



paul forrer

support beiträge

Gerne geben wir unser Wissen weiter



Paul Forrer AG

Wissen & Praxis

Inhaltsverzeichnis

HYDRAULIK-KOMPONENTEN

Korrekte Auslegung von Hydraulik-Zahnradpumpen	06
Berechnung für Hydraulikzylinder	07
Anwendung des D-Wertes in der Anhängetechnik	08
Unterschied von Senkbremshalteventil und Sperrblock	09
Einbauhinweise für Axial- und Radialkolbenpumpen und -motoren	10
Anwendungstipps für Seilwinden	11
Proportionalverstärker	12
Korrekte Auslegung des Hydraulikölbehälters	13
Korrekte Auslegung des Fahrantriebs	14
Wirkungsweise von Überlastkupplungen	15
Die Bedeutung der Reinheit von Hydrauliköl	16
Anwendung und Funktionsweise von Druckspeichern	17
Die richtige Wahl eines Teleskopzylinders	18
Richtiges Entlüften von Hydrauliksystemen	19
Flow-sharing – Synchronisation auch bei Unterversorgung	20
Auslegen eines Ölkühlers	21
Pumpen-Auswahl für mein Nutzfahrzeug – worauf kommt es an?	22
Zahnradpumpe defekt? – Kein Typenschild vorhanden?	24

HYDRAULIK / ANTRIEBSTECHNIK / LEITUNGSTECHNIK

Korrekte Auslegung von Hydraulikleitungen	25
ISO 18752 löst SAE- und EN-Norm ab	26
Die Lebensdauer von Hydraulikschläuchen	27

RATGEBER BREMSEN

Hydraulische Bremsen oder Druckluftbremsen	28
Zusammenhang zwischen Abbremsung z und max. Bremsverzögerung a_{max}	30
Neue Anforderungen an Fahrzeuge	32
Neue Anforderungen an Anhänger-Bremsanlagen (P2L und H2L)	34
Wartungsarbeiten an der Druckluftanlage	36

MOTORGERÄTE

Leistung und Kraft eines Akku berechnen	38
---	----

KORREKTE AUSLEGUNG von Hydraulik-Zahnradpumpen

Das in ölhydraulischen Anlagen am meisten angewendete Pumpenprinzip ist die Zahnradpumpe. Sie ist einfach im Aufbau, zuverlässig im Betrieb und stellt die preiswerteste Lösung zur Druckerzeugung dar.

Aussenzahnradpumpen arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Das pro Radumdrehung verdrängte Volumen wird als geometrisches Fördervolumen (V_u) bezeichnet. Dieser Wert dient auch der Kennzeichnung der Pumpengrösse oder wird aufgeführt als Fördervolumen pro Umdrehung (cm^3/U) in unseren technischen Unterlagen. Erst nach Vorgabe äusserer Belastungen z. B. durch Förderhöhen, Ausflusswiderstände, Leitungselemente usw. stellt sich der «Gegendruck» ein. Diesen Widerstand nennt man Arbeitsdruck.

Berechnung von Pumpen

Bei der Auslegung von Pumpen werden folgende Grössen berechnet:

V_u (cm^3/U)	Verdrängungsvolumen
Q (L/min)	Förderstrom
P (bar)	Druck
M (NM)	Antriebsmoment
N (U/min)	Antriebsdrehzahl
P (KW)	Antriebsleistung

Hierbei sind die folgenden Wirkungsgrade zu berücksichtigen:

η_v volumetrischer Wirkungsgrad (ca. 90–95%)

η_t Gesamtwirkungsgrad (ca. 85–90%)

Der volumetrische Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis von effektivem (tatsächlich aufgenommenem oder abgegebenem) Volumenstrom zum theoretischen Volumenstrom aufgrund der Verdrängungskinetik und der Drehzahl. Zusammen mit dem mechanischen Wirkungsgrad (pumpeninterne Reibung) erhält man den Gesamtwirkungsgrad.

In den folgenden Formeln sind die Zusammenhänge beschrieben. Korrekturfaktoren zur Anpassung an die in der Praxis üblichen Masseinheiten sind darin enthalten.

Für eine korrekte Identifikation von Zahnradpumpen stellen wir Ihnen gerne unser **Identifikations-Formular** zur Verfügung.

Dieses können Sie auch auf unserer Internetseite www.paulforrer.ch bequem herunterladen. ■

$$Q = \frac{V \cdot N \cdot \eta_v}{100000}$$

$$Q = \frac{10.8 \cdot 1500 \cdot 95}{100000} = 15.39 \text{ L/min}$$

$$V = \frac{Q}{N \cdot \eta_v} \cdot 100000$$

$$V = \frac{15.39}{1500 \cdot 95} \cdot 100000 = 10.8 \text{ cm}^3$$

$$N = \frac{Q}{v \cdot \eta_v} \cdot 100000$$

$$N = \frac{15.39}{10.8 \cdot 95} \cdot 100000 = 1500 \text{ U/min}$$

$$P = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_t}$$

$$P = \frac{200 \cdot 15.39}{6 \cdot 90} = 5.7 \text{ KW}$$

$$Q = \frac{6 \cdot p \cdot \eta_t}{p}$$

$$Q = \frac{6 \cdot 5.7 \cdot 90}{200} = 15.39 \text{ L/min}$$

$$p = \frac{6 \cdot p \cdot \eta_t}{Q}$$

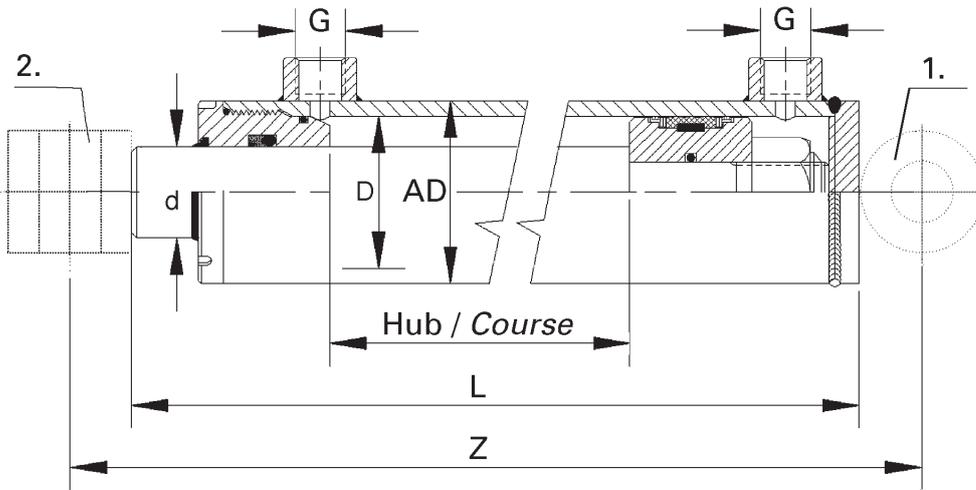
$$p = \frac{6 \cdot 5.7 \cdot 90}{15.39} = 200 \text{ bar}$$



Korrekturer Einbau und Inbetriebnahme einer Hydraulikpumpe

1. Drehrichtung prüfen
2. Pumpe vor Einbau mit dem Medium füllen.
3. Die Rohrleitungen sind vor dem Einbau von Schmutz, Zunder, Sand, Späne usw. zu säubern. Geschweisste Rohre müssen besonders gründlich gereinigt werden.
4. Das Vorbefüllen aller Leitungen mit dem Medium wird empfohlen.
5. Bei der ersten Inbetriebnahme empfiehlt es sich, zur Entlüftung den Druckanschluss zu lösen.
6. Beim Spritzen und Streichen mit Lacken, muss die Wellendichtung zwingend abgedeckt werden.
7. Vor der Inbetriebnahme ist sicherzustellen, dass ein Druckbegrenzungsventil das System absichert. Während dem Betrieb dürfen die maximalen Kenndaten der Pumpe nicht überschritten werden.

BERECHNUNG für Hydraulikzylinder



Doppelwirkender Zylinder

Hydraulikzylinder sind heute nicht mehr wegzudenkende Schwerarbeiter in beinahe jeder Hydraulikanlage. Ob in Land-, Bau-, Kommunal- oder anderen Maschinen: Im Einsatz setzen sie rein physikalisch gesehen hydraulische Leistung in mechanische Linearbewegungen um.

Sie finden in dieser Rubrik die wichtigsten Berechnungsformeln für die Auslegung und Dimensionierung von Hydraulikzylindern. Dabei ist uns wichtig, Ihnen die Formeln mit den in der Praxis verwendeten Kenngrößen wie bar, dN(kg), mm, etc. zu zeigen. Damit wird es für sie sehr einfach, einen Zylinder auf Ihre Bedürfnisse auszuwählen.

D	= Kolbendurchmesser	Ø in mm
d	= Kolbenstangendurchmesser	Ø in mm
A	= Kolbenfläche	in cm ²
p	= Druck	in bar
F	= Kraft	dN (≙ kg)
h	= Hub	in mm
η_{hm}	= Wirkungsgrad hydr.-mechanisch	0,85–0,95

Grundgleichung:

$$F = p \times A = dN \quad p = \frac{F}{A} = \text{bar} \quad A = \frac{F}{p} = \text{cm}^2$$

Druckkraftberechnung (F_d):

$$F_d = \frac{p \times D^2 \times 0,785 \times \eta_{hm}}{100} = dN \quad p = \frac{F_d \times 100}{0,785 \times D^2} = \text{bar} \quad D = \sqrt{\frac{F_d \times 100}{0,785 \times p}} = \text{Ø mm}$$

$$F_z = \text{Zugkraft} = \frac{p \times (D^2 - d^2) \times 0,785 \times \eta_{hm}}{100} \quad dN$$

$$A = \text{Kolbenfläche} = \frac{D^2 \times 0,785}{100} \quad \text{cm}^2$$

$$A_r = \text{Ringfläche} = \frac{(D^2 - d^2) \times 0,785}{100} \quad \text{cm}^2$$

$$v = \text{Hubgeschwindigkeit} = \frac{h}{t \times 100} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{A \times 6} \quad \text{m/sec.}$$

$$t = \text{Hubzeit} = \frac{A \times h \times 6}{Q \times 1000} \quad \text{sec.}$$

$$V = \text{Hubvolumen} = \frac{A \times h}{10\,000} \quad \text{Ltr.}$$

$$Q = \text{Volumenstrom} = A \times v \times 6 \quad \text{oder} \quad \frac{V \times 60}{t} \quad \text{L/min.}$$



ANWENDUNG DES D-WERTES in der Anhängertechnik



Die Werte entsprechen der technisch möglichen Anhängelast der Kupplungen und müssen mit den erlaubten Gesamtlasten von Anhänger und Zugfahrzeug, der jeweiligen Länder abgestimmt werden. In der Schweiz sind Gesamtlasten von 40t im Straßenverkehr zugelassen. Der D-Wert einer Anhängerkupplung beschreibt die theoretische Deichselkraft zwischen

Zugfahrzeug und Anhänger und dient als Berechnungsgrundlage für die zulässige Anhängelast. Unter anderem gilt er als rechnerischer Vergleichswert von Kräften zwischen sich bewegenden Massen. Zur Ermittlung des D-Wertes müssen die zulässigen Gesamtgewichte des Zugfahrzeugs und des Anhängers herangezogen werden.

Der D-Wert (die Deichselkraft) einer Anhängerkupplung ist die Berechnungsgrundlage für die zulässige Anhängelast. Einmal durch eine geeignete Konstruktion bestimmt und geprüft, bleibt er unveränderlich. Das Gesamtgewicht des Zugfahrzeugs und die Anhängelast sind veränderliche Werte, wobei zu beachten ist, dass Chassishersteller und deren Peripherie das Gesamtgewicht eines Zuges begrenzen.

Bestimmung von: maximaler Anhängelast, D-Wert, Gesamtgewicht Zugmaschine

D-Wert (kN)	Gesamtmasse Zugmaschine / Zugfahrzeug (t)																							
	5,0	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	
40	22,1	16	12,7																					
42	29,8	19,3	14,9	12,5																				
44	43,6	24,3	17,8	14,5	12,5																			
46		31,8	21,5	16,8	14,2	12,5																		
48		44,3	26,5	19,8	16,3	14,1	12,6																	
50		69,5	33,9	23,6	18,7	15,9	14,0	12,7																
52		146	45,4	28,7	21,8	18,1	15,7	14,1	12,9															
54			66,6	35,9	25,8	20,7	17,6	15,6	14,2	13,1	12,2													
56			46,8	30,9	23,9	19,9	17,4	15,6	14,3	13,3	12,5													
58				38,0	27,9	22,7	19,4	17,2	15,7	14,5	13,5	12,8	12,2											
60				48,4	33,1	26,0	21,8	19,1	17,2	15,7	14,6	13,8	13,1	12,5										
62				65,0	40,1	30,1	24,6	21,2	18,9	17,2	15,9	14,9	14,0	13,4	12,8									
64				95,0	50,1	35,3	26,1	23,7	20,8	18,8	17,2	16,0	15,1	14,3	13,6	13,1								
66				173	65,3	42,3	32,3	26,6	23,1	20,6	18,7	17,3	16,2	15,3	14,6	13,9	13,4							
68					91,4	51,9	37,5	30,2	25,6	22,6	20,4	18,7	17,4	16,4	15,6	14,8	14,2							
70					66,0	44,4	34,4	28,7	24,9	22,3	20,3	18,8	17,6	16,6	15,8	15,1	14,6							
72					88,8	53,7	39,7	32,3	27,6	24,4	22,1	20,3	18,9	17,8	16,9	16,1	15,4	14,9						
74						67,0	46,6	36,6	30,7	26,8	24,0	21,9	20,3	19,0	18,0	17,1	16,4	15,7	15,2					
76						87,4	55,6	41,9	34,3	29,6	26,2	23,7	21,9	20,4	19,2	18,2	17,3	16,6	16,0					
78						123	68,2	48,7	38,8	32,7	28,7	25,8	23,6	21,8	20,5	19,3	18,4	17,6	16,9					
80							86,8	57,6	44,2	36,5	31,5	28,0	25,5	23,5	21,9	20,6	19,5	18,6	17,9	17,2				
82							117	69,5	50,9	40,9	34,8	30,6	27,5	25,2	23,4	21,9	20,7	19,7	18,9	18,1				
84							86,7	59,5	46,4	36,6	33,5	29,9	27,2	25,1	23,4	22,0	20,9	20,0	19,1	18,4				
86								71,0	53,1	43,1	36,9	32,5	29,4	26,9	25,0	23,5	22,2	21,0	20,2	19,4				
88								87,1	61,5	48,6	40,8	35,5	31,8	28,9	26,7	25,0	23,5	22,3	21,3	20,4				
90									72,6	55,2	45,4	39,0	34,5	31,1	28,6	26,6	25,0	23,6	22,5	21,5				
92									87,7	63,6	50,8	42,9	37,6	33,7	30,7	28,4	26,6	25,0	23,7	22,7				
94										94,3	57,4	47,5	41,0	36,4	33,0	30,3	28,2	26,5	25,0	23,8				
96											65,6	53,0	45,0	39,5	35,5	32,5	30,1	28,1	26,5	25,2				
98											76,0	59,6	49,7	43,1	38,4	34,8	32,1	29,9	28,1	26,6				
100												67,7	55,2	47,2	41,6	37,4	34,3	31,8	29,7	28,0				
102													61,8	51,9	45,2	40,4	36,7	33,8	31,5	29,6				
104														57,4	49,3	43,6	39,4	36,1	33,5	31,4				
106															54,1	47,3	42,4	38,6	35,6	33,2				
108																51,5	45,7	41,3	37,9	35,2				
110																	49,4	44,4	40,5	37,4				
112																		47,7	43,3	39,8				

Als weitere wichtige Grösse ist der S-Wert (Stützlast) einer Anhängervorrichtung zu beachten. Dieser wird auf Grund der Bauart und Festigkeit eines Fahrzeuges oder eines Bauteiles von dessen Hersteller definiert und freigegeben.

Der D-Wert (D), welcher in kN (Kilonewton) ausgewiesen wird, ist die maximale Zugkraft, an der Deichsel eines Anhängers. Errechnet wird er aus dem Gesamtgewicht des Zugfahrzeugs (T) und dem Gesamtgewicht des Anhängers (R). Für die Berechnung benötigt man noch die Erdbeschleunigung von 9,81 m/s² (g). Der errechnete D-Wert darf gleich oder kleiner dem D-Wert der Kupplung / Anhängervorrichtung sein.

Die Formel für die Berechnung lautet:

$$D = g \times ((T \times R) / (T + R))$$



UNTERSCHIED VON Senkbremshalteventil und Sperrblock

Die Paul Forrer AG führt eine grosse Auswahl unterschiedlicher Ventile für das Halten und kontrollierte Ablassen von Lasten (Lasthalteventile). Die Vielzahl dieser unterschiedlichen Ventile macht es aber schwierig, die richtige Wahl zu treffen. Wir bringen Klärung.

Lasthalteventile können direkt an Zylinder und Motoren oder in ihrer Nähe eingebaut werden. Sie bieten einen Schutz gegen Rohrbruch und erhöhen die Steifigkeit des Antriebs. Es werden zwei verschiedene Arten unterschieden:

Entsperrbare Rückschlagventile mit drei Anschlüssen sind nichtregelnde, schaltende Ventile mit freiem Durchlass von «Anschluss Ventil» nach «Anschluss Last». In umgekehrter Richtung sind die Ventile geschlossen bis ein zum Lastdruck direkter proportionaler Steuerdruck am «Pilot-Anschluss» das Ventil öffnet (je höher der Lastdruck, um so höher der zum Öffnen erforderliche Steuerdruck). Sie schliessen mit einer Leckrate von Null oder nahezu Null über längere Zeiträume und sind daher für viele Lasthalteanwendungen geeignet. Nicht geeignet sind sie für negative (ziehende) Lasten, die ein Absinken des Steuerdruckes bewirken.

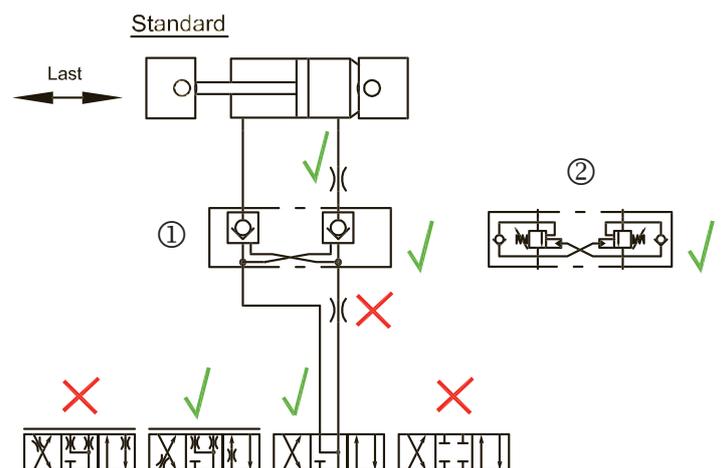
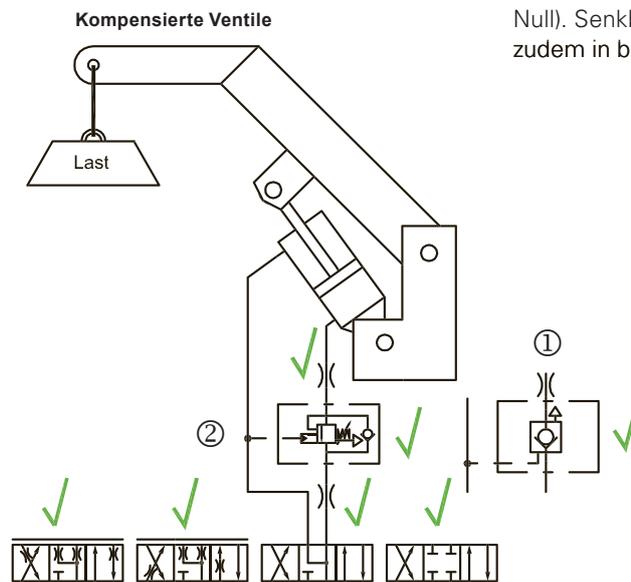
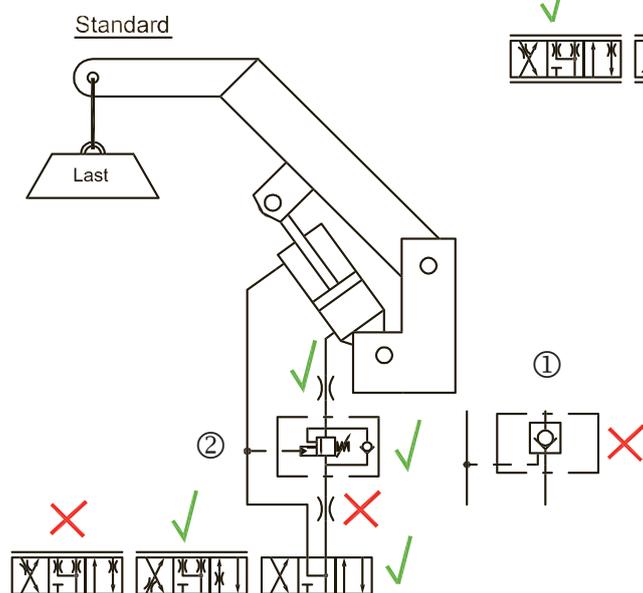
Ohne Steuerdruck schliesst das Ventil, bis wieder ein entsprechender Steuerdruck aufgebaut ist. Dies führt zu einer ruckartigen Bewegung. Entsperrbare Rückschlagventile dürfen nicht an zwei parallel geschalteten Zylindern eingesetzt werden. Der Steuerdruck öffnet das Ventil mit der niedrigeren Last zuerst, wodurch sich die Gesamlast auf den anderen Zylinder verlagert und sich der Lastdruck verdoppelt. Sie eignen sich auch nicht für Hydraulikmotoren mit interner Leckage.

