

Dietmar Findeisen
Siegfried Helduser

Ölhydraulik

Handbuch der hydraulischen Antriebe
und Steuerungen

6. Auflage

VDI

 Springer Vieweg

Ölhydraulik

Dietmar Findeisen • Siegfried Helduser

Ölhydraulik

Handbuch der hydraulischen Antriebe
und Steuerungen

6., neu bearbeitete Auflage

Dietmar Findeisen
Berlin
Deutschland

Siegfried Helduser
Krefeld
Deutschland

Die 1. und 2. Aufl. erschienen im Schweizer Verlagshaus AG, Zürich

ISBN 978-3-642-54908-3

ISBN 978-3-642-54909-0 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-54909-0

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Springer Vieweg

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1978, 1992, 2006, 2015

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Springer Vieweg ist eine Marke von Springer DE. Springer DE ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media
www.springer-vieweg.de

Vorwort zur 6. Auflage

Hydraulische Antriebe leisten einen wichtigen Beitrag zur Automatisierung und konstruktiven Vereinfachung von Maschinen und Anlagen. Sie haben einige prinzipbedingte Vorteile, die diesen Erfolg begründen: Die hohe Energiedichte ermöglicht eine sehr kompakte Bauweise mit geringen bewegten Massen; die Komponenten eines hydraulischen Systems lassen sich freizügig in einer Maschine anordnen, und ihr hoher technischer Entwicklungsstand ermöglicht eine gute Steuer- und Regelbarkeit von Antriebssystemen mit exzellentem Zeitverhalten. Hinzu kommt, dass hydraulische Antriebe Linearbewegungen effizient und direkt, ohne Zwischenschaltung von Gewindetrieben erzeugen können. Dies hat der Hydraulik ein breites Anwendungsgebiet im stationären Maschinenbau, in fahrenden Arbeitsmaschinen, in Kraftfahrzeugen sowie in der Luft- und Raumfahrt gesichert.

Das Buch „Ölhydraulik“ soll einen möglichst umfassenden Überblick über moderne Komponenten und Systeme der hydraulischen Antriebs-, Steuerungs- und Regelungstechnik vermitteln. Es ist konzipiert für Entwicklungsingenieure und Konstrukteure in der Praxis sowie Studierende des Maschinenbaus und der Mechatronik an Universitäten und Fachhochschulen. Daher kann es auch als Leitfaden für Lehrveranstaltungen dienen sowie für Studierende und Berufstätige zum Selbststudium, zur Weiterbildung oder als Nachschlagewerk. Eine anschauliche und anwendungsorientierte Darstellung der fachlichen Zusammenhänge erleichtert den Zugang zu diesem interessanten und hochaktuellen Fachgebiet, ohne auf die notwendigen physikalischen und mathematischen Grundlagen zu verzichten. Sie sind für den Ingenieur unerlässlich.

Bereits seit der Erstauflage im Jahre 1962 wird Wert darauf gelegt, durch Hervorhebungen wesentlicher Begriffe und Zusammenhänge den Leser beim Auffinden und Einarbeiten in spezifische Themengebiete zu unterstützen. So steht am Anfang jedes Kapitels eine kurze Zusammenfassung. Außerdem erleichtern „Hinweise für die Praxis“ die Umsetzung der technisch-physikalischen Zusammenhänge. Die enge Verbindung von Wissensvermittlung und praktischer Anwendung bietet die Möglichkeit zu einer intensiven, erfolgversprechenden Auseinandersetzung mit den Inhalten.

Als Einstieg in die Ölhydraulik dient eine kurze Einordnung der hydrostatischen Leistungsübertragung in die Getriebesystematik. Verallgemeinerte Beurteilungskriterien erleichtern eine vergleichende Bewertung von Leistungsübertragern und Bewegungs-

erzeugern unterschiedlicher Energieart. Das Kap. 2 widmet sich den Grundlagen der Strömungsmechanik und den Druckflüssigkeiten. Besonders biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten stehen zunehmend im Blickpunkt.

Die Kap. 3 und 4 behandeln die zentralen hydraulischen Komponenten zur Energieumformung (Pumpen, Motoren, Zylinder) und zur Energiesteuerung (Ventile, Ventilmontagesysteme). Erhöhte Forderungen nach Geräuscharmheit, günstiger Wirkungsgradcharakteristik und Ressourceneffizienz haben zu konstruktiven Weiterentwicklungen bei den Verdrängereinheiten beigetragen, wie geräuschreduzierte Pumpen, drehzahlvariable Pumpenantriebe und kompakte, leistungsfähige Hydromotoren in Schrägscheibenbauweise, die eine räumliche Integration in die Radachse mobiler Arbeitsmaschinen ermöglichen. Hinzu kommen Stetigventile mit integrierter digitaler Regelelektronik und serieller Datenübertragung sowie modular integrierten Linearachsen. Im Kap. 5 werden Geräte zur Übertragung, Speicherung und Aufbereitung der Druckflüssigkeit vorgestellt. Sie sind für den zuverlässigen Betrieb eines jeden hydraulischen Systems notwendig.

In der Behandlung der systemtechnischen Aspekte gesteuerter und geregelter Antriebe (Kap. 6) sowie der Entwicklung von Komponenten und Systemen mithilfe der numerischen Simulation (Kap. 7) unterscheidet sich die Neuauflage von den vorangegangenen Auflagen. Elektrohydraulische Komponenten und Systeme sind mechatronische Produkte. Die Anwendung der mechatronischen Entwicklungsmethodik und die Einbeziehung virtueller Prototypen in den Entwicklungsprozess haben zu zahlreichen Verbesserungen und Neuerungen geführt. Neu hinzugekommen ist auch das Kap. 8 über Funktionale Sicherheit elektrohydraulischer Systeme. Die Methodik der neuen Europäischen Sicherheitsnorm und die Regeln bei der Auslegung einer Sicherheitsfunktion sind am Beispiel eines elektrohydraulischen Vorschubantriebs einer Werkzeugmaschine erläutert. Die Kap. 6 bis 8 wurden von Herrn Professor Dr.-Ing. Siegfried Helduser neu bearbeitet, der in der vorliegenden 6. Aufl. als Koautor mitwirkt. Zum Abschluss werden im Kap. 9 hydrostatische Antriebe nach branchentypischer Aufgabenstellung anhand ausgeführter Beispiele aus der Stationär- und Mobilhydraulik vorgestellt.

Die Autoren danken den Mitarbeitern des Fachgebietes Konstruktion von Maschinensystemen am Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik (Prof. Dr.-Ing. H. J. Meyer) der TU Berlin sowie den Kollegen des Instituts für Fluidtechnik der TU Dresden (Prof. Dr.-Ing. J. Weber) für die wertvollen fachlichen Anregungen und die tatkräftige Unterstützung bei der Textverarbeitung und Bilderstellung. Henning Jürgen Meyer verfasste den Abschnitt über die Hydraulik in Kraftfahrzeugen. Den im Text genannten Firmen und Forschungseinrichtungen danken wir für die Bereitstellung von Informationsmaterial und Bildern. Dem Springer-Verlag gilt unser Dank für die angenehme Zusammenarbeit und die gute, bewährte Qualität der Ausstattung des Buches.

Nicht zuletzt gilt unser Dank auch unseren Familien und persönlichen Freunden, die mit großem Verständnis für den erforderlichen zeitlichen Aufwand und mit praktischer Unterstützung zur Entstehung des Buches beigetragen haben.

Wir hoffen sehr, dass dieses Buch den Technikern und Ingenieuren der Fluidtechnik eine gute Hilfe beim Erarbeiten grundlegender Zusammenhänge ist und auch als Nachschlagewerk gute Dienste leistet.

