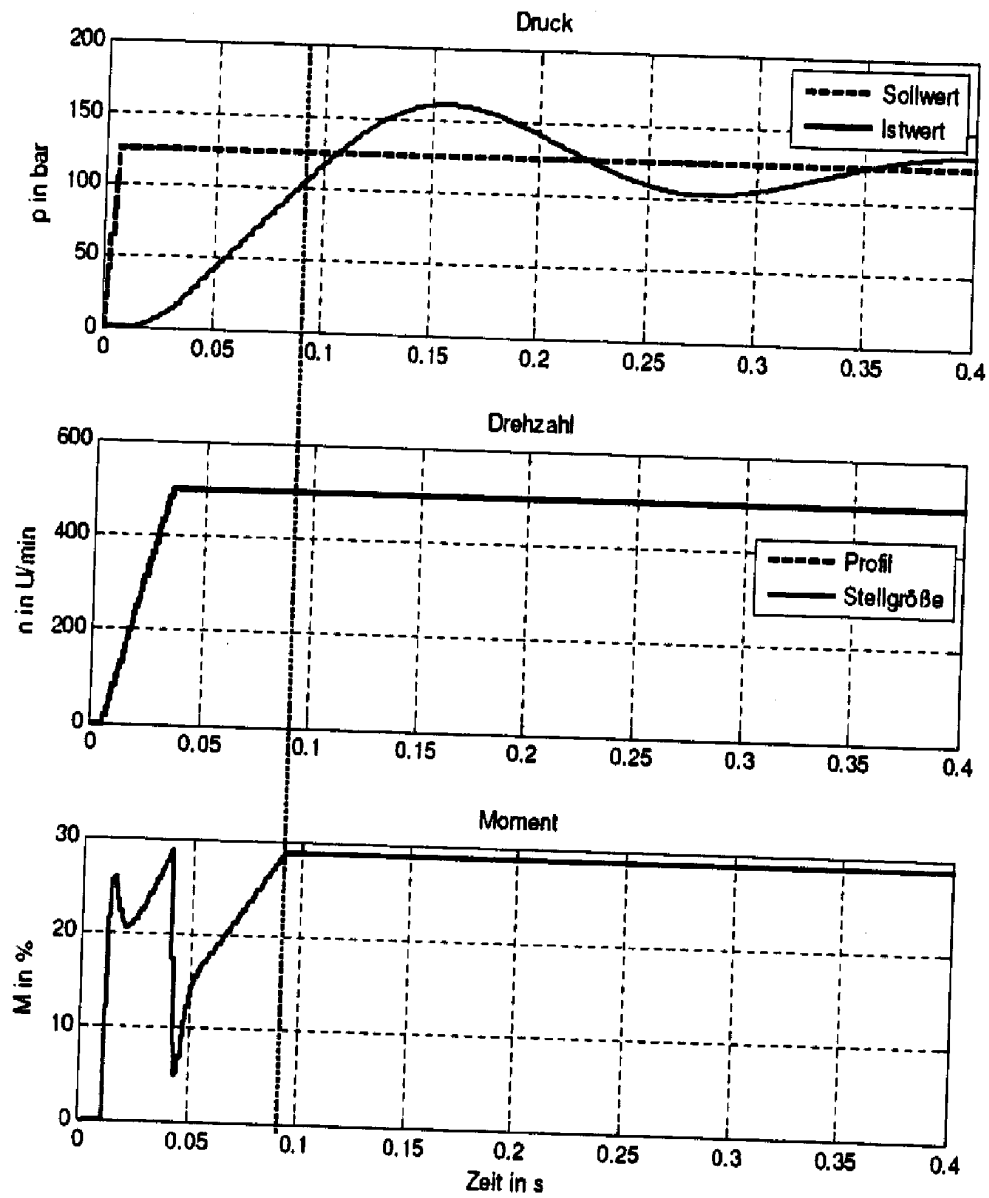


Fig. 7

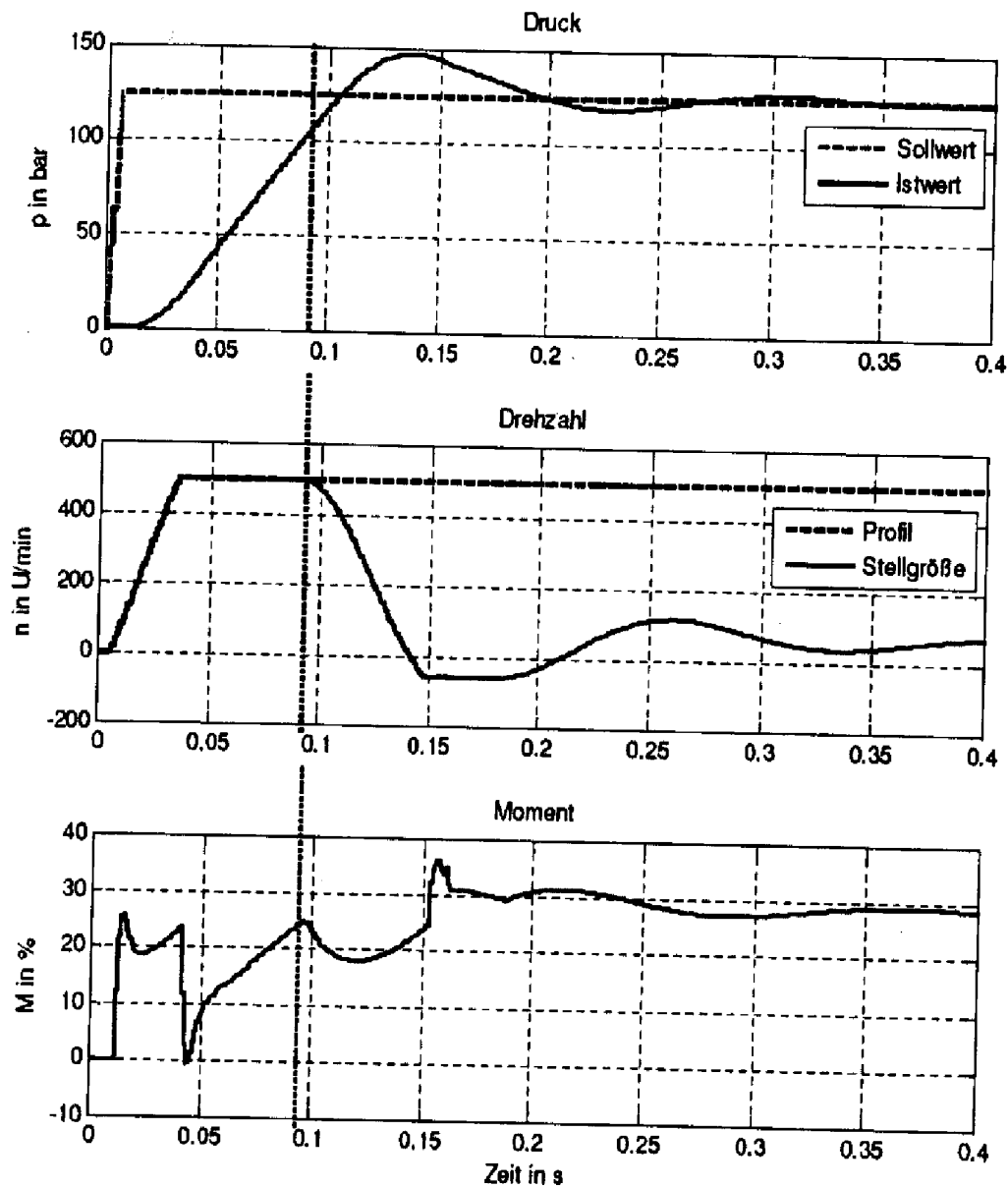
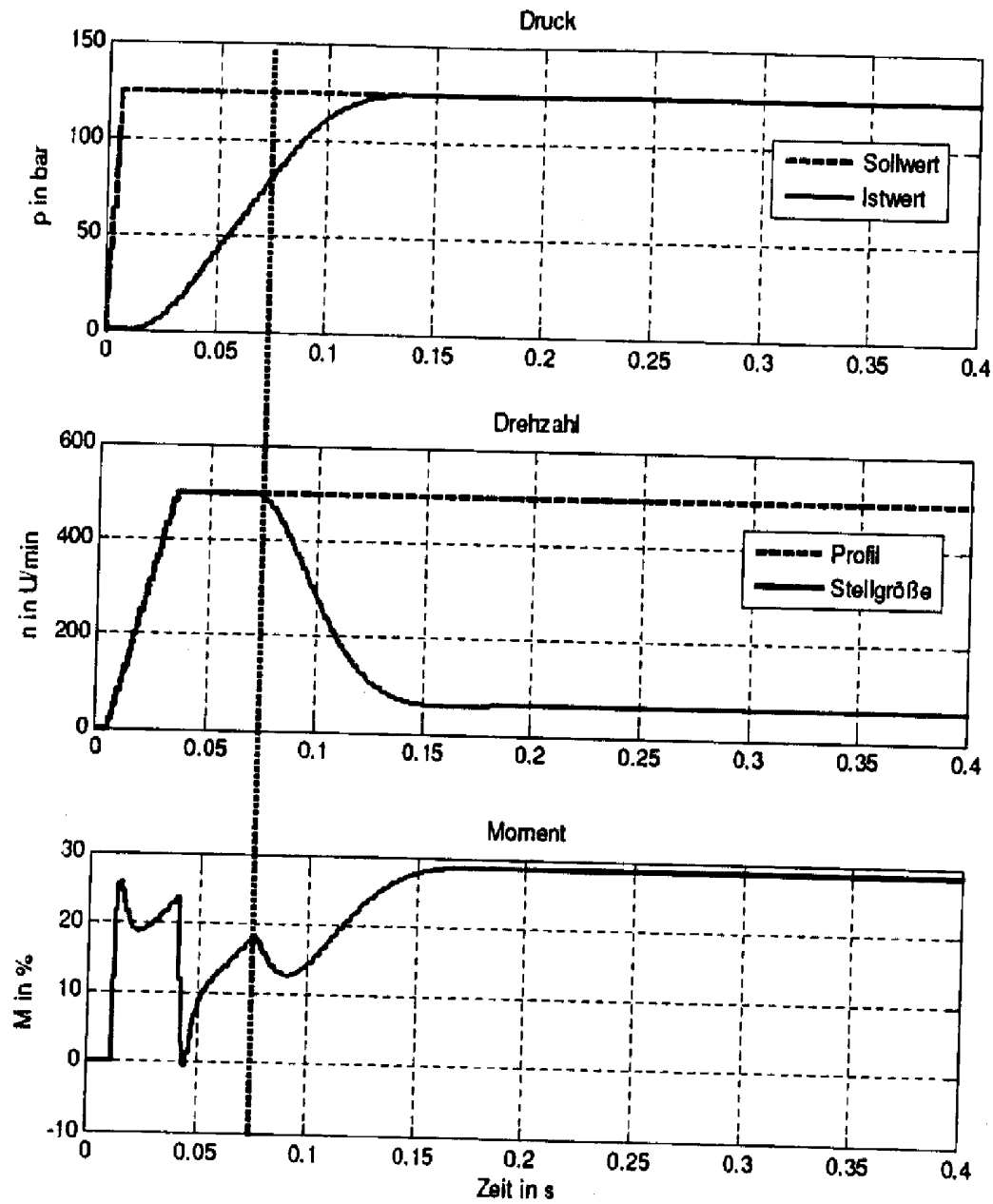


Fig. 8



Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC ⁸ : B29C 45/76 (2006.01); B29C 45/82 (2006.01)		
Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß ECLA: B29C 45/76; B29C 45/82		
Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): B29C		
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC		
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am 29. Juni 2010 eingereichten Ansprüchen erstellt.		
