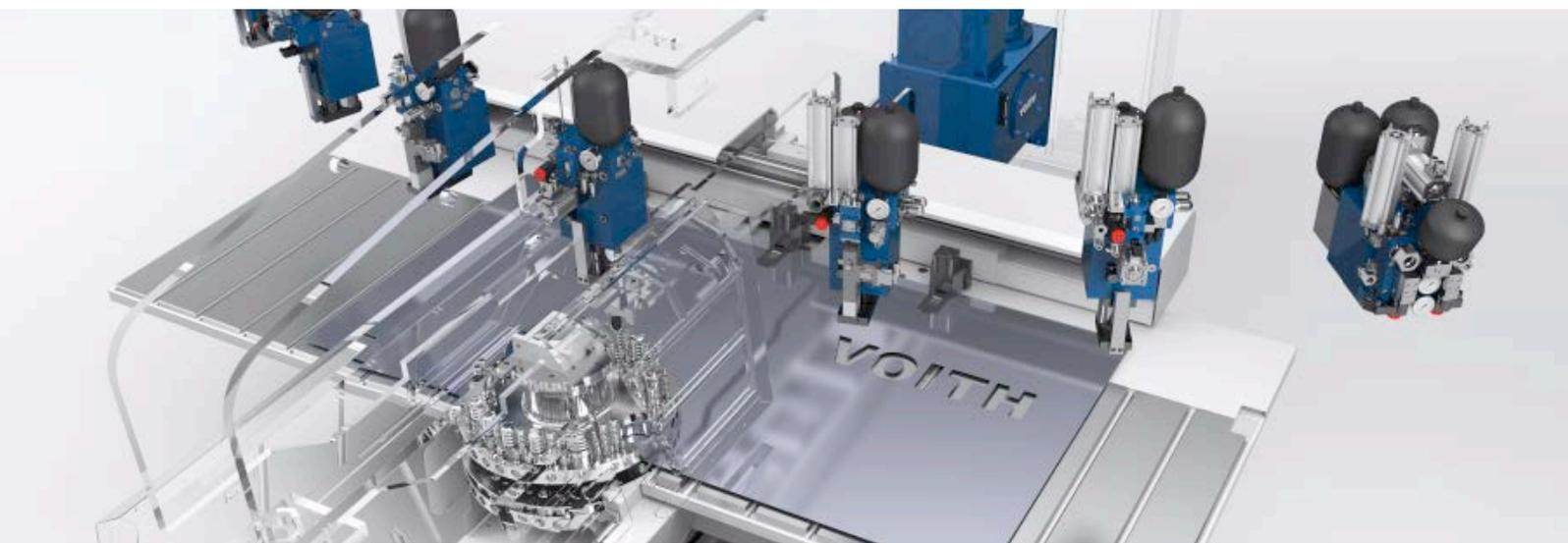
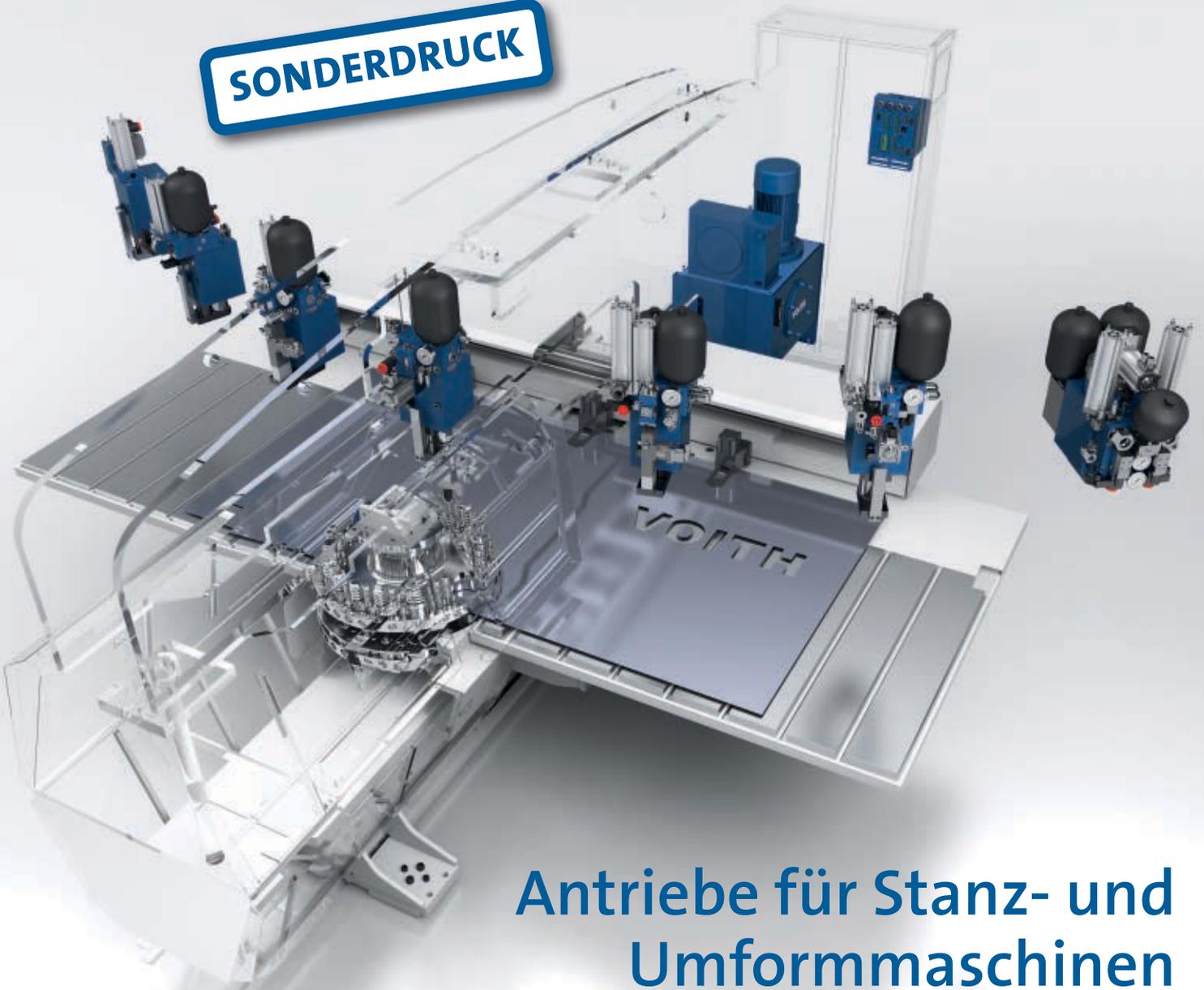


