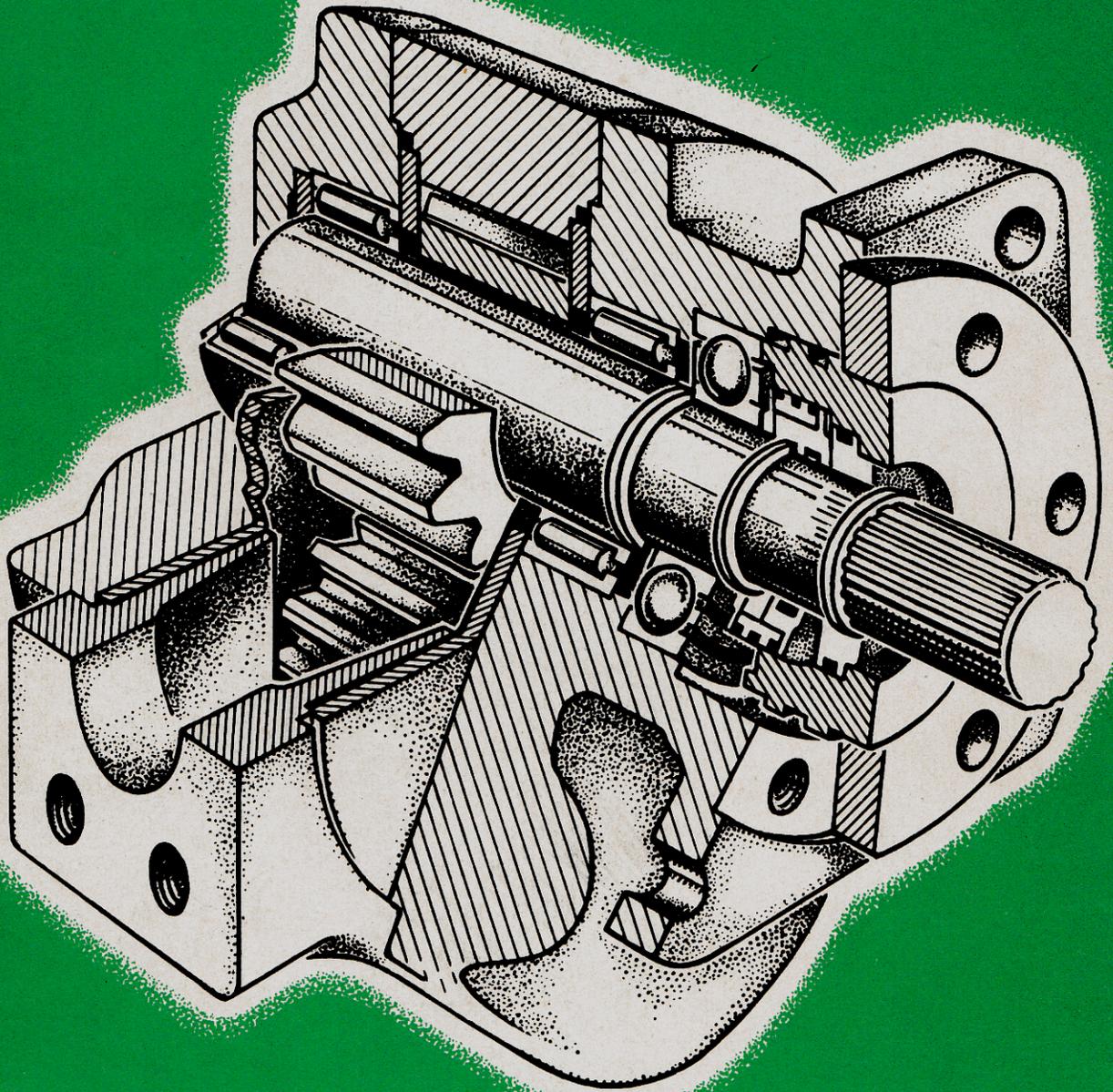


Oberingenieur Walter Haas



GRUNDLAGEN DER
Flugzeughydraulik

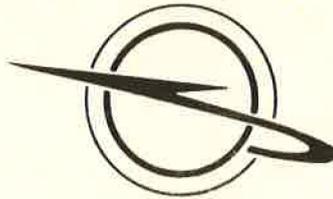
LEHRSCHEFTEN FÜR DIE BERUFSAUSBILDUNG UND QUALIFIZIERUNG



Best.-Nr. 7234

FORSCHUNGSZENTRUM DER LUFTFAHRTINDUSTRIE

Lehrschriften für die Berufsausbildung und Qualifizierung



Oberingenieur Walter Haas

**Grundlagen der
FLUGZEUGHYDRAULIK**

Als Manuskript gedruckt

Mit der Herausgabe beauftragt:

ZENTRALSTELLE FÜR LITERATUR UND LEHRMITTEL

Dresden 1961

Gutachter: Ing. Walter Freund
Bearbeiter: Dipl.-Gwl. Rudolf Küster

Bestell-Nr. 7234

Als Manuskript gedruckt
1961

Nachdruck, Reproduktion und Nachbildung – auch auszugsweise –
nur mit Genehmigung des Verfassers und
der Zentralstelle für Literatur und Lehrmittel
im Forschungszentrum der Luftfahrtindustrie
Dresden N 2 – Postschließfach 40

INHALTSVERZEICHNIS

1. Einführung	1
1.1. Begriff	1
1.2. Physikalische Grundlagen	1
1.3. Hydraulikanlagen im Maschinenbau	4
1.4. Hydraulikanlagen in Flugzeugen	5
1.4.1. Grundsätzliches	5
1.4.2. Vergleiche elektrischer mit hydraulischen Anlagen	5
1.4.3. Anwendung	8
1.4.4. Betriebsdruck	9
1.4.5. Aufbau	11
2. Arbeitsflüssigkeit	12
2.1. Flüssigkeit und Dichtungswerkstoff	12
2.2. Eigenschaften	13
2.2.1. Farbe	13
2.2.2. Flammpunkt	13
2.2.3. Trübungspunkt	13
2.2.4. Stockpunkt	13
2.2.5. Reinheit	13
2.2.6. Emulgierbarkeit	14
2.2.7. Schaumneigung	14
2.2.8. Schmierfähigkeit	14
2.2.9. Alterung	14
2.2.10. Gaslösungsvermögen	14
2.2.11. Wichte	15
2.2.12. Spezifische Wärme	15
2.2.13. Wärmeleitfähigkeit	15
2.2.14. Wärmeausdehnung	16
2.2.15. Kompressibilität (Zusammendrückbarkeit)	16
2.2.16. Viskosität (Zähigkeit)	17
2.2.17. Scherstabilität	20
2.2.18. Toxizität (Giftigkeit)	20
3. Leitungssystem	21
3.1. Zweck und Auslegung des Netzes	21
3.2. Druckverluste	22
3.2.1. Laminare und turbulente Strömung	22
3.2.2. Druckverlust bei laminarer Strömung	22
3.2.3. Druckverlust bei turbulenter Strömung	27
3.2.4. Örtlicher Druckverlust und äquivalente Rohrlänge	28
3.3. Rohre und Rohrarmaturen	30
3.4. Schläuche und Schlaucharmaturen	31

3.5. Filter	32
3.5.1. Siebfilter	33
3.5.2. Spaltfilter	34
3.5.3. Textil- und Papierfilter	35
3.5.4. Sinterwerkstofffilter	35
3.6. Behälter	35
4. Dichtungen	36
4.1. Aufgaben und Anforderungen	36
4.2. Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen	37
4.3. Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen	38
4.3.1. Nutringstulpen	39
4.3.2. Rechteckringe	39
4.3.3. O-Ringe	39
4.4. Berührungsfreie Dichtungen	40
5. Hydrogeneratoren	41
5.1. Anforderungen	41
5.2. Zahnradpumpen	41
5.2.1. Wirkungsweise	42
5.2.2. Berechnung des Förderstroms	42
5.2.3. Konstruktionsmerkmale	43
5.2.4. Wirkungsgrad	44
5.3. Drehflügel-pumpen	44
5.4. Kolbenpumpen	45
5.4.1. Axialkolbenpumpen	46
5.4.2. Radialkolbenpumpen	47
5.4.3. Gleichförmigkeit des Förderstroms	48
5.4.4. Wirkungsgrad	48
5.4.5. Handpumpen	48
6. Hydroakkumulatoren	49
6.1. Verwendungszweck	49
6.2. Bauformen	49
6.2.1. Kolbenspeicher	50
6.2.2. Speicher mit elastischer Trennwand	50
6.3. Speichervolumen	50
7. Hydromotoren	51
7.1. Betriebseigenschaften	51
7.2. Motoren für geradlinige Bewegung	51
7.2.1. Wirkungsweise	51
7.2.2. Kräfte und Geschwindigkeiten	52
7.2.3. Effektive Kraft und Leistung	54
7.2.4. Bauformen	55
7.3. Motoren für kontinuierliche Drehbewegung	57
8. Steuergeräte	57
8.1. Aufgaben	57
8.2. Drehkühnhähne und Drehkolbenventile	57
8.3. Axialschieber	58
8.4. Steuerventile	59

9. Druckbegrenzungsgeräte	60
9.1. Arten	60
9.1.1. Ventile	60
9.1.2. Drosseln	61
9.2. Verwendungsmöglichkeiten	62
9.3. Mengenteiler	63
10. Entlastungs- und Verblockungsgeräte	63
10.1. Pumpenentlastung	63
10.1.1. Automatische Regler	64
10.2. Hydraulische Verblockung	64
11. Hydraulik-Schaltungen	65
11.1. Arten	65
11.1.1. Schaltung mit Verstellpumpe	65
11.1.2. Schaltung mit Pumpe konstanten Förderstroms	66
11.2. Hydraulikanlage der IL 14	66
11.2.1. Hauptsystem	66
11.2.2. Bug- und Hauptfahrwerkskreislauf	67
11.2.3. Landeklappenkreislauf	68
11.2.4. Bremskreislauf	68
11.2.5. Scheibenwischerkreislauf	68
11.2.6. Notsystem	68
12. Abschließende Bemerkungen	70
Anhang	70
Literaturverzeichnis	71
Bildnachweis	71
Sachwörterverzeichnis	72
Lehrschriftenverzeichnis	73

1. Einführung

1.1. Begriff

Die Bezeichnung hydraulischer oder genauer hydrostatischer Antrieb ist heute für alle Antriebe üblich, in denen die Energieübertragung mit einer Flüssigkeit unter Druck erfolgt.

Die Hydraulik (griechisch hydor = Wasser) ist die praktische Lehre von den Vorgängen, bei denen Kräfte und Bewegungen durch eine Flüssigkeit übertragen werden. Sie behandelt das Gebiet der ruhenden und der strömenden Flüssigkeiten und umfaßt die Strömung in offenen Gerinnen, geschlossenen Rohrleitungen und Kanälen, die Grundwasserbewegung und die Strömung um feste Körper.

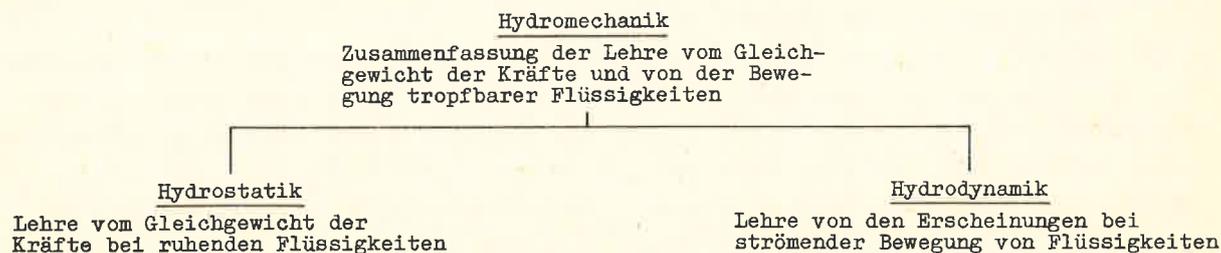
Eine Hydraulikanlage im engeren Sinn der Begriffsbestimmung ist eine Einrichtung, in der zur hydrostatischen Kraft- und Energieübertragung eine Flüssigkeit - meistens Öl, seltener Wasser - Verwendung findet. Die Energie eines von einem Hydrogenerator (Pumpe) erzeugten Flüssigkeitsstroms wird in einem Hydromotor, z.B. einem Arbeitszylinder, in mechanische Arbeit umgeformt. Die Kräfte werden bei dieser Art der Umformung durch den Flüssigkeitsdruck erzeugt.

Das im Flugzeugbau angewandte Hydrauliksystem arbeitet nach dem hydrostatischen Prinzip, bei dem die Kräfte im wesentlichen durch den statischen (ruhenden) Druck entstehen. In einer hydrodynamischen Energieübertragung werden die Kräfte durch Umlenkung der mit großer Geschwindigkeit strömenden Flüssigkeit hervorgerufen.

Die in einer Anlage enthaltenen hydrostatischen Antriebe werden im allgemeinen nach den Gesetzen der Hydrostatik untersucht. Für die Beurteilung vieler Vorgänge ist dabei auch das dynamische Verhalten mindestens qualitativ zu berücksichtigen.

1.2. Physikalische Grundlagen

Die Hydromechanik befaßt sich mit dem physikalischen Verhalten tropfbarer Flüssigkeiten. Sie gliedert sich in die Lehre vom Gleichgewicht der Kräfte bei ruhenden Flüssigkeiten, die Hydrostatik, und die Lehre von den Erscheinungen bei strömender Bewegung von Flüssigkeiten, die Hydrodynamik.



Die **Hydrostatik** beruht auf dem von Blaise Pascal formulierten Gesetz, nach dem sich der Druck in einer ruhenden Flüssigkeit nach allen Richtungen gleichmäßig ausbreitet.

Die **Hydrodynamik** beruht auf Gesetzmäßigkeiten, die in der Kontinuitätsgleichung, der Bernoullischen Gleichung und den Eulerschen Gleichungen mathematisch festgelegt sind. Dabei wird das Verhalten einer idealen Flüssigkeit betrachtet, d.h., die Zusammendrückbarkeit, die Reibung und die Kapillarität bleiben unberücksichtigt.

Die **Kontinuitätsgleichung** sagt aus, daß der Mengestrom - die in der Zeiteinheit strömende Flüssigkeitsmenge - in unterschiedlichen Querschnitten eines berandeten Körpers konstant bleibt.

Nach der **Bernoullischen** Gleichung, die den Zusammenhang zwischen dem hydrostatischen Druck und der Geschwindigkeit darstellt, ist die Summe von hydrostatischem und dynamischem Druck in allen Querschnitten konstant.

Die **Eulerschen** Gleichungen sagen über das Gleichgewicht zwischen den Druckkräften und den Massenkräften in reibungsfreien Flüssigkeiten aus.

Darüber hinaus gestatten die **Navier-Stokes**-Gleichungen die exakte theoretische Behandlung reibungsbehafteter Flüssigkeiten. Sie berücksichtigen die Spannungen, die in Flüssigkeitsteilchen auftreten, wenn diese in einer Strömung ihre Form ändern. Diese Spannungen sind der Formänderungsgeschwindigkeit proportional.

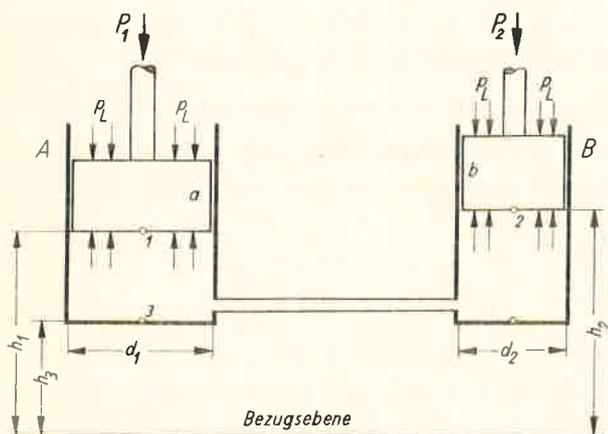


Bild 1.1
Prinzip des hydrostatischen Antriebs

Dieser Druck ist ein Überdruck, der mit p_u bezeichnet und in der Hydraulik in at bzw. kp/cm^2 angegeben wird. Der genannte Druck ist der, den ein übliches Manometer anzeigt. Der Druck p_{01} ist der absolute Druck an der Stelle 1 im Zylinder A. Er ist rund eine Atmosphäre größer als p_u , da die atmosphärische Luft von außen zusätzlich auf den Kolben drückt. Der absolute Druck wird mit p_0 bezeichnet und ebenfalls in at bzw. kp/cm^2 angegeben. Bekanntlich pflanzt sich der Druck in Flüssigkeiten nach allen Richtungen gleichmäßig fort. Wird der Druck im Punkt 3 betrachtet, so ist außer den Druckkräften auch das Eigengewicht der Flüssigkeit zu berücksichtigen. Am Boden des Zylinders A wirkt somit im Punkt 3 der absolute Druck

Bild 1.1 zeigt das Prinzip des hydrostatischen Antriebs. Auf den dichten, reibungsfrei im Zylinder A geführten, gewichtslos gedachten Kolben a wirkt eine äußere Kraft P_1 und die durch den Luftdruck p_L bedingte Kraft $p_L \cdot F_1$. Befindet sich der Kolben in Ruhe, so muß die Flüssigkeit im Zylinder eine gleich große Kraft $p_{01} \cdot F_1$ auf den Kolben ausüben. Es gilt daher

$$P_1 + p_L \cdot F_1 = p_{01} \cdot F_1 \quad (1)$$

Daraus folgt für den Druck im Punkt 1

$$p_{01} - p_L = \frac{P_1}{F_1} = p_u \quad (2)$$

$$p_{a_3} = p_{a_1} + \gamma (h_1 - h_3) \quad (3)$$

und damit der Überdruck

$$p_3 = p_{a_3} - p_L = p_1 + \gamma (h_1 - h_3) \quad (4)$$

mit der Wichte γ der Flüssigkeit und den Höhen h_1 und h_3 der betrachteten Punkte 1 und 3, von einer beliebigen Basis aus gemessen.

Der Überdruck im Punkt 2 des Kolbens b im Zylinder B beträgt

$$p_2 = p_1 + \gamma (h_1 - h_2) = p_1 - \gamma (h_2 - h_1). \quad (5)$$

Daraus folgt für die äußere Kraft, die das System im Gleichgewicht hält:

$$F_2 = p_2 \cdot F_2. \quad (6)$$

Ist $\gamma (h_2 - h_1)$ klein gegenüber p_1 , so gilt:

$$p_2 = p_1 \quad \text{oder} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (7)$$

Die Vernachlässigung von $\gamma (h_2 - h_1)$ darf in den meisten Fällen vorgenommen werden. Sind z.B.

$$\begin{aligned} p_{\ddot{u}_1} &= 100 \text{ kp/cm}^2 \\ h_2 - h_1 &= 5 \text{ m} = 500 \text{ cm} \\ \gamma &= 10^3 \text{ kp/m}^3 = 10^{-3} \text{ kp/cm}^3, \end{aligned}$$

so ergibt sich für den Punkt 2 der Druck

$$\begin{aligned} p_2 &= p_{\ddot{u}_1} - \gamma (h_2 - h_1) \\ p_2 &= \frac{100 \text{ kp}}{\text{cm}^2} - \frac{0,001 \text{ kp} \cdot 500 \text{ cm}}{\text{cm}^3} \\ p_2 &= \underline{\underline{99,5 \text{ kp/cm}^2}}. \end{aligned}$$

Der durch die Vernachlässigung auftretende Fehler beträgt daher 0,5 Prozent.

Wird der Kolben a bei gleichbleibendem Druck um den Betrag s_1 nach unten bewegt, so gilt für die aufzubringende Arbeit

$$L_1 = p_1 \cdot s_1. \quad (8)$$

Das im Zylinder A verdrängte Volumen $V_1 = s_1 \cdot F_1$ bewirkt eine Verschiebung des Kolbens b. Die Flüssigkeit wird als nicht zusammendrückbar angesehen, und die Reibung bleibt unberücksichtigt. Aus der Gleichheit der Volumina ergibt sich

$$V_1 = s_1 \cdot F_1 = s_2 \cdot F_2. \quad (9)$$

Daraus folgt für die Kolbenwege

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{F_2}{F_1}. \quad (10)$$

Mit den Gleichungen (7) und (10) wird die vom Kolben b durch den Flüssigkeitsdruck geleistete Arbeit

$$L_2 = p_2 \cdot s_2 = p_1 \frac{F_2}{F_1} \cdot s_1 \frac{F_1}{F_2} = p_1 \cdot s_1 = L_1. \quad (11)$$

Daraus folgt für die Leistung

$$N = P \frac{s}{t} = P \cdot v = \frac{P}{F} \cdot v \cdot F = p \cdot Q. \quad (12)$$

P Kraft	F Kolbenfläche
s Weg	p Flüssigkeitsdruck
t Zeit	Q Mengenstrom
v Kolbengeschwindigkeit	

Werden die in der Ölhydraulik allgemein verwendeten Maßgrößen Q in l/min und p in kp/cm² benutzt, so gilt

$$N = \frac{p \cdot Q}{6} \quad \left[\frac{\text{kpm}}{\text{s}} \right], \quad (13)$$

$$N = \frac{p \cdot Q}{450} \quad \left[\text{PS} \right], \quad (14)$$

$$N = \frac{p \cdot Q}{612} \quad \left[\text{kW} \right]. \quad (15)$$

Aus den Gleichungen (13) bis (15) geht hervor, daß beim hydrostatischen Antrieb eine bestimmte Leistung mit großem Druck und kleinem Mengenstrom oder umgekehrt mit kleinem Druck und großem Mengenstrom erreicht werden kann. Bild 1.2 zeigt den Zusammenhang zwischen Leistung, Druck und Mengenstrom.