Berlin und Krefeld, Januar 2014

Dietmar Findeisen
Siegfried Helduser

Zusammenstellung der wichtigsten Formelzeichen

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
A	Strömungsquerschnitt, wirksame Fläche, Wärmeaustauschfläche	L^2	$\text{cm}^2 = 10^{-4}\text{m}^2$
A_D	Drosselquerschnitt		
A_1	Kolbenfläche		
A_2	Kolbenringfläche		
ΔA	Kolbenstangenfläche		
a, a_a	Beschleunigung	LT^{-2}	m/s^2
a_b	Verzögerung	LT^{-2}	m/s^2
C_h	Hydraulische Kapazität	$M^{-1}L^4T^2$	$\text{cm}^5/\text{N} = 10^{-10}\text{m}^5/\text{N}$
c	Federkonstante, Federsteife	MT^{-2}	N/m
c_h	Hydraulische Federsteife		$\text{N/mm} = 10^3 \text{N/m}$
$c_{h,T}$	Hydraulische Drehsteife	ML^2T^{-2}	Nm
C	Kolbengeschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
c_E	Vorlaufgeschwindigkeit des Kolbens im Eilgang		
c_R	Rücklaufgeschwindigkeit des Kolbens		
c_V	Vorlaufgeschwindigkeit des Kolbens		
c_a	Schallgeschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
c_v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	J/(kg · K)
$D, \dot{\gamma}$	Geschwindigkeitsgefälle, Schergeschwindigkeit	T^{-1}	s^{-1}
D, ϑ	Systemdämpfung, Dämpfungsgrad	1	
D	Innerer Durchmesser der Rohrleitung	L	mm = 10^{-3} m
d	Durchmesser (der Drosselöffnung)	L	mm
d_i, d	Rohr-Innendurchmesser		
d_a	Rohr-Außendurchmesser		
d_h	Hydraulischer Durchmesser		
d_1, D	Zylinderbohrung		
d_2, d	Kolbenstangendurchmesser		
E	Elastizitätsmodul	$ML^{-1}T^2$	$N/mm^2 = 10^6 N/m^2$
E, W	Energie	ML^2T^{-2}	J = Nm
e	relative Volumenänderung, Volumendilatation	1	%
F	Amplitudenverhältnis	1	
	Übertragungsmaß	1	dB
F	Kraft	MLT^{-2}	$N = kg \cdot m/s^2$
F_0, F_A	Anlaufkraft		
F_e, F_{max}	Effektive Kolbenkraft, Nutzkraft		
F_G, G	Gewichtskraft		
F_i	Aktive Kolbenkraft		
F_L	Lastkraft		
F_R	Reibungskraft, Zylinderreibungskraft		
f	Frequenz, Periodenfrequenz	T^{-1}	Hz = s^{-1}
f_0	Kennfrequenz des gedämpften, Eigenfrequenz des ungedämpften Schwingers	T^{-1}	Hz = s^{-1}

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
$f_{-3\text{ dB}}$	Eckfrequenz		
f_{-90°	Phasenkritische Frequenz		
g, g_{loc} g_n	Örtliche Fallbeschleunigung = 9,80665 m/s ² Normfallbeschleunigung	LT ⁻²	m/s ²
H	Energiehöhe, gewichtskraftbezogene Energie	L	J/N = m
H	Hysterese (Übertragungskenngröße Stetigventile)	1	%
h	Geodätische Höhe	L	m
h	Spalthöhe	L	$\mu\text{m} = 10^{-6}\text{ m}$
I_e	Elektrische Stromstärke	I	A
	Als Eingangsgröße u		$\text{mA} = 10^{-3}\text{ A}$
J	Trägheitsmoment, Massenmoment 2. Grades	ML ²	kg · m ²
\bar{K}	Mittlerer isentropischer Kompressionsmodul	ML ⁻¹ T ⁻²	bar = 10 ⁴ Pa
$K_V, K_p,$	Übertragungsfaktor, Steilheit	1	%
k	Äquivalente Rohrrauheit	L	$\text{mm} = 10^{-3}\text{ m}$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	MT ⁻³ Θ	W/(m ² · K)
L	Rohrlänge	L	m
l	Spaltlänge	L	mm
L_h	Hydraulische Induktivität	ML ⁻⁴	N/(m ⁵ · s ²)
L_p	Schalldruckpegel	1	dB
L_W	Schalleistungspegel	1	dB
L_{WA}	A-bewerteter Schalleistungspegel		
m	Masse	M	kg
n	Drehzahl, Umdrehungsfrequenz	T ⁻¹	s ⁻¹ , min ⁻¹ = (1/60)s
P	Leistung	ML ² T ⁻³	W = J/s, kW = 10 ³ W

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
P_h	Hydraulische Leistung		
P_i	Theoretische Leistung		
P_m^P, P_m	Pumpen- oder Antriebsleistung ^d		
P_m^M, P_m	Motor- oder Abtriebsleistung ^d		
P_s	Verlustleistung		
P_{St}	(elektrische) Steuerleistung		mW = 10^{-3} W
p	Druck	$ML^{-1}T^{-2}$	bar = 10^5 Pa
p_A	Arbeitsdruck ^e		
p_{abs}	absoluter Druck, Absolutdruck		
p_{amb}	(absoluter) Atmosphärendruck		
p_n	= 1,01325 bar Normdruck		
p_b	Einstelldruck		
p_{calc}	Berechnungsdruck ^e		
p_e	Überdruck, atmosphärische Druckdifferenz		
$p_{e,zul}$	Zulässiger Betriebsüberdruck		
p_{rat}	Bemessungsdruck, Auslegungsdruck ^e		
p, p_{stat}, p_{st}	Statischer Druck		
p_k, p_{kin}	Kinetischer Druck, Staudruck		
p_t, p_{tot}	Gesamtdruck, Totaldruck		
Δp	Nutzbare Betriebsdruckdifferenz		
$\Delta p^P, \Delta p$	Druckdifferenz der Pumpe (Förderdruck) ^d		
$\Delta p^M, \Delta p$	Druckdifferenz des Motors (Druckabfall) ^d		
Δp_R	Reibungsdruck (Druckverlust in geraden Rohrleitungen)		
$\Delta p_V \Sigma \Delta p_s$	Verwirbelungsverlust (Druckverlust in Einbauteilen oder Formstücken) (gesamter) Druckverlust		

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
q_V, \dot{V}	Volumenstrom	L^3T^{-1}	l/min = $(10^{-4}/6)$ m ³ /s
q_{Vc}	Schleppstrom (infolge bewegter Wand)		
q_{Vd}	Leckstrom (infolge Druckdifferenz)		
q_{Vi}, \dot{V}_i	Theoretischer Volumenstrom		
q_{Ve}, \dot{V}_e	Effektiver Volumenstrom		
q_{Ve}^P, q_{Ve}	Förderstrom der Pumpe ^d		
q_{Ve}^M, q_{Ve}	Schluckstrom des Motors ^d		
q_{Vs}, \dot{V}_s	Volumetrischer Verlust, Leckvolumenstrom		
Q	Wärme, Wärmemenge	MLT^{-2}	J
Re	Reynolds-Zahl	1	
Re^*, Re_{crit}	Kritische Reynolds-Zahl		
S	Kolbenhub	L	mm = 10^{-3} m
S	Umkehrspanne (Übertragungskenngröße Stetigventile)	1	%
s	Weg längs Strömungsrichtung, Stellweg	L	mm
s_b	Betätigungshub		
T, Θ	Thermodynamische Temperatur	Θ	K
T_n	= 273,15 K Normtemperatur		
$\Delta T, \Delta J$	Temperaturdifferenz		
T	Periodendauer, Schwingungsdauer, Dauer einer Umdrehung, Ersatz-Zeitkonstante	T	s
T_g	Ausgleichszeit		
T_U	Verzugszeit		
t	Zeit, Zeitspanne, Dauer	T	s
$t_A; t_{A, n}$	Anlaufzeit; Normalanlaufzeit		ms = 10^{-3} s
t_U	Umlaufzeit		min