Antriebe für Stanz- und Umformmaschinen



Sonderdruck aus O+P Ölhydraulik und Pneumatik 06/2014
Vereinigte Fachverlage GmbH



SONDERDRUCK

Antriebe für Stanz- und Umformmaschinen

Vergleich von hydraulischen und elektromechanischen Systemen

*Bert Brahmer, Heinrich Steinhart,
Sven Bosch*

Seit Jahrzehnten sind hydraulische Antriebe zum Stanzen, Nibbeln und Umformen die Technologie der Wahl. Jedoch haben in den vergangenen Jahren die elektromechanischen Antriebe versucht, in dieses Applikationsfeld einzudringen. Was ist in diesem Trend die Motivation für Maschinenhersteller und Endanwender?

Bei genauer Betrachtung des Hauptanspruches der Servomechanik – Energieeffizienz – zeigt sich, dass Hydraulik unter vielen Anwendungsbedingungen sehr wettbewerbsfähig ist. Eine weitere Betrachtung der spezifischen Anwendungsbedingungen zeigt die Bedeutung der intrinsischen Vorteile der Hydraulik: direkte lineare Krafterzeugung, exzellente Dynamik und Robustheit. Jedoch bleibt die Forderung an die Hydraulik bestehen, die Systeme einfacher in Aufbau und Anwendung zu machen.

Maschinen zum Stanzen, Umformen und Nibbeln

Übersicht

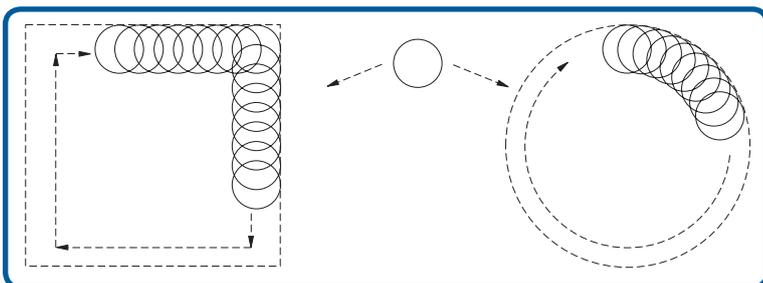
Dieser Fachbeitrag betrachtet Werkzeugmaschinen zur Verarbeitung von ebenen Blechen (**Bild 01**). Das Werkstück hat übli-

cherweise eine Größe von 1,5 bis 2,5 m x 2,5 bis 4 m. Die Dicke variiert bis zu 8 mm. Die Bearbeitungsaufgabe besteht im Stanzen von Löchern von festgelegter Geometrie (werkzeuggebunden) oder freier Geometrie (Nibbeln) sowie in Umformoperationen am Werkstück. Weiter entwickelte Maschinen beherrschen das Markieren, oder „Signieren“, wobei mit Sonderwerkzeugen Texte (z. B. Seriennummern) oder graphische Elemente (z. B. Logos) auf das Werkstück

Autoren: Dipl.-Ing. (BA) Bert Brahmer ist Technischer Geschäftsführer der Voith Turbo H + L Hydraulic GmbH & Co. KG in 71277 Rutesheim; Prof. Dr.-Ing. Heinrich Steinhart und M.Sc. Sven Bosch sind an der Hochschule Aalen – Technik und Wirtschaft, Fakultät Elektronik und Informationstechnik, Labor für elektrische Antriebstechnik und Leistungselektronik, in 73430 Aalen tätig



02 Beispiel eines Werkstücks [1]



03 Beispiele für Nibbel-Bearbeitung

(Bild 02) aufgebracht werden. Jährlich werden weltweit mehrere Tausend solcher Maschinen hergestellt.

Während die Positionierung des Werkstücks (X-/Y-Achse) ebenso wie der Werkzeugwechsel (T-Achse) und Werkzeugrotation (C-Achse) schon immer mit elektromechanischen Antrieben realisiert wurde, ist das Stanzen und Umformen (Z-Achse) schon immer eine Domäne für hydraulische Antriebe.

Eigenschaften des Stanzantriebes

Um die Anforderungen an die Z-Achse zu verstehen, werden kurz einige Grundfunktionen und deren Parameter beschrieben.

Werkzeugwechsel

Für den Werkzeugwechsel muss der Antrieb auf TCP (Tool Change Position = Werkzeugwechselposition) positionieren und dort verbleiben, bis der Werkzeugwechsel durch Revolver oder andere Einrichtungen vollzogen ist. Während die Genauigkeit für TCP bei Revolvermaschinen unkritisch ist (± 1 mm ist ausreichend), verlangen andere Werkzeugwechselsysteme Genauigkeiten von $\pm 0,3$ mm oder besser. Nach dem Werkzeugwechsel ist eine Positionierung auf TDC (top dead centre = oberer Totpunkt) gefordert, für optimierte Prozesszeiten in nachfolgenden Zyklen. Für den TDC sind in den meisten Fällen $\pm 0,5$ mm akzeptabel. Hierbei geht es hauptsächlich um Geschwindigkeit und Effizienz.

Stanzen

Zum Stanzen muss der Antrieb das Werkzeug in einer minimalen Zeit von TDC nach BDC (bottom dead centre = unterer Totpunkt) und wieder zurück nach TDC

führen. Die Genauigkeit für BDC sollte wenigstens $\pm 0,5$ mm sein. Die Zykluszeit für einen Arbeitshub von 5 mm sollte nicht länger als 25 ms sein – schneller ist besser. Die Arbeitskraft überdeckt typischerweise den Bereich von 10 bis 300 kN.

Nibbeln

Beim Nibbeln werden aufeinander folgende Stanzoperationen mit einem vergleichsweise einfachen Werkzeug (quadratisch, rund) dazu verwendet, einen Ausschnitt mit freier Formgebung auf dem Werkstück zu erzeugen (Bild 03). Bei dünnem Material (1 mm) und kurzem X-/Y-Vorschub zwischen zwei Nibbelhüben wird eine schnelle Maschine 1000 h/min (Hübe pro Minute) und mehr leisten. Die Arbeitskraft ist gering, typisch sind weniger als 30 kN.