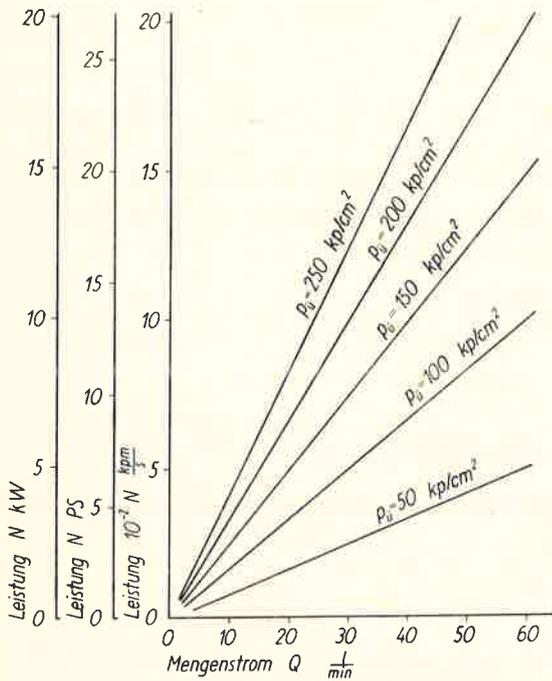


Bild 1.2 Leistung in Abhängigkeit von Mengenstrom und Druck

1.3. Hydraulikanlagen im Maschinenbau

Die einfache hydraulische Presse kann als erste Anwendung der hydrostatischen Kraftübertragung angesehen werden. Es gelang hier mit einfachen Mitteln, auf kleinem Raum große Kräfte zu erzeugen. Nachdem sich der hydrostatische Antrieb bei der Regelung von Wasserturbinen bewährt hatte, fand er in den vergangenen 25 Jahren allmählich ein immer breiteres Anwendungsgebiet. Im Fahrzeugbau wird er zum Betätigen der Bremsen, zum Entleeren der Ladefläche bei Kippen usw. verwendet.

Im Werkzeugmaschinenbau ist der hydraulische Antrieb ein wichtiger Faktor bei der Teil- und Vollautomatisierung von Maschinen und Maschinenstraßen geworden. Die Entwicklung führte dabei zwangsläufig zur Kombination elektrischer und hydraulischer Bauteile. Die elektrische Befehlsübermittlung in Verbindung mit der hydraulischen Energieübertragung ermöglicht es, eine praktisch unbegrenzte Anzahl von Aufgaben in der Fertigungstechnik zu lösen.

Das gleiche gilt auch für die Fördertechnik, den Landmaschinenbau, den Textilmaschinenbau und andere Industriezweige.

1.4. Hydraulikanlagen in Flugzeugen

1.4.1. Grundsätzliches

Mit der Steigerung des Gewichts und der Geschwindigkeit der Flugzeuge erhöhte sich die Anzahl der beim Fliegen erforderlichen Betätigungen. Die von den Piloten für die Bedienung aufzuwendenden Kräfte, wie z.B. zum Einziehen des Fahrwerks, stiegen erheblich an. Zur Entlastung des Piloten sind deshalb Hilfskraftsysteme geschaffen worden. Dazu gehören elektrische, hydraulische, pneumatische und pyrotechnische Einrichtungen. Auch Kombinationen der verschiedenen Systeme werden angewandt, um ihre Vorzüge vereinen und besser ausnützen zu können.

Im Rahmen der gesamten Flugzeugausrüstung nehmen die hydraulische und die elektrische Anlage einen bedeutenden Platz ein.

Pneumatische Systeme sind wenig verbreitet, da die für die Verwendung im Flugzeug sprechenden Vorteile die ungünstigen Eigenschaften nicht ausgleichen, die der Pneumatik anhaften.

Pyrotechnische Einrichtungen (Pulverantriebe) dienen zur Notbetätigung, beispielsweise zum Herausschleudern der Sitze aus Versuchsflugzeugen und zum Notausfahren der Fahrwerke bei ausgefallener Hydraulik.

1.4.2. Vergleiche elektrischer mit hydraulischen Anlagen

Im folgenden sind die Eigenschaften elektrischer und hydraulischer Anlagen zur Energieübertragung in Flugzeugen gegenübergestellt. Die Entscheidung für eine der beiden Energiearten wird immer durch die vom Flugzeugbau an die Ausrüstung gestellten Anforderungen bestimmt:

1. kleines Bauvolumen,
2. kleines Gewicht,
3. große Zuverlässigkeit,
4. einfache Wartung,
5. geringe Störanfälligkeit,
6. hohe Lebensdauer,
7. niedrige Herstellungskosten.

Diese Bedingungen lassen sich erfüllen, wenn die jeweils günstigere Energieform angewendet wird.

Die Impulsübertragung erfolgt, physikalisch bedingt, auf elektrischem Weg schneller, die Weiterleitung und Verteilung elektrischer Energie ist in manchen Fällen einfacher als die hydraulischer Drücke. Daher rückt das elektrohydraulische System, in dem die Kommandoübertragung elektrisch und die Kraftübertragung hydraulisch erfolgt, immer mehr in den Vordergrund.

Vom Gewichtsaspekt aus betrachtet ist es in vielen Fällen vorteilhafter, die Hydraulik zu verwenden. Das Gewicht von Gleichstromgeneratoren heutiger Bau-

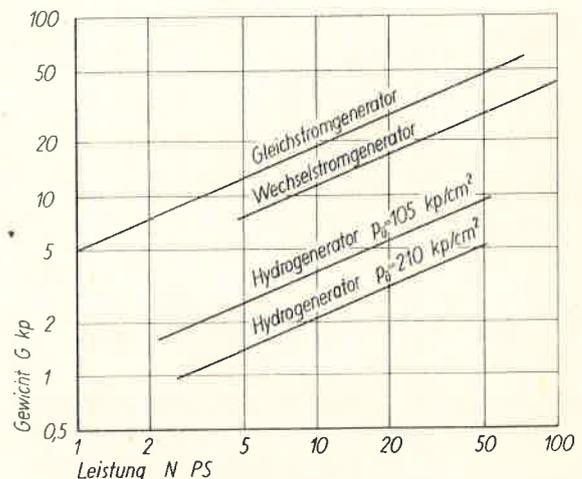


Bild 1.3 Gewichte von Gleichstrom-, Wechselstrom- und Hydrogeneratoren

art beträgt etwa das Fünffache des Gewichts von Hydrogeneratoren (Pumpen) für 105 kp/cm² Druck und etwa das Achtfache von Hydrogeneratoren für 210 kp/cm² Druck (Bild 1.3, Seite 5). Auch ein Wechselstromgenerator für größere Spannungen, die neuerdings in der Luftfahrt eingeführt werden sollen (es ist Dreiphasen-Wechselstrom 115 V/400 Hz vorgeschlagen), ist noch erheblich schwerer als ein Hydrogenerator. Hydrogeneratoren haben bei den heute üblichen Drehzahlen von 2500 bis 5000 min⁻¹ und Drücken zwischen 200 und 250 kp/cm² Leistungsgewichte von 0,15 bis 0,20 kp/kW. Moderne Elektrogenatoren liegen zwischen 1,5 und 2,0 kp/kW.

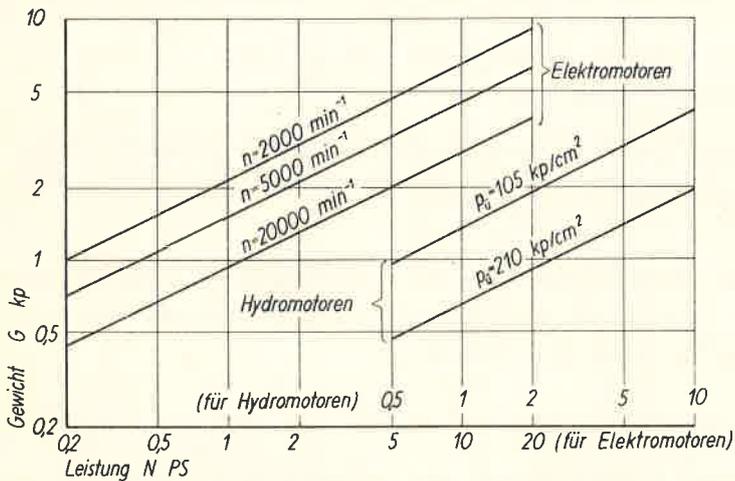


Bild 1.4 Gewichte von Gleichstrom- und Hydromotoren

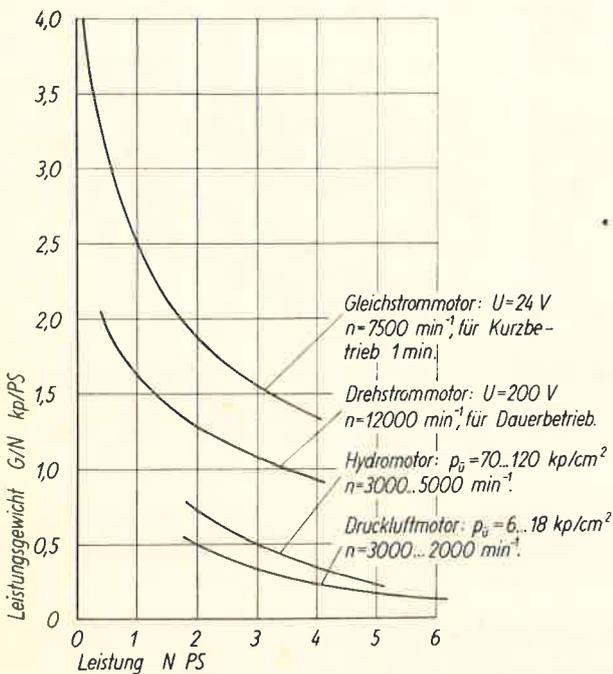


Bild 1.5 Leistungsgewichte verschiedener Motoren

Eine Druckerhöhung auf etwa 500 kp/cm² läßt das Leistungsgewicht von Hydrogeneratoren auf etwa 0,1 kp/kW absinken. Außer dem günstigen Leistungsgewicht weist der Hydrogenerator weitere Vorzüge auf, z.B. einen größeren nutzbaren Drehzahlbereich und im Zusammenhang mit dem kleineren Bauvolumen auch ein niedrigeres Trägheitsmoment der rotierenden Teile.

Umlaufende Hydromotoren liegen gewichtsmäßig ebenso günstig wie Hydrogeneratoren (Bild 1.4). Das mit steigender Leistung fallende Leistungsgewicht ist in der vergleichenden Darstellung im Bild 1.5 zu erkennen. Dabei ist zu beachten, daß die Hydromotoren für Dauerbetrieb, die Elektromotoren für Kurzzeitbetrieb ausgelegt sind.

Die Gewichte der angegebenen Hydrogeräte stellen noch keine Grenzwerte dar. Bei Neuentwicklungen kann mit einer weiteren Verkleinerung des Gewichts gerechnet werden. Moderne Hydraulikaggregate, bestehend aus Pumpe mit selbsttätiger Drehzahlregelung, Motor, Behälter und Steuergeräten, haben bei 300 kp/cm² Arbeitsdruck und 60 PS Leistung ein Gewicht von rund 20 kp, d.h. ein Leistungsgewicht von 0,33 kp/PS.

Als Faktor für die Beurteilung eines Geräts, Aggregats oder Systems muß der Wirkungsgrad in Betracht gezogen werden. In Bild 1.6 sind als Beispiel die Wirkungsgrade eines Hydrogenerators und eines Elektrogenerators in Abhängigkeit von der Leistung grafisch dargestellt. Als Grundlage für den Vergleich dient der noch viel verwendete Arbeitsdruck 105 kp/cm^2 und die Nennspannung des Gleichstrom-Bordnetzes 27 Volt . Die Kurven zeigen, daß in dem für eine Pumpe gebräuchlichen Leistungsbereich bis zu etwa 50 PS der Wirkungsgrad des Hydrogenerators größer ist als der des Elektrogenerators.

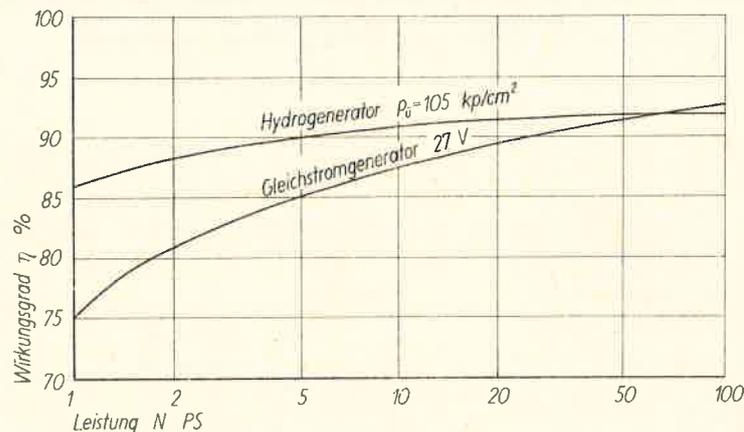


Bild 1.6 Wirkungsgrad von Gleichstrom- und Hydrogeneratoren

Weitere Vorzüge des hydraulischen Antriebs liegen

- bei der einfachen Steuerung von Druck, Drehzahl und Mengenstrom, die die Leistung bestimmen,
- bei der einfachen Umsteuerung,
- bei der großen Ansprechgeschwindigkeit der Stellglieder,
- bei der Möglichkeit, Übersetzungsverhältnisse innerhalb weiter Grenzen bei großem Wirkungsgrad zu variieren und
- bei der Möglichkeit, Stellglieder in jeder beliebigen Lage zwischen den Endstellungen anzuhalten und hydraulisch zu verblocken.

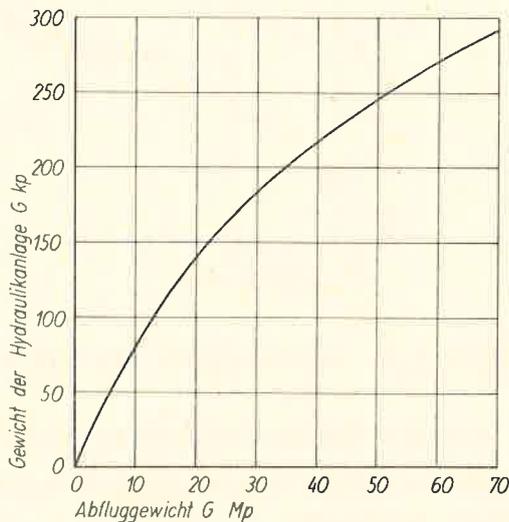
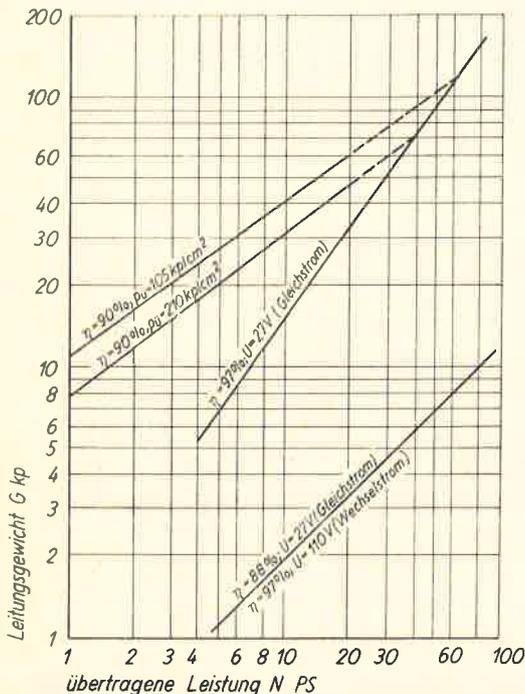
Daß das Bauvolumen hydraulischer Geräte wegen des niedrigen Gewichts kleiner ist als das von elektrischen Geräten, ergibt sich aus den Gewichtsvergleichen. Das Bauvolumen eines Hydromotors z.B. beträgt etwa 12 Prozent von dem eines Elektromotors.

Die Nachteile hydraulischer Systeme liegen im wesentlichen bei der Energieverteilung. Diese Tatsache macht sich bei der Flugzeughydraulik ganz besonders bemerkbar. Elektrische Leitungen sind biegsam und lassen sich auch an schwer zugänglichen Stellen leichter verlegen, befestigen und verbinden als die starren Rohrleitungen hydraulischer Anlagen. Der Schutz gegen Überlastung, die Trennung und damit die örtliche Begrenzung beschädigter Netzteile durch Sicherungen und Schalter ist beim elektrischen Netz bedeutend einfacher als beim hydraulischen. Auch im Gewicht liegt die Rohrleitung bei kleinen Leistungen,

d.h. gerade dort, wo die Hydraulik sonst sehr viel günstiger als die Elektrik ist, höher als die elektrische Leitung. In Bild 1.7 ist das Gewicht von 15 m Rohr- bzw. Kabellänge in Abhängigkeit von der übertragenen Leistung für verschiedene Drücke, Spannungen und Stromarten grafisch dargestellt.

Der Entwicklungsaufwand für die Flugzeughydraulik liegt infolge der außerordentlich großen Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit und relativ langen und teuren Erprobung sehr hoch. Ihre Vorzüge ließen sie jedoch im Rahmen der gesamten Flugzeugausrüstung immer mehr in den Vordergrund treten.

Die Fertigung von Hydraulikgeräten ist eine sehr lohnintensive Arbeit mit einem relativ kleinen Anteil hochwertiger Werkstoffe, die auch in der DDR zum größten Teil durch eigenes Aufkommen abgedeckt werden können.



△ Bild 1.8 Gewicht von Hydraulikanlagen

◁ Bild 1.7 Leitungsgewichte

Der Gewichtsanteil der Hydraulikanlage am Fluggewicht geht aus Bild 1.8 hervor. Da der dargestellte Verlauf aus 21 Baumustern gemittelt wurde, können bei der Betrachtung bestimmter Typen erhebliche Abweichungen von diesen Angaben auftreten. So beträgt z.B. der Anteil der Hydraulik am Abfluggewicht bei der "Caravelle" 1,15 Prozent.

1.4.3. Anwendung

Die hydrostatische Energieübertragung wird im Flugzeug für eine große Zahl von Betätigungen angewandt. Die wichtigsten sind:

1. Aus- und Einfahren und Verriegeln des Fahrwerks, Öffnen, Schließen und Verriegeln der zugehörigen Klappen,
2. Lenken des Fahrwerks,
3. Absenken des Fahrwerks,
4. Betätigen der Radbremsen,
5. Betätigen der Landeklappen, Vorflügel usw.,

6. Betätigen der Einstiegklappen, Transportklappen, Türen, Hilfstreppen usw.,
7. Verstellen der Luftschrauben,
8. Verstellen der Katapultsitze, Kabinendach-Notabwurf,
9. Betätigen der Notausstiege,
10. Betätigen der Kühlerklappen bei Kolbentriebwerken,
11. Betätigen der Steuerung,
12. Betätigungen in anderen Anlagen, wie Klimaanlage, Kraftstoffanlagen u.a.

Die angeführten Beispiele erheben nicht den Anspruch auf Vollständigkeit. Sie sollen nur zeigen, wie breit der Anwendungsbereich der Hydraulik im modernen Flugzeug ist.

1.4.4. Betriebsdruck

Der bei der Einführung der Bordhydraulik übliche Druck betrug etwa 50 bis 60 kp/cm². Er stieg bis 1945 auf 100 bis 120 kp/cm² und in der modernen Flugzeughydraulik auf 200 bis 280 kp/cm² an.

Mit der Erhöhung des Betriebsdrucks sind Schwierigkeiten verbunden, die sowohl bei der Fertigung wie auch beim Betrieb der Geräte in Erscheinung treten.