Senkbremshalteventile mit drei Anschlüssen sind proportional regelnde Ventile mit freiem Durchfluss von «Anschluss Ventil» nach «Anschluss Last». In umgekehrter Richtung sind die Ventile geschlossen bis ein zum Lastdruck umgekehrt proportionaler Steuerdruck an «Anschluss Pilot» angelegt wird (je höher der Lastdruck, um so geringer der zum Öffnen erforderliche Steuerdruck).

Die Ventile wirken wie ein Rückschlagventil für freien Durchfluss in der einen und wie ein Druckbegrenzungsventil in der anderen Richtung. Mit steigendem Steuerdruck, der auf den dritten Anschluss gegeben wird, sinkt der Einstellwert der Druckbegrenzung. Lasten können kontrolliert abgesenkt oder gebremst werden, wenn ein Wegeventil mit offener Mittelstellung verwendet wird.

Mit Hilfe von Senkbremshalteventilen lassen sich fast alle Antriebe besser steuern, da die Lasten aus Sicht des Wegeventils zu positiven Lasten werden. Dies auch dann, wenn die Last selber am Zylinder zieht (negative Last). Durch das umgekehrte Aufsteuerverhältnis werden kleine Lasten mit grösserem und grosse Lasten mit kleinerem Steuerdruck abgesenkt. Damit werden sie besser steuerbar und die Stabilität des gesamten Antriebs wird verbessert. Senkbremshalteventile schliessen mit einer äusserst geringen Leckrate (nahezu Null). Senkbremshalteventile halten Lasten zudem in bestimmten Positionen.

- ① Entsperrbare Rückschlagventile
- ② Senkbremshalteventil



EINBAUHINWEISE für Axial- und Radialkolbenpumpen und -motoren

Allgemeines:

Es ist generell sicherzustellen, dass ein Gehäuse einer hydraulischen Kolbeneinheit (Pumpe oder Motor) bei Inbetriebnahme und während des Betriebes stets komplett mit Öl gefüllt ist. Die Inbetriebnahme muss bei geringer Drehzahl und ohne Last erfolgen, bis die Anlage vollständig entlüftet ist. Der Leckölanschluss im Gehäuse muss entsprechend der Einbaulage über den höchstgelegenen Gehäuseteil hinaus zum Tank abgeführt werden (evt. Syphon-effekt). Das Gehäuse darf sich auch bei längeren Stillstandszeiten nie von selber über die Leckölleitung entleeren können.

Einbaulage:

Beliebig möglich.

Zu beachten:

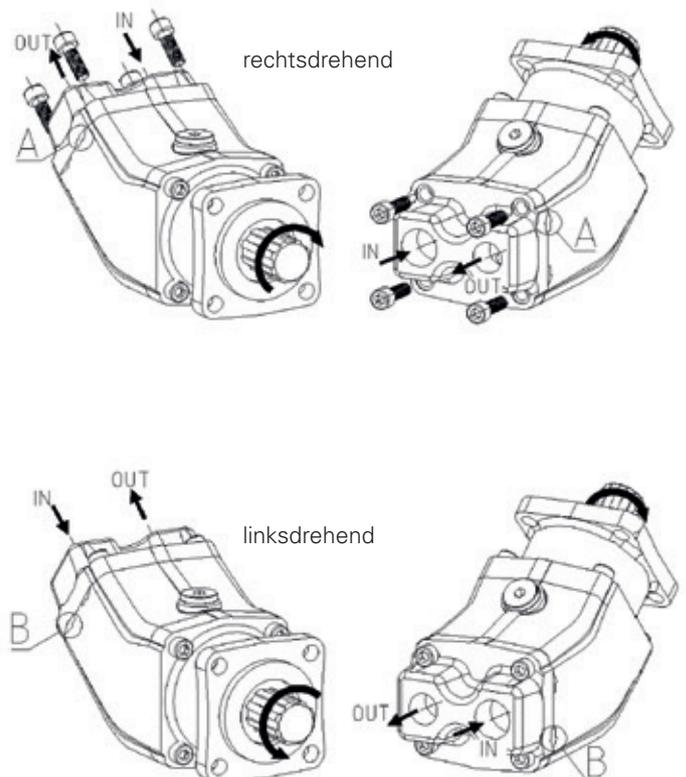
in der Montageposition «Welle nach oben» ist besonders sicherzustellen, dass die Schmierung der Lager in jedem Fall gewährleistet ist.

Wichtig:

- Befüllen des Gehäuse-raumes mit Öl vor Inbetriebnahme.



- Inbetriebnahme bei geringer Drehzahl und ohne Belastung bis die Anlage vollends entlüftet ist.
- Maximaler Gehäusedruck resp. Lecköl-druck via Leckölleitung in jeder Betriebs-situation sicherstellen bzw. garantieren.
- Die Nennweiten der Hydraulikleitungen sind entsprechend den Volumenströmen und Arbeitsdrücken zu dimensionieren.
- Die Dimension der Leckölleitung ist gemäss Herstellerangaben zu verlegen (Richtwert: Konstant-Einheiten DN8 / Verstellbare Einheiten DN 12).
- Öl-Viskositäts-Check an der Anlage durchführen (Herstellerangaben von Öl und Kolbeneinheit müssen im erwarteten Start- und Arbeits-Öltemperaturbereich miteinander korrespondieren).
- Die zu erzielende Reinheitsklasse des Hydrauliköls bestimmt die Lebensdauer der Komponenten. Grundsätzlich gilt: je höher der Druck, je wichtiger die Filteranlage: Mindest-Richtwerte für die Filterfeinheit: > 180 bar = 10µm oder besser / < 180 bar = 25µm oder besser.

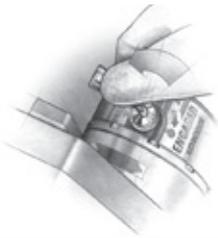


ANWENDUNGSTIPPS für Seilwinden

Beim Einsatz von WARN-Seilwinden und anderen Bergungswinden sind ein paar wenige, wichtige Tipps zu berücksichtigen, für einen optimalen Einsatz und höchstmögliche Sicherheit. Weiterführende Informationen finden Sie auf www.paul-forrer.ch

1.1 Auskuppeln und Seil befestigen:

Aktivieren Sie den Freilauf der Windentrommel. Damit schonen Sie die Batterie und die Bremse.



1.2 Danach ziehen Sie genug Seil heraus, um den Ankerpunkt zu erreichen, um es dort zu befestigen.



2.1 Beschweren und Bergen:

Legen Sie auf halbem Weg zwischen Ankerpunkt und Winde einen schweren Gegenstand auf das Seil (Baumstämme, schwere Jacken, Rucksäcke u.ä.). Damit nehmen Sie die Energie auf, wenn sich das Drahtseil lösen oder reißen sollte.



2.2 Jetzt den Freilaufhebel einkuppeln, dann sorgfältig das Seil spannen und anschliessend kann mit der Bergung begonnen werden. Es empfiehlt sich, bei elektrischen Winden den Motor des Fahrzeuges laufen zu lassen, damit die Batterie vom Alternator mit Strom versorgt wird.

3. Aufspulen:

Spulen Sie das Seil immer unter Zug auf und führen Sie es aktiv. Damit können Sie sicherstellen, dass nach dem Einziehen das Seil ohne Überschlänge sauber auf die Trommel aufgewickelt wird.



Empfehlungen zur Batterie:

Suchen Sie sich eine bewährte, voll geladene Batterie mit mindestens 650 CCA-Ampère und sauberen elektrischen Kontakten aus. Sehr gut bewährt haben sich die Gel-Batterien von Optima. Damit sind Sie für einen optimalen Einsatz gerüstet.



Welche Winde für Ihr Fahrzeug?

Dazu empfehlen wir Ihnen folgende Faustregel: Berechnen Sie das Gewicht, das gezogen werden soll (Bruttogewicht des Fahrzeuges) und multiplizieren Sie es mit **1,5**. Das Ergebnis ergibt die Zugkapazität, welche die Winde erreichen sollte.

Beispiel: Fahrzeuggewicht 2400 kg x 1,5 = Winde mit 3600 kg Zugkraft.

4. Erhöhen der Zugkraft:

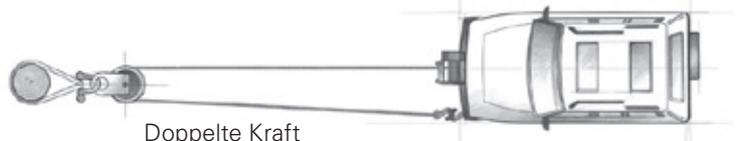
In manchen Fällen muss die Zugkraft erhöht werden. Mit Umlenkrollen können Sie die mechanischen Vorteile nutzen und die Zugkraft multiplizieren.

Die maximale Zugkapazität wird mit der ersten Seillage auf der Trommel erreicht. Mit zunehmender Seillagenzahl sinkt auch die Zugkapazität. Hierbei handelt es sich schlicht um die Windenrealität.

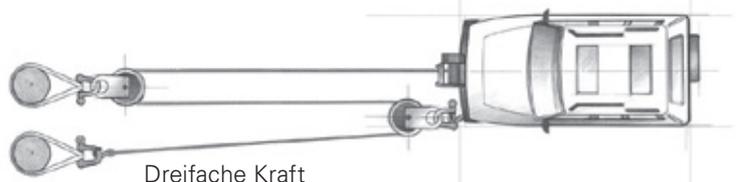
Einfach geschertes Seil



Zweifach geschertes Seil



Dreifach geschertes Seil

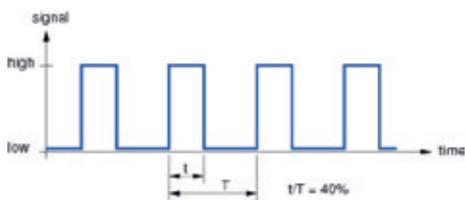


PROPORTIONALVERSTÄRKER

Proportionalverstärker werden benötigt, um Proportionalventile (Druck- oder Mengengregler) anzusteuern. Die Verstärker sind so aufgebaut, dass Ventile mit einem Magneten (Stromregelventile, Druckregelventile) oder mit zwei Magneten (4/3-Wege-Proportionalventile) angesteuert werden können. Hierfür werden Sollwerte (Spannungs- oder Stromsignale) in den für die Proportionalventile nötigen Magnetstrom umgewandelt.

Der Verstärker kann mit einem Schalter verglichen werden, welcher eine Zeit lang eingeschaltet und eine Zeit lang ausgeschaltet wird. Die Summe der beiden Zeiten (Periode) bleibt gleich. Das Verhältnis zwischen «Ein» und «Aus» wird in Abhängigkeit des Sollwertes verändert. Daraus ergibt sich ein Stromverlauf in Form eines Rechtecksignals.

Der Schalter kann von der Zeit Null bis zur



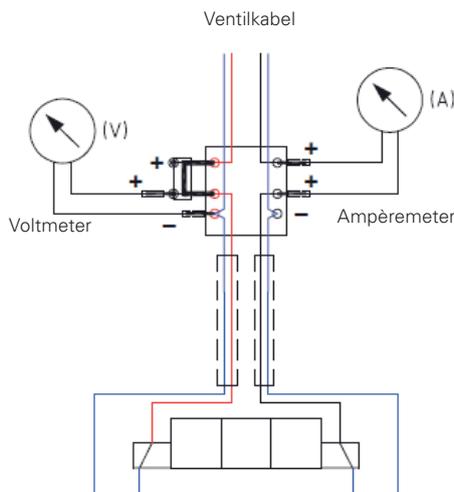
gesamten Periodendauer eingeschaltet bleiben. Je grösser die Zeit ist, in welcher der Schalter auf «Ein» steht (im Bild 40%), desto grösser wird das Spannungslevel. Bei bleibendem Widerstand der Magnetspule wird der Strom stärker und dadurch auch die Kraft des Magneten. Die Auslenkung des Ventils wird grösser oder im Falle eines Druckventiles steigt der Druck an.

Einstellwerte/Möglichkeiten

Folgende Grössen können am Verstärker eingestellt werden:

- I min => kleinster Stromwert => minimalste Geschwindigkeit oder Druck
- I max => maximal möglicher Strom, maximalste Geschwindigkeit oder höchster Druck

Je nach Ausführung des Verstärkers sind weitere Einstellmöglichkeiten vorhanden:



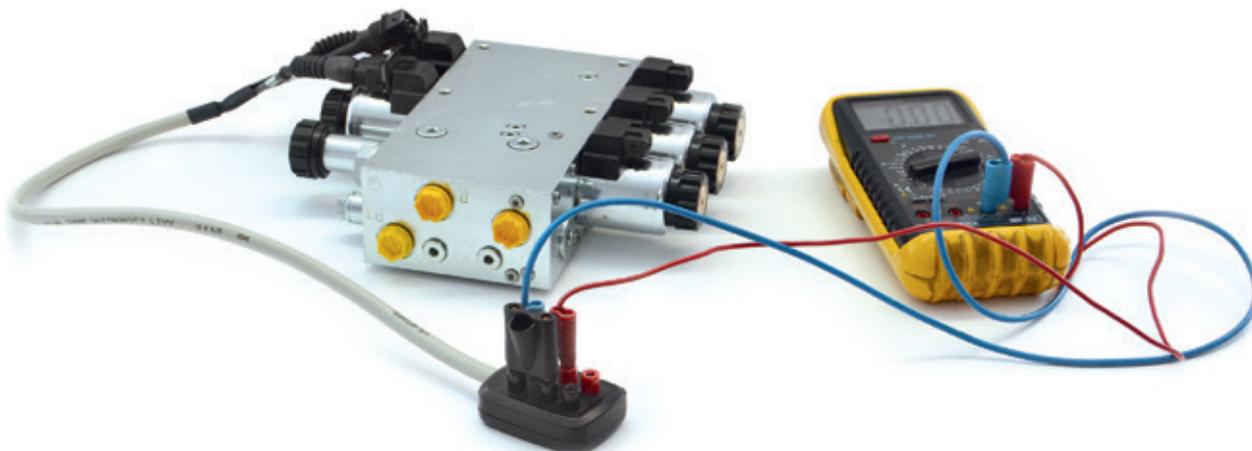
- Sollwert Eingang, 0-5 V, 0-10 V oder 0-20 mA. Weitere Varianten je nach Hersteller
- Rampe auf => langsames Anfahren der Funktion
- Rampe ab => langsames Auslaufen der Funktion
- Frequenz => Frequenz des PWM-Signals, sollte an die Vorgaben des Herstellers angepasst sein.

Einstellen des Stroms

Als ein sehr hilfreiches Werkzeug haben sich die Prüfboxen der Paul Forrer AG bewährt, welche einfach in Serie in die Ventilverkabelung eingesteckt werden können. (Für die Strommessung ist nur eine serielle Messung möglich!) Zusätzlich wird ein Messgerät mit einem Messbereich von 10 bis 2500 mA benötigt, um den fließenden Strom zu messen. Die genauen Werte können stark variieren und sollten deshalb vorgängig beim Lieferant abgeklärt werden.

Bei der Einstellung sollte mit dem minimalen Stromwert begonnen und mit dem maximalen Wert weitergefahren werden. Anschliessend ist die Einstellung zu überprüfen, da sich die beiden Werte gegenseitig beeinflussen können. Falls dies nicht möglich ist, muss zuerst der obere Wert verstellt werden, da dieser immer höher als der untere Wert sein muss.

Für ein korrektes, komfortables Arbeiten ist eine genaue Einstellung des Verstärkers zwingend notwendig. Die Funktion sollte unmittelbar nach Überschreiten des Totbandes mit dem minimalen Strom versorgt werden, damit die Bewegung des Werkzeugs oder des Arbeitsgeräts unmittelbar der Bewegung des Joysticks folgt.



KORREKTE AUSLEGUNG des Hydraulikölbehälters

Der Hydrauliköltank hat in Hydrauliksystemen wichtige Aufgaben zu erfüllen. Der Behälter dient als Reservoir für die Aktoren, zur Aufbereitung des Hydrauliköls und in beschränktem Masse auch zum Ableiten von Verlustwärme.



Eine korrekte Auslegung des Hydraulikölbehälters ist aus diesen Gründen für den reibungslosen Betrieb einer Hydraulikanlage sehr wichtig.

Die optimale Grösse des Tanks

Die richtige Behältergrösse ist von verschiedenen Faktoren abhängig. Besonders wichtig: Die maximale Entnahmemenge (z.B. bei grossen Teleskopzylindern) muss immer gewährleistet sein. Es muss verhindert werden, dass die Pumpe kein Öl mehr fördern kann. Damit sich Luft und teilweise auch Schmutz abscheiden können und sich das Öl beruhigen kann, gelten folgende Empfehlungen:

Bei Mobilhydraulik anderthalb- bis zweifacher Volumenstrom der Hydraulikpumpe. Bei stationären Anlagen drei- bis fünffacher Volumenstrom der Hydraulikpumpe.

Die optimale Bauform des Tanks

Bei grösseren Behältern ist es empfehlenswert, eine Schwallwand einzubauen. Durch diese Massnahme kann sich das Öl besser beruhigen. Ansaug- und Rücklaufleitungen sollten möglichst weit auseinander liegen, um eine optimale Durchströmung zu gewährleisten. Ansaugstutzen und Rücklaufleitungen dürfen niemals bündig

zum Boden angebracht sein und sollten in einem Winkel von 45° abgeschrägt werden. Dadurch werden das Ansaugen von Schlamm und übermässige Aufwirbelungen verhindert. Rücklaufleitungen und Leckölleitungen müssen immer unter Ölniveau angebracht werden, damit das System über diese Leitungen keine Luft nachsaugen kann. Wartungsdeckel und Abflusshähne erleichtern die Reinigung bzw. den Ölwechsel.

Die Belüftung des Tanks

Damit während des Betriebs ein Druckausgleich bei schwankendem Ölstand (z.B. durch das Aus- und Einfahren von Zylindern) gewährleistet ist, muss ein geeigneter Belüftungsfilter im Behälter eingebaut sein. Dieser muss den maximalen Luftstrom, der durch Entnahme bzw. Rückführung entstehen kann, ohne Druck ausgleichen können. Die dabei ausgetauschte Luft muss die Minimalanforderungen des Verschmutzungsgrades (entsprechend der Ölfiltrierung) jederzeit einhalten können.