Umformen

Ähnlich dem Stanzen muss das Werkzeug von TDC nach BDC und zurück nach TDC geführt werden. Während es beim Stanzen auf Geschwindigkeit ankommt, ist beim Umformen die Genauigkeit das Ziel; 0,05 mm für grundlegende Umformungen und bis zu 0,01 mm für anspruchsvolle Anwendungen werden erwartet. Die Geschwindigkeit muss dafür reduziert werden, aber auch um das beim Umformen notwendige Fließen des Werkstoffes zu ermöglichen. Die Umformkräfte bewegen sich typisch im Bereich von 10 bis 300 kN.

Signieren

Zum Signieren muss die Achse bei kleiner Amplitude

(typisch 1 mm) und mit hoher Frequenz (1 000 bis 4 000 h/min) oszillieren. Die Achse führt dabei einen nadelartigen Gravierstempel, während das Werkstück durch die X-/Y-Achsen simultan unter dem Werkzeug bewegt wird. Als Ergebnis entsteht eine alphanumerische oder graphische Beschriftung auf dem Werkstück. Die Reproduzierbarkeit in BDC sollte besser als 0,1 mm sein.

Rollenwerkzeuge und andere

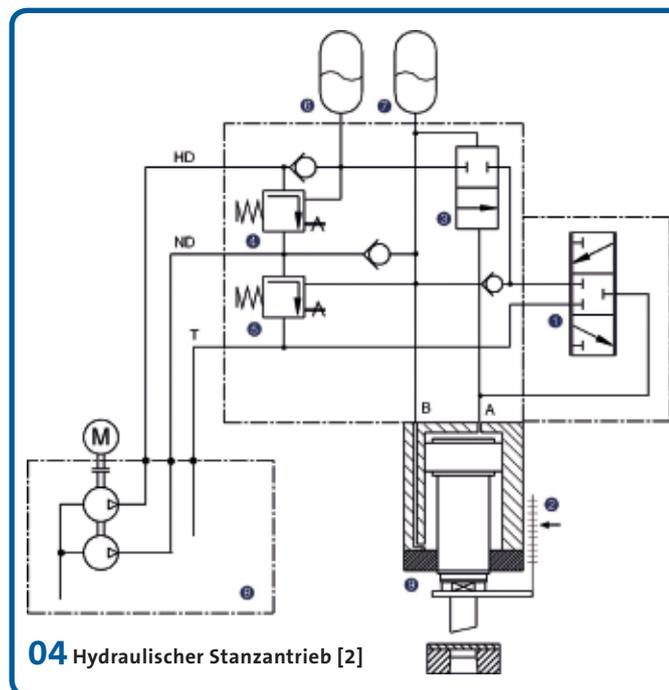
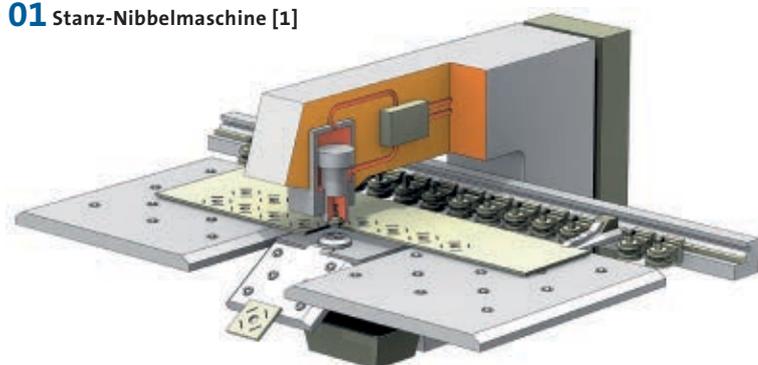
Es existiert eine Vielzahl von weiteren Werkzeugen und Bearbeitungsarten. Die Anforderungen an die Z-Achse sind dabei ähnlich denen beim Stanzen, Nibbeln oder Umformen.

Hydraulischer Stanzantrieb

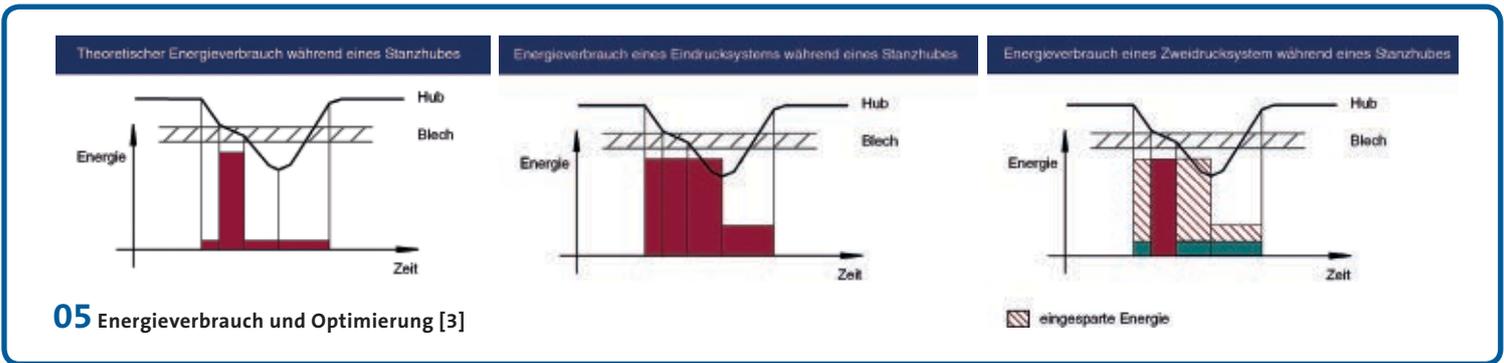
Funktionsbeschreibung

Bild 04 zeigt den vereinfachten Hydraulikplan eines Stanzantriebes mit Zweidrucksystem. Ein Konstantdruck auf der B-Seite treibt den Differentialkolben nach oben. Das 3/3-Ventil leitet entweder den Versorgungsdruck P oder den Tankdruck T auf die Kolbenseite A, wodurch die Bewegung des

01 Stanz-Nibbelmaschine [1]



04 Hydraulischer Stanzantrieb [2]



05 Energieverbrauch und Optimierung [3]

Kolbens abwärts (Richtung BDC) oder aufwärts (Richtung TDC) gesteuert werden kann. Wenn dieses Ventil als Proportional- oder Servoventil ausgeführt wird, kann die Kolbengeschwindigkeit und -position präzise geregelt werden.