Das Hauptproblem liegt bei der Fertigungsgenauigkeit. Damit nur eine geringe Leckmenge durch die Spalte zwischen ruhenden und beweglichen Teilen austritt, z.B. zwischen Kolben und Bohrungen in Steuergeräten, müssen die Spiele sehr klein sein (0,002 bis 0,005 mm). Die durch Temperatur- und Druckänderungen hervorgerufenen Änderungen der Bauteilabmessungen beeinflussen deshalb das Arbeiten von Hydraulikgeräten sehr stark. Mit der Vergrößerung des Drucks ergeben sich höhere Anforderungen an die Dichtheit der verwendeten Werkstoffe selbst. Gußteile können in den meisten Fällen nicht mehr verwendet werden, da eine vollkommene Abdichtung des porösen Gefüges nur selten möglich ist. Es muß daher weitestgehend auf Preßteile umgestellt werden. Das ist mit einem erheblichen Kostenanstieg verbunden. Auch an die Werkstoffe, an die Herstellungsgenauigkeit und an die physikalischen Eigenschaften der Dichtungselemente müssen bei größeren Drücken wesentlich höhere Anforderungen gestellt werden.

Weiterhin treten Schwierigkeiten auf, die mit dem elastischen Verhalten der Flüssigkeit in Zusammenhang stehen. Ein Hydrauliksystem, in dem lange Flüssigkeitssäulen verwendet werden, ist einem Antrieb mit einer biegsamen Welle vergleichbar. In einem derartigen Antrieb können bei hohen Drücken periodische Schwingungen und andere unerwünschte Erscheinungen auftreten. Das elastische Verhalten der Flüssigkeit, das sich mit zunehmendem Druck immer mehr bemerkbar macht, beeinflußt die Zeitkonstante eines Systems im ungünstigen Sinn. Mit steigendem Druck erhöhen sich auch die Schwierigkeiten bei der Herstellung von Schläuchen, die als biegsame Verbindungen besonders im Flugzeug unbedingt erforderlich sind.

Es lag nahe, bei Beachtung aller auftretenden Besonderheiten und Belange des Flugzeugbaus, den optimalen Druck für eine Bordhydraulikanlage zu suchen. Arbeiten, die sich mit der Lösung dieser Aufgabe befassen, sind in den letzten Jahren besonders in den USA, Frankreich und England durchgeführt worden. Das Gewicht stand bei diesen Untersuchungen im Vordergrund, d.h., unter Berücksichtigung aller Belange bezüglich Funktion und Zuverlässigkeit wurde das Mi-

nimum des Baugewichts bestimmt, der für Fertigung, Einbau usw. entstehende Kostenaufwand aber nicht betrachtet. Der so ermittelte optimale Druck liegt bei 280 kp/cm². Unter Berücksichtigung des Fertigungsaufwands und der ökonomischen Belange erscheint für Verkehrsflugzeuge der Druckbereich zwischen 210 und 230 kp/cm² als der günstigste. Die Gewichte der Hydraulikanlage eines bestimmten Flugzeugtyps, einmal für einen Druck von 175 kp/cm² und einmal für 280 kp/cm² ausgeführt, sind in der folgenden Tafel einander gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt, daß bei der Anlage mit dem Druck 280 kp/cm² etwa 70 kp Gewicht eingespart werden. Die Anlage mit dem kleineren Druck 175 kp/cm² ist über 25 Prozent schwerer.

Kreislauf	Gewicht bei	
	280 kp/cm ²	175 kp/cm ²
Pumpen usw.	27 kp	36 kp
Hauptfahrwerk	70 kp	85 kp
Landeklappen	45 kp	55 kp
Sturzflugbremsen	26 kp	33 kp
Behälter, Rohrleitungen und Flüssigkeit	111 kp	140 kp
Insgesamt	279 kp	349 kp

Die Bilder 1.9 und 1.10 zeigen Bauvolumen und Gewicht der Bauteile von Hydraulikanlagen in Abhängigkeit vom Druck.

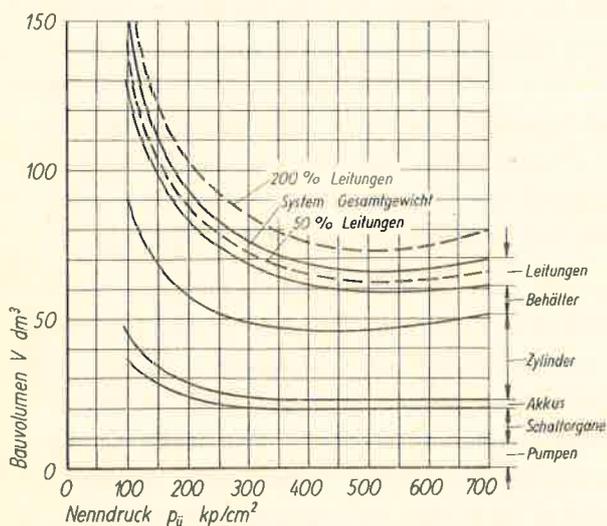


Bild 1.9 Bauvolumen der Bauteile von Hydraulikanlagen

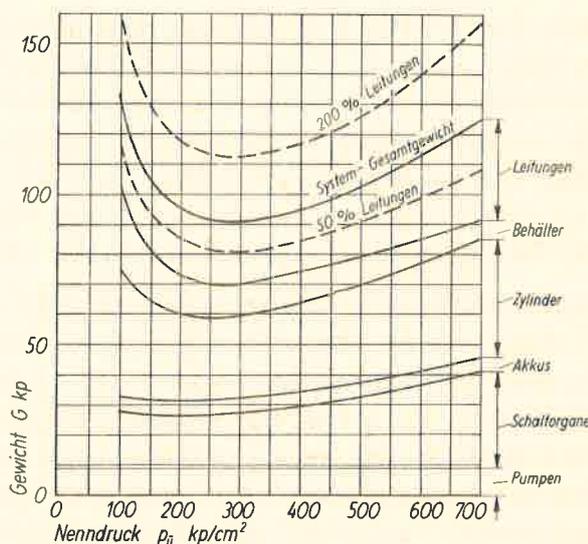


Bild 1.10 Gewicht der Bauteile von Hydraulikanlagen

Unabhängig von diesen Untersuchungen wurden in den USA, Frankreich und Großbritannien bereits bei der Einbeziehung der Hydraulik in die Flugzeugausrüstung höhere Drücke benutzt. Die Steigerung der Nenndrücke seit Einführung der Bordhydraulik zeigt Bild 1.11.

Der Nenndruck in der Flugzeughydraulik liegt zum Teil heute noch bei etwa 100 kp/cm². Er ist im wesentlichen durch die in der Anlage als Hydrogenerator

verwendete Zahnradpumpe festgelegt. Diese Pumpenart erreicht bezüglich Bearbeitungsgüte und -genauigkeit, Toleranzen, Gewicht und Bauvolumen bei dem genannten Druck unter Berücksichtigung der für den Flugzeugbau geltenden Belange ein Optimum. Eine weitere Druckerhöhung würde den Wirkungsgrad unzulässig verschlechtern. Erfolgt eine Umstellung auf größere Drücke, so muß auf andere Pumpenarten übergegangen werden.

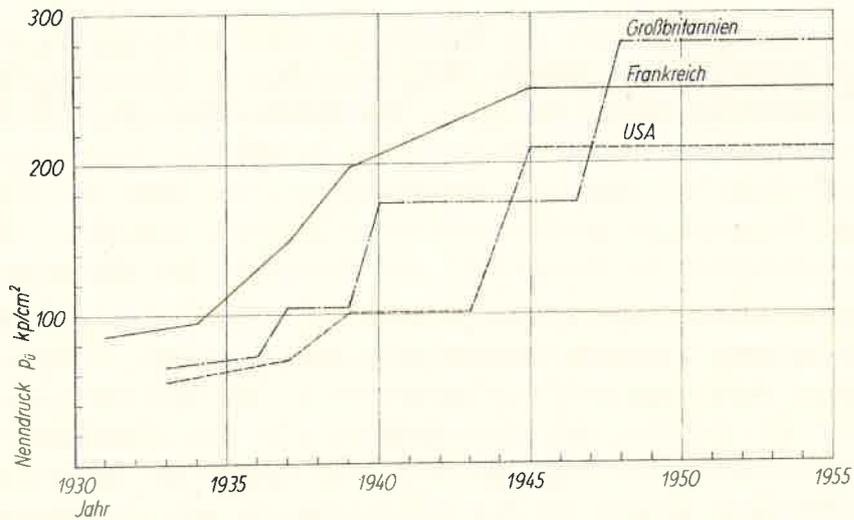


Bild 1.11 Nenndrücke in Flugzeughydraulikanlagen

1.4.5. Aufbau

Bild 1.12 zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Flugzeughydraulikanlage. Der Betriebsdruck wird in der Pumpe erzeugt, die meistens über einen besonderen Abgriff vom Flugtriebwerk, in manchen Fällen auch von einem Elektromotor, angetrieben wird. Eine im Bild nicht dargestellte hand- oder maschinengetriebene Pumpe ist der Hauptpumpe zur Notbetätigung parallelgeschaltet. Die Entnahme der Arbeitsflüssigkeit erfolgt aus dem Behälter.

Die Verbrauchergruppe besteht aus einem Hochdruckteil und einem Niederdruckteil. Der Druckminderer dient zur Begrenzung des Niederdrucks, die Steuerorgane schalten

den Flüssigkeitsstrom auf die einzelnen Arbeitszylinder. Die darin verdrängte Flüssigkeit fließt über die Steuerorgane, die Rücklaufleitung und das Filter in den Behälter zurück.

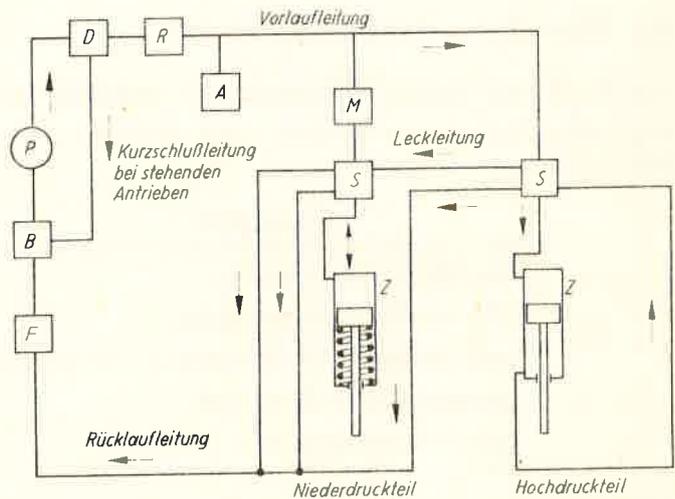


Bild 1.12 Grundsätzlicher Aufbau einer Flugzeughydraulikanlage

- | | |
|--------------------|--------------------|
| B Behälter | A Hydroakkumulator |
| P Pumpe | S Steuerorgan |
| D Druckregler | Z Arbeitszylinder |
| R Rückschlagventil | F Filter |
| M Druckminderer | |

Da beim Einschalten von Arbeitszylindern mit großem Hubvolumen der Flüssigkeitsverbrauch stark ansteigt, muß der Förderstrom der Pumpe für diesen Bedarf ausgelegt werden. Die Leistung der Pumpe und damit ihr Bauvolumen und Gewicht können kleiner gehalten werden, wenn zur Deckung des Spitzenbedarfs der Verbraucher ein Hydroakkumulator verwendet wird. In diesem Akkumulator befindet sich ein bestimmtes Flüssigkeitsvolumen, das bei Bedarf durch Gasdruck in das Leitungssystem gefördert wird. Nimmt der Flüssigkeitsbedarf ab, dann wird der Akkumulator aus dem Förderstrom der Pumpe wieder gefüllt.

Wenn die Antriebe stehen, hört der Flüssigkeitsumlauf im System auf. In diesem Fall wird praktisch die gesamte Pumpenleistung in Wärme umgewandelt, die an die Arbeitsflüssigkeit übergeht. Die dadurch bedingten Nachteile lassen sich durch Verwendung eines Druckreglers vermeiden. Dieses Gerät schaltet die Druckleitung bei stehenden Antrieben kurz und läßt den Gegendruck auf nur wenige Kilopond je Quadratcentimeter (kp/cm^2) absinken. Das Rückschlagventil verhindert in diesem Fall das Entleeren des Akkumulators.

Der beschriebene Aufbau läßt die Hauptteile, aus denen sich eine Hydraulikanlage zusammensetzt, erkennen. Hydrogeneratoren - Pumpen - fördern die Arbeitsflüssigkeit durch das Rohrleitungssystem zu den Hydromotoren, z.B. Arbeitszylindern. Mit Schalt- und Steuergeräten wird die Flüssigkeit zu- und abgeschaltet und gesteuert. Hydroakkumulatoren decken den Spitzenbedarf. Weitere Einrichtungen sorgen für die Druckminderung und -begrenzung.

2. Arbeitsflüssigkeit

2.1. Flüssigkeit und Dichtungswerkstoff

Die in Flugzeughydraulikanlagen verwendeten Flüssigkeiten lassen sich in mehrere Gruppen einteilen, die jeweils einen bestimmten Dichtungswerkstoff verlangen:

Flüssigkeit	Dichtungswerkstoff
Mineralöle (Erdölbasis)	synthetischer Gummi
Pflanzenöle (Rizinusbasis)	Naturgummi
synthetische Öle (Esterbasis, Silikonöl)	synthetischer Gummi
halogenisierte Mineralöle	synthetischer Gummi
Wasser-Glykol-Gemische	synthetischer Gummi

Flüssigkeiten und Dichtungswerkstoffe sind stets in ihrem Zusammenwirken zu betrachten. Eine bestimmte Flüssigkeit, selbst wenn sie für die Verwendung in der Flugzeughydraulik hervorragend geeignet ist, kann nur dann eingesetzt werden, wenn entsprechende Werkstoffe für die Dichtungen vorhanden sind. In einem bestehenden Hydrauliksystem kann daher nicht ohne weiteres von einer Flüssigkeitgattung auf eine andere übergegangen werden. Es ist in jedem Fall zu prüfen, ob die Dichtungswerkstoffe für die neue Flüssigkeit geeignet sind.

Die Entwicklung führte zu synthetischen Ölen, für die als Dichtungswerkstoff synthetischer Gummi in besonderer Zusammensetzung verwendet wird. Bis

heute benutzt aber die Flughydraulik im wesentlichen Arbeitsflüssigkeiten auf Erdölbasis (Mineralöle) und auf Rizinusbasis (Pflanzenöle). Wenn ein hydraulisches System das Höchstmaß an Funktionssicherheit bei geringstem Gewicht erreichen soll, muß die Arbeitsflüssigkeit als Konstruktionselement der Anlage betrachtet werden. Die ständige Weiter- und Neuentwicklung geeigneter Flüssigkeiten für Flugzeughydraulikanlagen konzentriert sich z.Z. im wesentlichen auf die Erhöhung der Feuersicherheit unter Beibehaltung aller bereits erreichten günstigen Eigenschaften.

2.2. Eigenschaften

Die tatsächlichen Arbeitsbedingungen hydraulischer Systeme stellen bei den üblichen hohen Drücken und bei den im Flugbetrieb unterschiedlichen Temperaturen große Anforderungen an die Hydraulikflüssigkeit.

Die für die Flugzeughydraulik wichtigsten Eigenschaften der vielfach verwendeten Mineralöle sind im folgenden zusammengefaßt und zum Teil mit Zahlenwerten der in Westeuropa und in den USA gebräuchlichen Hydraulikflüssigkeit D.T.D. 585 belegt. Die Eigenschaften der aus Erdöl durch Destillation und Raffination gewonnenen Mineralöle lassen sich durch chemische Zusätze, sogenannte Additives, Dopes oder Inhibitoren usw., innerhalb gewisser Grenzen beeinflussen.

Die für die folgende Darstellung gewählte Reihenfolge kennzeichnet bis zu einem gewissen Grad die Bedeutung der einzelnen Eigenschaften für die Flugzeughydraulik, wobei selbstverständlich die gegenseitigen Abhängigkeiten und Wechselwirkungen berücksichtigt werden müssen.

221. Farbe. Die Farbe ist kein Maßstab für die Güte eines Öls. Frische Öle sind immer heller als gebrauchte, da Verunreinigungen die Farbe stark beeinflussen. Luftfahrt-Hydrauliköle werden zur besseren Unterscheidung der einzelnen Sorten meistens gefärbt.

222. Flammpunkt. Das Öl soll einen Flammpunkt oberhalb 100 °C sowie eine hohe Selbstentzündungstemperatur haben und möglichst nicht brennbar sein. Der Flammpunkt ist die niedrigste Temperatur, bezogen auf einen Druck von 760 Torr, bei der sich aus dem zu prüfenden Öl unter festgelegten Bedingungen Dämpfe in solcher Menge entwickeln, daß diese mit der über dem Flüssigkeitsspiegel stehenden Luft ein entflammables Gemisch ergeben (vgl. DIN 51584).

223. Trübungspunkt. Der Trübungspunkt ist die Temperatur, bei der in der Flüssigkeit beim Abkühlen unter vorgeschriebenen Bedingungen eine sichtbare Ausscheidung von Paraffin oder anderen festen Stoffen beginnt (vgl. DIN 51583).

224. Stockpunkt. Der Stockpunkt ist die Temperatur, bei der die Flüssigkeit unter vorgeschriebenen Bedingungen gerade aufhört zu fließen (vgl. DIN 51583). Er muß unterhalb der niedrigsten Betriebstemperatur der Anlage, z.B. -65 °C, liegen.

225. Reinheit. Der zulässige Anteil von ungebundenen Mineralsäuren und Alkali, von Wasser, veraschbaren Bestandteilen und Hartasphalt darf nicht über-

schritten werden. Die Kontrolle dieser Anteile erfolgt über die Neutralisationszahl, die Verseifungszahl, den Wassergehalt, den Aschegehalt und den Hartasphaltgehalt (vgl. DIN 51557, 51558, 51559, 51575 und 51582).

2.2.6. Emulgierbarkeit. Die Emulgierbarkeit gibt an, in welchem Maß sich ein Öl mit Wasser haltbar vermischen läßt (vgl. DIN 51591).

2.2.7. Schaumneigung. Die Neigung der Flüssigkeit zur Schaumbildung soll möglichst gering sein (vgl. DIN 51566). Schaumbildung wird sich nie ganz vermeiden lassen, aber sie kann in bestimmten Grenzen durch konstruktive Maßnahmen auf ein Mindestmaß herabgesetzt werden.

2.2.8. Schmierfähigkeit. Die Schmierfähigkeit läßt sich nicht direkt messen, deshalb gibt es keine genaue Prüfmethode dafür. Sie hat aber in hydraulischen Antrieben große Bedeutung, da hier das Öl neben der Energieübertragung auch die Schmierung zu übernehmen hat. Grundsätzlich muß der Schmierfilm die auftretenden Flächenpressungen ohne zu reißen aufnehmen.

2.2.9. Alterung. Die Alterung des Öls tritt durch dessen Vereinigung mit dem Luftsauerstoff ein. In Bezug auf die Oxydation wirken einige Metalle katalytisch, am stärksten Kupfer, dann folgen Blei, Bronze, Messing und Stahl. Leichtmetalle und Zinn sind praktisch ohne Einfluß. Staub und andere Fremdstoffe beschleunigen die Oxydation. Die zum Teil unlöslichen Alterungsprodukte setzen sich als Schlamm ab. Die Neigung der Hydraulikflüssigkeit zu altern nimmt mit steigender Temperatur zu. Zwischen +50 und +100 °C gilt als Faustregel, daß sich die Alterungsgeschwindigkeit mit je 10 Grad Temperaturzunahme verdoppelt.

Die Alterung läßt sich vermindern, wenn hohe Temperaturen, große freie Oberflächen und die Vermischung mit Luft durch frei in den Behälter fallende Ölstrahlen oder durch Zerstäubung vermieden werden. Von der Arbeitsflüssigkeit wird verlangt, daß sie nur langsam altert, d.h., es sollen sich keine Absonderungen bilden bzw. sich die Eigenschaften bei längerer Verwendung nicht verschlechtern.

2.2.10. Gaslösungsvermögen. Das Gaslösungsvermögen ist temperatur- und druckabhängig. Leichte Mineralöle enthalten im Sättigungszustand bei atmosphärischem Druck 8 bis 11 Prozent Luft, bezogen auf das Ölvolumen. Der Temperatureinfluß, der zwischen 0 und +100 °C gering ist, kann bei Flugzeug-Hydraulikanlagen, bei denen die Arbeitstemperatur normalerweise zwischen +50 und +70 °C liegt, vernachlässigt werden. Der Druckeinfluß ist dagegen groß, da bis zu einem Überdruck von etwa 200 kp/cm² und auch bei Unterdruck der Luftanteil erhalten bleibt. Unter einem Überdruck von 200 kp/cm² stehendes Öl kann daher 8 bis 11 Prozent Luft mit einem Überdruck von 200 kp/cm² enthalten.