Die Kühlkapazität von Ölbehältern

Die mögliche Wärmeabstrahlung eines Behälters hängt im Wesentlichen von der Temperaturdifferenz (Δt) zwischen dem Öl und der umgebenen Luft sowie der Abstrahlfläche ab. Daneben ist die Luftzirkulation, welche durch Standort und Behälterform beeinflusst wird, von Bedeutung.

Bei Hydrauliksystemen mit konstanter Leistungsabgabe (z.B. Hydromotoren) und längerer Betriebsdauer ist die Kühlleistung meist ungenügend. Ein Behälter mit 100 Liter Inhalt kann z.B. bei einer Temperaturdifferenz von 30° C eine Verlustleistung von 0,75 kW abstrahlen.

Zusätzliche Ölkühlung

Bei bereits in Betrieb genommenen Anlagen mit Wärmeproblemen kann die Verlustleistung bzw. die zusätzlich erforderliche Kühlleistung überschlagsmässig berechnet werden. Dafür müssen die Temperaturerhöhung (°C) und die dabei verstrichene Zeit gemessen werden.

Berechnungsbeispiel

In einer bestehenden Anlage mit einem Hydraulikölbehälter mit 100 Liter Inhalt steigt die Öltemperatur in 30 Minuten von 20°C auf 70°C.

Δt (°C) = Temperaturerhöhung
(70° - 20° = 50°C)

t (min) = Betriebszeit (30 min)

V (lt.) = Tankinhalt (100l)

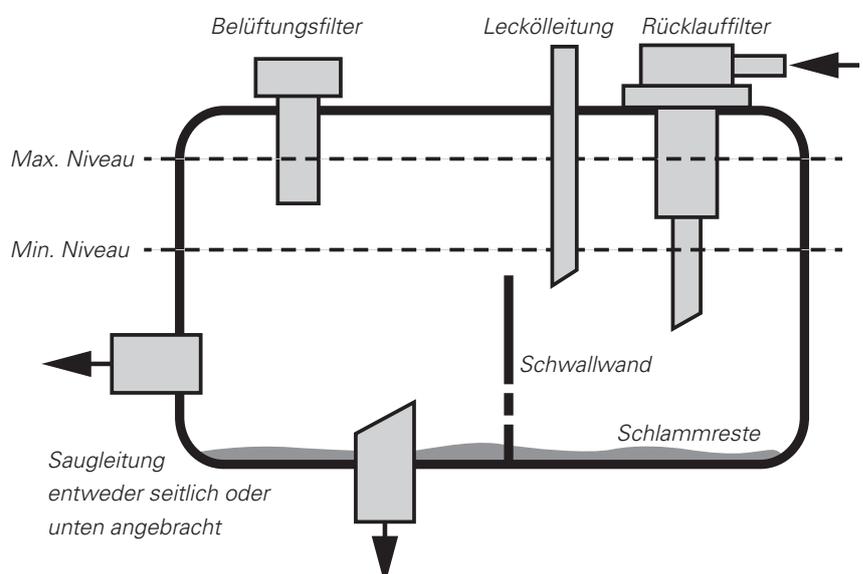
Cp = Faktor für Dichte und Wärmekapazität: 1,72

Berechnungsformel

$(\Delta t \times C_p \times V) : (t \times 60) = kW$

$(50 \times 1,72 \times 100) : (30 \times 60) = 4,77 kW$

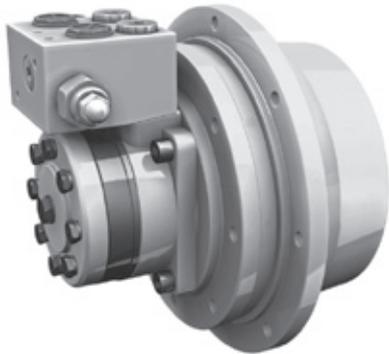
Der benötigte Kühler muss eine Minimalleistung von 4,77 kW kühlen können.



KORREKTE AUSLEGUNG des Fahrantriebs

Die Frage, wie stark die Antriebsleistung eines Motors sein soll, ist für viele Projekte von entscheidender Bedeutung. Wir zeigen Ihnen, wie man den nötigen Fahrtrieb möglichst genau berechnet.

Konzipiert man den Fahrtrieb zu schwach, kommt das Fahrzeug nicht von der Stelle. Ist er zu stark, verschwendet man unnötig Energie. Viele Überschlagsrechnungen liefern zu wenig genaue Ergebnisse. Das folgende Beispiel zeigt Ihnen, wie man die benötigte Leistung korrekt berechnet.



Dazu muss man zuerst alle auftretenden Widerstände kennen. Erst dann ist man in der Lage, den Fahrtrieb so zu dimensionieren, dass alle Widerstände überwunden werden können.

Rollwiderstand

Als Rollwiderstand bezeichnet man den Widerstand, der durch Reibung an den Rädern oder Raupen verursacht wird. Er wird durch verschiedene Parameter beeinflusst. Reifendruck und Bodenbeschaffenheit gehören beispielsweise dazu. Die Rollwiderstandskraft errechnet sich aus der Aufstandskraft des Fahrzeugs und der Rollreibungszahl. Der Widerstand wird dabei mit steigendem Gefälle verringert.

$$F_R = \mu_R \cdot F_N \cdot \cos(\alpha)$$

Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand wird von der Neigung der Unterlage und vom Gewicht des Fahrzeugs beeinflusst. Er berechnet sich wie folgt:

$$F_\alpha = F_N \cdot \sin(\alpha)$$

Luftwiderstand

Diese Widerstandskraft wird mit der Luftdichte, dem Strömungskoeffizient, der projizierten Stirnfläche und der relativen Geschwindigkeit zum Wind berechnet. Allerdings fließt der Luftwiderstand nicht immer in die Berechnung der Antriebsleistung mit ein. Vor allem bei kleinen Geschwindigkeiten kann er vernachlässigt werden.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot C_W \cdot A \cdot v^2$$

Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand tritt immer dann auf, wenn das Fahrzeug seine Geschwindigkeit ändert. Eine Verzögerung ist als negative Beschleunigung einzusetzen. Die Beschleunigungskraft errechnet sich aus der Gesamtmasse des Fahrzeugs sowie der Beschleunigung.

$$F_B = m \cdot a$$

Gesamtwiderstand

Um die zu überwindende Gesamtkraft zu berechnen, muss man die einzelnen Teilkräfte zusammenzählen.

$$F_{Ges} = F_R + F_\alpha + F_L + F_B$$

Benötigte Leistung

Die am Antriebsrad benötigte Leistung hängt von der gewünschten Geschwindigkeit ab. Um die Leistung zu berechnen, muss man die gesamte Widerstandskraft mit der gefahrenen Geschwindigkeit multiplizieren.

$$P_{Rad} = F_{Ges} \cdot v$$

Um die Antriebsleistung am Motor zu berechnen, wird die Leistung am Rad durch den Gesamtwirkungsgrad des Antriebstrangs dividiert.

$$P_{Mot} = \frac{P_{Rad}}{\eta}$$

Berechnungsbeispiel

Ein Fahrzeug mit einem Gesamtgewicht von 500 kg möchte eine Steigung von 10° mit einer Geschwindigkeit von 3m/s überwinden. Die Maximalgeschwindigkeit soll in sechs Sekunden erreicht werden. Der Luftwiderstand wird vernachlässigt.

Folgende Parameter gelten:

$$\mu_R = 0,1$$

$$\eta = 70\%$$

$$g = 10\text{m/s}^2$$

$$F_N = 500 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 5 \text{ kN}$$

$$F_R = 0,1 \cdot 5 \text{ kN} \cdot \cos(10) = 492 \text{ N}$$

$$F_\alpha = 5 \text{ kN} \cdot \sin(10) = 868 \text{ N}$$

$$F_B = 500 \text{ kg} \cdot 0,5 \text{ m/s}^2 = 250 \text{ N}$$

Gesamtwiderstand:

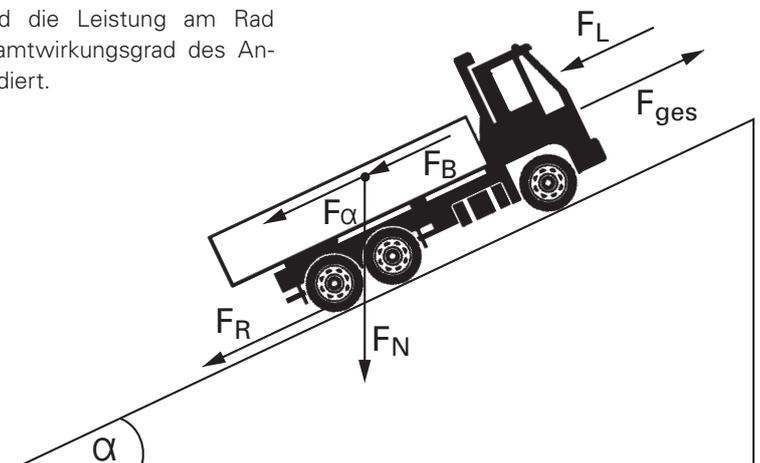
$$F_{Ges} = 492 \text{ N} + 868 \text{ N} + 250 \text{ N} = 1610 \text{ N}$$

Leistung:

$$P_{Rad} = 1610 \text{ N} \cdot 3 \text{ m/s} = 4,83 \text{ kW}$$

$$P_{Mot} = \frac{4,83 \text{ kW}}{0,7} = 6,9 \text{ kW}$$

Die benötigte Antriebsleistung an der Welle des Motors beträgt 6,9 kW.



WIRKUNGSWEISE VON Überlastkupplungen

Die Antriebssysteme landwirtschaftlicher Maschinen sind hohen Belastungen ausgesetzt. Ihre Funktion muss auch unter extremen Bedingungen sichergestellt sein. Um Antriebe vor unzulässig hohen Drehmomenten zu schützen, werden Überlastkupplungen eingesetzt. Sie sichern vor Schäden z.B.

durch Stossbelastungen, Anfahrspitzen oder Blockaden.

Überlastkupplungen werden sowohl im Hauptantrieb, zwischen Traktor und Maschine, als auch innerhalb der Maschine eingesetzt. Dort dienen sie der funktionalen Absicherung einzelner Aggregate und Bau-

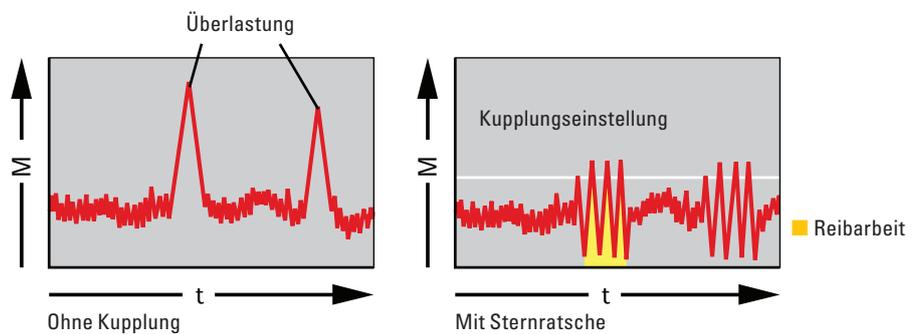
gruppen mit unterschiedlichen Leistungsanforderungen. Im Hauptantrieb müssen Kupplungen nach internationalen Vorschriften grundsätzlich maschinenseitig angeordnet werden.

Im Folgenden stellen wir Ihnen die drei wichtigsten Typen vor:

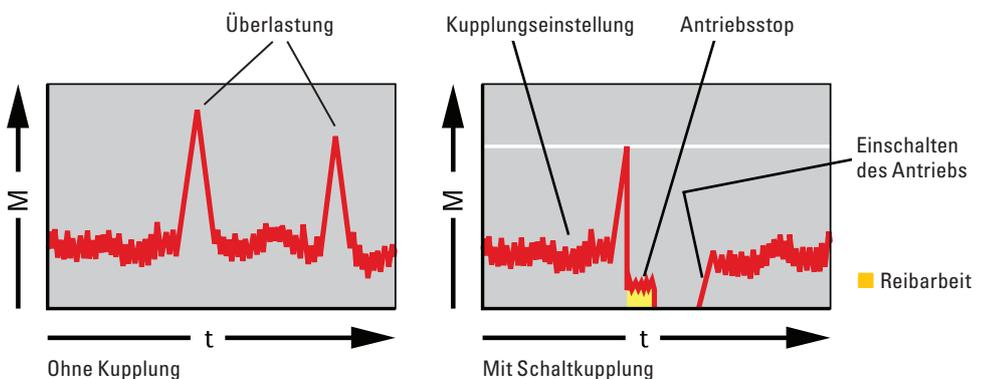
Sternratschen sind radial wirkende Sperrkörperkupplungen. Bei Überbelastung wird das Drehmoment begrenzt und während der Schlupfzeit pulsierend übertragen. Das auftretende Geräusch dient als Warnsignal.



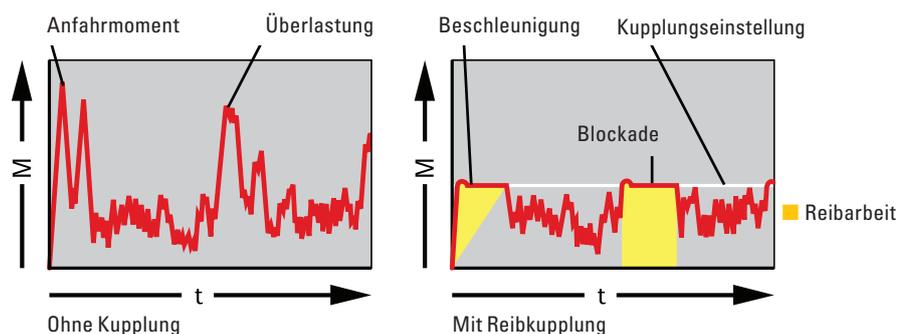
Die Diagramme zeigen den Drehmomentverlauf einer Gelenkwelle für annähernd konstante Belastung mit Blockierung.



Nockenschaltkupplungen bzw. Abschaltkupplungen unterbrechen bei Überlastung den Kraftfluss. Das Restmoment ist gering und verhindert unnötiges Erwärmen der Kupplung.



Reibkupplungen weisen beim Durchrutschen eine hohe Drehmomenterhaltung auf. Sie sind als Anfahrkupplung beim Beschleunigen grosser Massen geeignet und begrenzen kurzzeitig auftretende Drehmomenten während des Betriebs.



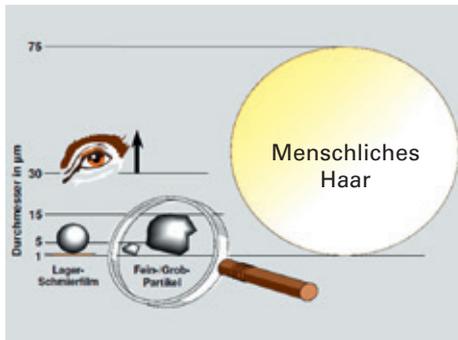
DIE BEDEUTUNG DER REINHEIT von Hydrauliköl

Obwohl Hydrauliköl als Druckmedium ein zentrales Element in einem Hydrauliksystem ist, wird dessen Pflege häufig vernachlässigt. Dabei gehört die regelmässige Analyse und Pflege zu den entscheidenden Faktoren eines störungsfreien Betriebs. Ein hundert Prozent sauberes Öl ist die Basis für eine reibungslose Funktion der Maschine.

In der Praxis sind hingegen bis zu 80% der Ausfälle bei Hydraulikanlagen auf eine erhöhte Verschmutzung des Hydrauliköls zurückzuführen. Die sensiblen Systeme reagieren bereits auf die kleinste Verunreinigung. Deshalb wird die erforderliche Ölreinheit im System auch durch die schmutzempfindlichste Komponente bestimmt.

Hydraulikanlagen bewegen sich auf einem Ölfilm von unter einem Mikrometer. Zum Vergleich: Ein menschliches Haar ist ungefähr 70 Mikrometer dick. Dabei ist das Problem, dass die Verschmutzung von Hydraulikmedien mit blossen Auge nicht erkennbar ist. (Das menschliche Auge kann nur Partikel, die grösser als 30 Mikrometer sind erkennen)

Der Schmutz kann durch verschiedene



Wege ins System gelangen:

- Bei der Montage (nicht gereinigte Leitungen und Ölbehälter oder Öffnungen, die nicht verschlossen sind)
- Im Betrieb durch Belüftungsfiler, Kolbenstangen, Verschleiss oder Abrieb
- Bei Wartungen und Reparaturen (Arbeiten unter erschwerten Bedingungen, nicht gereinigte neue Schlauchleitungen)

Wichtig zu wissen ist, dass auch neues,

frisches Öl oft die erforderliche Reinheitsklasse nicht erfüllt!

Das System sollte deshalb vor Inbetriebnahme mit einem Filtrieraggregat gefüllt und gespült werden.

Filterfeinheit

Oft werden widersprüchliche oder unvollständige Angaben gemacht, wie z.B.: 10 µm, β10, 10 µm nom. / abs.

Die korrekte Angabe ist: **β_{10 (C)} = 200**

Erklärung:

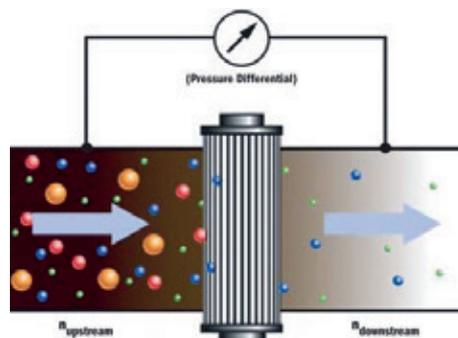
Im Multipasstest nach ISO 16889:1999 (bisher ISO 4572:1981) wird, bezogen auf bestimmte Partikelgrössen, im Beispiel 10 µm, die Zahl der Partikel vor und nach dem Filter ermittelt. Hieraus lässt sich jeweils der Betawert β (Filtrationsquotient) als Quotient der Partikelzahl vor Filter und der Partikelzahl nach Filter errechnen.

$$\text{Betawert } \beta = \frac{\text{Partikelzahl vor Filter}}{\text{Partikelzahl nach Filter}} = \frac{20000}{100} = 200$$

Analog hierzu kann der Abscheidegrad (oder auch Filterwirkungsgrad) errechnet werden. In unserem Beispiel werden 99,5 % der Partikel >10 µm vom Filter zurückgehalten.

Einige Zahlenwerte können der untenstehenden Tabelle entnommen werden.

Weitere wichtige Grössen sind:



- Druckverlust
- Schmutzaufnahmekapazität
- Kollapsdruckstabilität
- Durchflussermüdungsfestigkeit



Rücklauf-Filter Leitungseinbau

Arten von Hydraulikfiltern Einfüll- und Belüftungsfiler

Auch Tankbelüftungsfiler genannt, filtriert die ein- und ausströmende Luft im Hydrauliktank, welche durch Niveauperänderung verursacht wird. Diese können auch mit Möglichkeit zur Wasseraufnahme ausgerüstet sein.

Saugfilter

Hydraulikanlagen müssen mit einem Saugfilter ausgerüstet werden, wenn das Risiko eines Pumpenschadens durch grobe Verunreinigung besonders gross ist.

Rücklauf-Filter

bringen eine preiswerte Vollstromfiltration bei geringem Platzbedarf und werden am Tank montiert oder im Tank integriert.

Druckfilter

gewährleisten den Funktionsschutz nachgeordneter Hydraulikkomponenten.

Kombifilter (Rücklauf-Saugfilter)

Dieser ersetzt bei Geräten mit hydrostatischem Antrieb und kombinierter Arbeitshydraulik die bisher erforderlichen Saug- bzw. Druckfilter für die Füllpumpe des geschlossenen hydrostatischen Antriebes, sowie den Rücklauf-Filter für die Arbeitshydraulik im offenen Kreis.