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
T	Drehmoment	ML^2T^{-2}	Nm
T_e	Effektives Drehmoment		
T_e^M, T_e	Motor- oder Abtriebsdrehmoment ^d		kNm = 10^3 Nm
T_e^P, T_e	Pumpen- oder Antriebsdrehmoment ^d		
T_i	Theoretisches Drehmoment		
T_s	Drehmomentverlust		
T_0, T_A	Anzugs- oder Startmoment		
T_L	Lastmoment		
U_e	Elektrische Spannung	$L^2MT^{-3}I$	V
	Als Eingangsgröße u		mV = 10^{-3} V
V	Volumen	L^3	$l = 10^{-3}$ m ³
V_0	Anfangsvolumen		l
V_f	Flüssigkeitsvolumen		l
V_{ga}	Gasvolumen		l
V_g	Geometrisches Verdrängungsvolumen		cm ³ = 10^{-6} m ³
V_i	Theoretisches Verdrängungsvolumen		l
\dot{V}_{ges}	Aufgenommener Volumenstrom	L^3T^{-1}	cm ³ /s = 10^{-6} m ³ /s
\dot{V}_{St}	Steuervolumenstrom (hydraulische Kenngröße Stetigventile)		
v	Geschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
$v(y), v(r)$	Örtliche Strömungsgeschwindigkeit		
\bar{v}, \bar{v}	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Flächenmittelwert)		
v_K	Festkörper-, Wandgeschwindigkeit		
v	Momentanverdrängung	L^3	m ³ /rad
w	Energiedichte, volumenbezogene Energie	$ML^{-1}T^{-2}$	J/m ³ = N/m ²
x_A	Aufgabengröße als Ausgangsgröße v		
Y	spezifische Energie, massenbezogene Energie	L^2T^{-2}	J/kg = m ² /s ²

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
Y	Wandabstand	L	m
Z_e	Signalbereich	$L^2MT^{-3}I$	V
z	Zahl der Verdrängerelemente Kolbenzahl	1	
α	Löslichkeitskoeffizient für Luft (Bunsen-Koeffizient)	1	%
α	Schwenkwinkel	1	$1^\circ = (\pi/180)$ rad
α_1, α_2	Wärmeübergangskoeffizient	$MT^{-3}\Theta^{-1}$	W/(m ² · K)
α_a	Winkelbeschleunigung	T ⁻²	s ⁻²
α_b	Winkelverzögerung	T ⁻²	s ⁻²
α_k	Kontraktionszahl an Blenden	1	
α_D	Durchflusszahl an blendenförmigen Querschnitten	1	
α_0	Anlaufwinkelbeschleunigung	T ⁻²	s ⁻²
β, ε	Ablenkwinkel, Strömungswinkel	1	1°
δ	Schichtdicke, Grenzschichtdicke	L	$\mu\text{m} = 10^{-6}$ m
$\delta q_v, \delta T$	Ungleichförmigkeitsgrad des Volumenstroms, des Drehmoments	1	%
ε	Einstellung	1	
ε	Relative Längenänderung	1	%
ε_l	Längsdehnung		
ε_q	Querdehnung		
ζ	Druckverlustzahl	1	
η	Wirkungsgrad	1	%
η_v	Volumetrischer Wirkungsgrad		
η_{hm}	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad		
η_t	Gesamtwirkungsgrad		
η_t^T	Anlagenwirkungsgrad		

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
η_L	(Hydraulischer) Leitungswirkungsgrad		
η_V	Ventilwirkungsgrad		
η	Dynamische Viskosität	$ML^{-1}T^{-1}$	$mPa \cdot s = 10^{-3} Pa \cdot s$
ϑ	Relative Volumenminderung	1	%
ϑ, t	Celsius-Temperatur	Θ	$^{\circ}C$
ϑ_f	Flüssigkeitstemperatur		
$\Delta\vartheta_{st}$	Endtemperaturerhöhung		
κ	Isentropenexponent	1	
λ	Rohrwiderstandszahl	1	
λ	Wärmeleitfähigkeit	$MLT^{-3}\Theta^{-1}$	$W/(m \cdot K)$
ν	kinematische Viskosität	L^2T^{-1}	$mm^2/s = 10^{-6} m^2/s$
ρ	Dichte	ML^{-3}	$g/ml = 10^3 kg/m^3$
μ, f	Reibungszahl	1	
μ, ν	Poisson-Zahl	1	
σ	Normalspannung (Zug- oder Druckspannung)	$ML^{-1}T^{-2}$	$N/mm^2 = 10^6 N/m^2$
τ	Schub- oder Scherspannung	$ML^{-1}T^{-2}$	N/mm^2
τ_w	Wandschubspannung		
τ, T	Erwärmungszeitkonstante	T	s
φ	Drehwinkel, Schwenkwinkel	1	1°
φ	Phasenverschiebungswinkel	1	1°
φ	Flächenverhältnis zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange	1	
Φ_{th}	Wärmestrom	ML^2T^{-3}	W
$\chi_T, \tilde{\alpha}$	Isothermische Kompressibilität	$M^{-1}LT^2$	Pa^{-1}
ω	Winkelgeschwindigkeit	T^{-1}	rad/s

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
ω_0	Kennkreisfrequenz des gedämpften, Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Schwingers	T^{-1}	s^{-1}

Fußnoten zur Tabelle

^a Formelzeichen für physikalische Größen sind im Wesentlichen nach DIN 1304 Teil 1 (Allgemeine Formelzeichen) und Teil 5 (Formelzeichen für die Strömungsmechanik) sowie nach DIN ISO 4391 (Fluidtechnik-Hydraulik; Pumpen, Motoren und Kompaktgetriebe; Kenngrößen Begriffe, Formelzeichen) verwendet. Ferner finden weitere Normen NATG (Normenausschuss Technische Grundlagen) Verwendung, insbesondere DIN EN ISO 80000 Teil 8, DIN 1311 Teil 1 und Teil 2, DIN 1314, DIN 1341, DIN 1343, DIN EN 764 und DIN EN 1333, DIN 5483 Teil 1 und Teil 2, DIN 5485, DIN 1345, DIN EN 12723, DIN 24564 Teil 1, DIN 40200 und Normen bestimmter TC/Technisches Komitee bei ISO) insbesondere ISO 4409, ISO 4392 Teil 1 und Teil 2, ISO 80000 Teil 1. Sämtliche Formelzeichen sind direkt bei ihrem Vorkommen erklärt, in den meisten Fällen ist auch die Quelle angegeben, sofern es sich nicht gerade um DIN 1304 oder DIN ISO 4391 handelt

^b Die Dimension dim Z einer physikalischen Größe Z kann ausgedrückt werden als ein Potenzprodukt, gebildet aus den Basisdimensionen L, M, T, I, Θ , N und J, denen die Basisgrößen des SI (Länge l , Masse m , Zeit t , elektrische Stromstärke I , thermodynamische Temperatur T , Stoffmenge n und Lichtstärke I_v) zugeordnet sind; nach DIN 1313: $\dim Z = L^\alpha M^\beta T^\gamma I^\delta \Theta^\epsilon N^\zeta J^\eta$ mit den Dimensionsexponenten α bis η . Bei Größen der Dimension 1 sind alle Dimensionsexponenten null (Dimensionsprodukt = 1) Das Gleichsetzen von Einheit und Dimension ist in jedem Falle falsch. Mit Hilfe von Dimensionen lassen sich qualitative Aussagen, mittels Einheiten zusätzlich quantitative Aussagen machen. Größen (Verhältnisse) der Dimension 1 haben ein Verhältnis aus Zählereinheit und Nennereinheit gleicher Dimension. Nur wenn Zähler- und Nennereinheit ebenfalls einander gleich sind, liegt das besondere Einheitenverhältnis 1 vor. Größen dieses Einheitenverhältnisses können allein durch ihren Zahlenwert angegeben werden