Wenn für eine Übersichtsrechnung angesetzt wird, daß eine bestimmte Ölmenge bei einem Überdruck von 200 kp/cm² 10 Prozent Luft enthält, dann erreicht bei der Entspannung des Öls vom Überdruck 200 kp/cm² auf 0 kp/cm² das Luftvolumen das Zwanzigfache des Ölvolumens.

Die Lösungs- und Ausscheidungsgeschwindigkeit der Luft hängt vom Betrag und vom Zustand der Kontaktfläche zwischen Luft und Öl ab. Es ist daher ausschlaggebend, ob der Ölspiegel aufgewirbelt oder ruhend ist. Die Lösungsgeschwindigkeit wird bei Annäherung an die Sättigungsgrenze kleiner. Die Ausscheidungsgeschwindigkeit ist größer als die Lösungsgeschwindigkeit, und bei Entspannung bzw. Drosselung scheidet sich die überschüssige Luft sehr schnell ab. Zwischen "gelöster Luft" und "mechanisch beigemischter Luft" (Blasen) ist genau zu unterscheiden. Eine mechanische Beimischung kann z.B. durch ungünstige Lage der Vor- oder Rücklaufleitungen im Behälter erfolgen, wenn bei der Ölzirkulation Luft in den Kreislauf eindringt.

2.2.11. Wichte. Die Wichte des Öls ist von der Temperatur und vom Druck abhängig. Sie soll in der Flugzeughydraulik unter 1 p/cm^3 liegen, damit das Füllgewicht der Anlage klein bleibt. Mineralöle haben eine Wichte von $0,83$ bis $0,95 \text{ p/cm}^3$, Öle auf Rizinusbasis und Glykol-Wassergemische von etwa 1 p/cm^3 . Die Wichte wird wegen der Zusammendrückbarkeit mit steigendem Druck größer und nimmt mit steigender Temperatur ab (Bild 2.1 und 2.2).

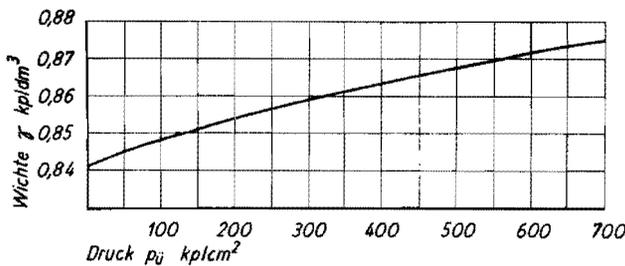


Bild 2.1 Wichte in Abhängigkeit vom Druck

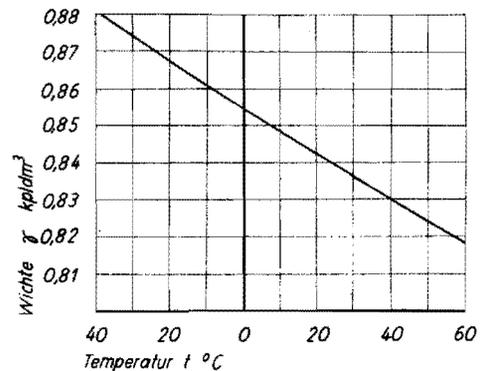


Bild 2.2 Wichte in Abhängigkeit von der Temperatur

2.2.12. Spezifische Wärme. Die spezifische Wärme c_p ist von der Temperatur und der Wichte abhängig und bestimmt die Wärmeaufnahme und -abgabe einer Ölmenge. Die spezifische Wärme von Mineralölen läßt sich mit der Gleichung

$$c_p = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} (0,403 + 0,00081 t) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kp} \cdot \text{grad}} \right] \quad (16)$$

ermitteln.

t Temperatur $^{\circ}\text{C}$

γ Wichte bei 15°C $\left[\text{kp/dm}^3 \right]$

Für Überschlagsrechnungen kann $c_p = 0,45 \text{ kcal}/(\text{kp grad})$ angesetzt werden.

Bild 2.3 (Seite 16) zeigt die spezifische Wärme von Mineralöl in Abhängigkeit von Wichte und Temperatur.

2.2.13. Wärmeleitzahl. Die Wärmeleitzahl λ bestimmt die Zeit für die Wärmeaufnahme und -abgabe einer Ölmenge. Bei Mineralölen zwischen $+20$ und $+100^{\circ}\text{C}$ beträgt λ im Mittel $0,11 \text{ kcal}/(\text{m h grad})$. Gegenüber Wasser mit $\lambda = 0,5 \text{ kcal}/(\text{m h grad})$ ist Öl ein schlechter Wärmeleiter.

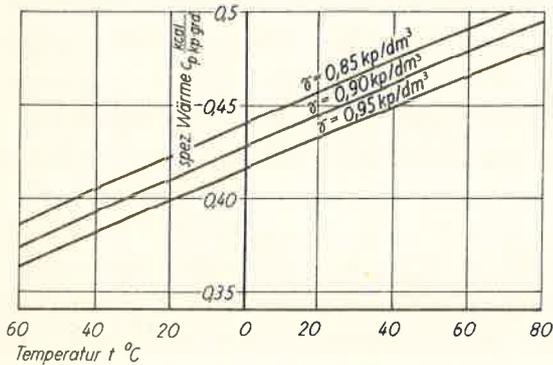


Bild 2.3 Spezifische Wärme von Mineralöl in Abhängigkeit von Wichte und Temperatur

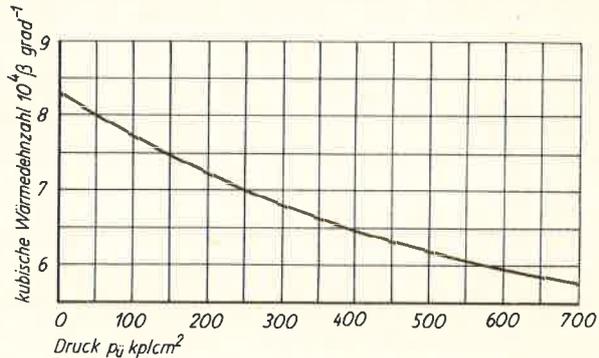


Bild 2.4 Kubische Wärmedehnzahl einer Hydraulikflüssigkeit in Abhängigkeit vom Druck

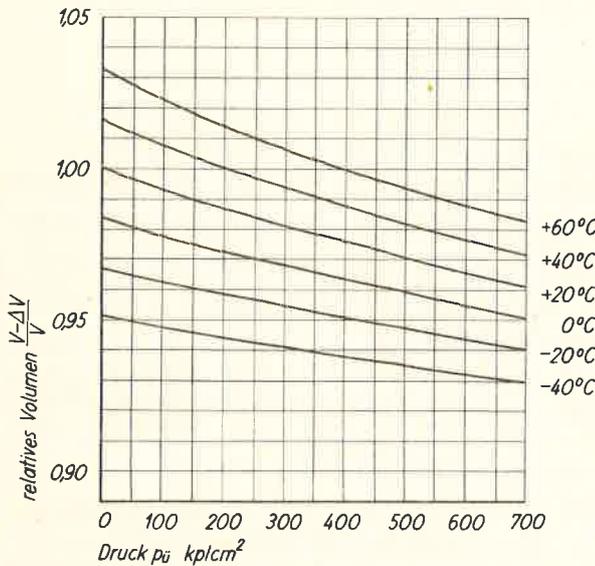


Bild 2.5 Relatives Volumen einer Hydraulikflüssigkeit in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

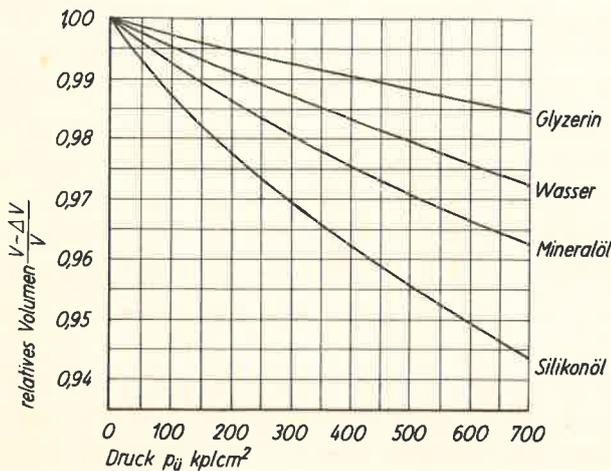


Bild 2.6 Relatives Volumen verschiedener Flüssigkeiten in Abhängigkeit vom Druck

2.2.14. Wärmeausdehnung. Die kubische Wärmedehnzahl β von Hydraulikflüssigkeiten kann innerhalb des für Flugzeuganlagen üblichen Temperaturbereichs bei einem bestimmten Druck als von der Temperatur unabhängig angesehen werden. β nimmt aber bei wachsendem Druck ab. In Bild 2.4 ist die Druckabhängigkeit dargestellt. Bild 2.5 zeigt das relative Volumen $\frac{V-\Delta V}{V}$ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Mit Hilfe dieser Angaben kann bestimmt werden, ob in einem abgesperrten System ein Thermoventil, das den Druckanstieg bei wachsender Temperatur begrenzt, eingebaut werden muß.

2.2.15. Kompressibilität (Zusammendrückbarkeit). Flüssigkeiten verkleinern unter einem allseitig wirkenden Druck ihr Volumen. Die Zusammendrückbarkeit hat für die Berechnung des hydraulischen Stoßes, die Gleichförmigkeit des Betriebs und für Berechnungen ferngesteuerter hydraulischer Getriebe große Bedeutung. Bild 2.6 zeigt das relative Volumen verschiedener Flüssigkeiten in Abhängigkeit vom Druck.

Für die Kompressibilität (Preßziffer) gilt

$$\alpha = - \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{kp}} \right] \quad (17)$$

V Ausgangsvolumen $[\text{cm}^3]$
 ΔV Volumenänderung $[\text{cm}^3]$
 Δp Druckänderung $[\text{kp}/\text{cm}^2]$

Der Kehrwert

$$\frac{1}{\alpha} = M = E_{\text{öl}} \left[\text{kp}/\text{cm}^2 \right] \quad (18)$$

ist der Volumelastizitätsmodul. Er liegt bei den in Flugzeughydraulikanlagen verwendeten Mineralölen zwischen $1,4 \cdot 10^4$ und $2 \cdot 10^4 \text{ kp}/\text{cm}^2$.

Der Volumelastizitätsmodul wird durch dem Öl beigemischte Luft stark beeinflusst. Der Einfluß des Luftanteils auf den Volumelastizitätsmodul kann mit einem Korrekturfaktor erfaßt werden. Es gilt dann

$$E_{\text{öl} + \text{Luft}} = b \cdot E_{\text{öl}} \left[\text{kp}/\text{cm}^2 \right] \quad (19)$$

Bild 2.7 zeigt den Korrekturfaktor b bei verschiedenen Mischungsverhältnissen in Abhängigkeit vom Druck. Aus dieser Darstellung geht hervor, welche Bedeutung der sorgfältigen Entlüftung einer Hydraulikanlage, besonders bei Drücken unterhalb $300 \text{ kp}/\text{cm}^2$, beizumessen ist.

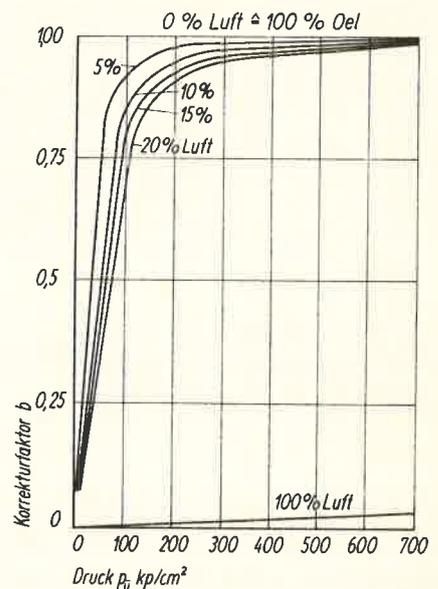


Bild 2.7 Korrekturfaktor b zur Bestimmung des Volumelastizitätsmoduls von Öl-Luftgemischen

2.2.16. Viskosität (Zähigkeit).

Die Viskosität

ist die Eigenschaft eines flüssigen oder gasförmigen, in gewisser Hinsicht auch festen Stoffs, durch eine Schubverformung eine vom Geschwindigkeitsgefälle abhängige Schubspannung aufzunehmen (vgl. DIN 1342). Der gegenseitigen Verschiebung zweier benachbarter Schichten wird ein Widerstand - innere Reibung - entgegengesetzt.

Eine Flüssigkeit haftet infolge der Adhäsionskräfte an der Wandung fester Körper. Die Geschwindigkeit fällt deshalb z.B. beim Durchströmen von Leitungen an der Rohrwandung auf den Wert Null. Die dadurch auftretenden Geschwindigkeitsunterschiede verursachen selbst bei sehr kleiner Reibung die genannten Schubspannungen. Durch diese Reibung wird ein Teilchen ABCD in ABC'D' verformt (Bild 2.8). Die dabei auftretende Schubspannung τ wird nach Newton durch folgenden Ansatz erfaßt:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (20)$$

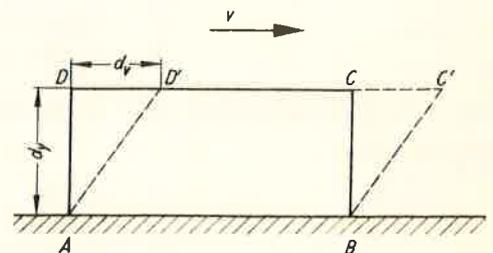


Bild 2.8 Verformung eines Flüssigkeitsteilchens durch Reibung

Viele Flüssigkeiten, im allgemeinen auch die Hydraulikflüssigkeiten, verhalten

sich nach diesem Ansatz. Sie werden deshalb "Newtonsche Flüssigkeiten" genannt. Das Newtonsche Gesetz gilt nicht mehr, wenn die innere Reibung sehr groß wird.

In Gleichung (20) ist dv/dy das Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Strömungsrichtung und die Stoffkonstante η ein absolutes Maß, das die *d y n a - m i s c h e* oder absolute Viskosität des betreffenden Stoffs im gegebenen Zustand kennzeichnet. η gibt die Schubspannung an, die zwischen zwei ebenen parallelen Schichten eines laminar strömenden, homogenen, isotropen Körpers herrscht, wenn die Schichtflächen im Abstand 1 m sich mit dem Geschwindigkeitsunterschied 1 m/s relativ zueinander bewegen. η ist bei "Newtonschen Flüssigkeiten" von der Temperatur und vom Druck abhängig.

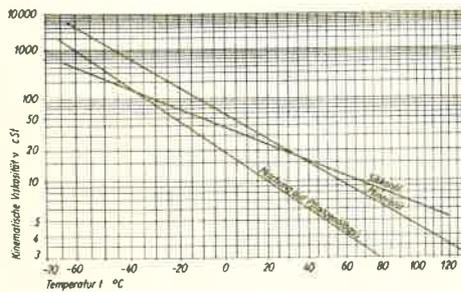


Bild 2.9 Viskositäts-Temperatur-Verhalten verschiedener Flugzeug-Hydraulikflüssigkeiten

Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität soll gering sein, d.h., die Viskositäts-Temperaturkurve soll im Hinblick auf den Betrieb bei hohen und niedrigen Temperaturen flach verlaufen. Bild 2.9 zeigt die Viskosität verschiedener Arbeitsflüssigkeiten für die Flugzeughydraulik in Abhängigkeit von der Temperatur. Für Hydraulikflüssigkeiten in Flugzeuganlagen wird ein großer Temperaturarbeitsbereich zwischen etwa +80 und -70 °C mit einer Viskosität von mindestens vier Centistokes bei +70 °C Betriebstemperatur gefordert. Die Viskosität soll sich deshalb möglichst wenig mit der Temperatur ändern, damit innerhalb der genannten Temperaturgrenzen die an die Flüssigkeit gestellten Bedingungen erfüllt bleiben. Weiterhin wird gefordert, daß keine Änderung der Eigenschaften bei der normalen Betriebstemperatur eintritt, wenn niedrige atmosphärische Drücke, wie sie in größeren Flughöhen auftreten können, wirken.

Für die Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von der Temperatur sind verschiedene Formeln in Gebrauch. Im Temperaturbereich zwischen +20 und +100 °C gilt:

$$\eta_t = \eta_0 \left(\frac{t_0}{t} \right)^k \quad [\text{cP}]. \quad (21)$$

- η_t Viskosität bei der Temperatur t [cP]
- η_0 Viskosität bei der Temperatur t_0 [cP]
- k Exponent, der bei Mineralölen zwischen 1,3 und 1,8 liegt (Mittelwert für Überschlagrechnungen: $k = 1,5$)

Für die Abhängigkeit der dynamischen Viskosität vom Druck gilt für Überschlagrechnungen:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{b \cdot p} \quad [\text{cP}]. \quad (22)$$

- η_p Viskosität beim Druck p [cP]
- η_0 Viskosität bei Normaldruck [cP]
- e Basis der natürlichen Logarithmen
- p wirksamer Druck [kp/cm²]
- b Faktor, der im Bereich der üblichen Betriebstemperaturen zwischen 0,0015 und 0,003 liegt [cm²/kp].

Die Einheit der dynamischen Viskosität ist die Newtonsekunde je Quadratmeter:

$$1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ m}^{-1} \text{ kgs}^{-1}$$

oder das Poise (P), so benannt nach dem französischen Physiker Poiseuille:

$$1 \text{ P} = 10^{-1} \text{ Ns/m}^2 = 10^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ kgs}^{-1}.$$

Die gebräuchliche Untereinheit ist 1 Centipoise. $1 \text{ cP} = 0,01 \text{ P}$.

Als abgeleitete Einheit wird in der Technik auch die Einheit kps/m^2 benutzt. Zur Umrechnung gilt:

$$\begin{aligned} 1 \text{ kps/m}^2 &= 98,1 \text{ P}, \\ 1 \text{ P} &= 0,01020 \text{ kps/m}^2. \end{aligned}$$

Das Verhältnis der dynamischen Viskosität zur Dichte heißt *k i n e m a t i - s c h e* Viskosität, die bei vielen Strömungsvorgängen als maßgebende Stoffkonstante auftritt:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}.$$

Die Einheit der kinematischen Viskosität ist das Quadratmeter je Sekunde:

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = \frac{1 \text{ Ns/m}^2}{1 \text{ kg/m}^3} = 1 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}.$$

Das Quadratmeter/Sekunde ist die kinematische Viskosität eines Körpers der dynamischen Viskosität 1 Ns/m^2 und der Dichte 1 kg/m^3 .

Die Einheit m^2/s wird mit Stokes (St) nach dem englischen Physiker gleichen Namens bezeichnet. Die gebräuchliche Untereinheit ist 1 Centistokes.

$1 \text{ cSt} = 0,01 \text{ St}$. Das Stokes ist der 10 000. Teil des Quadratmeter/Sekunde:

$$\begin{aligned} 1 \text{ St} &= 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}, \\ 1 \text{ m}^2/\text{s} &= 10^4 \text{ St}. \end{aligned}$$

Als konventionelle Einheiten für die Viskosität sind z.Z. noch gebräuchlich:

Engler-Grad ($^{\circ}\text{E}$) auf dem europäischen Festland,
Redwood-Sekunde (R) in Großbritannien,
Saybolt-Sekunde (S) in den USA.

Alle konventionellen Maße zur Kennzeichnung der Viskosität sind von den benutzten Meßeinrichtungen abhängig. Sie sind im allgemeinen als Grundlage für Berechnungen ungeeignet, daher sollen Viskositäten nur in absoluten Einheiten angegeben werden. Eine Umrechnung konventioneller Werte in absolute Einheiten birgt beträchtliche Fehlerquellen in sich. Die Umrechnung absoluter Meßwerte in konventionelle Werte mit Hilfe zuverlässiger Umrechnungstabellen (vergleiche DIN 51560) ist als Übergangsregel im Handel zugelassen (DIN 51550).

Für die Umrechnung der verschiedenen Maßeinheiten sind folgende Näherungsformeln in Gebrauch:

Engler-Grad in kinematische Viskosität:

$$10^6 \nu \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] = {}^{\circ}\text{E} \cdot 7,6^{1 - \frac{1}{{}^{\circ}\text{E}}} \quad (23)$$

und bei größeren Werten von ${}^{\circ}\text{E}$

$$10^6 \nu \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] = 7,6 {}^{\circ}\text{E}; \quad (24)$$

Redwood-Standard in kinematische Zähigkeit

$$\nu \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] = 0,0026 R - \frac{1,72}{R}; \quad (25)$$

Saybolt-Universal in kinematische Zähigkeit

$$\nu \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] = 0,0022 S - \frac{1,8}{S}. \quad (26)$$

Die Umrechnung konventioneller Maße in Centistokes ist ungenau und zwischen $\nu = 1$ und $\nu = 9,5$ cSt nicht zulässig.