Als Druckversorgung für die A-Seite des Zylinders und normale Bearbeitungskräfte bis etwa 30 bis 40 kN dient der Niederdruck (LP). Wenn die Arbeitskraft eine Schaltschwelle (30 bis 40 kN) überschreitet, wird der Hochdruck (HP) auf den Eingang des 3/3-Ventils geleitet, wodurch die Maximalkraft (typisch 220 oder 300 kN) möglich wird. Aus Gründen der Energieeffizienz ist eine schnelle Umschaltung zwischen LP und HP erforderlich und HP darf nur verwendet werden, wenn es die Bearbeitungskraft tatsächlich erfordert.

Energieverbrauch

Bild 05 zeigt den Kraft- und Wegverlauf eines Stanzprozesses über der Zeit. Die vertikalen Balken stellen die Kraft bzw. die Energie dar. Bild 05A zeigt die Kraft/Energie, welche tatsächlich für den Prozess notwendig ist. Bild 05B zeigt den tatsächlichen Energieverbrauch eines Eindrucksystems. Bild 05C zeigt das Energie-Einsparungspotenzial für ein Zweidrucksystem.

Die Berechnung des Energieverbrauchs für solch ein Zweidrucksystem ist einfach:

$$W_{TOTAL} = W_{LP} + W_{HP} + W_{UP}$$

$$W_{LP} = S_{LP} \cdot F_{LP}$$

$$W_{HP} = S_{HP} \cdot F_{HP}$$

$$W_{UP} = S_{UP} \cdot F_{UP}$$

Hierbei bedeuten: LP = Niederdruck, HP = Hochdruck, UP = Rückhub, S = Hubanteil mit LP oder HP, F = Auslegungskraft unter LP, HP oder beim Rückhub.

Für kontinuierlichen Betrieb wird die Leistungsaufnahme berechnet:

$$P_{TOTAL} = W_{TOTAL} \cdot N / T$$

(N = Anzahl der Zyklen, T = Zeit)

Die Berechnung des Leistungsverbrauches ist einfach, weil ein Hydrauliksystem mit Drosselsteuerung immer die gleiche Energiemenge für einen geforderten Hubweg verbraucht, unabhängig vom tatsächlichen Kraftbedarf oder von der Zyklusgeschwindigkeit. Bei Berücksichtigung des Wir-

kungsgrades von druckerzeugender Pumpe und deren Antriebsmotor wird die Berechnung auf 5 % genau dem tatsächlichen Bedarf entsprechen.

Es ist offensichtlich, dass ein Eindrucksystem zu Energieverschwendung führt. Im Arbeitszyklus TDC-BDC-TDC wird während der meisten Weganteile nur eine kleine oder gar keine Arbeitskraft benötigt. In diesen Weganteilen wird der „Rest“ der Energie dabei verschwendet, das Fluid zu erwärmen. Durch ein Zweidrucksystem wird dieser verschwendete Energieanteil dramatisch reduziert. Ein solches Zweidrucksystem für Arbeitskräfte von 220 bis 300 kN und Hubfolgen bis über 1000 h/min kommt mit 7,5 bis 11 kW installierter Leistung aus. High-End-Systeme mit extrem hoher Hubfolge kommen mit 15 bis 17 kW installierter Leistung aus.

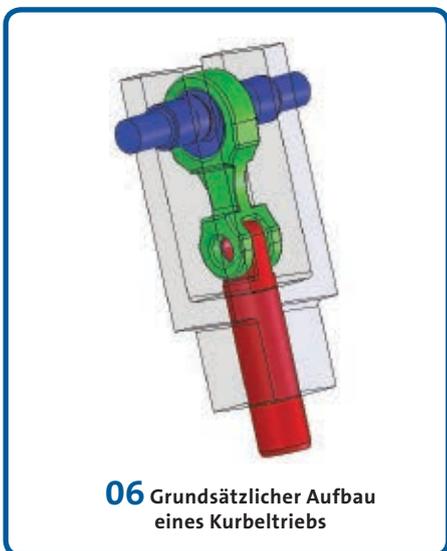
Servomechanischer Stanzantrieb

Funktionsbeschreibung

Der häufigste Ansatz besteht in der Verwendung eines Servomotors, welcher über eine Exzenterwelle und Pleuel die Stanzachse antreibt. **Bild 06** zeigt den grundsätzlichen Aufbau, **Bild 07** zeigt eine beispielhafte Umsetzung. Bei der Umsetzung von Drehung in Linearbewegung wird das Drehmoment des Motors in lineare Kraft umgewandelt. **Bild 08** zeigt die wesentlichen Parameter dieses Prinzips.

Notwendiges Drehmoment

Um die Anforderung an den Servomotor abzuschätzen, wird das Drehmoment für den worst-case-Arbeitspunkt berechnet:

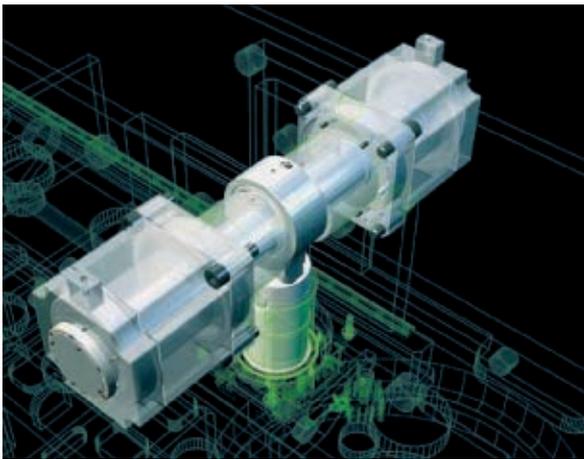


$r = 0,02 \text{ m}$ (Beispiel: max. Hublänge 40 mm)
 $F_z = 300 \text{ kN}$ (Beispiel: Maximalkraft)
 $h = 0,007 \text{ m}$ (Beispiel: 6 mm Blechdicke plus 1 mm Eintauchtiefe)
 $\phi = \cos^{-1}((r - h) / r)$ (Beispiel: $\phi = 49,5^\circ$)
 $M = F_z \cdot r \cdot \sin(\phi)$ (Beispiel: $M = 4559 \text{ Nm}$)

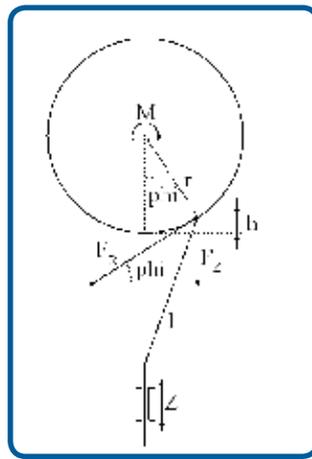
Ein Servomotor für ein Nennmoment von 4,6 kNm kommt mit seiner Größe, Trägheit und Kosten in der Praxis nicht in Frage. Selbst wenn die Maximalkraft z. B. bei dreifacher Überlast dargestellt wird, werden die

notwendigen Lastströme und Größe des Umrichters erhebliche Kosten verursachen.