Nebenstromfilter

filtrieren eine Teilmenge des gesamten Volumenstroms und werden besonders in hochbeanspruchten Hydrauliksystemen eingesetzt.

Betawert:	1	1.5	2	5	10	20	50	75	100	200	1000	10000
Abscheidegrad %	0.00	33.33	50.00	80.00	90.00	95.00	98.00	98.67	99.00	99.50	99.90	99.99

Anwendung und Funktionsweise VON DRUCKSPEICHERN

Aufgrund ihrer sehr geringen Komprimierbarkeit können Hydraulikflüssigkeiten ihre Energie schlecht in begrenzten Volumen speichern. Genau diese Eigenschaft erlaubt jedoch die Übertragung bedeutender Kräfte in einem Hydrauliksystem. Im Gegensatz dazu ermöglichen komprimierbare Gase eine wesentlich stärkere Speicherung grosser Energiemengen in geringem Volumen. Ein hydropneumatischer Druckspeicher kombiniert deshalb die Eigenschaften dieser beiden Medien.

Das Funktionsprinzip von Druckspeichern beruht auf den unterschiedlichen Kompressibilitäten flüssiger und gasförmiger Medien und stützt sich dabei auf das Gesetz nach **Boyle-Mariotte: $P \cdot V = \text{konstant}$** .

Bauformen (siehe Tabelle unten)

Man unterscheidet mehrere Bauformen von Hydraulikspeichern:

- Membranspeicher
- Blasen Speicher
- Kolbenspeicher
- Federspeicher (Sonderform von Kolbenspeichern, an Stelle eines Gases wird eine Feder vorgespannt)

Die Hauptaufgabe von Druckspeichern besteht darin, ein bestimmtes Volumen einer unter Druck stehenden Flüssigkeit aufzunehmen, und diese bei Bedarf in die Anlage zurück zu speisen.

Diese Aufgaben können gelöst werden:

- *Gewichtsausgleich*: Last wird federnd aufgefangen.
- *Energiespeicherung*: unter Druck stehendes Öl wird aufgenommen.
- *Notfunktion*: Funktion kann bei Stromausfall ausgeführt werden.
- *Pulsationsdämpfung*: Schwingungen werden gedämpft.
- *Leckagekompensation*: Druck bleibt trotz Leckage erhalten.
- *Deckung von kurzzeitigem Volumenstrombedarf*: kurzfristige, hohe Verbräuche werden abgedeckt.

Da sich die Flüssigkeit unter Druck befindet und in der Regel ein Gas mit im System ist, werden die Hydrospeicher rechtlich wie Druckbehälter behandelt! Deshalb unterliegen Hydraulikspeicher zum Beispiel in Europa der Druckgeräterichtlinie, in den USA dem ASME-Code. Generell sind die länderspezifischen Regelwerke und Gesetze zu beachten.

Sicherheitsblöcke

Aus Sicherheitsgründen sollte der Speicher nur zusammen mit einem Sicherheitsblock verwendet werden. Dieser muss folgende Minimalfunktionen haben:

- Absperrhahn
- Entleerungshahn
- Druckbegrenzungsventil

Funktionsweise (am Beispiel des Blasen-speichers)

Über das Gasfüllventil wird die Blase mit Stickstoff gefüllt, sodass sie die Form des Speicherkörpers annimmt (1). Wird nun Druckflüssigkeit in den Speicher gefördert, so wird das Gas in der Blase komprimiert (2). Das Gasvolumen verkleinert sich unter gleichzeitigem Druckanstieg und speichert so die Druckflüssigkeit. Umgekehrt entleert sich der Speicher, sobald der Druck auf der Flüssigkeitsseite tiefer ist als der Gasdruck.

Die Verformung der Blase erfolgt in der Regel kleeblattförmig (3). Die beinahe trägheits- und reibungslose Verformung ergibt einen Wirkungsgrad von fast 100%.

Die Funktion ist bei Membran- und Kolbenspeichern prinzipiell gleich.

Technische Merkmale	Speicherausführung		
	Membranspeicher	Blasenspeicher	Kolbenspeicher
			
Volumetrisches Verhältnis (Kapazität, ein Volumen zu speichern)	Verhältnis dynamisch 1:4	Verhältnis dynamisch 1:4	Ohne Einschränkung (bis zum Erreichen des maximalen Betriebsdruckes)
Montage-Position	Beliebig, senkrecht empfohlen	Senkrecht	Alle Positionen
Möglichkeit zur kompletten Entleerung	Ja, vorbehaltlich Sonderbedingungen	Nein, vorbehaltlich Sonderbedingungen	Ja
Flow control	Nein	Nein	Ja
Möglichkeit zur Kontrolle der Entleerung	Nein	Vermindert	Ja
Eignung für hohe Temperaturen	Mittel	Vermindert	Einfach (Spezialdichtungen)
Betrieb mit speziellen Flüssigkeiten	Begrenzt	Begrenzt	Einfach (Spezialdichtungen)
Lebensdauer	Hoch	Hoch	Sehr hoch

DIE RICHTIGE WAHL eines Teleskopzylinders

Teleskopzylinder sind einfachwirkende, mehrstufige Zylinder. Durch die kurze Bau­länge hat sich der Teleskopzylinder im Fahr­zeugbau, vorwiegend bei Kippern, durchge­setzt.

Bedingt durch seine Konstruktion kann mit dem Teleskopzylinder die Kraft optimal, das heisst senkrecht, auf die Kippmulde übertragen werden. Dies ist zu Beginn des Kippvorganges, wenn die erforderliche Kraft am grössten ist, ideal.

Grundsätzlich werden im Fahrzeugbau bei Kipperfahrzeugen die Teleskopzylinder in zwei Gruppen eingeteilt:

Untergestellte Teleskopzylinder, auch Mittelpressen genannt (sind unter der Kipp­brücke montiert)

Frontzylinder (werden an der Stirnseite der Kippmulde montiert)

Zuerst stellt sich die Frage nach dem rich­tigen Typ. Hier kommt es auf die Bedürf­nisse an. Wird nur das Rückwärtskippen gefordert, kann man sich für einen Front­zylinder entscheiden. Die Kipperbrücke wird kürzer, die Kippmulde jedoch stabiler. Ist ein Zwei- oder Dreiseitenkipper gefordert, kann dies nur mit einem untergestellten Teles­kopzylinder realisiert werden.

Oftmals sind es auch die Platzverhältnis­se, welche vorgeben, für welche Art von Teleskopzylinder man sich entscheiden muss. Selbstverständlich gibt es auch noch Sonderausführungen (zum Beispiel Zwillingsteleskopzylinder). Bei Front­zylindern sind verschiedene Ausführungen möglich: solche die sich selbst stabilisieren oder nicht stabilisierende.

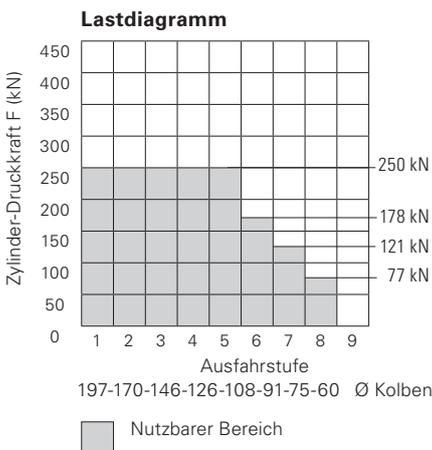
Hat man sich für eine der beiden Varianten entschieden, stellt sich nun die Frage, wie man aus der Vielzahl von Teleskopzylindern den Richtigen auswählt. Grundsätzlich sind zur Auswahl folgende Parameter notwen­dig:

- 1. Maximal zu hebende Last**
(Nutzlast + Kippmulde) [t oder kN]
- 2. Zur Verfügung stehender Öldruck**
(Hydraulikpumpe)
- 3. Gewünschter Kippwinkel**
- 4. Distanz Drehpunkt bis Mitte Teleskopzylinder**

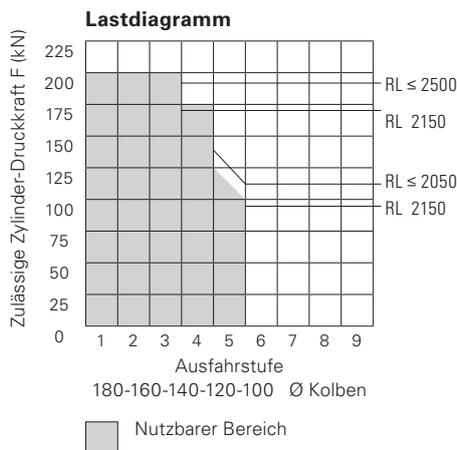
Die Datenblätter der einzelnen Teleskop­zylinderhersteller geben Auskunft über die maximal zu hebende Last und welcher Öldruck dazu notwendig ist. Grundsätzlich geht man davon aus, dass die gesamte Last bis zu einem Kippwinkel von ca. 35° (ca. 2/3 des notwendigen Hubs) gehoben werden kann (siehe Lastdiagramme). Somit ist bereits eine erste Selektion getroffen.

Mit dem gewünschten Kippwinkel (in der Schweiz meistens um die 55°) und der Distanz zwischen Drehpunkt und Mitte Teleskopzylinder, kann nun der Hub des Teleskopzylinders grafisch oder rechnerisch bestimmt werden.

Rechnerisch gibt es eine Formel zur Berechnung des Hubes (siehe Bild). Mittels Berechnungsprogrammen kann der Hub auch ermittelt werden. Die meisten dieser Berechnungsprogramme können auch noch das Kippdiagramm darstellen, aus welchem die Drücke in den einzelnen Stufen und der Kippwinkel grafisch dargestellt werden.



Untergestellter Teleskopzylinder
21,5 t Kippgewicht



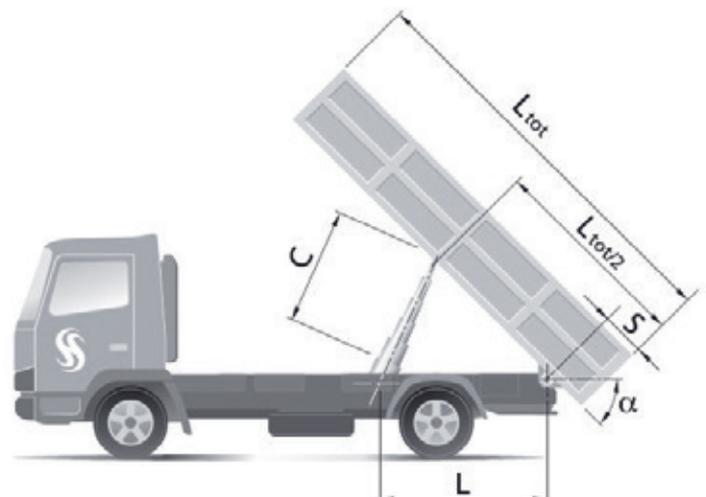
Frontzylinder 40 t Kippgewicht
(nur ½ Kippgewicht zum Heben notwendig)

Formel zur Berechnung des Hubes:

- C: Hub [mm]
- L: Distanz Drehpunkt
bis Mitte Teleskopzylinder [mm]
- α : Kippwinkel [°]

$$C[\text{mm}] = 2L[\text{mm}] \sin\left(\frac{\alpha(\text{rad})}{2}\right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow C[\text{mm}] \approx \frac{3,1416}{180} \cdot \alpha[^\circ] \cdot L[\text{mm}] \cdot \left(1 - \frac{9,8696}{777600} \alpha^2[^\circ]\right)$$



RICHTIGES ENTLÜFTEN von Hydrauliksystemen

Hydraulikkomponenten haben in den letzten 30 Jahren unglaubliche Fortschritte erlebt: Axialkolbenpumpen mit Betriebsdrücken bis zu 500 bar inklusive Leistungsregelung, Load-Sensing-Systeme, Proportionalventiltechnik kombiniert mit Elektronik – all diese Errungenschaften haben die Hydraulik wahrlich in eine andere Sphäre katapultiert. Doch trotz all diesen Fortschritten ist eines geblieben: eine saubere Entlüftung eines Hydrauliksystems ist nach wie vor wichtig.

Ist Luft in einem Hydrauliksystem vorhanden, wird die Lebensdauer aller eingesetzten Komponenten wie Pumpen, Zylinder oder Ventilen, stark reduziert. Luft im System kann bei Pumpen zu unangenehmen Geräuschen führen und beschädigt diese Pumpen. Je mehr „Hightech“ in einer Pumpe steckt, je anfälliger ist diese für Beschädigung durch Lufteneinschlüsse. Bei Hydraulikzylindern kann durch „Explosion“ der Luft die Chromschicht beschädigt werden, was zu Rostbildung an

der verletzten Stelle der Kolbenstange führt. Deshalb ist das Entlüften des Hydrauliksystems enorm wichtig und sollte mit aller Sorgfalt vor der Inbetriebnahme durchgeführt werden. Zudem muss bei der Konzipierung eines Hydrauliksystems bereits auf einige grundlegende Punkte geachtet werden. Nachfolgend werden einige Empfehlungen aufgelistet, welche ihrer Hydraulikanlage zu längerer Lebensdauer verhelfen können.

Was ist beim Einbau von Hydraulikkomponenten zu beachten, um ein System oder einzelne Bauteile richtig zu entlüften?

1. Leitungen sollten so verlegt werden, dass sich keine Luftsäcke bilden können, ansonsten sollte an höchster Stelle eine Entlüftungsmöglichkeit angebracht werden.

2. Die Zylinder sollten so eingebaut werden, dass die Entlüftungen bei den Anschlüssen „A“ und „B“ (Kolben- und Stangenseite) an höchster Stelle liegen. Die Entlüftungsschrauben sollten gut zugänglich und sichtbar sein.

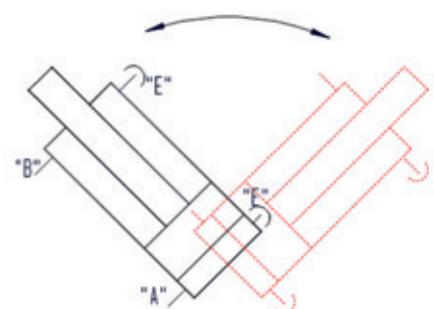
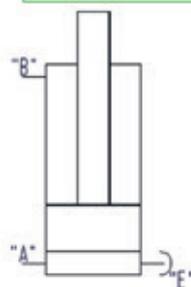
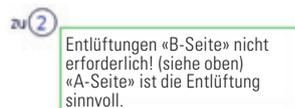
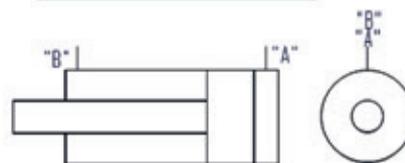
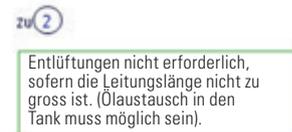
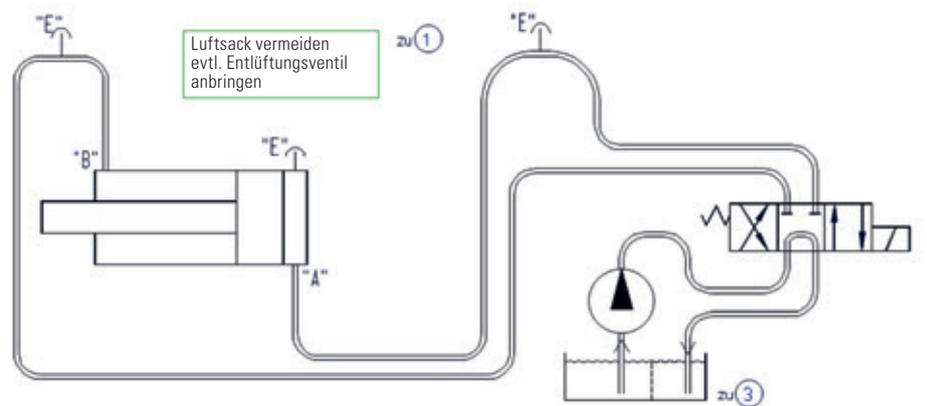
3. Bei Entlüftungsarbeiten immer darauf achten, dass ausreichend Öl im Tank vorhanden ist, da sonst erneut Luft in das System gelangt. Bei hohen Ölrückflussgeschwindigkeiten ist für Ölberuhigungsvorrichtungen im Tank zu sorgen.

4. Wenn möglich, Entlüftungsventile verwenden. Hier können Plastikschläuche aufgesteckt und zu einem Sammelgefäß geführt werden (saubere Lösung!). Oft lassen die Einbauverhältnisse diese Lösung jedoch nicht zu. Bei geringen Zylindergrößen sind nur Entlüftungsmöglichkeiten mit Verschlusschrauben von M5 – M8 oder M12x1,5 möglich.

5. Der Entlüftungsvorgang: Die Zylinder sind vor dem Entlüftungsvorgang bis kurz vor den jeweiligen Endanschlag (50 – 80 mm) zu fahren. Entlüftungsschrauben vorsichtig öffnen (nicht herausdrehen!) und Zylinder weiterfahren bis keine Luftblasen mehr im Öl erscheinen. Notfalls Vorgang wiederholen.

6. Ungestörte Funktion von Hydrauliksystemen sowie eine längere Lebensdauer der Verschleißteile können durch ein gutes Entlüften möglichst aller Hydraulikkomponenten erreicht werden. Ebenfalls wichtig für ein gut funktionierendes System ist die richtige Auswahl des Druckmediums.

7. Um nach dem Entlüftungsvorgang im Dauerbetrieb erneute Luftansammlung im System zu vermeiden, ist Vakuumbildung durch mechanische, d.h. äußerlich bewirktes Voreilen des Zylinders, unter allen Umständen steuerungstechnisch zu vermeiden!



FLOW-SHARING – Synchronisation auch bei Unterversorgung

Mittels Flow-Sharing, auch bekannt unter den Bezeichnungen LUDV, LSC oder soziales LS-System, können unterschiedliche Verbraucher auch bei Unterversorgung (Pumpenfördervolumen < Verbrauch) proportional und synchron zueinander bewegt werden.

Bei einfachen Handhebel-Wegventilen ohne Druckwaage fließt das Öl zum Verbraucher mit dem kleinsten Widerstand (Druck). Der Bediener regelt die Geschwindigkeiten der Verbraucher intuitiv mittels der Schieberauslenkung und verlangsamt die zu schnell laufende Funktion.

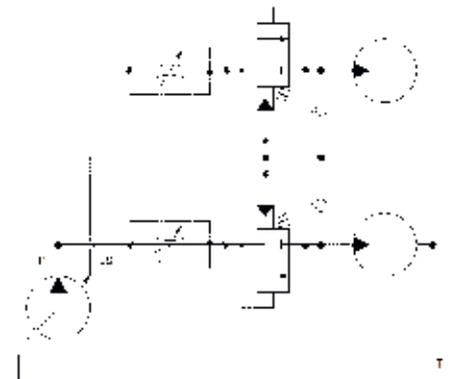
Bei Proportional-Wegventilen mit vorgeschalteter Individualdruckwaage (z.B. HPV41) regelt die Druckwaage eine kon-

stante Druckdifferenz über den Schieber, also die Verbrauchergeschwindigkeit, automatisch und unabhängig des Drucks. Reicht nun aber die Pumpenfördermenge nicht aus, um alle benötigten Sektionen mit Öl zu versorgen, bleiben die Funktionen mit dem höchsten Druck stehen. Die Maschinensteuerung wird dadurch unberechenbar.

Abhilfe schafft in diesem Fall Flow-Sharing. Durch den Einbau der Individualdruckwaage nach der Drosselstelle (Schieber) werden alle Sektionen intern auf dasselbe Druckniveau vorgespannt und die Funktionen arbeiten bei Unterversorgung mit verminderter Geschwindigkeit, jedoch weiterhin synchron zueinander.