Folgende DIN-Blätter geben genaue Auskunft über Prüfverfahren von Mineralölen und verwandter Flüssigkeiten:

- DIN 51 560 Bestimmung der Viskosität mit dem Engler-Gerät;
- DIN 51 561 Messung der Viskosität mit dem Vogel-Ossag-Viskosimeter;
- DIN 51 562 Messung der Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter;
- DIN 51 563 Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens.

22.17. Scherstabilität. Die meisten Flüssigkeiten, besonders aber die auf mineralischer Basis, ändern ihre Eigenschaften beim Durchströmen enger Spalte, d.h. bei Drosselung und bei mechanischen Einwirkungen. Diese Änderungen machen sich vor allem in der Verringerung der Viskosität und der Schmiereigenschaften bemerkbar. Die Abnahme der Viskosität ist damit zu erklären, daß durch die mechanischen Einwirkungen auf die Flüssigkeit bei großem Druck und großer Geschwindigkeit der molekulare Aufbau verändert wird. So ergab sich z.B. bei der Dauererprobung von Pumpen, die durch Drosseln mit 200 kp/cm² Gegendruck belastet wurden, nach 500 Stunden ein Rückgang der Viskosität auf 50 Prozent des Ausgangswerts.

Eine im Viskositäts-Temperatur-Verhalten günstige Flüssigkeit ist daher nicht in jedem Fall eine für Flugzeug-Hydraulikanlagen günstige.

22.18. Toxizität (Giftigkeit). Die Wahl der Hydraulikflüssigkeit wird auch durch deren Toxizität bestimmt. Die Verwendung giftiger Flüssigkeiten in Hydraulikanlagen von Flugzeugen birgt viele Gefahren in sich. Diese liegen zunächst im Umgang mit den Flüssigkeiten selbst und treten in erhöhtem Maß auf, wenn sie bei einem Leitungsbruch oder infolge undichter Stellen des Hydrauliksystems in den abgeschlossenen Räumen des Flugzeugs versprüht werden. Es ist nicht vertretbar, z.B. die Feuersicherheit des Flugzeugs durch die Wahl einer bestimmten Hydraulikflüssigkeit zu erhöhen, dafür aber die Möglichkeit von Vergiftungen einzutauschen. In der Luftfahrt wird deshalb meistens eine Arbeitsflüssigkeit auf Erdölbasis benutzt.

Flüssigkeiten auf mineralischer Basis und Wasser-Glykol-Gemische sind ungiftig. Da Flüssigkeiten auf Rizinusbasis in Abhängigkeit von der verwendeten Lösung mehr oder weniger giftig sind, ist bei deren Verwendung in Flugzeugen für eine ausreichende Belüftung der leitungsführenden Räume zu sorgen. Wenn die Toxizität synthetischer und halogenisierter Flüssigkeiten nicht in jedem Fall bereits geklärt ist, sind sie mit Vorsicht zu behandeln.

3. Leitungssystem

3.1. Zweck und Auslegung des Netzes

Das Leitungssystem dient zur Weiterleitung und Verteilung der vom Hydrogenerator abgegebenen hydraulischen Leistung an die verschiedenen Verbraucher sowie zur Rückleitung der Arbeits- und Leckflüssigkeit in den Behälter.

Zum Leitungssystem gehören

Rohr- und Schlauchleitungen,
Leitungsbefestigungen,
Filter,
Behälter.

Die Innendurchmesser der Rohrleitungen werden auf Grund folgender Überlegungen festgelegt:

Die von einem Hydromotor abgegebene Leistung hängt nach Gleichung (12) vom Druck und vom Mengenstrom ab. Der beim Durchströmen des Leitungssystems und der Geräte durch Reibung, Umlenkung, Querschnittserweiterung und -verengung, Wirbelbildung usw. auftretende Druckverlust verursacht daher eine Leistungsabnahme zwischen Pumpe und Motor um den Betrag

$$\Delta N = \Delta p \cdot Q . \quad (27)$$

Da der Wirkungsgrad $\eta = \frac{N - \Delta N}{N}$ einer Anlage möglichst groß sein soll, muß angestrebt werden, den Druckverlust in den Rohr- und Schlauchleitungen möglichst kleinzuhalten.

Aus den Gesetzen der Rohrhydraulik folgt, daß der Druckverlust neben anderen Einflußgrößen von der Länge und dem Durchmesser sowie von der Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit abhängt. Der Innendurchmesser einer Rohrleitung läßt sich daher ermitteln, wenn für eine bestimmte Strömungsgeschwindigkeit der zulässige Druckverlust genannt wird. Dieser darf in Flugzeug-Hydraulikanlagen im allgemeinen zwischen Pumpe und Verbraucher, d.h. in den Rohrleitungen und Geräten bis zu den Antrieben, nicht mehr als 20 Prozent des Pumpendrucks betragen. Die Strömungsgeschwindigkeit liegt in Druckleitungen meistens zwischen 5 und 8 m/s, in Saugleitungen soll sie 2 m/s nicht überschreiten. In kurzen Kanälen und Bohrungen der einzelnen Geräte kann die Geschwindigkeit bis auf den ungefähr fünffachen Wert ansteigen.

Wegen der Vielzahl der Faktoren, die in die Berechnung der Druckverluste eines Systems eingehen und wegen der Unterschiedlichkeit des Aufbaus der einzelnen Systeme ist es nicht möglich, exakte Angaben über die zahlenmäßige Auslegung einer Anlage zu machen. Die Unsicherheit ist besonders dadurch begründet, daß wegen des nur zeitweisen Betriebs einer Flugzeug-Hydraulikanlage die Temperaturen an verschiedenen Stellen des Netzes unterschiedlich sind. Die damit bedingten Unterschiede in der Viskosität, die auch den Druckabfall beeinflusst, können durch Rechnung kaum erfaßt werden.

Die Festlegung der Strömungsgeschwindigkeiten bzw. der Druckverluste muß sich deshalb zum größten Teil auf Versuchswerte stützen, deren Bestimmung einen verhältnismäßig großen Aufwand bedingt, wenn der ganze Temperaturbereich zwischen -70 und +80 °C zu erfassen ist.

Die Fälle von Strömungen, die eine exakte Vorausberechnung der Druckverluste zulassen, sollen etwas näher betrachtet werden. Darüber hinaus erfolgen zum Vergleich einige Angaben über experimentell ermittelte Druckverluste in häufig verwendeten Armaturen und Geräten.

3.2. Druckverluste

3.2.1. Laminare und turbulente Strömung

Unter laminarer (schlichter oder glatter) Strömung ist die Bewegungsart von Flüssigkeiten (oder Gasen) zu verstehen, bei der sich alle Teilchen in geordneten, nebeneinanderliegenden Schichten bewegen, die sich weder durchsetzen noch miteinander vermischen. Diese Strömungsform tritt innerhalb von Berandungen (Rohre, parallele Wände usw.) auf, solange der Betrag der Geschwindigkeit bei sonst gleichen Bedingungen unterhalb einer bestimmten Grenze, nämlich der kritischen Reynoldsschen Zahl, bleibt. Wird diese Grenze überschritten, dann geht die Strömung in das turbulente Gebiet über. Ob die Strömung laminar oder turbulent ist, hängt

von der Geschwindigkeit v der Flüssigkeit (oder des Gases),
dem Durchmesser d der Leitung und
der kinematischen Viskosität ν der Flüssigkeit

ab. Der Zusammenhang ergibt sich aus der Beziehung

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \quad (28)$$

v Geschwindigkeit [m/s]
 d Leitungsdurchmesser [m]
 ν kinematische Viskosität [m²/s]
 γ Wichte [kp/m³]
 η dynamische Viskosität [kps/m²]
 g Fallbeschleunigung [m/s²]

Die Reynoldssche Zahl ist das Verhältnis zweier Kräfte oder das Verhältnis der kinetischen Energie zur Arbeit der Reibungskräfte. Die Zahl Re ist eine unbekannte Größe.

Die Umströmung bzw. Durchströmung zweier geometrisch ähnlicher Körper ist mechanisch ähnlich, wenn die Reynoldssche Zahl die gleiche ist. Für die meisten Strömungsvorgänge, auch für die Rohrströmung, ist daher nicht die Geschwindigkeit, sondern die Reynoldssche Zahl die maßgebende Veränderliche. Für Rohre mit Kreisquerschnitt beträgt die kritische Reynoldssche Zahl $Re = 2320$. Wird dieser Wert unterschritten, so herrscht immer laminare Strömung. Der Umschlag in die turbulente Strömungsform kann aber, abhängig von den äußeren Bedingungen, erst bei größeren Werten erfolgen. Praktisch ist bei $Re = 3000$ die turbulente Strömung immer erreicht.

3.2.2. Druckverlust bei laminarer Strömung

Mit Hilfe des Elementaransatzes für die Flüssigkeitsreibung, des Newtonschen Ansatzes nach Gleichung (20), lassen sich die Strömungsvorgänge in laminarer Strömung rechnerisch erfassen und der Druckverlust in Leitungen bestimmen.

Zur Ableitung dieser Ausdrücke werden die auf die strömende Flüssigkeit wirkenden Druck- und Schubkräfte bestimmt, aus denen sich die Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt ergibt. Die Multiplikation der mittleren Geschwindigkeit mit der Querschnittsfläche führt auf den Mengenstrom, für den bei laminarer Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt gilt:

$$Q = \frac{\pi \cdot R^4}{8\eta} \frac{\Delta p}{l} \quad (29)$$

- R Rohrradius
- η dynamische Viskosität
- Δp Druckunterschied
- l Rohrlänge

Gleichung (29) sagt aus, daß der Mengenstrom bei einer bestimmten Rohrlänge dem Druckunterschied und der vierten Potenz des Rohrradius proportional ist (Hagen-Poiseuillesches Gesetz).

Aus Gleichung (29) folgt für den Druckabfall

$$\Delta p = \frac{32 \cdot v \cdot \nu \cdot \gamma \cdot l}{d^2 \cdot g} \quad (30)$$

- v Strömungsgeschwindigkeit
- ν kinematische Viskosität
- γ Wichte
- l Rohrlänge
- d Rohrdurchmesser
- g Fallbeschleunigung

Der Druckverlust steht bei laminarer Strömung mit der Geschwindigkeit in einem linearen Zusammenhang.

Die weitere Umformung von Gleichung (30) führt auf die in der Technik übliche Schreibweise für den Druckabfall in einer Leitung:

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{l}{d} \cdot p_{dyn} \quad (31)$$

- λ Widerstandskoeffizient ($\lambda = 64/Re$)
- p_{dyn} dynamischer Druck

Im laminaren Gebiet ist der Widerstandskoeffizient für kreisförmige Rohre nur von der Reynoldsschen Zahl abhängig.

Spaltströmung. Nach dem Rechnungsgang, mit dem die Gleichungen (29) und (30) für den Kreisquerschnitt ermittelt wurden, lassen sich auch die Mengenströme und Druckabfälle für andere Querschnittsformen bestimmen.

Ganz besondere Bedeutung kommt in der Hydraulik dem Spaltquerschnitt zu, der in verschiedener Form in sehr vielen Geräten auftritt.

Für den Mengenstrom in einem engen konzentrischen Ringspalt Q_{kon} (Bild 3.1), bei dem die Spalthöhe s gegenüber der Spaltbreite $b = \pi \cdot d$ (Umfang) klein ist, gilt

$$Q_{kon} = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \cdot \eta} \frac{\Delta p}{l} \quad (32)$$

Der Widerstandskoeffizient λ läßt sich auch für den konzentrischen Ringspalt bestimmen, wenn der hydraulische Durchmesser in Gleichung (32) eingeführt wird. Dieser ist definiert als

$$d_h = \frac{4 F}{U} \quad (33)$$

- d_h hydraulischer Durchmesser
- F Strömungsquerschnittsfläche
- U benetzter Umfang

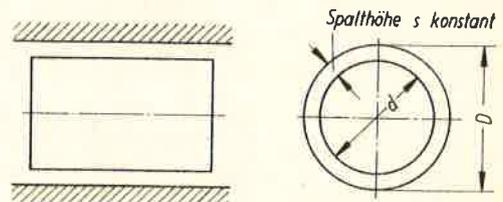


Bild 3.1 Konzentrischer Ringspalt

Für den konzentrischen Ringspalt wird der hydraulische Durchmesser

$$d_h = \frac{4 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}{\pi (D + d)} = D - d = 2s \quad (34)$$

D Bohrungsdurchmesser
d Kolbendurchmesser
s Spalthöhe

Wird in Gleichung (32) die Spalthöhe durch den hydraulischen Durchmesser nach Gleichung (34) ausgedrückt, dann ergibt sich nach Umformung für den Druckabfall

$$\Delta p = \frac{96}{Re} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{1}{d} \cdot p_{dyn} \quad (35)$$

Ein Vergleich der Gleichungen (31) und (35) zeigt, daß bei laminarer Strömung durch enge konzentrische Ringspalte der Widerstandskoeffizient das Anderthalbfache des Widerstandskoeffizienten der Kreiszyylinderrohre beträgt.

Der Widerstandskoeffizient ist bei laminarer Strömung von der Form des benetzten Querschnitts abhängig.

Praktisch entsteht, bedingt durch das Eigengewicht des Kolbens und die Ausbildung des Schmierfilms, kein konzentrischer, sondern ein exzentrischer Ringspalt (Bild 3.2). In diesem Fall wird bei der größtmöglichen Exzentrizität (der Kolben liegt an der Wandung der Bohrung an) mit $e = s$ der Mengenstrom

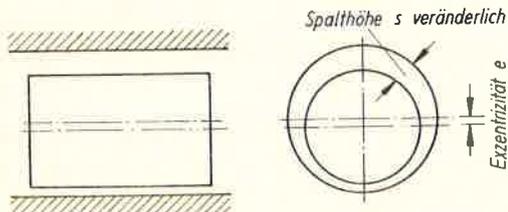


Bild 3.2 Exzentrischer Ringspalt

$$Q_{ex} = \frac{2,5 \cdot \pi \cdot d \cdot s^3}{12\eta} \frac{\Delta p}{l} \quad (36)$$

Ein Vergleich der Gleichungen (32) und (36) zeigt, daß bei größter Exzentrizität mit sonst gleichen Bedingungen der Mengenstrom im exzentrischen Ringspalt das Zweieinhalbfache des Mengenstroms im konzentrischen Ringspalt beträgt.

Mit den Gleichungen (32) und (36) soll für die beiden Grenzfälle des Ringspalts der Mengenstrom bestimmt werden.

Zahlenbeispiel:

Kolbendurchmesser	$d = 10 \text{ mm} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Spalthöhe	$s = 10 \mu\text{m} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
dynamische Viskosität	$\eta = 5 \cdot 10^{-4} \text{ kp s/m}^2$
Druckunterschied	$\Delta p = 100 \text{ kp/cm}^2 = 100 \cdot 10^4 \text{ kp/m}^2$
Spaltlänge	$l = 20 \text{ mm} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Damit wird

$$Q_{kon} = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 10^3 (10 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 100 \cdot 10^4}{12 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 20 \cdot 10^{-3}} \cdot 60 \cdot 10^6 \text{ [cm}^3/\text{min]}$$

$$Q_{kon} = 15,7 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Q_{ex} = 2,5 \cdot 15,7 = 39,2 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Aus dem Zahlenbeispiel geht hervor, daß die Bearbeitungsgenauigkeit von Spaltflächen sehr hoch getrieben werden muß, wenn der Spalt, wie in den meisten Fällen, Dichtungseigenschaften haben soll. Der Mengenstrom, der in diesem Fall der Leckmengenstrom ist, hängt von der dritten Potenz der Spalthöhe ab.

Diese Überschlagsrechnung kann nur als eine sehr grobe Näherung angesehen werden, da verschiedene Einflüsse unberücksichtigt blieben. So muß z.B. der Einfluß der Viskositätsänderung auf die Spaltströmung berücksichtigt werden. In den bisher angegebenen Gleichungen (32)

und (36) für den Leckmengenstrom wurde vorausgesetzt, daß die Viskosität der Flüssigkeit über der Spaltlänge konstant bleibt. Diese Annahme kann aber nur dann Gültigkeit haben, wenn der Druckunterschied Δp klein ist, da mit Gleichung (22) festgestellt wurde, daß eine Druckabhängigkeit der Viskosität besteht.

Die Entspannung der Flüssigkeit beim Durchströmen eines Spalts entspricht einem Drosselvorgang, bei dem die in der Flüssigkeit enthaltene Energie in Abhängigkeit von der auftretenden Druckabsenkung in Wärme umgewandelt wird. Die damit verbundene Temperaturerhöhung ruft nach Gleichung (21) ebenfalls eine Viskositätsänderung hervor.

Die durch Druck- und Temperatureinflüsse bewirkte Änderung der Viskosität muß bei größeren Druckunterschieden berücksichtigt werden.

Wenn für die Druckabhängigkeit der Viskosität die Gleichung (22) benutzt wird, ergibt sich für den Mengenstrom mit Gleichung (32) im konzentrischen Ringspalt:

$$Q_{kon} = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \cdot \eta_0 \cdot l} \frac{1}{b} (e^{-bp_2} - e^{-bp_1}) \quad (37)$$

b Faktor, der im Bereich der üblichen Betriebstemperaturen zwischen 0,0015 und 0,0030 liegt

η_0 dynamische Viskosität bei Normaldruck

e Basis der natürlichen Logarithmen $\approx 2,718$

Herrscht am Spaltaustritt atmosphärischer Druck, so wird $p_2 = 0$, und Gleichung (37) lautet damit

$$Q_{kon} = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \eta_0 l} \frac{(1 - e^{-bp_1})}{b} \quad (38)$$

Für den exzentrischen Ringspalt ergibt sich mit Gleichung (36) der zweieinhalbfache Betrag der mit den Gleichungen (37) und (38) errechneten Werte.

In Bild 3.3 ist der Ausdruck $\frac{1 - e^{-bp_1}}{b}$, der sogenannte rechnerische Druck, in Abhängigkeit vom effektiven Druck dargestellt. Die Bestimmung des Mengenstroms in einem Spalt muß daher mit dem rechnerischen Druck erfolgen. Dieser Druck ist kleiner als der effektive, da in den Gleichungen (37) und (38) die Viskosität bei Normaldruck eingesetzt wird. Die Viskosität steigt aber mit zunehmendem Druck und bewirkt durch dieses Verhalten eine Verkleinerung des Mengenstroms. Die graphische Darstellung in Bild 3.3 beruht auf der Annahme, daß b im gesamten Druckbereich konstant bleibt. Diese Voraussetzung trifft nicht ganz zu, da b mit wachsendem Druck abnimmt.

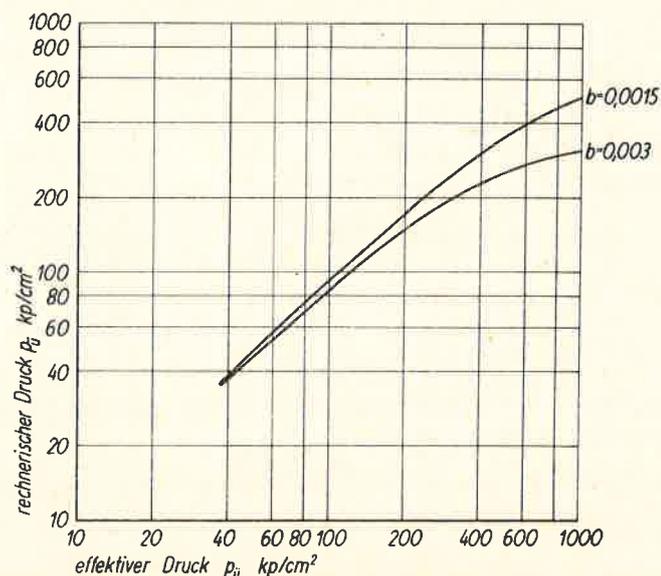


Bild 3.3 Rechnerischer Druck in Abhängigkeit vom effektiven Druck

Ist der Druck p_1 sehr groß, so wird e^{-bp_1} so klein, daß es im Ausdruck $1 - e^{-bp_1}$ gegenüber Eins vernachlässigt werden kann. Das bedeutet, daß in diesem Fall der Mengenstrom nach Gleichung (38) nicht mehr vom Druck abhängt. Derartig große Drücke treten in Flugzeughydraulikanlagen nicht auf. Die betrachtete Erscheinung ist aber für Fahrwerk-Stoßdämpfer, die die Volumelastizität von Flüssigkeiten ausnutzen, von großer Bedeutung, da in diesen Einrichtungen Drücke bis zu 4000 kp/cm² erreicht werden.