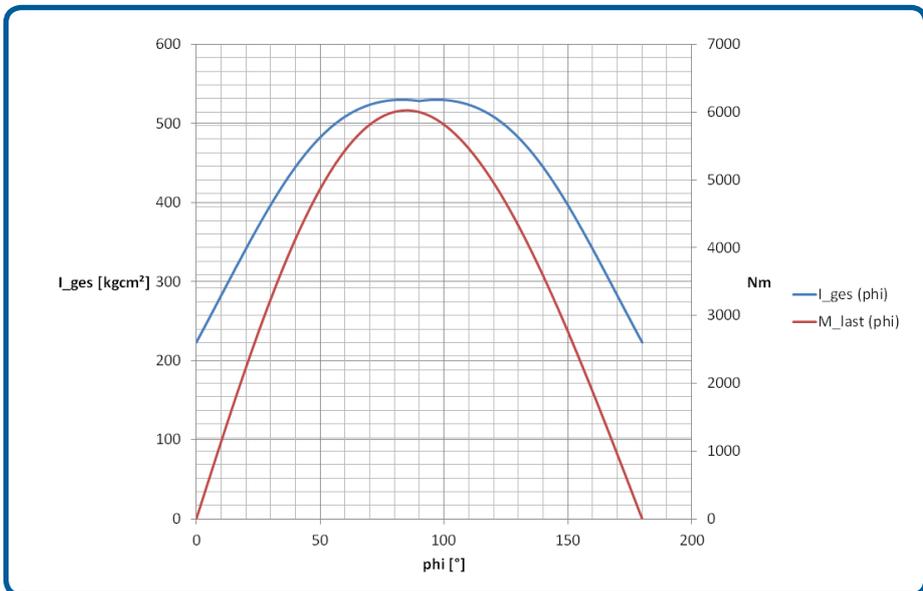
Solche servoelektrischen Maschinen werden gerne für Maximalkräfte von 300 kN und Blechdicken bis 6 mm ausgelegt. Tatsächlich wird die Maximalkraft von 300 kN aus den dargestellten Gründen aber nur bis Blechdicken von 3 bis 4 mm zur Verfügung gestellt, um den Drehmomentbedarf an den Servomotor zu reduzieren. Mit anderen Worten: eine Arbeitskraft von 300 kN kann von solch einer Maschine an einer Blech-



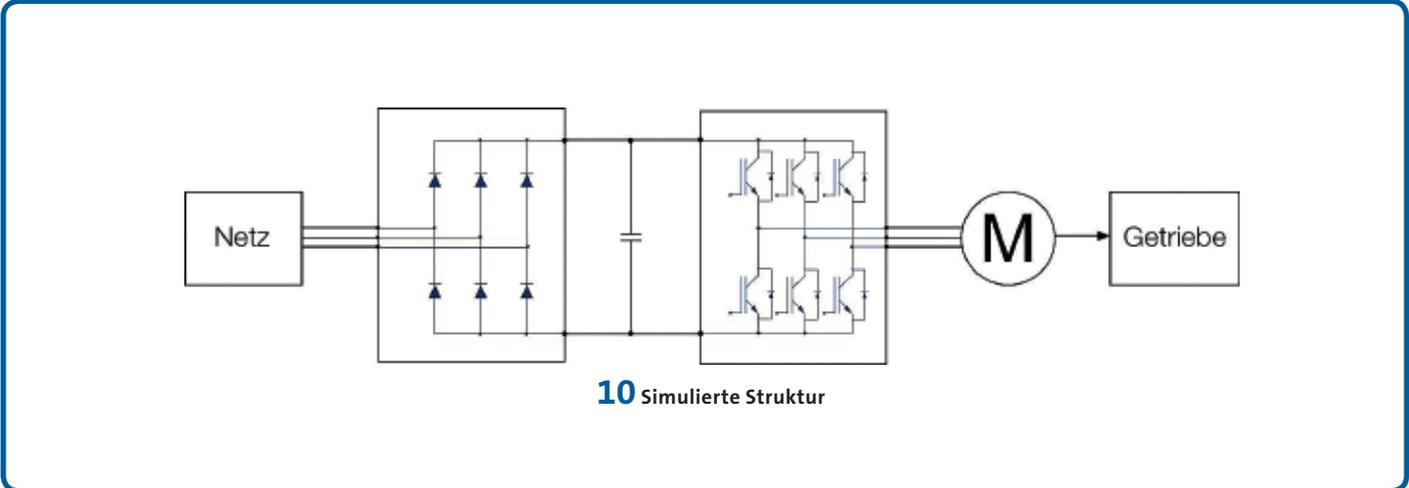
07 Realisierungsbeispiel [4]



08 Parameter des Kurbeltriebs



09 Drehmomentbedarf und transformierte Trägheit ($r = 0,02 \text{ mm} / 300 \text{ kN}$)



dicke von 6 mm möglicherweise nicht zur Verfügung gestellt werden. Diese Zusammenhänge helfen bei der Bewertung von Produkteigenschaften wie „Servo-elektrischer Stanzantrieb mit bis zu 300 kN“ [4].

Bild 09 verdeutlicht dieses Auslegungsproblem. An einem 1-mm-Blech ($h = 2\text{ mm}$, $\phi = 25,8^\circ$) sind nur 2,6 kNm nötig, aber für ein 6 mm Blech ($h = 7\text{ mm}$, $\phi = 49,5^\circ$), sind für 300 kN schon 4,6 kNm notwendig.