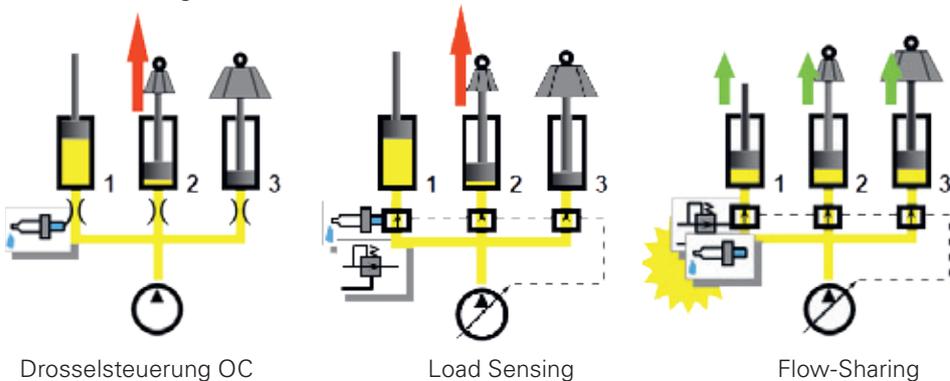
Flow-Sharing wurde bisher meistens in Baumaschinen wie z.B. Baggern verwendet, kommt heute aber immer mehr auch bei anderen Anwendungen zum Einsatz.

Lesen sie dazu unsere Kundenstory auf S. 13 über den Einsatz der EDC-Baureihe an einem Heuentnahmekran.

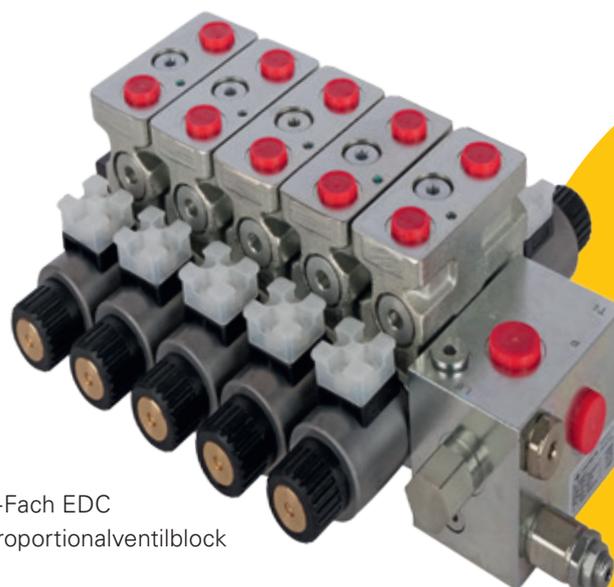


1 Flow-Sharing für 2 Verbraucher, vereinfachte Darstellung

Steuerungsarten:



© Bosch Rexroth



5-Fach EDC Proportionalventilblock

Bei Paul Forrer sind folgende Ventilbaureihen mit Flow-Sharing im Angebot:

- EDC (neu) für diverse Anwendungen bis 310bar, 120 l/min am Eingang, 50l/min pro Sektion
- ELS101 für landwirtschaftliche Anwendungen bis 280bar, 80 l/min am Eingang, 30l/min pro Sektion

DIE AUSLEGUNG eines Ölkühlers

Bei Hydrauliksystemen, welche im Dauerbetrieb sind oder nur einen kleinen Tank zur Verfügung haben, ist es notwendig, das Öl zu kühlen.

Ein Ölkühler kann grundsätzlich bei der Konzipierung eines Hydrauliksystemes ausgelegt werden oder nach Inbetriebnahme einer Hydraulikanlage.

Ist eine Hydraulikanlage bereits in Betrieb und es wird festgestellt, dass das Hydrauliköl zu heiss wird, ist es einfacher, die Kühlerauslegung vorzunehmen, da alle relevanten Temperatur- und Zeitmessungen vorgenommen werden können, ohne Annahmen zu treffen.

Weitaus problematischer wird es, wenn noch keine Temperaturen und keine Aufheizzeit des Hydrauliköls bekannt sind. Entweder werden Annahmen getroffen oder aber man behilft sich mit einer vereinfachten Auslegung unter Berücksichtigung von Systemdruck und Ölvolumenstrom. Diese beiden Grössen sind meistens bekannt.

Vereinfachte Auslegung

Bei der vereinfachten Auslegung wird die notwendige Kühlerleistung wie folgt ermittelt:

$$P_K = P_M \times (1 - \eta)$$

wobei

$$P_M = \frac{p \times Q}{600 \times \eta} \Rightarrow P_K = \frac{p \times Q}{600 \times \eta} \times (1 - \eta)$$

- P_K = benötigte Kühlerleistung [kW]
- P_M = benötigte Motorleistung für die Pumpe [kW]
- Q = Förderleistung Pumpe [l/min]
- p = Systemdruck [bar]
- η = Wirkungsgrad Hydrauliksystem

Hydrauliksysteme mit Konstantpumpen haben einen Wirkungsgrad von ca.

70 - 75% $\Rightarrow \eta = 0,70 - 0,75$

Hydrauliksysteme mit Verstellpumpen haben einen Wirkungsgrad von ca.

75 - 80% $\Rightarrow \eta = 0,75 - 0,80$

Beispiel:

Hydrauliksystem mit Konstantpumpe: $\eta = 0,70$

Förderleistung Pumpe: $Q = 80$ L/min

Betriebsdruck: $p = 280$ bar

Gesucht: notwendige Kühlerleistung in kW

$$P_K = \frac{280 \times 80}{600 \times 0,70} \times (1 - 0,70) = \underline{16,0 \text{ kW}}$$

Somit kann anhand der errechneten Kühlerleistung unter Berücksichtigung des Ölstroms der Kühler bestir werden.

Gerne stehen wir Ihnen beratend bei.



Manche
mögen's etwas
KÜHLER

PUMPEN-AUSWAHL FÜR MEIN NUTZFAHRZEUG

Um die richtige Pumpe für meine (Nutzfahrzeug)-Anwendung zu bestimmen, sind verschiedene Punkte zu beachten. Als erstes müssen wir wissen, ob die Anwendung eine *Konstantpumpe* oder eine *Verstellpumpe* erfordert. Die Baugröße der Pumpe wird von der benötigten Ölmenge und dem Druck definiert. Ob die ausgewählte Pumpe verwendet werden kann, wird von den Leistungsdaten wie Übersetzung, Drehrichtung, maximales Drehmoment, nutzbare Dauerleistung, sowie dem Kippmoment des Nebenantriebes (nachfolgend PTO genannt) bestimmt. Wichtig ist auch zu wissen, ob der Nebenantrieb schaltbar ist oder nicht.

Vorgängig einige Erklärungen und Definitionen:

Varianten von PTO's:

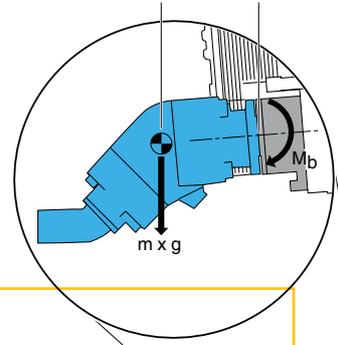
Beim LKW wird unterschieden zwischen Motor-/ und Getriebe-PTO's. Seltener anzutreffen sind PTO's, welche im Antriebsstrang (z.B. Verteiler-Getriebe) montiert sind

Motor-PTO's sind kupplungsunabhängig und oft nicht schaltbar. Die Pumpe dreht im Betrieb immer mit maximal zulässiger Drehzahl beachten! Idealerweise wird eine Verstellpumpe montiert, damit nur so viel Öl wie benötigt gefördert wird. Bei Verwendung einer Konstantpumpe muss ein Umlauf-/ Bypass-Ventil eingebaut werden. Optional kann eine schaltbare Kupplung verwendet werden (Mögliche Anwendung: Hakengerät)

Getriebe-PTO's sind kupplungsabhängig und sind schaltbar, je nach Anordnung sind zwei unterschiedliche Übersetzungen möglich, Halbgang tief oder hoch. (Mögliche Anwendung: Kipper)

Kippmoment/Biegemoment:

Schwerpunkt der Pumpe, welcher auf den Montageflansch wirkt. Falls diese überschritten wird muss eine zusätzliche Abstützung der Pumpe vorgesehen werden.



Rechnungsgrößen/-Formeln:

Drehmoment:
$$M = \frac{1.59 \times p \times Vg}{100 \times \eta_{mh}} \text{ [Nm]}$$

Betriebsdruck:
$$p = \frac{600 \times P \times \eta_t}{Q} \text{ [bar]}$$

oder
$$p = \frac{600 \times 20 \times \pi \times \eta_{mh}}{Vg} \text{ [bar]}$$

Drehzahl:
$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} \text{ [U/min]}$$

Schluckvolumen:
$$Vg = \frac{Q \times 1000}{n \times \eta_{vol}} \text{ [cm}^3\text{]}$$

oder
$$Vg = \frac{M \times 100 \times \eta_{mh}}{p \times 1.59} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Leistung:
$$P = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_t} \text{ [kW]}$$

Volumenstrom:
$$Q = \frac{Vg \times n \times \eta_{vol}}{1000} \text{ [l/min]}$$

oder
$$Q = \frac{600 \times P \times \eta_t}{p} \text{ [l/min]}$$

volumetrischer Wirkungsgrad: η_{vo} 90-95%

hydr.-mech. Wirkungsgrad: η_{mh} 90-95%

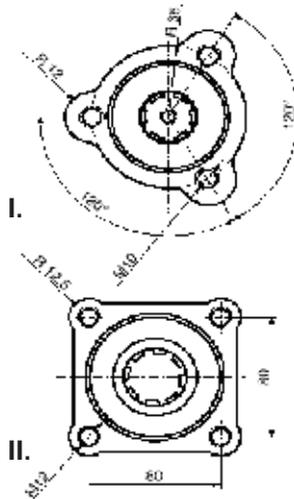
Gesamtwirkungsgrad: $\eta_t = \eta_{vol} \times \eta_{mh} \Rightarrow 80-90\%$

Montageflansch/Welle:

I. Die Ausführung «UNI» ist vor allem bei Lieferwagen anzutreffen.

II. Bei schweren Nutzfahrzeugen wird vorwiegend die Bauform DIN ISO 7653 (Ø 80 mm) mit Welle ISO14 DIN 5462 8-32-36 verwendet

III. Bei Nutzfahrzeugen weniger häufig anzutreffen sind die Bauformen nach SAE.



Bauarten von Pumpen

Zahnradpumpen für den LKW-Nebenantrieb eignen sich besonders für kleinere Volumenströme und Drücke bis 200 bar. Sie werden häufig für die Lenkung verwendet.

Bei Axialkolbenpumpen unterscheiden wir zwischen:

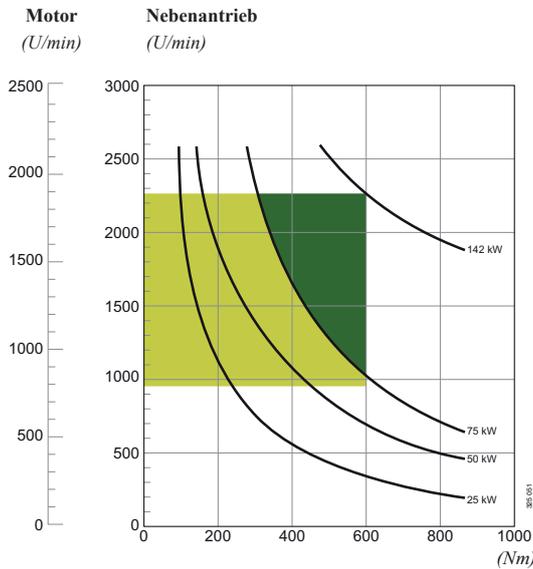
Konstantpumpen (XPi) in der bekannten Schrägachsenausführung sind für viele Anwendungen bis maximal 380 bar Betriebsdruck (Spitze 420 bar) geeignet. Sie sind von 12–130 cm³/U erhältlich. Optional stehen für nicht abschaltbare Nebenabtriebe By-Pass Ventile als Zubehör zur Verfügung.

Verstellpumpen (TXV) mit Load Sensing Regler werden häufig in Kombination mit LKW-Ladekräne eingesetzt und überall dort, wo die Ölmenge variabel geregelt werden muss. Diese sind von 40–150 cm³/U und Drücke bis 400 bar (Spitze 420 bar) lieferbar. Optional ist auch eine Drehmoment-Regelung erhältlich. Damit kann auch bei schwächeren PTO's eine grosse Förderleistung realisiert werden.

- worauf kommt es an?

Praxisbeispiel:

Unser Kunde möchte eine Anlage mit Verstellpumpe mit einer Literleistung von 125 l/min bei einem maximalen Betriebsdruck von 350 bar realisieren. Wir gehen von einer Drehzahl 1000 U/min der Pumpe (entspricht 840 U/min Motor) aus. Als erstes müssen wir die mögliche Antriebsleistung, Drehrichtung, Übersetzung, Kippmoment und das maximal nutzbare Drehmoment wissen. Dies entnehmen wir den technischen Angaben des PTO, (siehe Bild Scania ED160), dabei handelt es sich um einen Motornebenantrieb.



■ Dauerbetrieb
■ Aussetzbetrieb (15 Minuten)

Übersetzungsverhältnis	Höchstzulässiges Drehmoment	Drehrichtung, bei Blick von hinten
1 : 1,19	600 Nm	↻

Achtung:
 Die Drehrichtung des PTO ist rechts, dies bedeutet, die Pumpe muss linksdrehend sein!

Das erforderliche Fördervolumen und das Drehmoment der Pumpe berechnen wir wie folgt:

$$V_g = \frac{Q \times 1000}{N \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{1000 \text{ U/min} \times 95\%} = 131.6 \text{ cm}^3$$

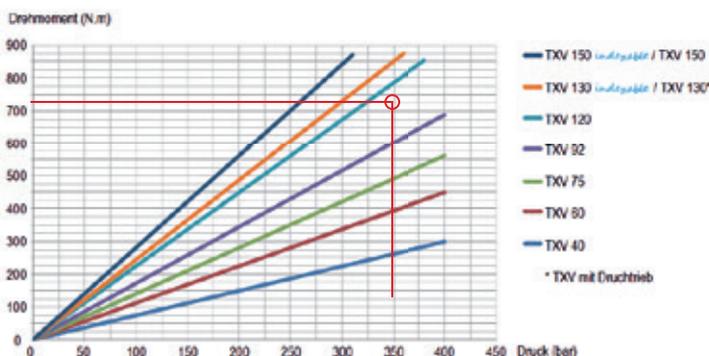
$$M = \frac{1.59 \times p \times V_g}{100 \times \eta_{mh}} = \frac{1.59 \times 350 \text{ bar} \times 131.6 \text{ cm}^3}{100 \times 95\%} = 772 \text{ Nm}$$

Aufgrund der 2. Berechnung wird das zulässige Drehmoment um 170 Nm überschritten.

Das mögliche Schluckvolumen der Pumpe berechnen wir über den Druck und das mögliche Drehmoment des PTO's:

$$V_g = \frac{M \times 100 \times \eta_{mh}}{p \times 1.59} = \frac{600 \times 100 \times 95\%}{350 \text{ bar} \times 1.59} = 102.3 \text{ cm}^3$$

Alternativ ist das mögliche Schluck-Volumen im Diagramm des Pumpenhersteller ersichtlich:



Folgende 3 Lösungen sind möglich:
(Keine Dauerleistung, nur über Drehmoment gerechnet.)

Variante 1 TXV92 mit 1430 U/min
(Motor 1200 U/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{92 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1430 \text{ U/min}$$

Variante 2 TXV120 mit Hubbegrenzung 102 cm³
mit 1286 U/min (Motor 1081 U/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{102.3 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1286 \text{ U/min}$$

Variante 3 TXV130 mit Drehmomentregelung
600 Nm mit 1012 U/min (Motor 850 U/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{130 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1012 \text{ U/min}$$

$$p = \frac{600 \times 20 \times \pi \times \eta_{mh}}{V_g} = \frac{600 \times 20 \times 3.14 \times 95\%}{130 \text{ cm}^3} = 275 \text{ bar}$$

$$Q = \frac{V_g \times n \times \eta_{vo}}{1000} = \frac{102.3 \text{ cm}^3 \times 1012 \text{ U/min} \times 95\%}{1000} = 98.4 \text{ l/min}$$

Die gewünschte Förderleistung von **125 l/min** kann bei Variante 3 bis zu rund **275 bar** aufrecht erhalten werden. Der Leistungsregler reduziert ab diesem Wert das Fördervolumen so weit, bis das zulässige Drehmoment von **600 Nm** nicht mehr überschritten wird. Beim maximalen Betriebsdruck von **350 bar** stehen rund **98 l/min** zur Verfügung.

Gerne unterstützen wir Sie bei der Auswahl der passenden Hydraulikpumpe. Profitieren Sie von unserer Erfahrung und natürlich von unserem umfangreichen Lieferprogramm.

ZAHNRADPUMPE DEFEKT? Kein Typenschild vorhanden?

Welches Fördervolumen hat nun meine Zahnradpumpe?

Beinahe täglich werden Zahnradpumpen von Traktoren, Aggregaten oder anderen Maschinen, die hydraulische Energie benötigen, ausgebaut, weil die Pumpe keine Leistung mehr bringt. Verzweiflung macht sich breit, sobald das Typenschild nicht mehr lesbar bzw. gar nicht mehr auffindbar ist und auch sonst kein Vermerk auf das Fördervolumen zu erkennen ist.

Es wäre doch so einfach, mit der Herstellernummer im Web nach der korrekten Pumpe zu suchen!

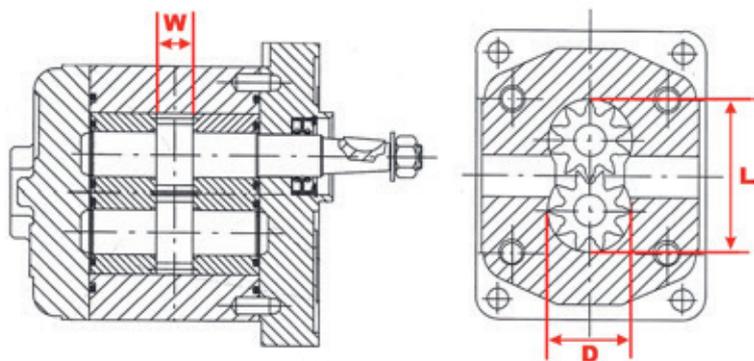
Mit einer Schieblehre, einem Taschenrechner und dieser Formel

ermitteln Sie im Handumdrehen das Fördervolumen der defekten Pumpe.

$$2\pi \times W \times (2D-L) \times (L-D) \times 0.5$$

Praxisbeispiel:

π	Kreiszahl (Pi)	=	3.14159
W	Breite des Zahnrades	=	2.4 cm
D	Durchmesser eines Zahnrades	=	4.5 cm
L	Breite des Zahnradpaares	=	8.35 cm



$$2 \times 3.14159 \times 2.4 \text{ cm} \times (2 \times 4.5 \text{ cm} - 8.35 \text{ cm}) \times (8.35 \text{ cm} - 4.5 \text{ cm}) \times 0.5 = \mathbf{18.87 \text{ cm}^3/\text{U}}$$

Bei diesem Praxisbeispiel handelt es sich um eine Faustformel, welche jedoch erfahrungsgemäss ausreichend genau ist. Im vorliegenden Fall passt eine 19.2 cm³/U Pumpe. Wählen Sie nun anhand der errechneten Kubikzahl (im vorliegenden Fall hat die passende Pumpe 19.2 cm³/U) sowie der weiteren Parameter wie

Flanschabmessungen, Drehrichtung, Welle etc.. Am einfachsten geht dies mit unseren Filter in unserem Webshop:

Katalog > Produkte > Hydraulik-Komponenten > Hydraulikpumpen > Zahnradpumpen

< Zurück

▼ Drehrichtung	
▼ Pumpentyp	
▼ Wellentyp	
▼ Fördervolumen [A]	
▼ Fördervolumen [C] (cm ³ /U)	
<input type="checkbox"/> 4.2	16
<input type="checkbox"/> 6	15
<input type="checkbox"/> 8.4	15
<input type="checkbox"/> 10.8	10
<input type="checkbox"/> 14.4	14
<input type="checkbox"/> 16.8	14
<input type="checkbox"/> 17.37	2
<input type="checkbox"/> 19.2	12
<input type="checkbox"/> 21.1	2
<input type="checkbox"/> 22.8	10
<input type="checkbox"/> 26.97	2
<input type="checkbox"/> 32.27	2
<input type="checkbox"/> 38.47	2
<input type="checkbox"/> 43.44	2
<input type="checkbox"/> 47.16	2
<input type="checkbox"/> 50.88	2
<input type="checkbox"/> 54.6	2
<input type="checkbox"/> 60.81	2



Zahnradpumpen Gruppe 0



Zahnradpumpen Gruppe 1



Zahnradpumpen Gruppe 2



Zahnradpumpen Gruppe 3

KORREKTE AUSLEGUNG von Hydraulikleitungen

Die Auslegung von Hydraulikleitungen ist eine «Gratwanderung» zwischen verlustarmer Leistungsübertragung und Kostenoptimierung. So kann eine zu klein dimensionierte Leitung zu massiven Leistungsverlusten führen. Zu gross ausgelegte Leitungen können hingegen Platzprobleme beim Einbau bedeuten resp. zu hohe Kosten verursachen.