^c Rechtsgrundlage für die Angabe physikalischer Größen in gesetzlichen Einheiten ist das Gesetz über Einheiten im Messwesen (BGBl. I (1969), S. 709–721, und (1985), S. 408) sowie die Ausführungsverordnung (BGBl. I (1970), S. 981–991, und (1985), S. 2272, mit Änderungsverordnung (22.3.1991)). Abgeleitete SI-Einheiten sind kohärente, d. h. mit dem Zahlenfaktor eins gebildete Produkte, Quotienten oder Potenzprodukte von SI-Basiseinheiten (m, kg, s, A, K, mol und cd). Es sind für zahlreiche abgeleitete SI-Einheiten und Einheiten außerhalb des SI besondere Namen und Einheitenzeichen eingeführt worden. Durch die Verwendung der „SI-Vorsätze“ für ausgewählte dezimale Teile und Vielfache von Einheiten erhält man häufig zweckmäßigere Einheiten, die jedoch keine SI-Einheiten sind, sondern weitere gesetzliche Einheiten, sofern diese in der genannten Ausführungsverordnung des Gesetzes über Einheiten (Einheitenverordnung) enthalten sind. Die Einheitenverordnung verweist auf DIN 1301 Teil 1 und Teil 2, aus der bestimmte, in der Fluidtechnik übliche Einheiten im Buch verwendet werden

^d Zur Unterscheidung der Kenngrößen nach Art des Geräts sind folgende hoch gesetzten Zeichen genormt (DIN ISO 4391): P Pumpe, M Motor, T Kompaktgetriebe; bzw. üblich: L Leitung, T Anlage Zur Unterscheidung der Kenngrößen nach Lage am Gerät sind folgende Indices genormt (DIN ISO 4391): 1 Einlass oder Eingang, 2 Auslass oder Ausgang, 0 Neutral

^e Mit (p_A) wird der vom Planer oder Besteller vorgesehene Bemessungsdruck (p_{rat}) der Anlage benannt (DIN 1304 Teil 1, DIN 40200). Mit gleichem Formelzeichen (p_A) wird auch der sich auf

die Betriebsbedingungen des Mediums beziehende Arbeitsdruck bezeichnet (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598). Bemessungsdruck (p_{rat}) oder auch Arbeitsdruck (p_{A}) liegen unterhalb des vom Hersteller anzugebenden Berechnungsdrucks (PR) bzw. (p_{calc}), der ein Maß für den sich auf das innen- oder außen druckbeanspruchte Bauteil beziehenden zulässigen Betriebsüberdruck (PB) bzw. ($p_{\text{e,zul}}$) sein kann. Letzterer lässt sich mit dem Nenndruck (PN) bzw. dessen Zahlenwert gleich lautend oder über Tabellenwerte verknüpfen (ISO 2944 Teil 1)

Anmerkung. *Schreibweise physikalischer Gleichungen*

Da Größengleichungen unabhängig von der Wahl der Einheiten gelten, sind die im Buch enthaltenen Gleichungen grundsätzlich in dieser, nach DIN 1313 bevorzugt anzuwendenden Schreibweise abgefasst.

Mit zunehmendem Rechnereinsatz für Auslegungs- und Optimierungsprogramme ist es jedoch zweckmäßig, sich auf bestimmte (gesetzliche) Einheiten für die Fluidtechnik festzulegen und nur die Zahlenwerte anhand von Zahlenwertgleichungen zu berechnen. Zwar ist die Zahlenwertgleichung als solche zu kennzeichnen, indem die Variablen der Zahlenwerte durch Einschließen der Formelzeichen in geschweifte Klammern dargestellt werden. Wenn jedes Missverständnis ausgeschlossen ist, dürfen nach DIN 1313 die geschweiften Klammern jedoch auch weggelassen werden.

Beim Übergang auf andere Einheiten geht man von der speziellen Art einer Größengleichung aus, die sowohl Formelzeichen als auch Produkte aus Zahlenwert und Einheit enthält. Will man den Zahlenwert $\{G\}_a$ einer Größe G , die in Einheit $[G]_a$ angegeben ist, in den Zahlenwert $\{G\}_b$ mit der Einheit $[G]_b$ umrechnen, gilt

$$G = \{G\}_b [G]_b = \{G\}_a [G]_a.$$

Beispiel: Gegeben sei die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr als Größengleichung, allgemein dargestellt als Produkt Zahlenwert mal SI-Einheit. Dabei bedeuten die Formelzeichen der beliebigen Größen (Δp_R), d , η , l Zahlenwerte – unter Weglassung der geschweiften Klammern – bezüglich der SI-Einheiten

$$v = \{v\}[v] = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^2}{\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

v kann in eine Gleichung aus beliebigen Größen mit Zahlenwerten bezüglich der üblichen gesetzlichen Einheiten für die Fluidtechnik umgerechnet werden:

a. durch Einsetzen der Einheitengleichungen

$$\begin{aligned} \text{bar} &= 10^5 \text{ Pa}; \text{ mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}; \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m} \\ v &= \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{bar mm}^2}{\text{mPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{10^5 \text{ Pa} \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} \\ &= 3,125 \frac{\Delta p_R d^2}{\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}; \end{aligned}$$

b. durch Erweitern mit den Einheitenverhältnissen

$$\begin{aligned} \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{bar}} &= 1; \frac{\text{mPa} \cdot \text{s}}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 1; \frac{10^{-6} \text{ m}^2}{\text{mm}^2} = 1 \\ v &= \frac{\Delta p_R d^2}{32 \eta l} \frac{\text{bar} \cdot \text{mm}^2}{\text{mPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{bar}} \frac{\text{mPa} \cdot \text{s}}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \frac{10^{-6} \text{ m}^2}{\text{mm}^2} \\ &= 3,125 \frac{\Delta p_R d^2}{\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}. \end{aligned}$$

Aus dem Ergebnis der Umrechnung nach a) oder b) folgt die Schreibweise Zahlenwertgleichung, die stets die zusätzliche Angabe der Einheiten erforderlich macht, für die die Zahlenwerte gelten:

$$v = 3,125 \Delta p_R d^2 / (\eta l)$$

mit v in m/s, (Δp_R) in bar, d in mm, η in mPa · s, l in m.