Wenn die durch den Temperatureinfluß bewirkte Viskositätsänderung beim Durchströmen eines Spalts ermittelt werden soll, ist zuerst der Temperaturanstieg zu bestimmen, der sich auf Grund des Drosselvorgangs einstellt. Die im folgenden durchgeführte Betrachtung gilt auch für jeden anderen Drosselvorgang, d.h. für jede Druckabsenkung in einem Gerät und damit auch für die Temperaturzunahme der Flüssigkeit auf Grund der Strömungswiderstände beim Umlauf in einem Hydrauliksystem.

Es wird angenommen, daß die Wärmeisolation des Geräts oder Systems vollkommen ist, d.h., es erfolgt keine Wärmeabgabe von der Flüssigkeit an die Teile des Geräts oder Systems. In diesem Fall wird die gesamte Leistung, die zum Durchpressen der Flüssigkeit durch den Spalt oder zum Überwinden der Widerstände im System aufzubringen ist, in Wärme umgewandelt.

Die Leistung zum Durchpressen beträgt

$$N = \Delta p \cdot Q = \Delta p \frac{G}{\gamma} \left[\frac{\text{kpm}}{\text{s}} \right]. \quad (39)$$

Δp Druckunterschied [kp/m²]

Q Mengenstrom [m³/s]

G Gewichtsstrom [kp/s]

γ Wichte [kp/m³]

Wird die Leistung auf den Gewichtsstrom bezogen, so gilt

$$\frac{N}{G} = \frac{1}{\gamma} \Delta p \text{ [m]} \quad (40)$$

oder mit dem mechanischen Wärmeäquivalent $A = 1/427 \text{ kcal/kpm}$

$$\frac{N}{G} \cdot A = \frac{1}{\gamma} \Delta p \cdot A \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kp}} \right]. \quad (41)$$

Die Wärmemenge wird berechnet

$$W = G \cdot c_p \cdot \Delta t \left[\frac{\text{kcal}}{\text{s}} \right]. \quad (42)$$

G Gewichtsstrom [kp/s]

c_p spezifische Wärme $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kp} \cdot \text{grd}} \right]$

Δt Temperaturerhöhung [grd]

Daraus folgt für die auf den Gewichtsstrom bezogene Wärmemenge

$$\frac{W}{G} = c_p \cdot \Delta t \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kp}} \right]. \quad (43)$$

Die Gleichsetzung der Gleichungen (41) und (43) ergibt

$$\frac{1}{\gamma} \Delta p \cdot A = c_p \cdot \Delta t \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kp}} \right]. \quad (44)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich die Temperaturerhöhung Δt ermitteln:

$$\Delta t = \frac{\Delta p \cdot A}{\gamma \cdot c_p} \text{ [grd]}. \quad (45)$$

Gleichung (45) sagt aus, daß die Temperaturerhöhung außer von der Druckabsenkung auch von der Wichte und von der spezifischen Wärme abhängt.

Wird für eine Überschlagsrechnung $\gamma = 0,85 \text{ kp/dm}^3$ und $c_p = 0,47 \text{ kcal/kp} \cdot \text{grd}$ gesetzt, so erhält Gleichung (45) mit Δp in kp/cm² die Form

$$\Delta t \approx \frac{\Delta p}{17} \text{ [grd]}. \quad (45)$$

Die Drosselung eines Ölstroms von 170 kp/cm² auf Null würde im vorliegenden Fall eine Tempe-

raturerhöhung von 10 grd hervorrufen. Diese bei einmaliger Drosselung auftretende Temperaturerhöhung summiert sich, da die Flüssigkeit im Kreislauf durch das Gerät oder System geschickt wird.

Zahlenbeispiel:

In einem System sind 100 Liter Öl enthalten. Diese Ölmenge wird von einer Pumpe mit dem konstanten Förderstrom 60 l/min über ein auf den Überdruck 20 kp/cm² eingestelltes Ventil umgewälzt. Ist die Wärmeisolation vollkommen, so ergibt sich die Temperaturerhöhung

$$\Delta t = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot A}{V_{\text{öl}} \cdot \gamma_{\text{öl}} \cdot c_p} \left[\frac{\text{grd}}{\text{h}} \right]$$

Mit

$$\begin{aligned} Q &= 60 \text{ l/min} = 60 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h} \\ V_{\text{öl}} &= 100 \text{ l} = 100 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \gamma_{\text{öl}} &= 0,85 \text{ kp/dm}^3 = 850 \text{ kp/m}^3 \\ \Delta p &= 20 \text{ kp/cm}^2 = 20 \cdot 10^4 \text{ kp/m}^2 \\ A &= 1/427 \text{ kcal/kpm} \\ c_p &= 0,47 \text{ kcal/kp} \cdot \text{grd} \end{aligned}$$

folgt

$$\underline{\underline{\Delta t}} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^4 \cdot 1}{100 \cdot 10^{-3} \cdot 850 \cdot 0,47 \cdot 427} \approx \underline{\underline{42 \text{ grd/h}}}$$

Da die Voraussetzungen einer vollkommenen Wärmeisolation nie erfüllt sind, wird dauernd Wärme von der Flüssigkeit über die Wandungen der Geräte, der Rohrleitungen, des Behälters usw. eines Systems an die Umgebung abgegeben. Deshalb stellt sich nach der Inbetriebnahme des Systems nach einer bestimmten Zeit eine konstante Temperatur ein.

Die mit Gleichung (45) ermittelte Temperaturerhöhung kann nicht als Ausgangswert für die Korrektur der Viskosität benutzt werden, da sie eine vollkommene Wärmeisolation voraussetzt. Ein solcher Rechnungsvorgang hat auch deshalb keine praktische Bedeutung, weil der Wärmeaustausch bei unterschiedlichen Drosselgraden an verschiedenen Stellen eines Geräts oder Systems jeweils andere Werte annimmt.

Der Einfluß der Temperaturabhängigkeit der Viskosität auf den Mengenstrom in Spalten läßt sich rechnerisch nicht erfassen, sondern muß durch Versuche bestimmt werden. Die durch den Drosselvorgang auftretende Erwärmung ist bereits bei der Konstruktion zu beachten, da die bei großen Druckabfällen örtlich auftretenden Temperaturanstiege zu Wärmeausdehnungen und damit zur Schwergängigkeit oder zum Verklemmen beweglicher Teile führen können.

3.2.3. Druckverlust bei turbulenter Strömung

Während bei laminarer Strömung die Geschwindigkeitsverteilung über den Strömungsquerschnitt und der Druckverlust in einer Leitung exakt berechnet werden können, ist das bei turbulenter Strömung nur für das glatte Rohr möglich. Für technisch raue Rohre müssen in jedem Fall Versuchswerte zu Hilfe genommen werden.

Wie bereits unter 3.2.1. ausgeführt wurde, ist die Kenngröße für die Strömungsform, d.h. für laminare oder turbulente Strömung, die Reynoldssche Zahl.

Die Turbulenz bewirkt, rein äußerlich, einen größeren Strömungswiderstand, da durch die auftretenden Querbewegungen eine ständige Durchmischung und damit ein Austausch kinetischer Energie erfolgt. Das Geschwindigkeitsprofil ist flacher als bei laminarer Strömung.

Die Verteilung der axial gerichteten Geschwindigkeitskomponenten bei laminarer und turbulenter Strömung über den Durchmesser eines Rohres mit Kreisquerschnitt zeigt Bild 3.4 (s.S. 28). Aus der Darstellung geht hervor, daß für eine bestimmte mittlere Geschwindigkeit, d.h. bei gleichgroßem Mengenstrom, der Größtwert der Geschwindigkeit bei turbulenter Strömung viel kleiner als bei laminarer Strömung ist. Erst in der Nähe der Rohrwandung fällt die Geschwindigkeit in der Grenzschicht auf den Betrag Null.

Der Strömungswiderstand ist bei der laminaren

Strömung ein reiner Reibungswiderstand, bei der turbulenten Strömung im wesentlichen ein Wirbelwiderstand.

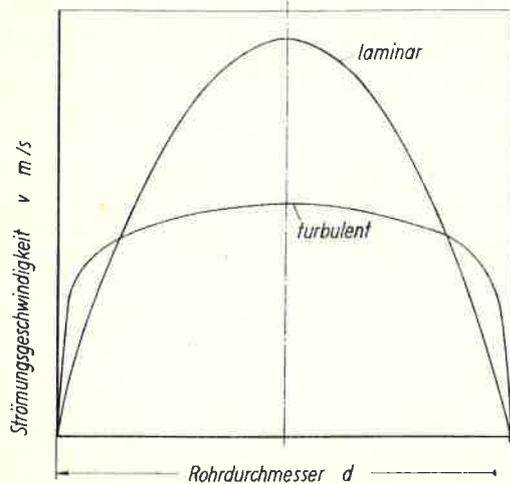


Bild 3.4 Geschwindigkeitsverteilung im kreisrunden Rohr bei laminarer und turbulenter Strömung

Da der größte Teil der Rohrströmung in der Technik bei $Re > 2320$ liegt, ist das turbulente Gebiet besonders eingehend untersucht worden. Es gibt daher zahlreiche Angaben über den Betrag des Widerstandskoeffizienten λ . Für technisch glatte Rohre, zu denen u.a. auch nahtlos gezogene Leichtmetall- und Stahlrohre gehören, gilt für Reynoldssche Zahlen bis $Re = 100\,000$:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (46)$$

Wird der Ausdruck für λ in die für den Druckverlust allgemein gültige Gleichung (31)

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 \quad (31)$$

eingeführt, so ergibt sich nach Umformung für den auf die Rohrlänge bezogenen Druckabfall bei turbulenter Strömung

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{0,1582 \cdot v^{1,75} \cdot \gamma^{0,25} \cdot \gamma}{d^{1,25} \cdot g} \quad (47)$$

Für den auf die Rohrlänge bezogenen Druckabfall bei laminarer Strömung folgt nach Gleichung (30)

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{32 \cdot v \cdot \gamma \cdot \gamma}{d^2 \cdot g} \quad (48)$$

Aus den Gleichungen (48) und (47) geht hervor, daß bei laminarer Strömung der Druckabfall mit der Geschwindigkeit in einem linearen Zusammenhang steht, bei turbulenter Strömung aber einem Potenzgesetz folgt.

Da die Bestimmung der Druckverluste bei der Berechnung eines Leitungsnetzes einen oft wiederkehrenden Rechnungsgang darstellt, ist es zweckmäßig, die Gleichungen (47) und (48) grafisch darzustellen.

Bild 3.5 zeigt den Druckverlust in kreisrunden Rohren für einige der in der Luftfahrt standardisierten Innendurchmesser in Abhängigkeit vom Mengenstrom. Die Zahlenwerte für Wichte und kinematische Viskosität gelten für eine in modernen Flugzeug-Hydraulikanlagen verwendete Arbeitsflüssigkeit.

In dem Gebiet zwischen den Reynoldsschen Zahlen $Re = 1183$ und $Re = 2320$ gelten sowohl die Gleichung (48) für laminare Strömung wie auch die Gleichung (47) für turbulente Strömung. Liegt die Reynoldssche Zahl innerhalb der genannten Grenzen, so wird die zuletzt genannte Gleichung benutzt. Da diese die größeren Druckverluste ergibt, ist damit immer der ungünstigste Fall erfaßt.

Eine eingehendere Betrachtung des Widerstandskoeffizienten erübrigt sich, weil der Anteil der Druckverluste in Rohrarmaturen und Geräten viel größer als in den Leitungen ist.

3.2.4. Örtlicher Druckverlust und äquivalente Rohrlänge

Wegen der Vielzahl der Einflüsse, die in den örtlichen Druckverlust in Rohrkrümmern, in Geräten, wie Schaltern, Schiebern, Ventilen, Filtern usw., eingehen, lassen sich dafür keine allgemein gültigen Formeln oder Empfehlungen für die Berechnung des Druckverlusts angeben. Der Zusammenhang zwischen Mengenstrom und Druckverlust muß deshalb an Geräten in jedem Fall durch Messungen bestimmt werden. Die dabei erzielten Ergebnisse bleiben aber auf den oft nur in engen Grenzen liegenden Bereich der Versuchsbedingungen beschränkt.

Die Bewertung der örtlichen Druckverluste erfolgt mit der äquivalenten (gleichwertigen) Rohrlänge. Das ist die Rohrlänge, in der der Druckverlust gleich dem örtlichen Druckverlust in

irgendeinem Gerät ist. Die Gleichung (31) für den Druckverlust

$$\Delta p = \lambda \frac{1}{d} \frac{\gamma}{2g} v^2 \quad (31)$$

wird dazu in der Form

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 \quad (49)$$

geschrieben, in der

$$\xi = \lambda \frac{1}{d} \quad (50)$$

als Widerstandsziffer bezeichnet wird.

Ist ξ aus Messungen bekannt, dann läßt sich mit Gleichung (50) die äquivalente Rohrlänge für jeden örtlichen Druckverlust bestimmen. Es kann dann mit den bekannten Gleichungen für den Druckverlust in Rohrleitungen weitergerechnet werden, wenn die vorhandene Rohrlänge um die äquivalente Rohrlänge vergrößert wird. Diese ergibt sich aus Gleichung (50):

$$l = d \frac{\xi}{\lambda}. \quad (51)$$

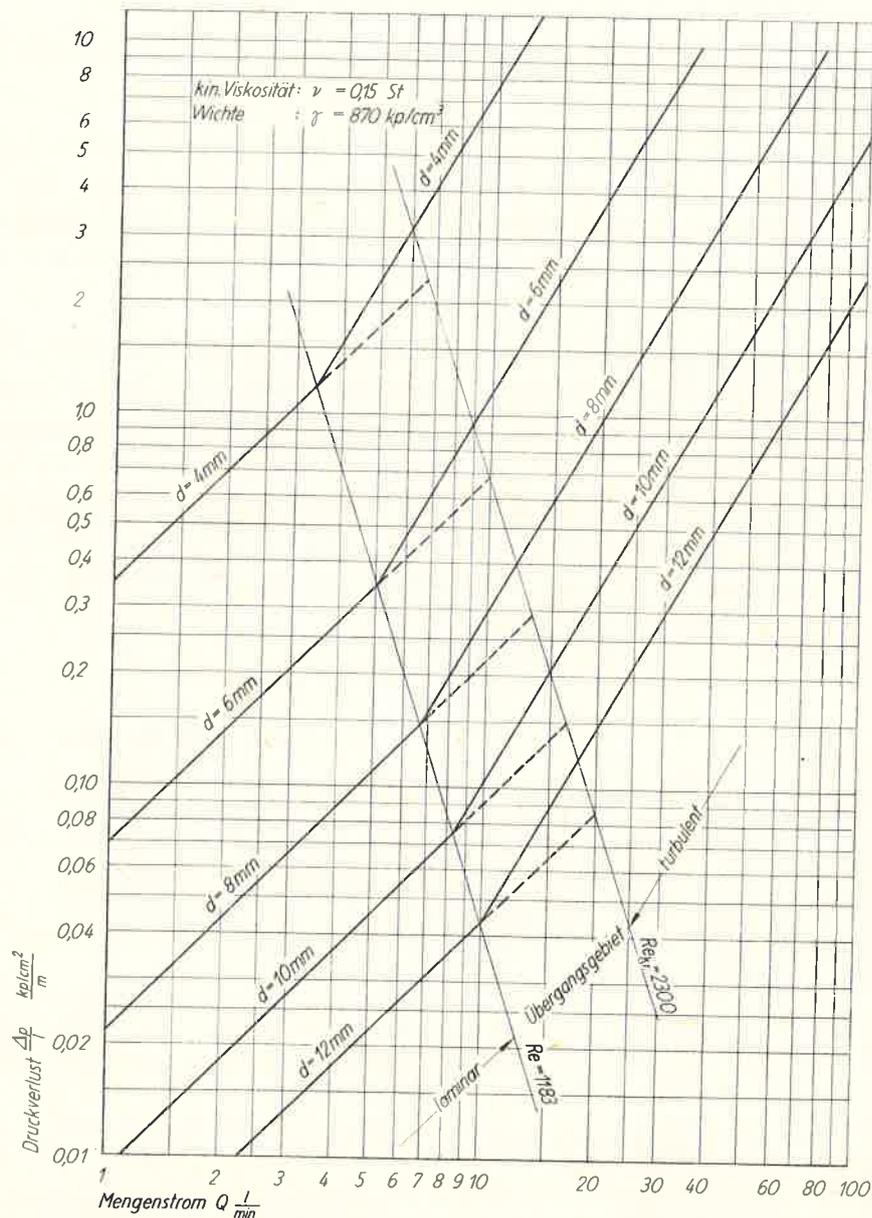


Bild 3.5 Druckverluste in kreisrunden Rohren bei verschiedenen Rohrdurchmessern

Für einen Zahlenvergleich soll hier nur genannt werden, daß die Widerstandszahlen ξ für die typischen Geräte einer Flugzeughydraulikanlage das Zehn- bis Dreihundertfache des Widerstandskoeffizienten λ des glatten Rohrs betragen. Aus dieser Angabe geht hervor, daß der Druckverlust der Rohrleitungen gegenüber den örtlichen Druckverlusten in Geräten klein ist.

3.3. Rohre und Rohrarmaturen

Rohrleitungen für hohe Drücke werden aus nahtlos gezogenen Präzisionsstahlrohren hergestellt, für niedrige Drücke finden Leichtmetallrohre Verwendung.

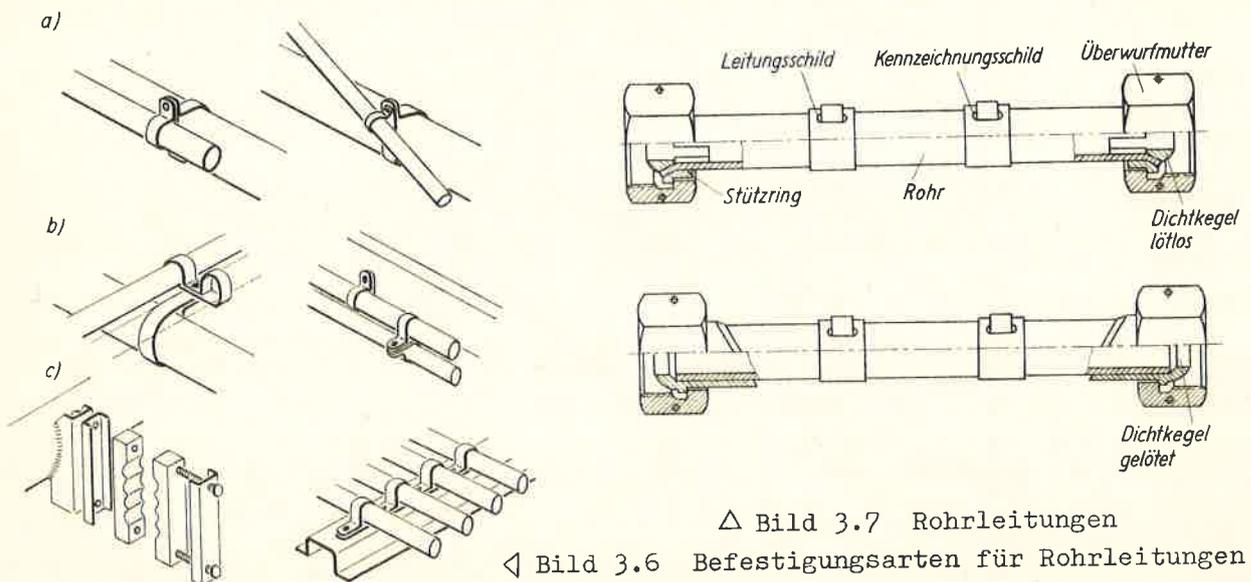
Die Nennweite kennzeichnet nach DIN 2402, TNL-Ausgabe, die zueinander passenden Einzelteile einer Rohrleitung: Rohre, Flansche, Armaturen, Formstücke und Rohrverschraubungen. Für die in der Flugzeughydraulik verwendeten Rohre sind nach TNL bisher die Innendurchmesser als Nennweite festgelegt.

Die Wanddicke richtet sich nach den Festigkeitsvorschriften für den gegebenen Betriebsdruck. Aus Gründen der Sicherheit gegenüber Beschädigungen von außen wird aber die Wanddicke 1 mm im allgemeinen nicht unterschritten.

Der kleinste zulässige Biegeradius für Rohre und die Längenermittlung für gebogene Rohre sind standardisiert (vgl. TNL 18005 und 18007).

Beim Biegen der Rohre ist darauf zu achten, daß der volle Rohrquerschnitt auf der gesamten Rohrlänge beibehalten wird, da sich im anderen Fall der Druckverlust unzulässig erhöht. Außerdem treten in einem unrunder Rohr Biegespannungen auf, die besonders bei pulsierenden Drücken zur Ribbildung in den Krümmern führen können.