Auslegung und Einbau von Schlauchleitungen

Betriebsdruck:

Neben Art und Temperatur des Mediums hängt die Wahl des Schlauchtyps zur Hauptsache vom maximalen Betriebsdruck und der Arbeitsweise (Druckspitzen, pulsierender oder statischer Druck usw.) ab.

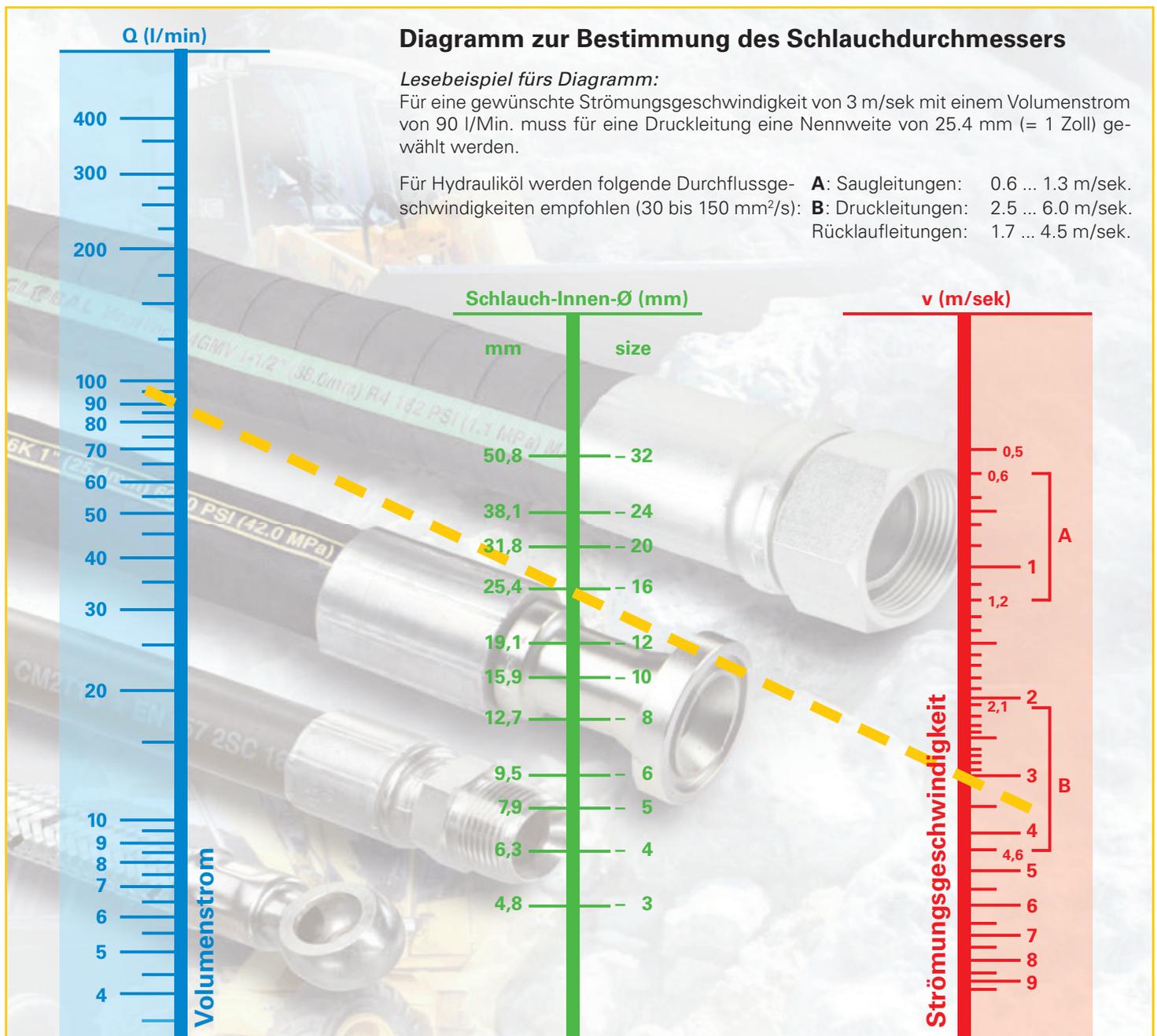
Ermittlung des Innendurchmessers:

Die Wahl der Nennweite J (mm) hängt von der Fördermenge Q (L/min.) und der gewünschten Durchflussgeschwindigkeit v (m/sek.) ab.

Formel:

$$J = \sqrt{\frac{Q}{v}} \cdot 4.61 = \varnothing \text{ mm}$$

$$v = \frac{Q}{J^2} \cdot 21.2 = \text{m/sek.}$$



ISO 18752 löst SAE- und EN-Norm ab

Seit Jahrzehnten basieren Hydraulikschlauchsysteme auf der amerikanischen SAE-Norm und den europäischen Standards im Wesentlichen nach EN 853, 854 und 857, um sicherzustellen, dass diese minimale Konstruktionsanforderungen erfüllen.

2006 wurde dann von der Internationalen Organisation für Normung (ISO) die ISO-Norm 18752 eingeführt, um allen Anforderungen Rechnung zu tragen. Sie regelt die Klassifizierung von **sieben Hydraulikschlauchtypen** mit Draht- oder Textilverstärkung in **zehn Kategorien** und **vier Klassen**. Jede Kategorie hat bei allen Grössen einen einzigen maximalen Betriebsdruck! Weiter wird auch die Beständigkeit gegenüber der Hydraulikflüssigkeit und der Temperaturbereich berücksichtigt.

Die Norm enthält keine Anforderungen an die Anschlussstutzen. Sie ist auf die Leistung von Schläuchen und Schlauchleitungen begrenzt. Der maximale Betriebsdruck einer Schlauchleitung wird immer durch den geringsten maximalen Betriebsdruck der Komponenten bestimmt und muss deshalb bei der Herstellung auf der Schlauchleitung gekennzeichnet werden (z.B. durch prägen oder etikettieren).

Die ISO-Norm 18752 bei Gates im Detail

Die in der ISO-Norm 18752 definierten Hydraulikschläuche mit konstanten Arbeitsdruck können in einem Klassensystem nach Leistungs- und Langzeit-Performance unterschieden werden.

Klassen: Die Schläuche werden unter spezifisch festgelegten Testbedingungen und unter Berücksichtigung der Temperatur anhand der erreichten Impulszyklen in 4 Klassen eingeteilt.

Typ: Jede Klasse wird in zwei Typen aufgeteilt, ...S=Standard und ...C=Kompakt. Standardtypen weisen grössere Aussendurchmesser und grössere Biegeradien, Kompakttypen kleinere Aussendurchmesser und kleine Biegeradien auf. Somit müssen Schläuche vom Typ Kompakt wesentlich höheren Ansprüchen gerecht werden.

Kategorie: Einstufung in 10 Druckwerte zwischen 35 und 560 bar. Nicht alle Druckwerte finden in allen Klassen und Typen Anwendung. Und nicht alle Klassen und Typen finden in allen Kategorien Anwendung.

Amerikanische SAE-Norm

PSI / ID	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
3000	SAE 100R1			SAE 100R2			SAE 100R12			
	M3K			M3K			EFG3K			
4000	SAE 100R1		SAE 100R2		SAE 100R12					
	M4K		M4K / EFG4K		M4K/EFG4K		EFG4K			
5000	SAE 100R2			SAE 100R13						
	M5K			M5K/EFG5K		EFG5K				
6000	SAE 100R2	SAE 100R15								
	M6K	EFG6K								

Europäischer EN-Standard

bar / ID	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
210	1SN / 1SC			2SN / 2SC			4SP			
	M3K			M3K			EFG3K			
280	1SN / 1SC		2SN / 2SC		4SP					
	M4K		M4K/EFG4K		M4K/EFG4K		EFG4K			
350	1SN/1SC	2SN / 2SC		4SP			4SH			
	M5K	M5K		M5K/EFG5K		EFG5K		EFG5K		
420	2SN/2SC	4SP			4SH					
	M6K	EFG6K			EFG6K					

Die untenstehende Tabelle zeigt auf, in welche Kategorien die Gates Premium-Schlauchmaterialien eingeordnet werden können.

Um die Übereinstimmung der Produkte mit der ISO-Norm aufzuzeigen, hat Gates die Typenmarkierung der entsprechenden Schläuche der Kategorien Typ BC und CC aus der MegaSys-Familie angepasst. Diese enthalten nun die entsprechende Norm- und Typenreferenz: «ISO 18752 Typ-...C».

(Literaturnachweis: DIN EN ISO 18752: 2016)

Klassen und Typen gemäss Iso-Norm 18752

Klasse	Typ	Druckimpulsbeständigkeit		
		Temperatur °C	Impulsdruck (% vom MWP ^b)	Mindestanzahl Zyklen
A	AS	100	133 %	200'000
	AC			
B	BS	100	133 %	500'000
	BC			
C	CS	120	133 % und 120 %	500'000
	CC			
D	DC	120	133 %	1'000'000

Klassifizierung des Hydraulik-Schlauchsystems von



Druckkategorie		210	280	350	420
Maximaler Betriebsdruck	(bar)	210 bar	280 bar	350 bar	420 bar
	(psi)	3000 psi	4000 psi	5000 psi	6000 psi
Klasse	Typ	Schlauchbezeichnung bei Gates			
A	AS Standard				
	AC Kompakt			IA5600	
B	BS Standard				
	BC Kompakt	M3K	M4K	M5K	M6K
C	CS Standard				
	CC Kompakt	M3KH	M4KH		
D	DC Kompakt			ID5K	

Die Lebensdauer **VON HYDRAULIKSCHLÄUCHEN**

Regeln für den sicheren Einsatz

Grundsätzlich unterliegen alle Hydraulik-Schläuche und Hydraulik-Schlauchleitungen, auch bei sachgemässer Lagerung und zulässiger Beanspruchung während des Einsatzes, einer natürlichen Alterung. Diese verändert die Werkstoff- sowie Verbund-Eigenschaften und setzt die Leistungsfähigkeit der Hydraulik-Schlauchleitungen herab. Die Verwendungsdauer einer Hydraulik-Schlauchleitung ist daher begrenzt. Der Arbeitgeber muss dafür sorgen, dass diese in angemessenen Abständen ausgetauscht werden. Diese Empfehlung basiert auf **normalen Anforderungen**. Bei **erhöhten Anforderungen** reduziert sich die Betriebsdauer der Schlauchleitung von 6 auf 2 Jahre. (Gilt in der Schweiz als Empfehlung und nicht als gesetzliche Pflicht.)

Erhöhte Anforderungen sind zum Beispiel gegeben durch:

- erhöhte Einsatzzeiten, z.B. Mehrschichtbetrieb oder kurze Taktzeiten der Maschine bzw. der Druckimpulse
- starke äussere und innere (z.B. durch das Medium bedingte) Einflüsse, welche die Verwendungsdauer der Schlauchleitung stark reduzieren
- hydraulische handgeführte Werkzeuge, z. B. mobile Scheren auf Schrottplätzen
- unterschreiten der vorgegebenen Biegeradien

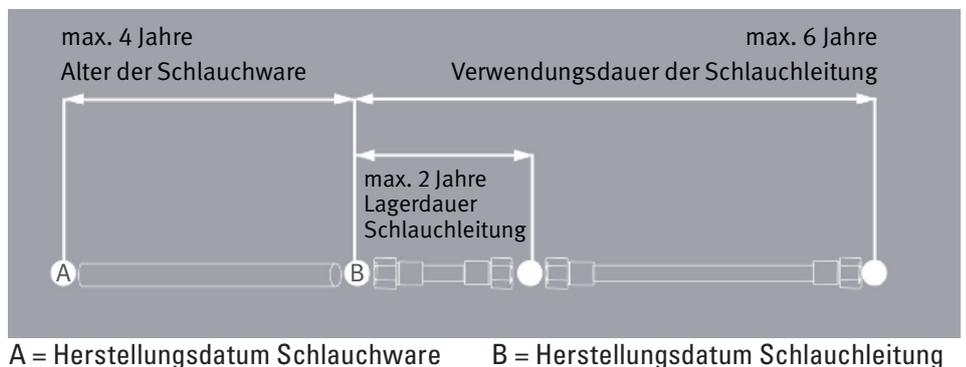
Vermeiden Sie Betriebsausfälle und erhöhen Sie die Sicherheit durch das Kontrollieren Ihrer individuellen betrieblichen Einsatzbedingungen wie z.B.:

- Umgebungseinflüsse, z.B. Umgebungstemperatur, Sonnen-/Lichteinstrahlung, Auftreten von Ozon, UV-Einflüsse
- chemische Belastung (innen und aussen)
- zu erwartende Biege-/Impulsbelastung



Empfehlung der DIN 2006

Wie lange können Schlauchleitungen benutzt werden?



Quelle: www.arbeitssicherheit.de

« Hydraulikschläuche von GATES übertreffen die vorgeschriebenen Anforderungen »

RATGEBER BREMSEN – hydraulische Bremsen ...

Wie oft haben Sie als Händler die folgende Frage in den letzten zwei Jahren schon gehört: «Mit welchem Bremssystem soll ich meinen neuen Traktor, meinen neuen Anhänger bestellen?» Wahrscheinlich unzählige Male. Die Umsetzung der neuen EU-Verordnung 2015/68 und der Abschluss der nationalen Vernehmlassung ist immer noch im Gange. Von technischer Seite konnte zwischenzeitlich sowohl Bremssystem mit Hydrauliköl wie auch mit Druckluft praxisgerecht umgesetzt und erfolgreich eingeführt werden. Folgende Gegenüberstellung soll Ihnen als Händler bei der Beratung ihrer Kunden helfen, die richtige Wahl zu treffen.

Grundsätzliches

Zu 80% sind die Achsen und deren Beschaffenheit sowie Dimension und Zustand der Bremsen für eine gute Bremsperformance am Fahrzeug verantwortlich. Die Betätigungsart, respektive das Übertragungsmedium (Luft / Öl / Mechanik / Elektrik) trägt nur ca. 20% dazu bei.

Achten sie also in erster Linie beim Verkauf von neuen Maschinen auf gross dimensionierte Achsen mit einer guten Bremsleistung.

Sowohl Druckluft- als auch Hydraulik-Systeme sind als 2-Leiter-Anhängerbremsanlagen nach den neusten EU-Verordnungen zugelassen und erfüllen deren Sicherheitsvorgaben vollumfänglich und dauerhaft. Nach Ablauf einer Übergangsfrist dürfen nur noch solche Fahrzeuge neu in Verkehr gebracht werden. Bereits im Betrieb stehende Fahrzeuge sind von diesen neuen Vorgaben nicht betroffen.

Konklusion

Beide Systeme haben ihre spezifischen Eigenschaften, und mit beiden kann die geforderte Bremsleistung und ein optimal abgestimmtes Ansprech- und Bremsverhalten der Zugfahrzeug-Anhänger-Kombination erzielt werden.

Ein Systementscheid für Luft oder Öl liegt bei einer Neuinvestition ganz in der Hand des Kunden. Ob das Medium Luft oder Öl für die eigenen Anhängerbremsen das richtige ist, hängt vor allem von der Kompatibilität zum bestehenden Maschinenpark ab, sowie den damit verbundenen Kosten und womöglich weiteren individuellen Präferenzen.

Unsere Empfehlung:

1. Wenn Ihre Kunden jetzt hydraulische Anhängerbremsen haben und damit gut zurechtgekommen sind, dann liegt es auf der Hand, diese weiterhin zu nutzen und bei Neuanschaffungen auf Kontinuität mit der neuen hydraulischen 2-Leiterbremse zu setzen. Bei Anhängerbremsanlagen im land- und forstwirtschaftlichen Bereich bis 40km/h ist das Medium Öl ohnehin nicht mehr wegzudenken.

2. Sind Ihre Kunden bereits mit Druckluftbremsanlagen ausgerüstet, oder ist Ihnen die Austauschbarkeit mit LKW-Technik und LKW-Anhängern wichtig, darf auch bei Neuinvestitionen die Druckluftbremsanlage nicht fehlen. Beim Entscheid für einen neuen Traktor mit Druckluft-Anhängerbremsanlage empfehlen wir aber aus Kompatibilitätsgründen, auch immer eine hydraulische 2-Leitungs-Bremsanlage mit zu bestellen (Luft und Öl).

Bremssysteme sind unsere Kompetenz, sei es Hydraulik oder Druckluft. Unsere technischen Berater mit ihrer langjährigen Erfahrung stehen Ihnen für spezifische Fragen gerne zur Verfügung.

Rufen Sie uns an: 044 439 19 91



... oder Druckluftbremsen?

Systemeigenschaften H2L-Anhängerbremsen



Traktorseitig



- + Einfacher, platzsparender Aufbau
 - + Wenige Bauteile
 - + Kein zusätzliches Medium, Energiequelle (Hydraulikkreislauf ist immer vorhanden)
 - + Preislich sehr attraktiv
 - + Wartungsfreie, hohe Betriebssicherheit
 - + Einfache, bekannte Technik
 - + Abwärtskompatibel zu alten hydraulischen 1-Leiter-Anhängerbremsen (mit entsprechendem Ventil)
- Keine Kompatibilität mit druckluftgebremsten Anhängern

Anhängerseitig



- + Einfacher, platzsparender Aufbau
 - + Sehr wartungsarm bei hoher Betriebssicherheit
 - + Resistent gegen lange Stillstandzeiten und Standschäden
 - + Kompatibel zu bestehenden Traktoren mit hydraulischer 1-Leiterbremse
- Keine Kompatibilität mit Zugfahrzeugen welche nur mit einer Druckluft-Anhängerbremse ausgestattet sind

Systemeigenschaften EG-Druckluft-Anhängerbremsen



- + Aufwendige, aber bewährte Technik wie im LKW-Bereich (Serienteile)
 - + Zusatzoptionen wie ABS und EBS bereits verfügbar
 - + Bordeigene Druckluftversorgung für Zusatzverbraucher
 - + Das Medium Luft ist immer und überall vorhanden
 - + Die Kompatibilität zu LKW-Anhängern ist vollständig gegeben
- Keine Kompatibilität zu bestehenden Anhängern mit hydraulischen Bremsanlagen H2L / H1L.
(Ausser es ist eine zusätzliche hydraulischer Anhängerbremsanlage auf dem Zugfahrzeug installiert.)