Inhaltsverzeichnis

1 Hydrostatische Leistungsübertragung	1
1.1 Einordnung in die Getriebesystematik: <i>Druckmittelglied, Druckmittelgetriebe, hydrostatisches Getriebe</i>	2
1.2 Hydrokreislauf als Energiepfad: <i>Wirkschema hydraulischer Schaltplan</i> ...	5
1.3 Energieumsatz längs des Energiepfads: <i>Dreiteilung des hydrostatischen Getriebes</i>	6
1.4 Verallgemeinerte Getriebekennwerte: <i>Kraftdichte, Arbeitsvolumen, Wirkungsgrad</i>	8
Literatur	10
2 Druckflüssigkeit	13
2.1 Grundlagen der Hydromechanik	14
2.1.1 Gesetze der Hydrostatik: <i>Pascalsches Gesetz, Kompressibilität, Schallgeschwindigkeit</i>	14
2.1.2 Gesetze der Hydrodynamik idealer Flüssigkeiten: <i>Kontinuitätsgleichung, Bernoullische Gleichung</i>	29
2.1.3 Gesetze der Hydrodynamik realer (newtonscher) Flüssigkeiten bei Innenströmung in Rohren: <i>Strömungsformen, Druckverluste</i>	34
2.1.4 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Funktionsspalten: <i>Parallel-, Ringspalt</i>	61
2.1.5 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Einbauteilen: <i>Drossel, Blende</i>	72
2.2 Physikalische Eigenschaften der Druckflüssigkeit	77
2.2.1 Dichte	77
2.2.2 Viskosität	79
2.2.3 Luftabscheidevermögen	84
2.2.4 Verdampfungsdruck	88

2.3	Technische Druckflüssigkeiten: <i>Stoffarten, Viskositätsklassen</i>	91
2.3.1	Druckflüssigkeiten auf Basis Mineralöl (H). <i>Hydrauliköle</i>	92
2.3.2	ISO-Viskositätsklassifikation der Druckflüssigkeiten	93
2.3.3	Schwerentflammbare Druckflüssigkeiten (HF). <i>Hydraulikflüssigkeiten</i>	94
2.3.4	Umweltverträgliche Druckflüssigkeiten (HE): <i>Biofluide</i>	97
2.4	Physikalische Kennwerte der Druckflüssigkeiten: <i>Mindestanforderungen</i>	102
2.4.1	Richtungskonstante und Viskositätsindex	103
2.4.2	Korrosionsschutzverhalten	104
2.4.3	Alterungsbeständigkeit	104
2.4.4	Verhalten gegen Dichtungswerkstoffe	105
2.4.5	Verschleißschutzverhalten	105
2.5	Verschmutzung von Druckflüssigkeiten. <i>Kontamination</i>	105
2.5.1	Feststoffverschmutzung	106
2.5.2	Gas in Öl (Luft in Öl)	108
2.5.3	Wasser in Öl	109
	Literatur	110
3	Verdrängermaschinen	115
3.1	Hydropumpen	116
3.1.1	Pumpenkenngrößen	116
3.1.2	Pumpenkennlinien	143
3.1.3	Methodische Pumpenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Nieder-/Hochdruckpumpen</i>	147
3.1.4	Pumpenbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Hubkolbenmaschinen</i>	157
3.1.5	Zahnradpumpe: <i>Außen-/Innenzahnrad-, Zahnringpumpe</i>	161
3.1.6	Flügelzellenpumpe: <i>einhubig/doppelhubig</i>	174
3.1.7	Sperrflügelpumpe: <i>doppelhubig</i>	179
3.1.8	Schraubpumpe: <i>Zwei-/Dreispindelpumpe</i>	181
3.1.9	Axialkolbenpumpe: <i>Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsenbauart</i>	183
3.1.10	Radialkolbensystem: <i>außen/innen beaufschlagt</i>	200
3.1.11	Reihenkolbenpumpe	210
3.1.12	Pulsation des Förderstroms: <i>Ungleichförmigkeitsgrad</i>	211
3.1.13	Hydroanlage als Geräuschquelle. <i>Lärmschutzmaßnahmen</i>	215
3.1.14	Hydraulikbehälter: <i>Volumen, Wärmehaushalt, Ausstattung</i>	233
3.1.15	Antriebsaggregate: <i>Klein-, Standard-, Sonderaggregat</i>	247
3.1.16	Drehzahlvariable Pumpenantriebe. <i>Hybridantriebe</i>	250

3.2	Hydromotoren	258
3.2.1	Motorkenngrößen	260
3.2.2	Motorkennlinien	265
3.2.3	Anlauf- und Langsamlaufverhalten: <i>Ungleichförmigkeitsgrad</i>	268
3.2.4	Dynamisches Verhalten: <i>dynamische Kenngrößen</i> , <i>Schwingungskennwerte</i>	276
3.2.5	Methodische Motorenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Schnell-/Langsamläufer</i>	289
3.2.6	Motorbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Hubkolbenmaschinen</i>	295
3.2.7	Zahnringmotor: <i>raumfeste/umlaufende Läuferachse</i>	296
3.2.8	Flügelzellenmotor: <i>mehrhubig</i>	299
3.2.9	Rollflügelmotor: <i>Hydrotriebemotor</i>	301
3.2.10	Axialkolbenmotor: <i>Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsen-,</i> <i>Hydrotriebemotor, Hydroachse</i>	303
3.2.11	Radialkolbenmotor: <i>innen/außen abgestützt, Hydrotriebemotor,</i> <i>Radmotor</i>	328
3.3	Hydraulische Schwenkmotoren	348
3.3.1	Motorkenngrößen	350
3.3.2	Dynamisches Verhalten: <i>Bewegungsphasen, dynamische</i> <i>Kenngrößen, Bremsphase</i>	353
3.3.3	Methodische Schwenkmotorenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Schwenkwinkel/Abtriebsmoment</i>	358
3.3.4	Schwenkmotorbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Schubkolbenmaschinen mit Umlenkmechanismus</i>	360
3.3.5	Drehflügelschwenkmotor: <i>Zwei-/Vierkammervariante</i>	360
3.3.6	Kolbenschwenkmotor: <i>Zahnstangen-, Kurvenrollen-,</i> <i>Steilgewindemotor</i>	367
3.3.7	Dreh-Hub-Zylinder: <i>Kurvenrollen, Steilgewindezylinder</i>	373
3.4	Hydrozylinder	374
3.4.1	Zylinderkenngrößen	375
3.4.2	Dynamisches Verhalten: <i>Bewegungsphasen, dynamische</i> <i>Kenngrößen, Bremsphase</i>	383
3.4.3	Methodische Zylinderauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Bewegungs-/Kraftzylinder</i>	397
3.4.4	Zylinderbauarten: <i>Einfach-/Zweifach-Schubkolbenmaschinen</i>	401
3.4.5	Tauchkolben-Zylinder: <i>Plungerkolben</i>	402

3.4.6	Einfachwirkender Zylinder: <i>Scheibenkolben</i>	403
3.4.7	Doppeltwirkender Zylinder: <i>Differenzial-/Gleichlaufzylinder</i> ..	403
3.4.8	Teleskopzylinder: <i>einfach-/doppeltwirkend</i>	413
3.4.9	Elektrohydraulische Linearantriebe: <i>Hydraulische Achsen, Servozylinder</i>	416
3.4.10	Elastische Berührungsdichtungen. <i>Hydraulikdichtungen</i>	429
Literatur		438
4	Ventile	459
4.1	Wegeventile	460
4.1.1	Nichtdrosselnde Wegeventile: <i>Schieber-/Sitzventile</i>	463
4.1.2	Drosselnde Wegeventile: <i>Fühlerventile</i>	482
4.1.3	2-Wege-Einbauventile: <i>Gesteuerte Einzelwiderstände</i>	483
4.2	Druckventile	489
4.2.1	Druckbegrenzungsventile	490
4.2.2	Druckreduzierventile: <i>Folgeventile</i>	492
4.3	Stromventile	494
4.3.1	Drosselventile	495
4.3.2	Stromregelventile: 2-Wege-/3-Wege-Stromregelventile	497
4.3.3	Stromteiler: <i>Stromteilerventil, Mehrfachstromteiler</i>	507
4.4	Sperrventile: <i>Rückschlagventile</i>	509
4.4.1	Rückschlagventile	510
4.4.2	Entsperrbare Rückschlagventile	512
4.5	Hydraulische Stetigventile: <i>elektrisch stetig ansteuerbare Ventile</i>	513
4.5.1	Stetigwegeventile: <i>elektrische Eingangs-, hydraulische Vorsteuerstufe, Kantengeometrie, Rückführungssysteme</i>	514
4.5.2	Proportional-Wegeventile: <i>einstufige, zweistufige, schnelle (Regel-) Ventile</i>	527
4.5.3	Servoventile: <i>zweistufige, dreistufige Ventile</i>	558
4.5.4	Stetigdruckventile	575
4.5.5	Stetigstromventile	581
4.6	Ventilmontagesysteme	582
4.6.1	Rohrmontage und Montagewand	584
4.6.2	Verkettungssysteme	585
4.6.3	Blockbauweise	598
Literatur		608
5	Zubehör	615
5.1	Leitungen und Leitungsanschlüsse: <i>Energieübertragung</i>	616
5.1.1	Rohrleitungen	616
5.1.2	Rohrverschraubungen	620