Parameter	Wert
Kurbelhebel	0,02 m
Motor-Wicklungswiderstand	0,099 Ohm (jeweils)
Motor-Nennstrom	90 A
Motor-Nennmoment	900 Nm
Motor-Trägheit	0,54 kgm ²
Motor-Nennspannung	365 V
Motor-Nennleistung	43 kW
Motor-Induktivität (d / q)	2,1 mH (jeweils)
Umrichter UZK	560 V
Gleichrichter-Dioden	3 V (jeweils)
Umrichter Ohm'sche Widerstände	0,001 Ohm
Umrichter IGBT-Spannung	1,73 V
Umrichter-Dioden	1,73 V
Umrichter-Schaltfrequenz	16 kHz
Getriebe-Trägheit	0,04 kgm ² (anhängig vom Kurbelwinkel)

Tabelle 1: Motor Simulationsparameter

Zyklustyp	1/5	1/25	3/5	3/25	6/5	6/25
Zykluszeit	40 ms	40 ms	60 ms	60 ms	80 ms	80 ms
Blechdicke	1 mm	1 mm	3 mm	3 mm	6 mm	6 mm
Arbeitshub	4,0 mm	4,0 mm	7,5 mm	7,5 mm	12,0 mm	12,0 mm
Werkzeugdurchmesser	5 mm	25 mm	5 mm	25 mm	5 mm	25 mm
Stanzkraft	5,7 kN	28,3 kN	17,0 kN	84,8 kN	33,9 kN	169 kN
Abstreifer: F_{START}	2,0 kN	5,0 kN	2,0 kN	10,0 kN	5,0 kN	20,0 kN
Abstreifer: F_{MAX}	2,8 kN	7,0 kN	3,5 kN	17,5 kN	11,0 kN	44,0 kN
Gesamt F_{MAX}	8,12 kN	34,44 kN	19,76 kN	98,82 kN	41,93 kN	201,65 kN

Tabelle 2: Parameter der Lastzyklen

Energieverbrauch

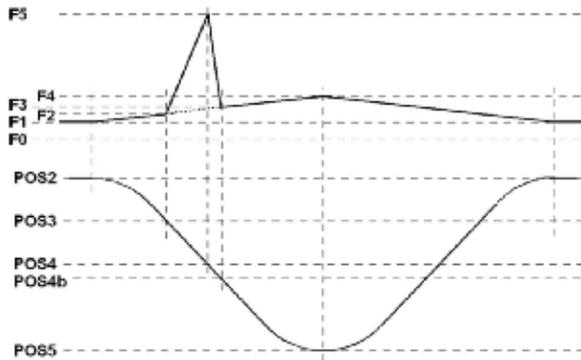
Die Berechnung des Energieverbrauches für einen Servoantrieb ist komplizierter als die gleiche Berechnung für einen hydraulischen Antrieb. Die Verluste entstehen in verschiedenen Komponenten: mechanisches Getriebe, Kupfer- und Eisenverluste im Motor, Durchlass- und Schaltverluste im Umrichter – um nur die wichtigsten aufzuzählen. Um ein Verständnis für diese Effekte zu bekommen, wurde eine Simulation durchgeführt. **Bild 10** zeigt das Strukturmodell für die Simulation in Matlab Simulink.

Tabelle 1 zeigt die Simulationsparameter. Erste Ergebnisse zeigen, dass die Motor-Trägheit entscheidend ist (hier: 0,54 kgm²). Sie liegt eine Größenordnung über der Trägheit von Kurbelwelle, Pleuel und Stößel. Dieser Zusammenhang erklärt auch die Verwendung von Doppel-Motoren, um ein gutes Verhältnis von Drehmoment zu Trägheit zu erreichen (siehe Bild 07).

Vergleich des Energieverbrauchs

Zum Vergleich des Energieverbrauches wurde eine Menge von Referenzzyklen definiert. Das Werkstück wurde dabei als Stahlblech mit 1, 3 und 6 mm Dicke bei 450 N/mm² angenommen. Für jedes Werkstück wurden zwei Werkzeuge, rund 5 mm und rund 25 mm, untersucht. Es ergibt sich eine Mischung von kurzen, mittleren und langen Arbeitshüben, zusammen mit einer Mischung von kleinen, mittleren und hohen Arbeitskräften. **Tabelle 2** zeigt die Parameter dieser sechs Zyklen (1/5 = 1 mm Blech und 5 mm Werkzeug, usw.). Die Zykluszeit entspricht der einer Maschine der mittleren Leistungsklasse. **Bild 11** zeigt den Zyklus mit Hubverlauf und Verlauf der Kraft über Zeit.

Tabelle 3 zeigt die Simulationsergebnisse der verglichenen Systeme. Gezeigt wird der Energieverbrauch je einzeltem Arbeits-



11 Modell des Arbeitszykluses

Zyklus- typ	Servo- Mechanik	Servo- Hydraulik
1/5	359 J	425 J
1/25	365 J	425 J
3/5	376 J	797 J
3/25	437 J	1533 J
6/5	433 J	1274 J
6/25	748 J	2420 J

Tabelle 3: Vergleich des Energieverbrauchs verschiedener Zyklen

zyklus. Für alle Simulationen des servomechanischen Systems wurde eine optimale Rekuperation der Bremsenergie im Gleichstromzwischenkreis unterstellt. **Tabelle 4** zeigt den Energieverbrauch eines einzelnen Zyklustyps in Abhängigkeit von der Produktivität (Zykluszeit).

Tabelle 4 zeigt, dass der Energieverbrauch der Servomechanik dramatisch steigt, wenn kurze Zykluszeiten gefordert sind. Eine weitere Analyse zeigt, dass ein großer Teil der Verluste in Form von Um-

richterverlusten sowie Kupferverlusten im Motor entsteht. Dies ist den extrem hohen Motorströmen geschuldet, welche für die entsprechenden Beschleunigungsvorgänge notwendig sind. Es sei angemerkt, dass diese Art von Verlusten bei gegebenen Umrichtern und Motoren nicht zu optimieren sind. Es ist naheliegend, dass die Realisierung einer Zykluszeit von 20 ms bei 800 A Spitzenstrom mit heutigen Komponenten keine attraktive Wahl ist.