- + Gleiche Systemtechnik wie bei LKW-Anhängern
 - + Preiswerte Komponenten
 - + Weiterentwickelte Systeme wie ABS oder EBS als Standard erhältlich
 - + Zusätzliche Sicherheit bei Anlagen mit Tristop- Federspeicherbremszylindern
- Keine Kompatibilität mit Traktoren mit hydraulischen Anhängerbremsen

Praxistest erfolgreich bestanden

Unser neu entwickeltes, hydraulisches 2-Leiter-Bremssystem H2L wurde im Frühjahr 2018 von namhaften Anhängerherstellern und dem TÜV Nord Mobilität unter der Leitung der Berner Fachhochschule (BFH) in einem harten Praxistest geprüft.

Das Bremssystem konnte dabei vollumfänglich überzeugen und wurde von den Experten für sehr gut befunden. Lesen Sie dazu mehr auf unserer Website, wo Sie viele weitere Informationen zu diesem komplexen und wichtigen Thema finden.



Youtube-Film
Bremstest in Vauffelin

ZUSAMMENHANG ZWISCHEN ...

Einleitung

Ein fahrendes Fahrzeug besitzt eine Bewegungsenergie (E_{kin}), deren Grösse von der Fahrzeugmasse (m) und dem Quadrat seiner Geschwindigkeit (v) abhängt.

$$E_{kin} = \frac{m \times v^2}{2}$$

Diese Energie muss ganz oder teilweise umgewandelt werden, wenn das Fahrzeug anhalten oder seine Geschwindigkeit verringert werden soll. Dies ist die Aufgabe der Bremse, welche die Bewegungsenergie des Fahrzeugs durch Reibung in Wärme umwandelt.

Beschleunigung respektive Verzögerung (a) in m/s^2

Als Beschleunigung bezeichnet man die Geschwindigkeitszunahme um einen bestimmten Geschwindigkeitswert in Metern je Sekunde pro Sekunde (= m/s^2). Unter (Brems-) Verzögerung verstehen wir die Geschwindigkeitsabnahme um einen bestimmten Geschwindigkeitswert in Metern je Sekunde pro Sekunde (= m/s^2). Ist dieser Wert in jeder Sekunde gleich, spricht man von einer gleichförmigen Beschleunigung oder Verzögerung.

Die Geschwindigkeit wird errechnet nach der Formel:

Geschwindigkeit = Weg/Zeit

$$v = \frac{s}{t} \quad \text{in} = \frac{m}{s}$$

Die Beschleunigung und ebenfalls die Verzögerung wird berechnet nach der Formel:

Verzögerung = Geschwindigkeit/Zeit

$$a = \frac{v}{t} \quad \text{in} = \frac{m}{s^2}$$

Die maximale Bremsverzögerung

Die Verzögerung oder Abbremsung kann bei Fahrzeugbremsen nicht beliebig gesteigert werden. Eine Grenze stellt die theoretisch erreichbare Verzögerung durch die Erdbeschleunigung (g) mit $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ dar (gerundeter Wert 10 m/s^2). Die Verzögerung einer noch so guten Bremsanlage wird diesen Wert kaum erreichen, geschweige denn überschreiten können.

Eine weitere Grenze ist der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, der durch den Kraftschlussbeiwert (k) ausgedrückt wird. Die Verzögerung ist in der Regel (es gibt Ausnahmen) dann am grössten, wenn die Räder beim Bremsen nicht blockieren, also sich gerade noch drehen. Eine Erhöhung der Bremskraft würde also nicht in jedem Fall eine höhere Bremswirkung erzielen, sondern durch Blockieren der Räder den Verlust der Lenkfähigkeit und Schleudern des Fahrzeugs zur Folge haben.

Kraftschlussbeiwert (k)

Je nach Fahrbahndecke und ihrem momentanen Zustand (trocken, nass) ergibt sich ein bestimmter Kraftschlussbeiwert (k), der die maximal erreichbare Bremsverzögerung bestimmt. Sie wird wie folgt errechnet:

Max. erreichbare Verzögerung (a_{max}) = Erdbeschleunigung (g) \times Kraftschlussbeiwert (k)

$$a_{max} = g \times k \quad \text{in} = \frac{m}{s^2}$$

Eine Übersicht über den Kraftschlussbeiwert « k » bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen gibt die folgende Tabelle:

Strassendecke	trocken	nass
Beton, Asphalt	0,7	0,25 bis 0,6
Naturstrasse	0,4	0,2 bis 0,4
Schnee (festgefahren)	0,2	0,1

Wird zum Beispiel ein k -Wert von 0,6 angenommen (Beton sauber) kommen wir auf einen maximal erreichbaren Wert von 6 m/s^2 .

Abbremsung in % (z)

Neben der Bremsverzögerung gibt es ein anderes Mass für das Bremsverhalten: die Abbremsung z .

Darunter versteht man das prozentuale Verhältnis der erzeugten, respektive auf dem Rollenprüfstand ermittelten Bremskräfte, im Verhältnis zur momentanen Gewichtskraft des Fahrzeugs.

Abbremsung in % =

$$\frac{\text{(Summe der Bremskräfte des Fahrzeugs)}}{\text{(Prüfgewicht des Fahrzeugs)}}$$

Zusammenhang zwischen Abbremsung z und max. Bremsverzögerung a_{max}

Ein Zusammenhang zwischen der max. Verzögerung a_{max} und der Abbremsung z ergibt sich aus der Formel:

$$a_{max} = \frac{F \times g}{G_p} = z \times g$$

Das bedeutet, dass ein direkter Zusammenhang zwischen (z) und (a_{max}) besteht, der es ermöglicht, die erreichte Abbremsung (a_{max}) auch als prozentuale Abbremsung (z) auszudrücken und umgekehrt. Die Tabelle zeigt die entsprechenden Vergleichswerte.

Abbremsung (z)	Bremsverzögerung (a_{max})	
	genau	aufgerundet
10 %	0,981 m/s^2	1,0 m/s^2
20 %	1,962 m/s^2	2,0 m/s^2
30 %	2,943 m/s^2	3,0 m/s^2
40 %	3,924 m/s^2	4,0 m/s^2
50 %	4,905 m/s^2	5,0 m/s^2
60 %	5,886 m/s^2	6,0 m/s^2
70 %	6,867 m/s^2	7,0 m/s^2
80 %	7,848 m/s^2	8,0 m/s^2

Messung der Verzögerung bzw. Abbremsung

Hierzu gib es zwei Möglichkeiten

1. Die Ermittlung der Abbremsung z in % mit Hilfe eines Bremsenprüfstandes (Rollen- oder Plattenprüfstand)
2. Die Ermittlung während der Verzögerung im Fahrversuch mit Hilfe eines Verzögerungsmessgerätes (schreibend oder nichtschreibend). Während ein nichtschreibendes Gerät nur die Höhe der maximalen Bremsverzögerung anzeigt, zeichnet ein schreibendes Gerät darüber hinaus auch noch den zeitlichen Verlauf der Ansprech- und Schwelldauer auf.

Abbremsung z und max. Bremsverzögerung a max

Ermittlung der Abbremsung auf dem Prüfstand

Auf einem Rollenprüfstand werden die max. Bremskräfte pro Rad gemessen. Addiert man diese Bremskräfte und stellt die Summe prozentual dem jeweiligen Fahrzeuggewicht gegenüber, so erhält man nach der schon bekannten Gleichung die prozentuale Abbremsung des Fahrzeugs:

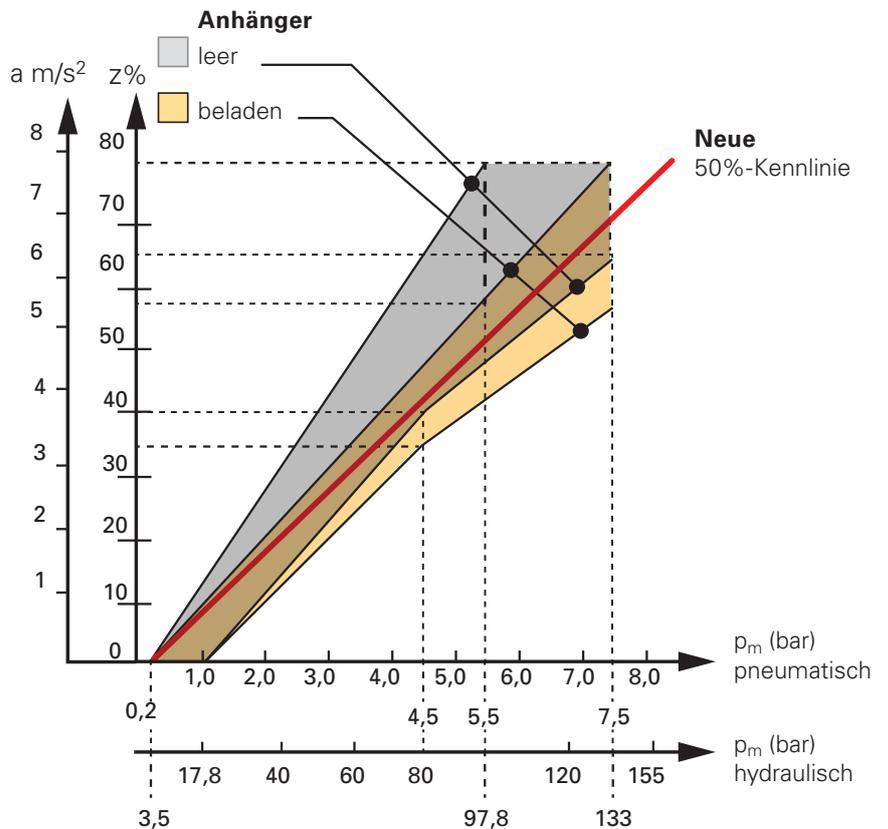
$$z = \frac{F}{G_p} = \times 100\%$$

Vorgaben gemäss neuer Verordnung (EU) 2015/68

Die Mindestabbremsung der Betriebsbremse von land- und forstwirtschaftlichen Anhängern wurde in der neuen Verordnung (EU) 2015/68 wie folgt festgelegt:

Neue Anhänger	Abbremsung in %	Verzögerung Betriebsbremse
bis 30 km/h	35% bei 6,5 bar pneumatisch 115 bar hydraulisch	mindestens 3.5 m/s ²
über 30 km/h	50% bei 6,5 bar pneumatisch 115 bar hydraulisch	mindestens 5.0 m/s ²

Diagramm Auslegungsband des Anhängers



Kompetenz-Center Bremsen

Seit vielen Jahren sind unsere Kurse zu verschiedenen technischen Themen bei unseren Kunden sehr beliebt. An einem eintägigen Kurs geben unsere Fachleute ihr Wissen anhand von theoretischen und praktischen Beispielen gerne weiter.

Auf vielseitigen Wunsch werden wir im ersten Quartal 2019 nun auch technische Kundenkurse zum hoch aktuellen Thema Bremsen durchführen. Zwei Kurse vermitteln aktuelles Wissen zu den beiden technischen Lösungen «Druckluftbremsen» (in Zusammenarbeit mit WABCO) und «Ölhydraulische Bremslösungen».

Bei Interesse melden Sie sich bitte bei Ihrem Berater im Aussendienst oder unter 044 439 19 19.

RATGEBER BREMSEN: Neue Anforderungen an Fahrzeuge

Neue Fahrzeugklassen bei Traktoren und Anhängern

Im Rahmen der Verordnung (EU) 167/2013 (sog. «Mother Regulation») gibt es für Traktoren geänderte und für Anhänger teilweise neue Vorschriften für das Genehmigungsverfahren und die Typenprüfungen. Diese wurden per 1. Mai 2019 in die Schweizer «Verordnung über die tech-

nischen Anforderungen an Strassenfahrzeuge» kurz «VTS 741.41» übernommen. Damit die Technischen Anforderungen spezifisch auf die entsprechenden Fahrzeugkategorien und deren Anwendungen passen, wurden alle Zugmaschinen und Anhänger in sogenannte «Fahrzeugklas-

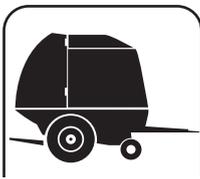
sen» eingeteilt und in der VTS unter Artikel 12⁸⁴ und Art. 21¹¹⁵ festgehalten. Die folgenden Grafiken und Tabellen sollen Ihnen helfen, einen Überblick über die neue Zu- teilung aller land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeuge zu erhalten.

Zugmaschinen und Motorwagen (gemäss VTS 741.41 Art. 12⁸⁴ Abs. 3-4)

Traktoren mit Rädern	Klasse	Beschreibung	Spurweite	Leergewicht	Bodenfreiheit	Geschwindigkeitsindex
	T1	Traktor	>1150 mm	> 600 kg	< 1000 mm	Jede Klasse von Traktoren wird – je nach ihrer Höchstgeschwindigkeit für die sie ausgelegt ist – am Ende mit dem Buchstaben «a» oder «b» gekennzeichnet: «a» für Zugmaschinen V _{max} ≤ 40 km/h (≤ 30 km/h) «b» für Zugmaschinen V _{max} > 40 km/h
	T2*	Schmalspurtraktor	<1150 mm	> 600 kg	< 600 mm	
	T3	Kleintraktor	-	< 600 kg	-	
	T4	Sonderfahrzeuge mit besonderer Zweckbestimmung				
	T4.1*	Stelzradtraktoren	-	-	> 1000 mm	
	T4.2	Überbreite Traktoren				
	T4.3	Traktoren mit geringer Bodenfreiheit und Vierradantrieb				
Zugmaschinen Raupen oder Gleisketten						
	C1					«a» für Zugmaschinen V _{max} ≤ 40 km/h (≤ 30 km/h) «b» für Zugmaschinen V _{max} > 40 km/h
	C2*					
	C3	Motorwagen der Klasse C sind Traktoren mit Raupen nach der Verordnung (EU) Nr. 167/2013, die für den Einsatz in der Land- und Forstwirtschaft konzipiert sind. Sie werden in dieselben Unterklassen eingeteilt wie Traktoren der Klasse T.				
	C4					
	C4.1*					
	C4.2					
C4.3						

*Beträgt der Quotient des Abstands zwischen dem Schwerpunkt und Boden sowie Spurweite mehr als 0,9, gilt eine max. Geschwindigkeit von 30 km/h

Anhänger und gezogene Arbeitsanhänger (gemäss VTS 741.41 Art. 21¹¹⁵ Abs. 2-4)

Transportanhänger	Klasse	Beschreibung	Garantiegewicht	Geschwindigkeitsindex
	R1	Transportanhänger mit einem Garantiegewicht von	< 1,50 t	Jede Klasse von Anhängern wird – je nach ihrer Höchstgeschwindigkeit für die sie ausgelegt ist – am Ende mit dem Buchstaben «a» oder «b» gekennzeichnet: «a» für Anhänger V _{max} ≤ 40 km/h (≤ 30 km/h) «b» für Zugmaschinen V _{max} > 40 km/h
	R2	Transportanhänger mit einem Garantiegewicht von	1,50 t bis 3,50 t	
	R3	Transportanhänger mit einem Garantiegewicht von	3,50 t bis 21,0 t	
	R4	Transportanhänger mit einem Garantiegewicht über	> 21,00 t	
Arbeitsanhänger und gezogene Geräte				
	S1	Arbeitsanhänger mit einem Garantiegewicht von	< 3,50 t	«b» für Zugmaschinen V _{max} > 40 km/h
	S2	Transportanhänger mit einem Garantiegewicht über	> 3,50 t	

VERORDNUNG EU 2015/68 & EU 167/2013



Was gilt als Arbeitsanhänger?

Definition gemäss VTS741.41-Art. 22

1. «Arbeitsanhänger» sind Anhänger, mit denen keine Sachtransporte ausgeführt werden, sondern die als Arbeitsgerät dienen und höchstens einen geringen Tragraum für Werkzeuge und Betriebsstoffe aufweisen.

2. Ihnen gleichgestellt sind Anhänger:

- die eine Ladekapazität aufweisen, um während des Arbeitsprozesses erzeugtes oder benötigtes Gut vorübergehend aufzunehmen oder abzugeben, und deren Verhältnis zwischen Garantiegewicht und Leergewicht weniger als 3,0 t beträgt

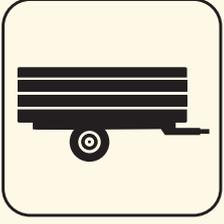
- zum Transport von Bestandteilen, Werkzeugen und Betriebsstoffen des Arbeitsmotorwagens, an dem sie mitgeführt werden
- mit Arbeitsgeräten, die über kurze Distanzen ein Ladegut befördern, das sie beim Unterhalt der Strasse auf der Fahrt aufnehmen oder abgeben
- die so gebaut sind, dass sie nur ein bestimmtes Arbeitsgerät aufnehmen können und keine anderweitige Lademöglichkeit aufweisen
- der Feuerwehr und des Zivilschutzes

3. Arbeitsanhänger können als Transportanhänger immatrikuliert werden, wenn sie allen anwendbaren Vorschriften entsprechen und die Arbeitsgeräte den Verkehr nicht behindern.

In unserem nächsten «Magazin» (Ausgabe Nr. 48) zeigen wir Ihnen auf, wie sich die wichtigsten technischen Anforderungen aus der Verordnung (EU) 2015/68, im Zusammenhang mit den hier abgebildeten Fahrzeugklassen, auf die Vorschriften für Bremsanlagen auswirken.

RATGEBER BREMSEN: Neue Anforderungen an Anhänger

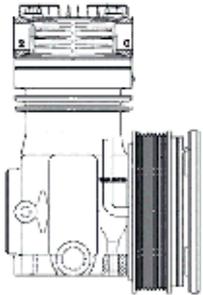
Wir zeigen auf wie sich die wichtigsten technischen Anforderungen aus der Verordnung (EU) 2015/68 auf die einzelnen Fahrzeugklassen auswirken.

Vorgaben für neue Anhänger gemäss EU 2015/68 und VTS 141.41 Version 05.2019 (bis max. 40km/h) Empfehlung ohne Gewähr Stand 10.2019				Betriebsbremsanlage		
				Anhang I	Anhang II	Anh. II Anl. I
Fahrzeugklasse		Summe der Achslast:	Differenzierung	2.2.2.	3.2.1.	1.1.1.1.
Transportanhänger 	R1a	< 1500 kg	< 750kg	keine Betriebsbremsanlage erforderlich		
			> 750kg	H2L / P2L / Auflauf	falls Fahrzeuge R1 mit einer Bremsanlage ausgestattet sind, muss die Leistung den Anforderungen für R2 Fahrzeugen entsprechen für H2L/P2L: z = 50% (>30 km/h) z = 35% (<30 km/h) (% stat. Radlast)	muss Neue Bremsbänder erfüllen falls > 30 km/h
	R2a	1500 — 3500 kg				
	R3a	3500 — 21000 kg	< 8000 kg	H2L / P2L		
			> 8000 kg			
R4a	> 21000 kg					
Arbeitsanhänger und gezogene Geräte 	S1a	< 3500 kg	< 750kg	keine Betriebsbremsanlage erforderlich		
			> 750kg	H2L / P2L / Auflauf	falls Fahrzeuge S1 mit einer Bremsanlage ausgestattet sind, muss die Leistung den Anforderungen für S2 Fahrzeugen entsprechen für H2L/P2L: z = 50% (>30 km/h) z = 35% (<30 km/h) (% stat. Radlast)	muss Neue Bremsbänder erfüllen falls >30 km/h
	S2a	> 3500 kg	< 8000 kg			
			> 8000 kg	H2L / P2L		

-Bremsanlagen (P2L und H2L)

Selbsttätige Bremsanlage	Feststellbremsanlage		Nachstellung Verschleiss	Ausfall bei Verbindungsleitung	Lastabhängige Bremskraftregelung
Anhang II	Anhang II	Anhang I	Anhang I	Anhang I	Anhang I
3.2.3	3.2.2.1.	2.2.2.10.	2.2.2.8.1.	2.2.2.9.	2.1.1.5
selbsttätige Bremsleistung bei einem Ausfall (2.2.1.17.1 und 2.2.1.18.5 Anh. I) für beladenes Fahrzeug muss mindestens 13,5 % der maximalen stationären Radlast betragen	muss das beladene gezogene Fahrzeug bei abgekoppelter Zugmaschine bei 18 % Gefälle/Steigung halten	wenn Betriebsbremsanlage im Fahrzeug vorhanden, muss Feststellbremse sichergestellt werden, auch wenn diese vom gezogenen Fahrzeug getrennt ist	manueller Ausgleich von Verschleiss erforderlich; automatische Nachstellung ist optional	muss automatisch anhalten, wenn Kupplung abreisst	Das Fahrzeug muss mit einer automatischen lastabhängigen Vorrichtung ausgestattet sein 1. Ausnahme: Manueller Regeler mit 3 Stufen Ra < 30 km/h und Sa aus technischen Gründen nicht möglich (keine Federung) 2. Ausnahme: Manueller Regeler mit 2 Stufen Ra < 30 km/h und Sa ermöglicht bauartbedingt lediglich „beladen“ und „leer“ 3. Ausnahme: Kein Regler Kategorie S, die keine andere Last enthält (bis zu 10 % Verbrauchsmaterial)
Automatische Nachstellung					
selbsttätige Bremsleistung bei einem Ausfall (2.2.1.17.1 und 2.2.1.18.5 Anh. I) für beladenes Fahrzeug muss mindestens 13,5 % der maximalen stationären Radlast betragen	manueller Ausgleich von Verschleiss erforderlich; automatische Nachstellung ist optional	muss automatisch anhalten, wenn Kupplung abreisst			

WARTUNGSARBEITEN ...