5.1.3	Schlauchleitungen	633
5.1.4	Trennbare Leitungsanschlüsse: <i>Hydraulikkupplungen</i>	644
5.2	Hydrospeicher: <i>Energiespeicherung</i>	647
5.2.1	Aufgaben	647
5.2.2	Bauarten und Wirkungsweise	649
5.2.3	Kenngößen und Auslegung	658
5.2.4	Dynamische Eigenschaften und Kennwerte	672
5.2.5	Varianten zur Erhöhung der Energiekapazität	675
5.2.6	Zentrale Druckflüssigkeitsversorgung: <i>Zentralhydraulik</i>	676
5.3	Hydraulikfilter: <i>Flüssigkeitsaufbereitung</i>	681
5.3.1	Arten der Feststoffverschmutzung	682
5.3.2	Reinheitsforderungen an die Flüssigkeit: <i>ISO-Reinheitsklassen</i> ...	684
5.3.3	Anforderungen an die Filter: <i>Filterkenngrößen</i>	688
5.3.4	Filterkonzept	694
5.4	Wärmetauscher: <i>Flüssigkeitsaufbereitung</i>	704
5.4.1	Luftgekühlte Ölkühler	704
5.4.2	Wassergekühlte Ölkühler	706
	Literatur	712
6	Elektrohydraulische Antriebssysteme	717
6.1	Entwicklung mechatronischer Systeme	717
6.1.1	Grundstruktur	719
6.1.2	Aktorprinzipien	724
6.1.3	Mechatronische Entwicklungsmethodik	728
6.2	Systemtechnische Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe	733
6.3	Stationäre Übertragungseigenschaften gesteuerter Antriebe	737
6.3.1	Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Systemdruck	737
6.3.2	Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom	746
6.3.3	Verdrängersteuerungen	750
6.4	Elektrohydraulische Lageregelkreise	760
6.4.1	Einführung in die mathematische Beschreibung	760
6.4.2	Modell der Regelstrecke, Kenngößen	766
6.4.3	Statisches und dynamisches Verhalten von Lageregelungen	774
6.5	Strategien zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens	783
6.5.1	Einteilung der Maßnahmen	783
6.5.2	Regler mit Zeitverhalten bei einschleifigen Lageregelkreisen	783
6.5.3	Unterlagerung von Hilfsregelgrößen	785
6.5.4	Zustandsregelung	789
6.5.5	Nichtlineare Regelungsstrategien	792
6.6	Dezentrale Steuerungssysteme mit digitalem Feldbus	795
	Literatur	802

7 Simulation elektrohydraulischer Komponenten und Systeme	807
7.1 Simulation im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme	807
7.2 Nichtlineare Dynamiksimulation mit konzentrierten Parametern	814
7.2.1 Anforderungen an multidisziplinäre Modellbildung und Simulationsoftware	814
7.2.2 Beispiele für multi-domain Simulationswerkzeuge	824
7.2.3 Simulationsbeispiele	834
7.3 Numerische Strömungsberechnung (CFD)	853
7.3.1 CFD in der Hydraulik	853
7.3.2 Diskretisierung des Strömungsgebiets	854
7.3.3 Turbulenzmodellierung	856
7.3.4 Modellierung von Kavitation	859
7.3.5 Anwendungsbeispiele	860
7.3.6 Rechnergestützte Simulation von Tribosystemen	866
7.4 Numerische Optimierung fluidtechnischer Systeme	869
7.4.1 Formalisierung der Systembeschreibung	869
7.4.2 Parameterbasierte Optimierungsverfahren	873
7.4.3 Optimierung am Beispiel eines Tauchspulenreglers	875
Literatur	880
8 Sicherheit von Maschinen mit hydraulischem Antriebssystem	885
8.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen und Normen	885
8.2 Verfahren zur Risikominderung und sicherheitstechnischer Entwurfsprozess	889
8.3 Funktionale Sicherheit bei mechatronischen Systemen	892
8.3.1 Zuverlässigkeit ($MTTF_d$)	894
8.3.2 Kategorie (Grundtypen)	896
8.3.3 Diagnose Deckungsgrad (DC)	896
8.3.4 Fehler gemeinsamer Ursache (CCF)	898
8.4 Entwurf einer Sicherheitsfunktion am Beispiel einer Drehmaschine	898
8.5 Integrierte Sicherheit, neue Sicherheitskonzeptionen	908
Literatur	911
9 Hydraulische Antriebe und Steuerungen im Maschinen- und Fahrzeugbau	913
9.1 Anwendungsbeispiele im stationären Maschinenbau	913
9.1.1 Aufbereitungs- und Entsorgungstechnik: <i>Rohrmühle, Schredder,</i> <i>Innenknetter</i>	914
9.1.2 Hütten- und Walzwerke	917
9.1.3 Spanende Werkzeugmaschinen	920
9.1.4 Umformende Werkzeugmaschinen	924
9.1.5 Prüfstände und Simulatoren	932

9.2	Anwendungsbeispiele in mobilen Arbeitsmaschinen	941
9.2.1	Hydrostatischer Fahrantrieb	941
9.2.2	Hydraulik in der Arbeitsausrüstung	948
9.2.3	Fahrzeug-Management-System	954
9.2.4	Bagger und Radlader	956
9.2.5	Hebezeuge und Fahrzeugkrane	960
9.2.6	Landmaschinen	964
9.3	Montage- und Handhabungseinrichtungen	970
9.4	Hydraulik in Kraftfahrzeugen	978
9.4.1	Automatgetriebe	978
9.4.2	Fahrassistenzsysteme und Stoßdämpfer	979
	Literatur	986
	Sachverzeichnis	997

Zusammenfassung

Einführend wird die *hydraulische Leistungsübertragung* dargelegt und nach *hydrodynamischer* und *hydrostatischer Art* unterschieden. Vertiefend wird die hydraulische Leistungsübertragung auf ihre Zweckbestimmung hin betrachtet, die sich vornehmlich auf getriebetechnische Aufgaben zurückführen lässt. Der Wirkzusammenhang zwischen geläufiger mechanischer und behandelter hydraulischer Leistungsübertragung erschließt sich, indem der Bezug zur *Getriebetechnik* aus den Wirkprinzipien stromgebundener Energieübertragung systematisch hergeleitet wird. Erfolgt die Übertragung durch die spezifische Druckenergie, also hydrostatisch, findet sich die kraftleitende Entsprechung in der „flüssigkeitsgefüllten Rohrleitung“. Diese leitet nur Druckkräfte und ordnet sich in die Getriebesystematik als *Druckmittelglied* ein. Wird letzteres zum *Druckmittelgetriebe*, des weiteren zum *hydrostatischen Antrieb* vervollständigt, lassen sich vielfältige Übersetzungs- und Bewegungsaufgaben im Sinne eines *Zwischengetriebes* ausführen. So kann der hydrostatische Antrieb als stufenloser Drehmomentwandler oder als ungleichmäßig übersetzender Bewegungsumformer eingesetzt werden. Darüberhinaus weist das flüssige Druckmittel prinzipbedingte Vorzüge auf wie „hohe Kraftdichte“ und „freizügige Anordnung“ der Getriebeteile. Kombiniert man den hieraus folgenden kleinen Bauraum und die aufgelöste Bauweise mit der hohen Flexibilität eines *gesteuerten Antriebs*, ergeben sich für mobile wie stationäre Anwendungen Antriebslösungen von hoher technisch-wirtschaftlicher Wertigkeit. Der *hydraulische Schaltplan* dient zugleich als Wirkschema des Energiepfads, längs dessen die Gliederung des hydrostatischen Antriebs erfolgt. Die Dreiteilung in die Getriebeteile generatorisch, konduktiv und motorisch verdeutlicht den Wirkzusammenhang des Energieübertragers und erleichtert den Vergleich zu anderen Getriebearten.