Der Spitzenstrom im Servomotor wurde in Tabelle 4 aufgeführt, um die Ursache dieses rapide steigenden Energiebedarfes zu zeigen. Es ist anzumerken, dass ein Spitzenstrom von deutlich mehr als 200 A inakzeptabel hohe Kosten nach sich zieht. Diesen Strom direkt aus dem Netz zu ziehen verursacht immense EMV-Störungen und wird seitens der Netzbetreiber mit finanziellen Strafen belegt. Diesen Strom im Gleichstromzwischenkreis des Umrichters zu puffern, würde eine Kapazität in der Größenordnung von 10 mF und ein aktives Einspeisemodul erfordern, dieses ist mit hohen Kosten verbunden. Signieren ist anspruchsvoll in Bezug auf die Zykluszeit.

Zyklustyp	Zykluszeit	Servo-Mechanik	Servo-Spitzenstrom	Servo-Hydraulik
1/25	80 ms	140 J	65 A	425 J
1/25	60 ms	183 J	110 A	425 J
1/25	40 ms	365 J	220 A	425 J
1/25	20 ms	2556 J	800 A	425 J

Tabelle 4: Energieverbrauch bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

Zyklus- typ	Zyklus- zeit	Servo- Mechanik	Servo- Hydraulik
Mark 1 mm	16 ms	260 J	106 J

Tabelle 5: Energieverbrauch für das Signieren

Dabei wird eine Oszillation mit kleiner Amplitude (typisch 1mm) und hoher Frequenz (Hydraulik erreicht mehr als 3600 h/min) benötigt. **Tabelle 5** zeigt die Ergebnisse der Servomechanik und der Hydraulik.

Mit anderen Worten: für Signieren mit 3750 h/min (16 ms) benötigt die Servomechanik 16,25 kW, während in der Hydraulik 6,6 kW genügen.

Es sei angemerkt, dass in der Simulation des servomechanischen Systems keine mechanischen Verluste durch Reibung im Kurbeltriebe eingeflossen sind.

Vergleich der anwendungsspezifischen Eigenschaften

Schock und Vibration

Die Komponenten einer Stanzmaschine sind hohen Belastungen durch Schock und Vibration ausgesetzt. Spitzenwerte von 200 g und mehr sind regelmäßig zu beobachten. Wegen der hochfrequenten Bearbeitungszyklen sind 10^9 Lastzyklen über die Maschinenlebensdauer leicht zu erreichen. Für eine solche Umgebung ist eine Qualifikation mit den üblichen $10 \cdot 10^6$ Lastzyklen nicht verwertbar. Ein Hydraulikzylinder ist prinzipiell robust. Mit der vorhandenen Langzeiterfahrung können die weiteren hydraulischen Komponenten ebenfalls mit der notwendigen Robustheit hergestellt werden.

Schmierung

Bei einem Hydraulikzylinder ist „Zwangsschmierung“ ein Nebeneffekt. Das gleiche gilt für die weiteren hydraulischen Komponenten. Somit ist das Thema „Schmierung“ positiv gelöst.

In einem servomechanischen System finden sich üblicherweise Gleitlager für Kurbelwelle, Pleuel und Stößel. Diese müssen aktiv geschmiert werden. Die Leckageraten solcher Schmiereinrichtungen können durchaus die Leckagerate eines ordentlichen hydraulischen Systems übersteigen. An entsprechenden Maschinen im echten Feldeinsatz ist zu beobachten, dass diese Technik keinesfalls „trockener“ oder „sauberer“ ist als die vergleichbare hydraulische Lösung.

Jeglicher Verlust der Schmierung führt unweigerlich und in kürzester Zeit zum Schaden („Fresser“). Umso problematischer wird dies unter Maximalkraft bei kleiner Geschwindigkeit oder gar beim Stillstand. In diesem Fall kann der Schmierfilm leicht verdrängt werden oder reißen. Somit ist der auf den ersten Blick einfache Ansatz der Servomechanik unter den realen Betriebsbedingungen einer Stanz-/Nibbelmaschine durchaus kritisch zu bewerten.

Überlast

In der Hydraulik entstehen bei Überlast im schlimmsten Fall Druckspitzen, welche durch einfache Überdruckventile gut zu beherrschen sind.

Ein Exzentergetriebe kann im UT theoretisch unendlich große Kräfte erzeugen. Wegen der erheblichen Trägheiten in Motor und Getriebe scheinen elektronische Überlastsicherungen kaum Erfolg versprechend. Dies muss bei einer gewissenhaften Auslegung mit entsprechenden mechanischen

oder hydraulischen (!) Überlastsicherungen berücksichtigt werden. Eine einfache Überlastsicherung (Sollbruchstelle) ist im Produktivbetrieb wegen der Stillstandszeiten im Havariefall kaum akzeptabel. Eine reversible Sicherung (z. B. hydraulisch) ist entsprechend aufwendig.

Statische Last

Hohe Kräfte über eine lange Zeit bzw. bei kleiner Geschwindigkeit oder Stillstand abzugeben ist unkritisch für einen hydraulischen Antrieb. Dabei wird nur minimal wenig Energie umgesetzt.

Im gleichen Betriebszustand wird ein servomechanischer Antrieb unter dem dann notwendigen Maximalstrom leiden. Umrichter und Motor werden sich stark erhitzen. Dies wird durch die asymmetrische Stromverteilung bei Stillstand der ungünstigste Fall sein. Wie oben bereits dargestellt, wird die Aufrechterhaltung der Schmierung ebenfalls problematisch sein.

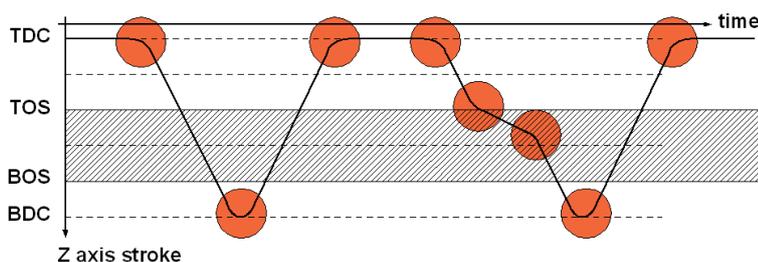
Dynamisches Verhalten

Das dynamische Verhalten ist nicht nur relevant für schnellstes Stanzen oder Signieren. Verschiedene Anwendungen erfordern ein kontrolliertes Bewegungsprofil. Als Beispiel mag hierfür der so genannte Soft-Punch genannt werden, bei welchem die Maschinenbelastung und Geräuschemission reduziert wird. Das Werkzeug muss sich dem Werkstück schnell annähern, aber auch vor dem Auftreffen kontrolliert abbremsen. Nach dem Schnittvorgang soll das Werkzeug schnellstens nach BDC und wieder zurück nach TDC geführt werden. **Bild 12** zeigt den Wegverlauf über der Zeit für einen „normalen“ Stanzvorgang (links) und einen Soft-Punch (rechts).