1. Der Kompressor

- » Täglich Ölstand prüfen bei internem Ölkreislauf (Oldtimer).
- » Schmiervorschriften des Motorherstellers sind massgebend.
- » Kompressor auf Dichtheit prüfen: Öl und Kühlflüssigkeit.
- » Riemenspannung prüfen, entsprechend der Vorgaben der Fahrzeughersteller.
- » Verschraubungen auf Festsitz prüfen.
- » Leitungen auf Festsitz und Beschädigungen prüfen.



2. Der Frostschutzbehälter

- » Bei Temperaturen unter + 5° muss das Gerät durch Verdrehen des Hebels (B) in die «Stellung I» in Betrieb genommen werden. Der Stand des Frostschutzmittels muss täglich kontrolliert werden.
- » Bei Temperaturen über + 5° kann das Gerät durch Verdrehen des Hebels (B) in «Stellung O» ausgeschaltet werden.
- » Gerät auf Dichtheit prüfen.
- » Behälter kann bei Rissbildung einzeln ersetzt werden.



5. Der Luftbehälter

- » Die Behälter sind täglich durch Betätigen der Entwässerungsventile zu entwässern.
- » Verschraubungen auf Dichtheit prüfen.



3. Der Lufttrockner

- » Lufttrockner auf Dichtheit prüfen.
- » Ein- und Abschaltdrücke prüfen (7.0–8.5 bar).
- » Beim Wechseln der Kartusche auf zu viel Öl im Sumpf achten. Die Kolbenringe des Kompressors könnten undicht sein.



6. Das Anhängersteuerventil

- » Das Ventil auf Dichtheit prüfen.
- » Voreilungsdruck prüfen, wenn vorhanden (0.7–1.5 bar).

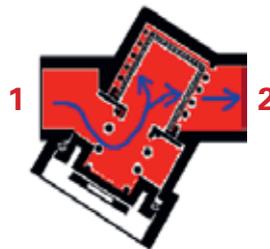
Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



(Pflicht beim Betrieb von ABS + EBS E Anhängern).

7. Der Leitungsfilter

- » Der Leitungsfilter ist je nach Betriebsbedingungen, im Normalfall etwa alle 3–4 Monate, zu reinigen.
- » Hierzu muss die Filterpatrone herausgenommen und mit Druckluft ausgeblasen werden.
- » Beschädigte Patronen müssen ersetzt werden. Dichtung ersetzen.
- » Beim Einbau bitte auf die Anschlussnummern achten: 1 Ein- / 2 Ausgang.



Bei Falscheinbau funktioniert die Bypass-Funktion nicht.

4. Diverse Kartuschen

- » Weiße Kartusche: Recyclingfähig.
- » Schwarze Kartusche: Erstausrüstung.
- » Intervall: 2 Jahre oder jährlich/Herbst.
- » Silberne Kartusche: Mit 1 Koaleszenzfilter.
- » Goldene Kartusche: Mit 2 Koaleszenzfilter. Bei Verwendung von Hochleistungsmotorölen.

Kartuschentyp	WABCO Recycling Kartusche	WABCO Standard Kartusche	WABCO Air System Protector	WABCO Air System Protector ^{Plus}
FUNKTION				
Trocknungsphase				
EIGENSCHAFTEN				
Filter				
empfohlenes Service-Intervall				
Trocknungsleistung	+	++	++	++
Öl-Abscheidung			+	++
Aerosol-Abscheidung			+	++
Fahrzeug-Applikation				
Fahrzeug-Luftverbrauch	niedrig	niedrig	mittel	hoch
M 39*1.5 13 bar	432 410 222 7	432 410 020 2	432 901 223 2	432 410 244 2
M 39*1.5 13 bar			432 901 245 2	
M 41*1.5 13 bar			432 901 246 2	
M 42*1.5 20 bar		432 410 220 2		
G 11/2 13 bar	432 415 220 7			
G 11/2 SW 30 13 bar		432 410 927 2	432 901 228 2	

... an der Druckluftanlage

8. Der Kupplungskopf

- » Beim Ankuppeln ist darauf zu achten, dass die Dichtflächen sauber sind.
- » Beschädigte Dichtringe sind zu erneuern.
- » Bremsschläuche auf Risse und Wendel auf Quetschungen prüfen. Ersetzen, wenn nötig.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



EU Standard



CH Standard



Duo Matic
(nur für EU)

9. Das Anhängerbremsventil

- » Ventil auf Dichtheit prüfen.
- » Einstellung der Voreilung prüfen, wenn vorhanden.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



10. Das Anhängerbremsventil mit Handregler

- » Ventil auf Dichtheit prüfen.
- » Ausgesteuerte Drücke prüfen und einstellen, wenn nötig.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



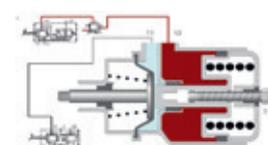
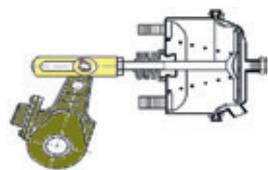
11. Der Bremszylinder

- » Bremszylinder auf Dichtheit und Funktion prüfen.

12. Der Federspeicherzylinder

- » Bremszylinder auf Dichtheit und Funktion prüfen.
- » Bremszylinder sollten immer achsweise ersetzt werden.
- » Bremsschläuche auf Risse prüfen. Wenn nötig ersetzen.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



13. Der ALB (automatischer lastabhängiger Bremskraftregler)

- » ALB auf Dichtheit und Funktion prüfen.
- » Einstellen, wenn nötig.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



14. Der EBS E Modulator

- » Modulator auf Dichtheit prüfen. Dieser ist diagnosefähig.

Eine besondere Wartung, die über die gesetzlich vorgeschriebene Untersuchung hinausgeht, ist nicht erforderlich.



LEISTUNG UND KRAFT eines Akku berechnen

Mit der Erklärung, wie viel Kraft denn so ein Akkugerät braucht, ist es wie mit der Erklärung zu der Frage: «Was ist der Unterschied zwischen einem Krokodil?». Antwort: «Je grüner, desto schwimmt es.» Das heisst in unserm Fall: Je mehr Volt, desto mehr Leistung. Klingt einfach, ist es aber nicht.

Die Kraft sei mit euch

Denn je nach Hersteller werden wir dazu mit den verschiedensten Angaben konfrontiert. Einer definiert die Leistung seiner Akkus mit Nennspannung, der andere mit Spitzenspannung. Der Dritte entscheidet sich für Wattstunden. Der Vierte legt äussersten Wert auf die Amperestunden. Und der Fünfte überfordert uns mit fantasievollen marketingorientierten Zusatzangaben, um Profivon Privatgeräten zu unterscheiden.

Um Licht ins Dunkel zu bringen, beginnen wir mit einer kurzen Erläuterung der am häufigsten verwendeten physikalischen Einheiten:

A = Ampere: Das ist das Mass für die elektrische Stromstärke. Es beschreibt die Menge an Strom (= Anzahl Elektronen = Coulomb), die innerhalb einer gewissen Zeit durch einen Stromleiter fliessen.

1 A = 1 Coulomb / Sekunde

Ah = Amperestunde: Das ist die Nennladung oder auch elektrische Ladung/Kapazität. 1 Ah ist die Menge, die innerhalb einer Stunde durch einen Leiter fliesst, wenn der elektrische Strom konstant 1 A beträgt. Die Anzahl Amperestunden ist ein Indikator dafür, wie gut eine Batterie auch bei Verbrauchsspitzen den notwendigen Strom zur Verfügung stellen kann.

V = Volt: Elektrische Spannung, physikalisch: Widerstand (Ohm) mal Stromstärke (Ampere). Man unterscheidet:

- Die Spitzenspannung (der Akku ist vollgeladen). Das entspricht dem bis zu 1,11-fachen der Nennspannung.
- Die nominelle Spannung, auch Nennspannung genannt. Das ist der Durchschnittswert und der liegt bei Lithium-Ionen-Akkus in der Regel bei 3,6 bis 3,7 V pro Zelle
- Die Entladungsspanne. Das ist der Wert am Ende der Entladung.

Übersicht der Spannungsangaben:

36 V Nennspannung: $36 \times 1,11 = 39,6$ oder 40 V Spitzenspannung.

50,4 V Nennspannung: $50,4 \times 1,11 = 55,95$ oder 56 V Spitzenspannung.

72 V Nennspannung: $72 \times 1,11 = 79,92$ oder 80 V Spitzenspannung.

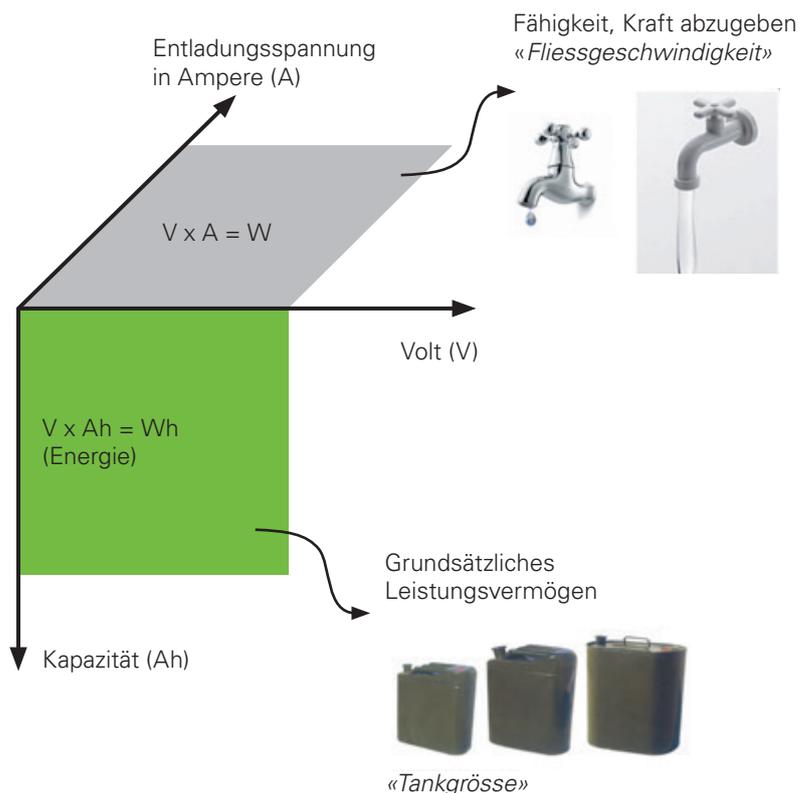
W = Watt: Das ist die im internationalen Einheitensystem für die Leistung verwendete Masseinheit und wird auch als Wirkleistung bezeichnet, also die Fähigkeit Kraft frei zu geben oder die «Fließgeschwindigkeit»

Wh = Wattstunden: Eine Wattstunde entspricht der Energie, welche ein System (z.B. Maschine, Akku, Glühlampe) mit einer Leistung von einem Watt in einer Stunde aufnimmt oder abgibt. Also das «grundsätzliche Leistungsvermögen» oder bildhaft gesprochen die «Tankgrösse».

Aufbau eines Akkus

Hauptbestandteil eines Akkus sind seine Zellen. Die werden derzeit weltweit nur von einer Handvoll Unternehmen hergestellt. Akkuproduzenten kaufen diese Zellen und fügen sie zu bestimmten Einheiten, den Akkupacks, zusammen. Denn die Spannung einer einzelnen Zelle reicht nicht für den praktischen Einsatz.

Eine Lithium-Ionen-Zelle hat üblicherweise eine nominelle Spannung von 3,6 Volt. Pakt ein Hersteller nun 14 Zellen in einen Akku und schaltet diese in Reihe, dann erreicht dieser Akku 50,4 Volt nominelle Spannung, was einer Spitzenspannung von 56 Volt entspricht. Die Spitzenspannung ist beim Anlaufen von Geräten notwendig, wenn diese viel Kraft benötigen, beispielsweise bei Kettensägen. Die Kombination von Akku- und Motorelektronik soll diese Kraft, so die Hersteller, bis zum Entladen halten können.



Zelle: Die kleinste Einheit des Akkus, bei Lithium-Ionen-Akkus hat eine Zelle üblicherweise 3,6 V nominelle Spannung und 30 A Stromstärke.

Akkupack: Hintereinander (in Reihe) geschaltete Zellen. Ein Pack mit 14 Zellen hat dann 50,4 V nominelle Spannung (14 x 3,6V = 50,4V), bzw. 56 V Spitzenspannung (14 x 3,6V x 1,11 = 55,94V) bei 30 A Stromstärke und 2 Ah. Bei 4 Ah wären dann zwei Akkupacks mit je 14 Zellen parallel geschaltet, bei 6 Ah wären es drei Akkupacks mit je 14 Zellen.

Beispiel:

36 V (40V) gegenüber 50,4 V (56V):

- 1. 2-Ah-Akku 36 V x 30 A = 1080 W
- 2. 2-Ah-Akku 50,4V x 30 A = 1512 W

Wenn in diesem Fall ein Motor 1500 W Strom aufnimmt, kann dieser in Beispiel 1 (36/40 V) nicht die volle Leistung erbringen. In Beispiel 2 (50,4/56V) erbringt der Motor die volle Leistung von 1500 Watt und hat obendrein noch Reserven für die Laufzeit.

Wie vergleichen wir nun die verschiedenen Akkus untereinander?

Bei den verschiedenen Akkus auf dem Markt vergleicht man am besten das grundsätzliche Leistungsvermögen, also die Wattstunden (Wh).

Formel: Volt (V) x Amperestunden (Ah) = Wattstunden (Wh)

Beispiel 2Ah Akkupack:

40 Volt x 2 Ah = 80 Wh
 56 Volt x 2 Ah = 112 Wh (+40% höheres Leistungsvermögen)

Beispiel 6Ah Akkupack:

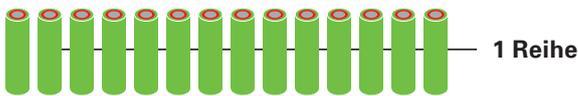
40 Volt x 6Ah = 240 Wh
 56 Volt x 6Ah = 336 Wh (+40% höheres Leistungsvermögen)

Achtung vor Überhitzung

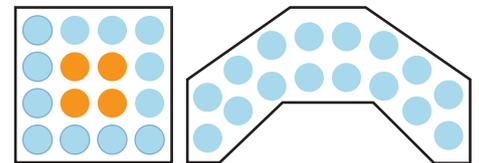
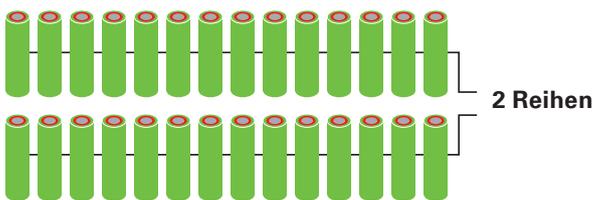
Das Laden und Entladen eines Akkupacks erzeugt Wärme. Sollte nun ein Akku im Einsatz überhitzen, nützt das beste Leistungsvermögen nichts. Aus diesem Grund ist bei jedem Anbieter darauf zu achten, wie die Kühlung des Akkus sichergestellt wird. Oft wird nur eine einzelne Zelle überwacht. Da sich die Zellen im Laufe der Zeit verändern, ist es wichtig, eine Überwachung aller im Akkupack verbauter Zellen zu haben.

Zellen im Zentrum eines Akkupacks (z.B. bei Blockbauweise) erhitzen sich schneller und können beschädigt werden oder den Akku zum Erliegen bringen. Deshalb sollten Zellen möglichst am Aussenrand eines Akkupacks verbaut sein. Auch Geräte die über einen grosszügigen Akkuschlacht verfügen oder bei denen die Akkupacks aussen am Gerät angebracht sind, werden besser gekühlt. Die Verwendung von Phasenübergangsmaterial zur Wärmeabführung reduziert die Gefahr einer Überhitzung zusätzlich.

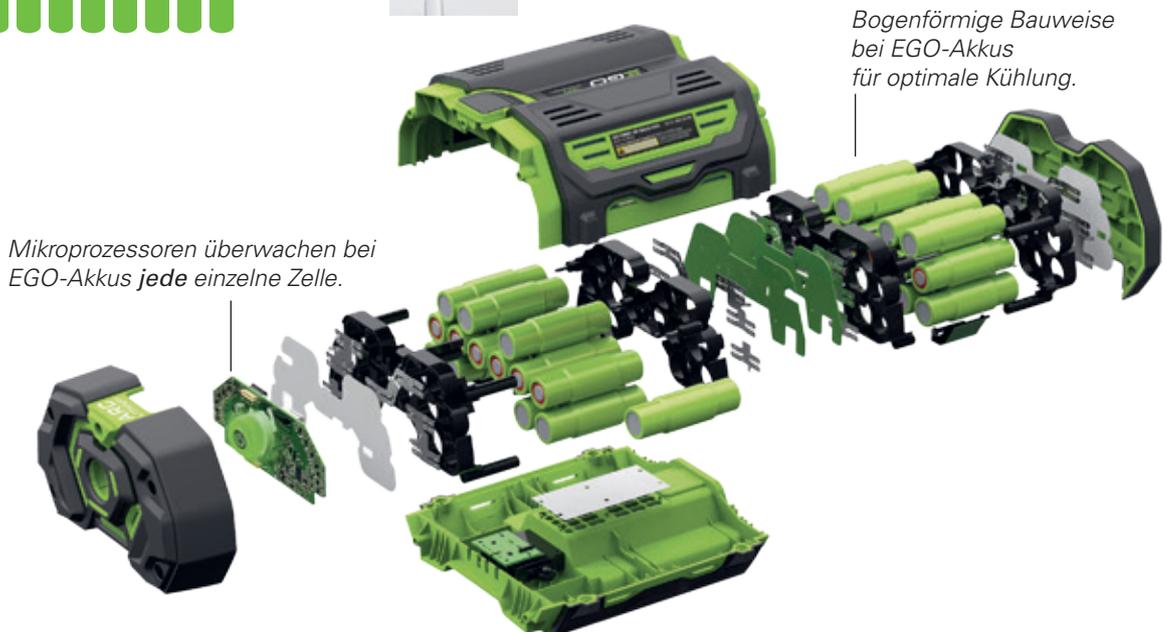
2 Ah Akkupack = 1512 W



4 Ah Akkupack = 3024 W



Zellen am Rand eines Packs werden besser gekühlt.



Mikroprozessoren überwachen bei EGO-Akkus jede einzelne Zelle.

Bogenförmige Bauweise bei EGO-Akkus für optimale Kühlung.



paul forrer

support beiträge



paul forrer

Wir leben Technik