1.1 Einordnung in die Getriebesystematik: *Druckmittelglied, Druckmittelgetriebe, hydrostatisches Getriebe*

Die *Ölhydraulik* ist der Zweig der neuzeitlichen Fluidtechnik, der *flüssige Druckmedien* – herkömmlich Mineralöl – benutzt, um Leistung zu übertragen und Bewegungen zu erzeugen.

In Hydraulikanlagen wird Energie durch eine unter Druck stehende Flüssigkeit innerhalb eines Kreislaufs geleitet, gesteuert oder geregelt, wie DIN ISO 1219 Teil 1 definiert.

Die entsprechende Leistung wird durch Verschiebearbeit übertragen, indem man Effekte und Gesetzmäßigkeiten der Hydrostatik nutzt, d. h. solche der Fluidmechanik vorwiegend an gleichförmig bewegten Flüssigkeiten. Hierbei ist die spezifische Druckenergie, nicht die spezifische Geschwindigkeitsenergie, s. Abschn. 2.1.2.2, die vorherrschende stromgebundene Energieform. Man spricht daher von *hydrostatischer Leistungsübertragung*, die von der hydrodynamischen zu unterscheiden ist.

Die hydraulische Leistungsübertragung gehorcht im Grundsatz der Theorie der *Getriebetechnik*.

Hydraulische Getriebe (Flüssigkeitsgetriebe) unterscheiden sich von mechanischen Moment-Drehzahl-Wandlern prinzipbedingt durch einen größeren Übersetzungsbereich und ein geringeres leistungsbezogenes Gewicht. Wegen des zweimaligen Wechsels der Energieform ist ihr Wirkungsgrad allerdings niedriger als der mechanischer Getriebe.

Bindet man die hydrostatischen Antriebe in die *Getriebesystematik* ein (VDI 2127), erhält man eine Verständigungsbrücke zwischen Konstrukteur, Hydrauliker und Getriebe-techniker.

Für die Auswahl geeigneter Getriebebauformen sind Getriebeatlanten gebräuchlich, deren Ordnungsprinzipien auf kennzeichnenden Merkmalen der Bauform oder des Bewegungsgesetzes beruhen. So lassen sich anhand von Kurventafeln mehrere Getriebe-kennwerte gleichzeitig erfassen und günstige Lösungsbereiche einfach auffinden [1, 2]. Dem Vorteil solcher Lösungssammlungen, geringere Vorkenntnisse bei der Lösungssuche vorauszusetzen, steht der Nachteil einer zeitaufwändigen Lösungsermittlung durch den Konstrukteur gegenüber [3]. Dem begegnen getriebetechnische Konstruktionskataloge durch einen an der Konstruktionsmethodik orientierten Aufbau (VDI 2222, Bl. 2), der das Suchen, Bewerten und Auswählen von Lösungen erheblich erleichtert (VDI 2727, Bl. 1).

Die Vollständigkeit der in diesen Katalogen angebotenen Lösungsvarianten, etwa für die Erzeugung einer bestimmten Bewegungsform, beschränkt sich allerdings auf Mechanismen und Getriebe, z. B. auf mehrgliedrige Gelenkgetriebe, Kombinationen aus Gelenk- und Rädergetrieben sowie Kurvengetriebe. So verschafft die systematisch aufgebaute Getriebebauform-Sammlung für das Erzeugen hin- und hergehender Schubbewegungen (VDI 2727, Bl. 2) einen Überblick lediglich über „mechanische Huberzeuger“, obgleich die angegebenen Zugriffsmerkmale nicht minder auf „fluidtechnische Huberzeuger“ zutreffen. Es sind daher hier *Konstruktionskataloge für „hydraulische Drehwinkel- und Huberzeuger“* aufgestellt worden, Abschn. 3.3.3 bzw. 3.4.3. Die Kataloge erleichtern für die geforderten Antriebsfunktionen „Wechselsinnig Drehen oder Schieben“ die Schwenkmotor-

bzw. Zylinderauswahl durch methodisches Vorgehen und zeigen als Ergänzung zu getriebetechnischen Konstruktionskatalogen Parallelen zwischen den Disziplinen auf.

Getriebesystematik Ein Getriebe (kinematische Kette) besteht aus wenigstens drei durch Elementepaare (Gelenke) miteinander beweglich verbundenen Gliedern, wovon eines mit einem ruhenden Bezugssystem (Gestell) verbunden ist. Die Getriebeart „Gelenkgetriebe“, etwa die Kurbelschwinge, leitet sich aus der kinematischen Kette mit vier Drehgelenken her. Kraft und Bewegung werden vom umlaufenden Antriebsglied Kurbel in das Getriebe eingeleitet, über das Übertragungsglied „Koppel“ geleitet, schließlich nach Umformung durch das Abtriebsglied „Schwinge“ an die Arbeitsmaschine abgegeben.

Das *Übertragungsglied* ist weder An- noch Abtriebsglied, sondern leitet mechanische Energie. Dieses Zwischenglied eignet sich zur Eingliederung von Flüssigkeitsgetrieben in die Getriebesystematik, wenn man auch die hydraulische Energieform zur Übertragung zulässt.

Die in mechanischen Getrieben gelenkig verbundenen Glieder sind feste Körper, die man in der Regel als starr ansieht. Um eine Drehbewegung zwischen parallelen Wellen mit größerem Achsabstand zu übertragen, greift man auf biegeschlaffe oder -weiche Körper als Zugmittel zurück. Ketten und Riemen sind Übertragungsglieder, die nur Zugkräfte F_{trc} übertragen und daher Zugmittelglieder genannt werden. Wenigstens ein Zugmittelglied mit mindestens zwei form- oder reibschlüssigen Elementepaaren (Zugmittelgelenken), Kette um Rad bzw. Riemen auf Scheibe, ergeben ein Zugmittelgetriebe.

Die Drehbewegung kann auch durch aneinander grenzende Schubglieder (Stahl lamellen), die Längsbewegung durch wälzgeführte Zentrallamelle oder durch Druckflüssigkeit übertragen werden. Allen Druckmitteln ist gemeinsam, dass sie als vielgliedriger Starrkörper, als elastischer Verformungskörper oder als annähernd volumenbeständiger, fließfähiger Stoff nur Druckkräfte F_{pre} leiten. Hierzu ist das Druckmittel durch allseitig stützende Umhüllung zu führen. Die Umhüllung, z. B. Stahlband, Stahlschlauch oder Stahlrohr, formt das Übertragungsglied zum **Druckmittelglied** (VDI 2127), Abb. 1.1.

Das *Endlos-Druckmittelglied* „Schubgliederband“ läuft zwischen zwei Keilscheiben in einer Ebene und überträgt die Energie stetig für eine kontinuierliche Abtriebsbewegung über mittlere Achsabstände. Geführt zwischen Scheiben veränderbaren Durchmessers (Kegelscheiben) wird dieses Zwischenglied in Drehzahlwandlern (Ganzmetall-Umschlingungsgetrieben) für Kraftfahrzeuge, also in CVT-(Continuously Variable Transmission-) Getrieben eingesetzt [4], Abb. 1.1a.