Die im Flugzeug eingebauten Rohrleitungen dürfen nicht durchhängen. Sie müssen so oft wie möglich befestigt werden. Klemmen oder Schellen zur Halterung der Rohre sind in der Nähe von Rohrkrümmern anzubringen. Besonders steife Halterungen sind vor dem Übergang von Rohrleitungen zu Schlauchleitungen erforderlich, weil von der Schlauchleitung Schaltstöße und Schwingungsbeanspruchungen auf diese letzte Halterung übertragen werden. Bild 3.6 zeigt verschiedene Befestigungsarten für Rohrleitungen im Flugzeug: a) Einzelschelle, b) Doppelschelle, c) Halterung von Rohrbündeln.



△ Bild 3.7 Rohrleitungen

◁ Bild 3.6 Befestigungsarten für Rohrleitungen

Um möglicherweise abtropfende Hydraulikflüssigkeit von den elektrischen Anlagen fernzuhalten, dürfen Hydraulikleitungen nicht über elektrischen Leitungen oder Anlagen verlegt werden. Leitungen der Nothydraulik sind grundsätzlich getrennt von denen der Normalanlage anzuordnen.

Die Verbindung und der Anschluß von Rohren erfolgt zum größten Teil mit Dichtkegeln und Überwurfmutter. Die Dichtkegel können für Stahlrohre in lötloser und gelöteter Ausführung, für Leichtmetallrohre nur in lötloser Ausführung mit dem Rohr verbunden werden (Bild 3.7).

Mit einer standardisierten Auswahlreihe der verschiedenen Rohrleitungsausführungen mit Dichtkegeln, Übergangsdichtkegeln, Lötstutzen, Ringlötstücken, Schraubstutzen usw. ist für die weitestgehende Anpassung an die einzelnen Geräteanschlüsse gesorgt (vgl. TNL 18 110 bis 18 190).

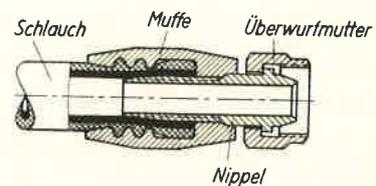
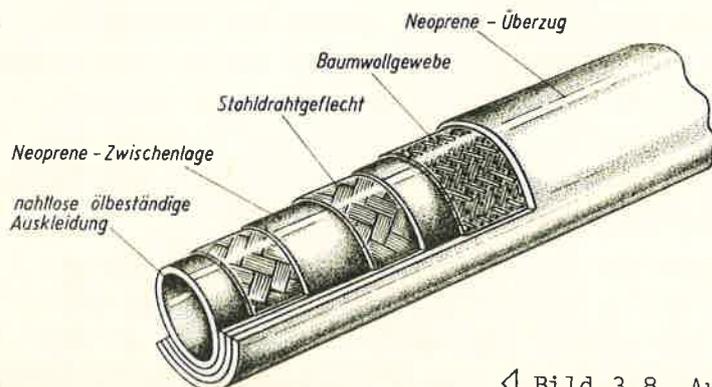
3.4. Schläuche und Schlaucharmaturen

Schläuche dienen zur elastischen Verbindung zwischen den Teilen einer Hydraulikanlage, die Relativbewegungen gegeneinander ausführen. Das trifft besonders für die Verbindung zwischen Triebwerk, Fahrwerk und Flug- bzw. Tragwerk zu. Sie werden außerdem dort verwendet, wo die Übertragung von Schwingungen auf das Rohrnetz verhindert werden soll. Wegen der auftretenden starken Belastungen sind Schläuche sehr störanfällige Teile der Hydraulikanlage.

Schläuche bestehen meistens aus mehreren Gummi- und Textillagen. In manchen Fällen ist zur Erhöhung des zulässigen Drucks ein Stahldrahtgeflecht eingearbeitet (Bild 3.8). Die Ausführung eines Schlauchanschlusses zeigt Bild 3.9.

Die Fertigung der Schläuche, die Konfektionierung der Schlauchleitungen, d.h. die Anbringung der Armaturen an bestimmte Schlauchlängen, ihre Lagerung, Prüfung und Wartung im Betrieb, erfolgen mit größter Sorgfalt. Um zu verhindern, daß die Schlauchleitungen beim Einbau verdreht werden, erhalten sie zur Kontrolle einen farbigen Längsstreifen. Die Farbe des Streifens dient gleichzeitig zur Kennzeichnung des Werkstoffs für den Schlauch und legt damit die zu verwendende Flüssigkeit fest.

An den Verbindungsstellen zwischen Schlauch- und Rohrleitungen sind Entlastungsschellen anzuordnen. Um die Schläuche vor äußeren mechanischen Einwirkungen, z.B. Scheuern an anderen Bauteilen, zu schützen, werden sie oft mit einer Umflechtung oder mit einer örtlichen Lederbandage versehen.



△ Bild 3.9 Schlauchanschluß

◁ Bild 3.8 Aufbau eines Höchstdruckschlauchs

Für Schläuche, bei denen besonders darauf zu achten ist, daß keine Knicke auftreten, sind die kleinsten Biegeradien und die erforderlichen geraden Abschnitte bis zur nächsten Trennstelle durch Vorschriften festgelegt. Da diese Werte vom Aufbau des Schlauchs abhängen, sind sie bei jedem Schlauchtyp verschieden. Bei der Festlegung der Schlauchlänge ist zu berücksichtigen, daß sich der Schlauch unter der Einwirkung des Innendrucks bis zu vier Prozent verkürzen kann. Der Volumenzuwachs eines Schlauchs ist in Abhängigkeit vom Druck durch Messungen zu belegen.

3.5. Filter

Die Filtrierung der Druckflüssigkeit erfordert, wie viele andere Vorgänge in der Flughydraulik, eine Kompromißlösung zwischen der Wirksamkeit und dem Bauvolumen der verschiedenen Filterbauarten. Alle Hydrauliksysteme sind stör anfällig, wenn Fremdkörper in den Kreislauf gelangen. Das Größtmaß der Teilchen, die sich in einem System befinden dürfen, ohne Störungen hervorzurufen, hängt vom Aufbau der verwendeten Geräte und von der Beschaffenheit der Fremdkörper ab. Es hat sich gezeigt, daß große Fremdkörper einen viel geringeren Einfluß auf die Funktion eines Systems haben als kleine, deren Abmessungen unterhalb der Toleranzgrenze der Gerätebauteile liegen. Von diesem Gesichtspunkt aus genügt es nicht, Metallsiebe als Filtermittel zu benutzen, da damit nur die größeren Teilchen zurückgehalten werden. Auch bei dem feinsten Metalltuch mit 17 000 Maschen je Quadratzentimeter werden nur die Teilchen über 0,05 mm zurückgehalten.

Normalerweise ist der Fremdkörperanteil in Hydraulikanlagen sehr gering. Er besteht im wesentlichen aus Walzhautschuppen und Walzstaub von den Rohren, seltener aus kleinen Metallspänchen oder aus Resten der Stoffe, die vor dem Biegen in die Rohre gefüllt werden. Der größte Teil dieses Staubs wird bei der ersten Ingangsetzung der Anlage in den Filtern zurückgehalten, so daß die Druckflüssigkeit als sauber zu betrachten ist, wenn verhindert wird, daß später erneut Fremdkörper eintreten. Der Anteil der Fremdkörper in der Druckflüssigkeit hängt hauptsächlich von der Sorgfalt beim Füllen der Anlage ab, d.h. von der Sauberkeit der Füllarmaturen und von der Wartung der Filter, die deshalb leicht zugänglich sein müssen.

Der Einbau der Filter kann an verschiedenen Stellen des Systems erfolgen. Bisher wurde als Einbauort die Druckleitung zwischen Pumpe und Verteileranlage bevorzugt. Damit ist die gesamte Anlage, außer der Pumpe selbst, geschützt. Das Filter befindet sich aber unter dem vollen Betriebsdruck und erhält naturgemäß aus Festigkeitsgründen ein relativ großes Gewicht. Der Einbau des Filters in die Rücklaufleitung vor den Behälter ist günstiger, wenn auch dadurch die Geräte nicht unmittelbar vor Schmutz geschützt werden, sondern nur eine dauernde Reinigung des umgewälzten Flüssigkeitsanteils erfolgt. Zwischen Behälter und Pumpe werden Filter nicht angeordnet, da durch den Druckverlust im Filter eine zusätzliche Belastung auf der Saugseite der Pumpe auftreten würde.

In Filtern, in denen bei Normaltemperatur die geforderte Durchlässigkeit erreicht wird, können wegen der Zunahme des Druckverlusts bei tiefen Temperaturen Störungen auftreten. Um diese Möglichkeit auszuschalten, erhalten in der Rücklaufleitung einer Anlage angeordnete Filter eine Umgehungsleitung. In diese

wird die Flüssigkeit durch ein Sicherheitsventil, das auf den für das Filter zulässigen Höchstdruck eingestellt ist, bei Erreichen dieses Höchstdrucks umgesteuert. Bild 3.10 zeigt ein solches Filter, bei dem der Filterkörper als Ventil wirkt.

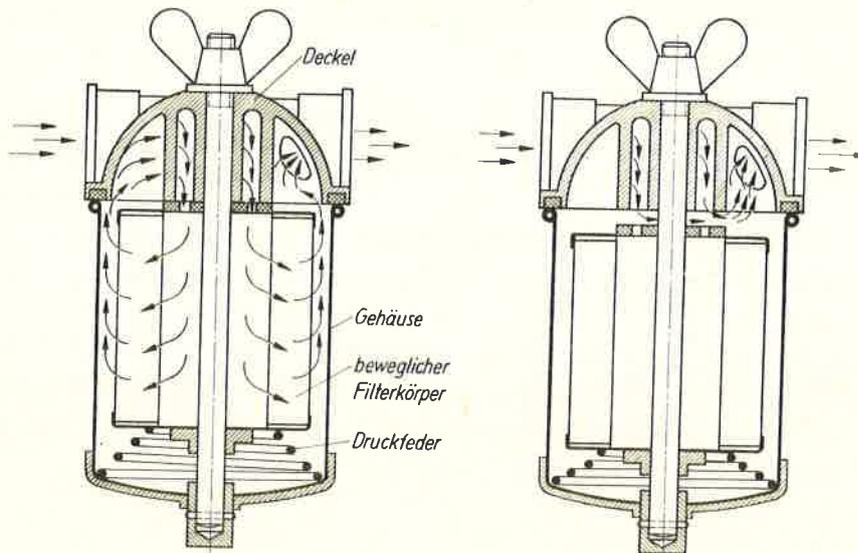


Bild 3.10 Überdrucksicherer

3.5.1. Siebfilter

Das Filtermittel ist meistens ein aus Draht von gleichmäßigem Querschnitt hergestelltes Gewebe mit bis zu 20 000 Maschen je Quadratzentimeter. Bei anderen Siebfiltern wird Draht von wechselndem Querschnitt dicht aneinander auf den Filterkörper gewickelt. Die Maschenweite ist bei dieser Bauart durch die Drahtform festgelegt.

Bild 3.11a zeigt ein Siebfilter, bei dem die Säuberung des Filtermittels ohne Ausbau des Filterkörpers möglich ist. Sie erfolgt durch Drehen eines Handgriffs, mit dem besonders geformte Bürsten über das Filtermittel bewegt werden. Der sich absetzende Schmutz läßt sich durch die im Boden des Filtergehäuses befindliche Ablasschraube entfernen. Ein Überdruckventil verhindert, daß bei unzulässigem Druckanstieg der Filterkörper beschädigt wird.

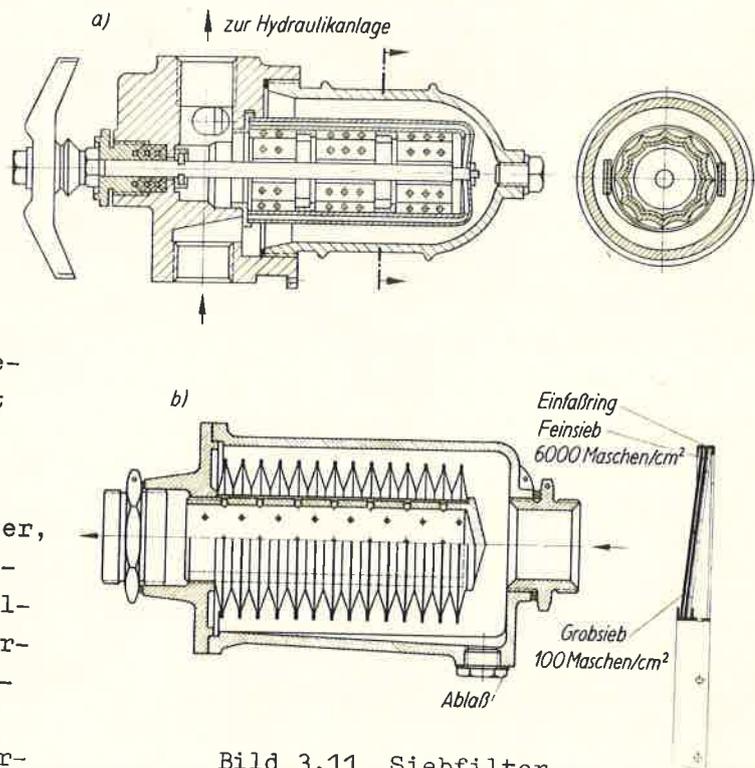


Bild 3.11 Siebfilter

Die früher in Deutschland bevorzugte Siebfilter-Bauart zeigt Bild 3.11b (s.S.33). Hier ist das Metallgewebe auf gesickte, mit Löchern versehene Leichtmetall-Blechscheiben gelegt. Durch Änderung der Anzahl dieser Tragscheiben kann der Druckverlust des Filters innerhalb gewisser Grenzen dem Förderstrom angepaßt werden.

3.5.2. Spaltfilter

Der Aufbau eines Spaltfilters geht aus Bild 3.12 hervor. Der Zulauf- und der Ablaufstutzen befinden sich im Deckel. Das Filtergehäuse hat im Boden eine durch einen Gewindestopfen verschließbare Öffnung zum Ablassen des Schmutzes. Die zu filternde Flüssigkeit strömt vom Zulaufstutzen von außen nach innen durch das Filterpaket. Dieses besteht aus radförmigen Platten und dazwischenliegenden Kreuzstücken. In die damit gebildeten Spalte ragen Reiniger. Der Filtergrad ist somit bei einer bestimmten Stapelhöhe durch die Dicke der Kreuzstücke festgelegt. Durch Betätigung eines Handgriffs werden das ganze Filterpaket gedreht und in den Spalten abgesetzte Festteilchen durch die Reiniger entfernt. Der Schmutz setzt sich am Boden ab.

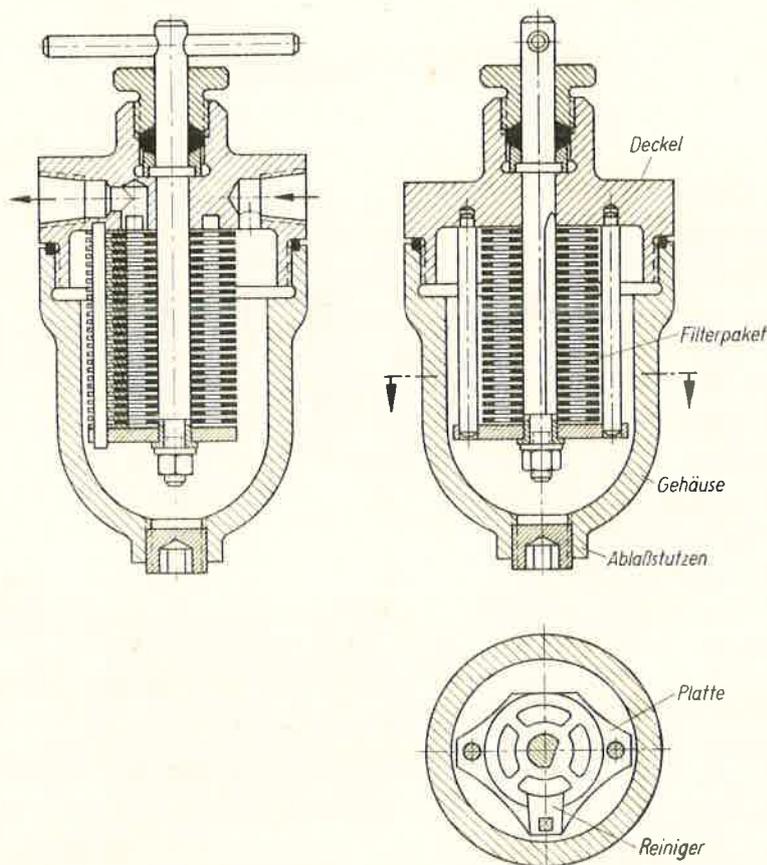
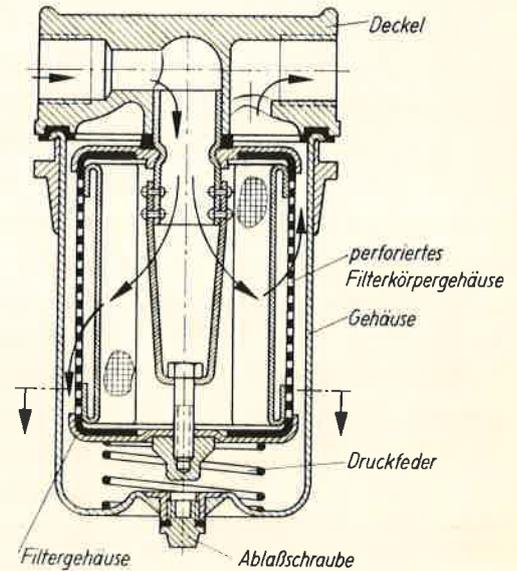


Bild 3.12 Spaltfilter

Sieb- und Spaltfilter sind keinesfalls geeignet, kleinste Teilchen zurückzuhalten. Gerade in der bei Verschmutzung besonders störanfälligen Hochdruckhydraulik müssen deshalb Filtermittel, die einen größeren Filtergrad garantieren, benutzt werden.

3.5.3. Textil- und Papierfilter

Bild 3.13 zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines Textilfilters. Das Filtermittel - Baumwolltuch, Filz, Papier usw. - ist auf ein Metallsieb mit 700 bis 1000 Maschen je Quadratzentimeter gelegt, das als Träger dient. Der Filterkörper hat Wellenform, um eine möglichst große, von der zu filternden Flüssigkeit durchströmte Fläche zu erzielen. Diese Bauart zeichnet sich durch sehr gute Filtereigenschaften aus. Nachteilig ist es, daß die Filterkörper sehr oft gewechselt werden müssen, da sich die Poren des Filtermittels verhältnismäßig schnell zusetzen. Textil- und Papierfilter werden deshalb nur dort angewendet, wo sie unumgänglich notwendig sind. Aber auch in diesen Fällen dienen sie nur als Feinstfilter hinter einem Grobfilter (Sieb- oder Spaltfilter).



3.5.4. Sinterwerkstofffilter

Filterkörper aus Sinterkeramik und Sintermetall scheinen die günstigsten Eigenschaften für die Hochdruckhydraulik zu haben. Verschmutzte Filterkörper werden hier nicht gereinigt, sondern durch neue ersetzt. Bisher findet diese Bauart in der Luftfahrt nur wenig Verwendung, da noch keine ausreichenden Erfahrungen über das Verhalten vorliegen.

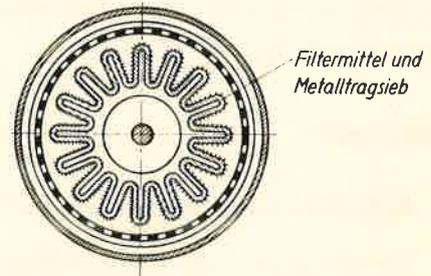


Bild 3.13 Textilfilter

3.6. Behälter

Das Fassungsvermögen des Behälters wird bestimmt durch

1. das Schluckvolumen sämtlicher Arbeitszylinder mit einem Sicherheitszuschlag,
2. das Flüssigkeitsvolumen der Hydroakkumulatoren (Speicher),
3. die Volumenzunahme der Druckflüssigkeit bei Temperaturzunahme,
4. das Volumen zum Absetzen eingetretener Luft und
5. eine Reserve für unvorhergesehene Fälle.

Diese Anforderungen würden durch einen großen Behälter am besten erfüllt. Für die Flugzeughydraulik ist diese Lösung selbstverständlich nicht möglich, da außer dem niedrigen Gewicht noch verschiedene andere Begrenzungen zu berücksichtigen sind.