Die in der Gebrauchsmusterschrift veröffentlichten Ansprüche könnten im Verfahren geändert worden sein (§ 19 Abs. 4 GMG), sodass die Angaben im Recherchenbericht, wie Bezugnahme auf bestimmte Ansprüche, Angabe von Kategorien (X, Y, A), nicht mehr zutreffend sein müssen. In die dem Recherchenbericht zugrunde liegende Fassung der Ansprüche kann beim Österreichischen Patentamt während der Amtsstunden Einsicht genommen werden.		
Kategorie ¹	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
X	US 3 911 677 A (COLLINS GEORGE) 14. Oktober 1975 (14.10.1975) Fig. 1	1-3
¹ Kategorien der angeführten Dokumente: X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: der Anmeldungsgegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden. Y Veröffentlichung von Bedeutung: der Anmeldungsgegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist. A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert. P Dokument, das von Bedeutung ist (Kategorien X oder Y), jedoch nach dem Prioritätstag der Anmeldung veröffentlicht wurde. E Dokument, das von besonderer Bedeutung ist (Kategorie X), aus dem ein älteres Recht hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen). & Veröffentlichung, die Mitglied der selben Patentfamilie ist.		
Datum der Beendigung der Recherche: 6. September 2010	☐ Fortsetzung siehe Folgeblatt	Prüfer(in): Dr. SCHMELZER