Das *nicht-rückkehrende Druckmittelglied* „Druckbetätigung“ verbindet durch wälzgeführte Zentrallamelle zwei Endarmaturen, ist auf Grund flexibler Innenteile räumlich verlegbar und überträgt Energie unstetig durch lineare Stellbewegung über mittlere Entfernungen. Angeschlossen an Geber- und Nehmerelement (Hebel, Pedal) dient das Zwischenglied zur mechanischen Fernbetätigung in Land- und Baumaschinen [5], Abb. 1.1b.

Das *biegeumformbare Druckmittelglied* „Flüssigkeit in Rohrleitung“ verbindet durch das im abgedichteten Raum geführte Flüssigkeitsvolumen die Verdrängerzellen von Pumpe

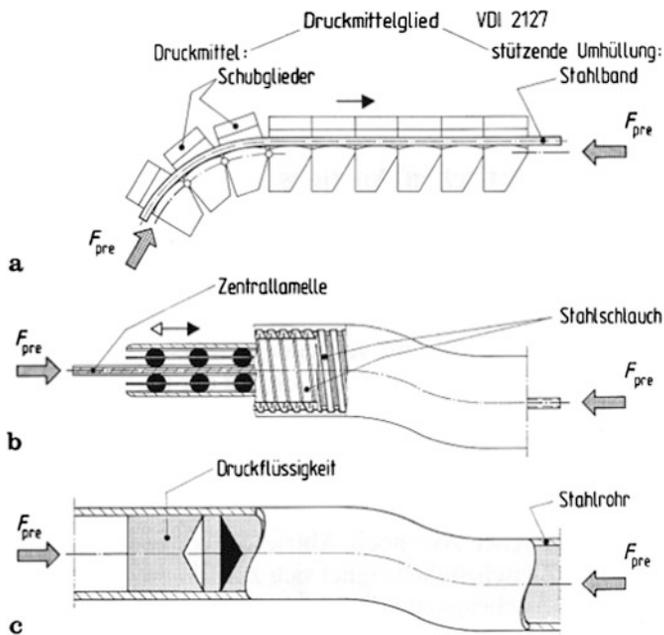


Abb. 1.1 Druckmittelglieder, ausgeführte Lösungen. **a** Keilscheiben umschlingendes Van-Doorne-Schubgliederband [4]. **b** Wälzgeführte Druck-Zug-Betätigung (Zug-Druckmittelglied), Bauart Flexball, Vofa [5]. **c** Fluid „Druckflüssigkeit“ in Rohrleitung

und Motor, ist auf Grund leichter Umlenkbarkeit von Fluiden durch Biegen von Rohren räumlich verlegbar und überträgt Energie unzeitig durch einen geleiteten Flüssigkeitsstrom über mittlere Entfernungen, Abb. 1.1c.

Gegeneinander bewegliches Druckmittelglied und Verdrängerzelle berühren sich im *kraftschlüssigen (offenen) Elementepaar* „Verdrängerelement (Kolben) in Druckflüssigkeit“ unter statischem Druck. Die Berührung von festem und flüssigem Element wird durch äußere Kolbenkraft gesichert, das sich flächenförmig berührende Elementepaar überträgt die Gelenkkraft normal zur wirksamen Fläche (Kolbenfläche) nur in einer Richtung (Druckkraft) nach dem hydrostatischen Gesetz von *Pascal*. Wenigstens eine Leitung mit mindestens zwei unter statischem Druck beaufschlagten Kolben ergeben ein **Druckmittelgetriebe** (VDI 2127). Es dient mit ungleichen Wirkflächen als Kraftwandler, Abb. 1.2a.

Auf Grund der Verzweigarkeit von Fluiden lässt sich das aus dem Druckmittelglied austretende Flüssigkeitsvolumen auf mehrere kraftschlüssige Elementepaare verteilen bzw. beim Einlauf vereinigen, indem man eine endliche Zahl an Verdrängerelementen radial oder axial um eine Achse anordnet. Man gelangt damit zur Verdrängermaschine mit phasenversetzt parallelen Verdrängerzellen. Das Zusammenschalten von Verdrängerpumpe und Verdrängermotor lässt über einen rückkehrenden Flüssigkeitsstrom stetige Energieübertragung für kontinuierliche Abtriebsbewegung zu. Bei Flüssigkeitsstromumlauf

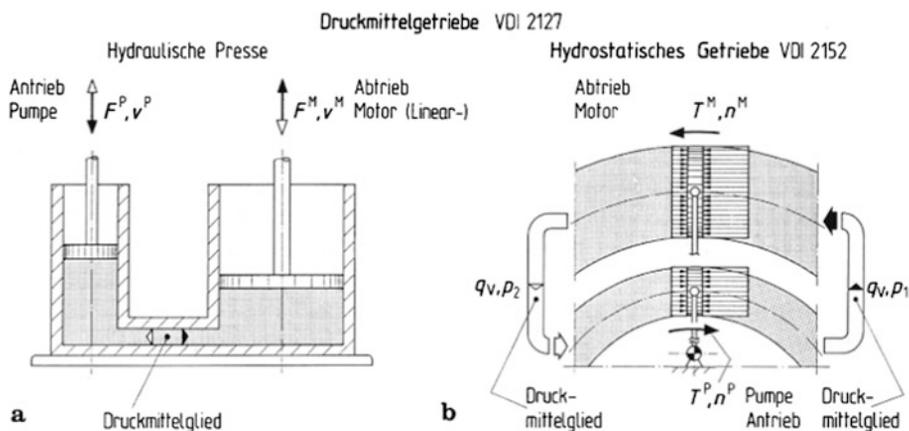


Abb. 1.2 Energieübertragung nach dem Verdrängerprinzip durch: **a** Druckmittelgetriebe für diskontinuierliche (wechselsinnige) Bewegung. **b** Hydrostatisches Getriebe für kontinuierliche (gleichsinnige) Bewegung

über ein zweites Druckmittelglied ergibt sich das im geschlossenen Kreislauf arbeitende **hydrostatische Getriebe** (VDI 2152). Es dient mit ungleichen Verdrängerräumen als Drehmomentwandler, Abb. 1.2b. Auf Grund der Dosierbarkeit von Fluiden führt die stetige Hubverstellung auf ein veränderbares Verdrängungsvolumen für stufenlose Übersetzungsänderung (Verdrängersteuerung).

Von Druckkraft leitenden festen Körpern unterscheidet sich die Druckflüssigkeit durch die Vielfalt kinematisch umsetzbarer Eigenschaften. Auf Grund der beliebigen Umlenkbarkeit, Übertragbarkeit über mittlere Entfernungen, Verzweigbarkeit und Dosierbarkeit von Fluiden ist der hydrostatische Antrieb eine höchst vielseitige getriebetechnische Variante. So können flüssigkeitsgebundene Energieströme nicht nur gleichmäßig übertragen, geteilt oder stufenlos gewandelt werden, z. B. im hydraulischen Fern-, Verteil- und Verstellgetriebe, sondern ebenso Bewegungen umgeformt werden, z. B. als hydraulischer Drehwinkel- und Huberzeuger [6, 7].

1.2 Hydrokreislauf als Energiepfad: *Wirkschema hydraulischer Schaltplan*

Die Darstellung des Wirkungsablaufs in hydraulischen Anlagen erfolgt geräteorientiert mittels grafischer Symbole für sämtliche Geräte und deren Verbindungen (DIN ISO 1219 Teil 1). Diese werden zu Schaltplänen verwendet (DIN ISO 1219 Teil 2), die Hydraulikkreisläufe für alle Steuerungs- und Bewegungsabläufe erkennen lassen [8–10]. Schaltpläne sind übersichtlich und mit einfacher Leitungsführung anzulegen,