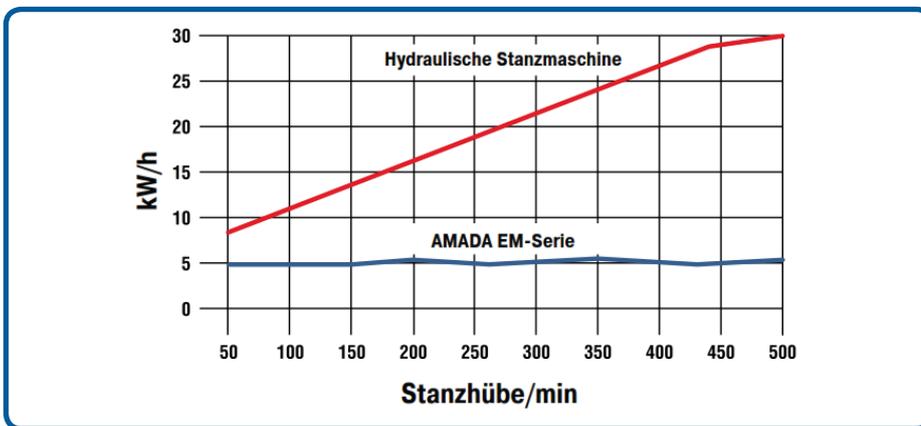
Es wird klar, dass für einen Soft-Punch wenigstens fünf Beschleunigungsvorgänge notwendig sind, im Vergleich zu nur drei bei normalen Stanzen. Beim servomechanischen System verursacht jeder Beschleunigungsvorgang zumindest die zusätzlichen Kupfer- und Umrichterverluste. Dagegen gibt es in der Hydraulik keinerlei zusätzlichen Energiebedarf für den Soft-Punch.

Leistungsbedarf

Die Tabellen 4, 5 und 6 zeigen bereits, dass ein Vergleich des Leistungsbedarfs von Servomechanik zu Hydraulik nicht trivial ist. Es sei nochmals daran erinnert, dass die Simulation der Servomechanik eine best-case-Simulation darstellt, ohne Berücksichti-



12 Normaler Stanzvorgang und Soft-Punch



13 Leistungsbedarf von Servomechanik und Hydraulik [4]

gung der mechanischen Verluste sowie des Leistungsbedarfes zur Zwangskühlung von Umrichter und Motor mit Luft oder Wasser.

Bild 13 zeigt einen „Vergleich“ des Leistungsbedarfes von Servoelektrik gegen Hydraulik. Wie kann eine hydraulische Maschine 30 kW bei 500 h/min verbrauchen? Bei einem unterstellten Eindrucksystem können 34 kW bestätigt werden:

$$W_{\text{TOTAL}} = W_{\text{DN}} + W_{\text{UP}}$$

$$W_{\text{TOTAL}} = 0,012 \text{ m} \cdot 300 \text{ kN} + 0,012 \text{ m} \cdot 40 \text{ kN}$$

$$W_{\text{TOTAL}} = 4080 \text{ J}$$

$$P = 4080 \text{ J} \cdot 500 / 60 \text{ s} = 34 \text{ kW}$$

Hierbei bedeuten: DN = abwärts, UP = aufwärts, Aufwärtskraft = 40 kN.

Bereits bei Verwendung eines Zweidrucksystems wird der Leistungsbedarf unter 17 kW fallen, immer noch bei einer Maximalkraft von 300 kN. Wenn die Maximalkraft weiter fällt (Betrieb nur mit Niederdruck), fällt die Leistung weiter unter 10 kW.

Offensichtlich verwendet das Beispiel aus Bild 13 ein hydraulisch maximal ungünstiges System. Ebenso offensichtlich kann in Frage gestellt werden, ob der servomechanische Antrieb tatsächlich einen Leistungsbedarf hat, welcher von der Zyklusfrequenz unabhängig ist.

Zusammenfassung und Folgerungen

Aus dem Vergleich real existierender Maschinen weiß man, dass ein Werkstück

mit einem „typischen“ Mix aus Werkzeugen und Bearbeitungen grob die gleiche Energie zur Bearbeitung auf einer servomechanischen wie auf einer hydraulischen Maschine benötigt. Es lässt sich jederzeit ein Benchmark konstruieren, welcher das eine oder andere System vorteilhaft erscheinen lässt. In der Praxis ist der festzustellende Unterschied in Relation zum gesamten Verbrauch der Maschine nicht relevant.

Vielmehr sind in der Praxis die Robustheit und Langlebigkeit die entscheidenden Erfolgsfaktoren. In dieser Hinsicht hat die Hydraulik ihre Vorteile bereits bewiesen, während die prinzipiellen Nachteile der Servomechanik zu erkennen sind.

Als Herausforderung für die Hydraulik verbleibt die Verbesserung der Akzeptanz. Während in verschiedenen Anwendungsfeldern (z. B. Werkzeugmaschinen) die Hydraulik das Image hat, veraltet und unsauber zu sein, liegen servomechanische Antriebe und hydraulikfreie Maschinen im Trend. Vorgefertigte Systeme (plug and play) mit einfacher Inbetriebnahme und Diagnose werden entscheidend sein, dieses Anwendungsfeld für die Hydraulik zu verteidigen.

Quellen

- [1] TRUMPF GmbH+Co.KG, 2013, Medienservice
- [2] Voith Turbo H+L Hydraulic GmbH&Co.KG, 2013, „HDE“-Produkt-Broschüre
- [3] Voith Turbo H+L Hydraulic GmbH&Co.KG, 2008, „HSE NG 25/GT“-Produkt-Broschüre
- [4] Amada GmbH, 2010, „EM Serie“-Produkt-Broschüre

www.voith.com/hydraulic-systems

Voith Turbo H + L Hydraulic
GmbH & Co. KG
Schuckertstraße 15
71277 Rutesheim, Germany
Tel. +49 7152 992-3
Fax +49 7152 992-400
sales-rut@voith.com
www.voith.de/hydraulik-systeme



VOITH
Engineered Reliability