Bild 3.14 (Seite 36) zeigt schematisch den Aufbau eines Behälters einer Flugzeughydraulikanlage. Es handelt sich in diesem Fall um einen entlüfteten Behälter mit einem Filter im Füllstutzen und einer Sichtscheibe zur Kontrolle des Flüssigkeitsstands. Der Eintritt der Rücklaufleitung befindet sich unter-

halb des Flüssigkeitsspiegels. Dadurch wird verhindert, daß der Rücklaufstrahl Luft in die Flüssigkeit hineinreißt. Der Rücklauf soll möglichst tangential an den Behälterrand geführt werden, damit die Flüssigkeit nicht aufwirbelt und

Schaum bildet. Die Entnahme erfolgt für den Normalfall über ein Rohr, dessen Anordnung bei Verlust von Arbeitsflüssigkeit - z.B. bei Rohrbruch - den Verbleib eines bestimmten Flüssigkeitsvolumens im Behälter sicherstellt. Dieses Volumen wird bei ausgefallener Hauptpumpe über die Notpumpe in das Netz gefördert. Die Kontrolle des Flüssigkeitsstands kann mit Peilstäben oder genaueren Meßverfahren erfolgen. Über eine Sichtscheibe ist sie am einfachsten.

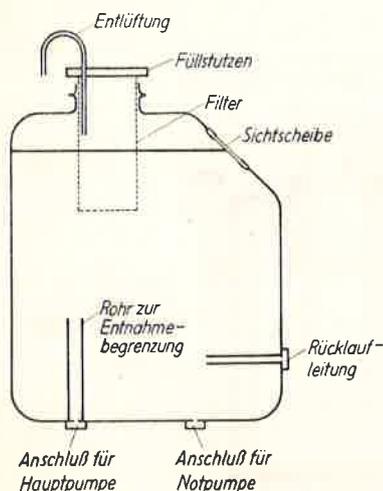


Bild 3.14 Prinzipschema eines Hydraulikbehälters

In den Behältern über ein Reduzierventil aus der pneumatischen Anlage oder der Klimaanlage des Flugzeugs.

Für Flugzeuge mit größerer Reishöhe muß der Behälter abgedichtet werden und die Flüssigkeit einen Überdruck gegenüber dem Außendruck erhalten. Diese Maßnahme ist erforderlich, da sonst wegen des Absinkens des atmosphärischen Drucks eine zu große Belastung der Saugseite der Pumpe und damit eine Verkleinerung des erzeugten Förderstroms auftritt. In den meisten Fällen erfolgt die Druckhaltung in

4. Dichtungen

4.1. Aufgaben und Anforderungen

Die in bezug auf Undurchlässigkeit und Lebensdauer zuverlässige Dichtung ist nach wie vor ein Grundproblem bei der Konstruktion hydraulischer Geräte. Die Anforderungen an die Dichtungselemente sind in der Flugzeughydraulik schon immer relativ hoch gewesen, steigen aber noch im Zusammenhang mit der Erhöhung des Betriebsdrucks. Der technische Stand in der Konstruktion und Fertigung von Hydrogeräten hängt damit sehr stark von der Güte der zur Verfügung stehenden Dichtungen ab.

Die Einrichtungen zum Abdichten haben zwei verschiedene Aufgaben. Sie müssen verhindern, daß Druckflüssigkeit

1. aus dem System nach außen abfließt und
2. zwischen den Innenräumen der Geräte überfließt.

Das Abfließen würde einen dauernden Flüssigkeitsverlust bedeuten, zur Verschmutzung des Flugzeugs führen und gegebenenfalls zur Ursache eines Brands werden. Das Überströmen in den Geräten hat zwar rein äußerlich keine Folgen, führt aber wegen des damit verbundenen Leistungsverlusts zur Verkleinerung des Wirkungsgrads der Anlage und zu Störungen im Betrieb.

Hin- und hergehende Teile lassen sich nicht immer vollkommen abdichten, deshalb muß ein bestimmter Leckmengenstrom im Betrieb der Anlage zugelassen werden. In der Stillstandzeit muß aber die Dichtheit sichergestellt sein.

Das Betriebsverhalten von Dichtungen wird hauptsächlich durch das elastische Verhalten des Dichtungselements und die Oberflächengüte der zu dichtenden Teile beeinflusst. Die wichtigsten Anforderungen, die die Auswahl der Dichtungsarten bestimmen, sind:

1. Undurchlässigkeit,
2. große Lebensdauer,
3. kleine Reibungskräfte,
4. gute Abdichtung auch bei rauher Oberfläche,
5. leichter Ein- und Ausbau und
6. geringe Herstellungs- und Wartungskosten.

Diese Bedingungen müssen im gesamten für die Luftfahrt geltenden Beanspruchungsbereich bezüglich Temperatur, Druck, Feuchtigkeit, Schwingungen, Stoß usw. erfüllt werden. Die Undurchlässigkeit läßt sich dabei in vielen Fällen nur auf Kosten der Reibungskräfte erzielen.

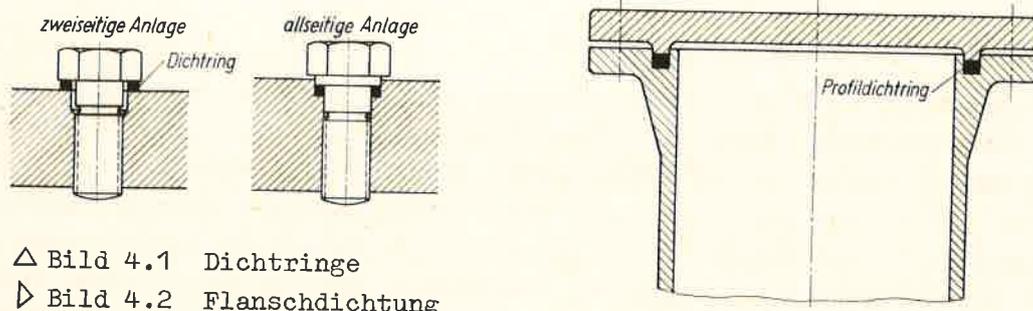
Die Dichtungen werden in die drei Hauptgruppen

- Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen,
- Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen und
- berührungsfreie Dichtungen

eingeteilt (vgl. DIN 3750).

4.2. Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen

Die einfachste Berührungsdichtung für ruhende *p a r a l l e l e* Flächen ist der Dichtring, der sich mit seiner ganzen Breite oder seinem ganzen Umfang an die Dichtflächen anlegt (Bild 4.1). Die Dichtwirkung entsteht dadurch, daß zuerst das Spiel zwischen den Dichtflächen und dem Dichtring durch Verformen des Dichtrings auf Null gebracht wird. Die weiterhin erforderliche Vorspannung muß größer als der wirkende Flüssigkeitsdruck sein. Damit die aufzubringenden Kräfte klein bleiben, bestehen Dichtringe aus einem weichen Werkstoff, wie z.B. Kupfer oder Aluminium. Nach diesem Prinzip arbeitet auch die in Bild 4.2 dargestellte Flanschdichtung mit einem Profildichtring aus Gummi. Die ruhende Dichtung für parallele Flächen ist im allgemeinen einfach zu beherrschen.



△ Bild 4.1 Dichtringe

▷ Bild 4.2 Flanschdichtung

Die Berührungsdichtung für ruhende *z y l i n d r i s c h e* Flächen bereitet dagegen erhebliche Schwierigkeiten. Da sich das Spiel zwischen den Dichtflächen nicht entfernen läßt, wird das Dichtmittel unter der Wirkung des Flüss-

sigkeitsdrucks in den von den zylindrischen Teilen gebildeten Spalt hineingedrückt. Als Dichtung werden elastische Ringe verwendet.

Bild 4.3 zeigt schematisch einen Rechteckring vor dem Zusammenbau (a), nach dem Zusammenbau ohne Wirkung (b) sowie unter Wirkung des Flüssigkeitsdrucks (c). Die Beanspruchung der Dichtung wächst mit zunehmender Spalthöhe und zunehmendem Flüssigkeitsdruck. Wird die zulässige Beanspruchungsgrenze überschritten, so erfolgt eine örtliche Zerstörung, die durch wiederholten Druckwechsel zum Abscheren eines Teils des Dichtrings führt.

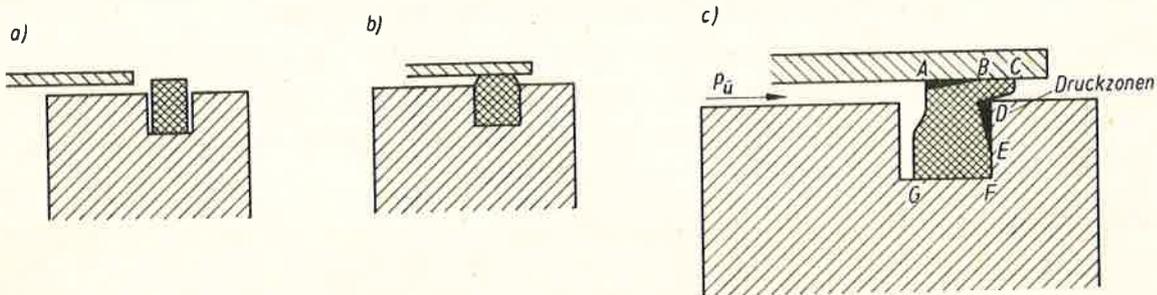


Bild 4.3 Elastische Rechteckdichtung

Bild 4.3 c) zeigt, daß der Kontaktdruck zwischen A und B sowie D und E größer als p_{fl} ist, während der Druck zwischen B und C sowie E über F und G unterhalb des Flüssigkeitsdrucks bleibt.

Elastische Dichtungen werden immer mit einer bestimmten Vorspannung eingebaut. Im anderen Fall würde durch die unvermeidlichen Ungleichmäßigkeiten der Oberflächen bei kleinen Drücken ein Leckverlust entstehen.

Die Vorspannung, die durch das Übermaß des Dichtrings bestimmt wird, hängt von den Toleranzen der zu dichtenden Teile und deren Oberflächengüte ab. Außerdem ist dabei die Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers zu berücksichtigen, die sich durch die elastische Formänderung unter der Wirkung des Flüssigkeitsdrucks einstellt. Diese Einflüsse müssen für jeden Dichtungsfall gesondert betrachtet werden. Für ruhende Dichtungen mit elastischen Dichtmitteln gilt als Richtwert, daß das Übermaß des Dichtmittels mindestens das Dreifache der Toleranz der zu dichtenden Flächen betragen soll.

4.3. Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen

Die für ruhende Dichtungen genannten Einflüsse gelten auch für bewegliche Dichtungen. Erschwerend kommt hinzu, daß die Reibung und der Verschleiß berücksichtigt werden müssen. Es ist daher außerordentlich schwierig, eine Aussage über das Verhalten von Dichtungselementen aus Gummi oder Plasten zu machen, selbst wenn deren physikalische Eigenschaften bekannt sind. Genaue Ergebnisse über den Einfluß der Flüssigkeit, der Temperatur, des Drucks, der Reibungskräfte, des Verschleißes usw. kann nur der Versuch bei den wirklichen Betriebsbedingungen erbringen.

Die Erfahrungen der Praxis haben gezeigt, daß es nicht möglich ist, sich auf einen bestimmten Dichtungstyp zu beschränken, sondern daß es für jeden Anwendungsfall nur eine bestimmte rationell arbeitende Dichtungsart gibt. In Flug-

zeughydraulikanlagen werden vorzugsweise Nutringstulpen, Rechteckringe und O-Ringe verwendet.

4.3.1. Nutringstulpen

Eine zuverlässige, für hin- und hergehende Bewegungen universell anwendbare Dichtung ist die Nutringstulpe nach TNL 18516 (Bild 4.4). Die Flüssigkeit drückt bei dieser Dichtungsart die Lippen gegen die zu dichtenden Flächen. Mit wachsendem Flüssigkeitsdruck wächst die Kraft, mit der die Lippen angepreßt werden, und die Kontaktfläche zwischen Lippen und Dichtflächen wird größer. Damit wird in einem großen Druckbereich bis zu kleinen Drücken herab eine vollkommene Undurchlässigkeit erreicht, wenn die Flüssigkeit unter Druck bis in den Hohlraum der Stulpe vordringen kann.

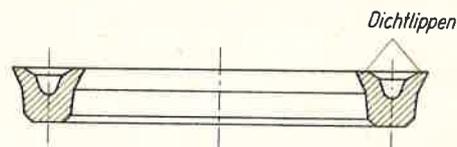


Bild 4.4 Nutringstulpe

Nachteilig sind bei dieser Dichtungsart die relativ großen Abmessungen, die die Anwendungsmöglichkeit in kleinen Geräten ausschließen.

4.3.2. Rechteckringe

Die Schwierigkeiten, die sich bei der Verwendung von Rechteckringen einstellen, wurden im Abschnitt 4.2. bereits genannt. Die Lebensdauer dieses Dichtungselements läßt sich wesentlich erhöhen, wenn das Hineinquetschen des Dichtungswerkstoffes in den Spalt, den die zu dichtenden Teile bilden, verhindert wird. Diese Bedingung läßt sich auf verschiedenen Wegen erfüllen (Bild 4.5).

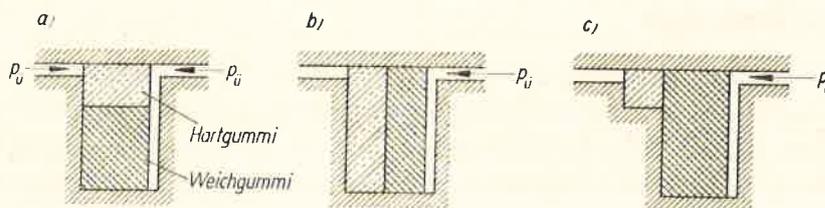


Bild 4.5 Rechteckdichtungen

Die Dichtung kann z.B. aus zwei übereinandergezogenen Ringen verschiedener Härte bestehen (a). Die Dichtwirkung ist hier nicht von der Richtung des Flüssigkeitsdrucks abhängig. Werden Ringe verschiedener Härte nebeneinandergelegt (b), dann kann die Dichtung nur für eine Richtung des Flüssigkeitsdrucks verwendet werden. Die nebeneinanderliegenden Ringe können auch verschiedene Innendurchmesser haben (c). Diese Dichtung ist ebenfalls nur für eine Richtung des Flüssigkeitsdrucks zu benutzen. Die Verwendung von Dichtungswerkstoffen unterschiedlicher Härte läßt die verschiedensten Kombinationen zu.

4.3.3. O-Ringe

Diese Dichtung ist ein Ring mit Kreisquerschnitt und wird, wie der Rechteckring, in eine Nut eingelegt. Der O-Ring verhält sich beim Einbau und unter dem Flüssig-

sigkeitsdruck ähnlich wie der Rechteckring (Bild 4.6). Die Einrichtungen, die das Hineindrücken des O-Rings in den von den zu dichtenden Teilen gebildeten Spalt verhindern, lassen sich mit den bei Rechteckdichtungen verwendeten vergleichen.

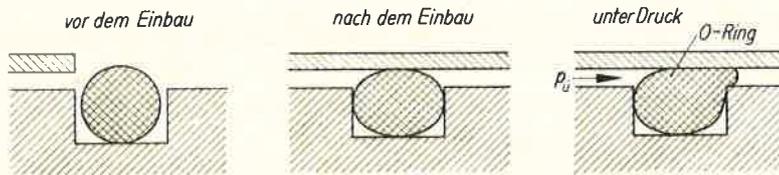


Bild 4.6 Elastische O-Ring-Dichtung

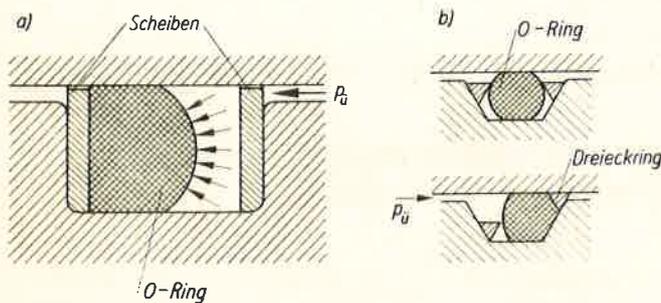


Bild 4.7 Begrenzung der Verformung eines O-Rings durch Scheiben oder Ringe

Die Verformung des Dichtrings wird durch Scheiben aus Plasten (Bild 4.7a) oder durch zwei Ringe mit dreieckigem Querschnitt begrenzt (Bild 4.7b). Solange kein Druck wirkt, wird der O-Ring durch die mit Vorspannung eingelegten Stützringe gehalten. Steht die Dichtung unter Druck, so wird, je nach Richtung des Flüssigkeitsdrucks, einer der Stützringe vom O-Ring gegen den Spalt gedrückt.

Damit ist eine weitere Verformung des O-Rings nicht mehr möglich. Diese Dichtungsart läßt, wie die Rechteckringe, die verschiedensten Kombinationen zu.

4.4. Berührungsfreie Dichtungen

Zu den berührungsfreien Dichtungen gehören die Spaltdichtungen (Bild 4.8), bei denen immer ein bestimmter Leckmengenstrom vorhanden ist, sofern vor der Abdichtung ein Druck wirkt. Wie im Abschnitt 3.2.2. mit den Gleichungen (32) und (36) gezeigt wurde, hängt der Leckmengenstrom u.a. von der dritten Potenz der Spalthöhe ab.

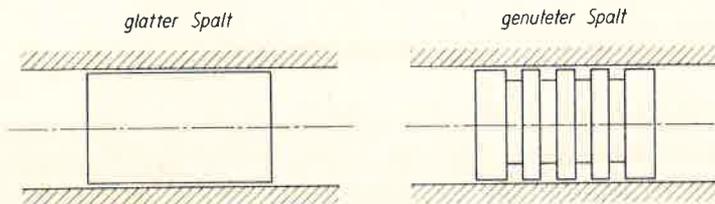


Bild 4.8 Spaltdichtung

In manchen Fällen wird der glatte Spalt durch Nuten erweitert, durch die ein zusätzlicher Druckverlust und damit eine Verkleinerung des Leckmengenstroms eintritt. Die Nuten stören den Strömungsvorgang und erhöhen den Strömungswiderstand. Das ist aber nur dann der Fall, wenn in dem Spalt turbulente Strömung herrscht. Im laminaren Gebiet bleiben Nuten wirkungslos, hier genügt der glatte Spalt. Sind in hydraulischen Geräten bei der Anwendung von Spaltdichtungen Kolben mit Nuten versehen, so dienen diese zum Druckausgleich, um die einseitige Belastung des Kolbens zu verhindern.

Die Leckverluste berührungsfreier Dichtungen müssen durch sehr enge Toleranzen ($\approx 5 \mu\text{m}$) niedriggehalten werden. Nur dadurch ist es möglich, daß die Leistungsverluste gering bleiben und damit der Wirkungsgrad einer Anlage groß wird

5. Hydrogeneratoren

5.1. Anforderungen

In Flugzeughydraulikanlagen verwendete Hydrogeneratoren (Pumpen) weisen zum Teil wesentliche Unterschiede in ihrem mechanischen Aufbau auf. Der stetig ansteigende Betriebsdruck brachte zwar eine gewisse Typenbereinigung mit sich, verringerte aber die Vielfalt der Konstruktionsvarianten innerhalb der einzelnen Bauarten nicht. Da es im vorliegenden Rahmen nicht möglich ist, alle verwendeten Typen zu behandeln, werden nur die allgemein gebräuchlichen Bauformen beschrieben.

Die wichtigsten Größen, die die Auswahl einer Pumpe bestimmen, sind:

1. der Betriebsdruck, der den Pumpen t y p bestimmt, und
2. der Förderstrom, der die A b m e s s u n g e n und die D r e h z a h l der Pumpe bestimmt.

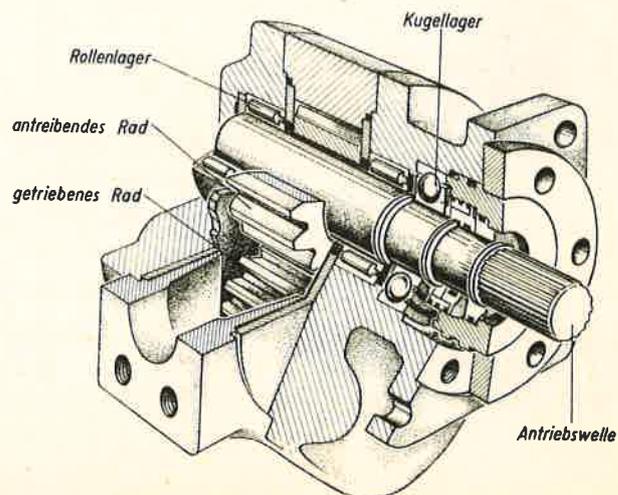
Die wichtigsten Bedingungen, die eine Pumpe erfüllen muß, sind:

1. kleines Gewicht,
2. kleine Förderschwankungen,
3. großer Wirkungsgrad,
4. kleine Erwärmung der Arbeitsflüssigkeit und
5. zuverlässiges Arbeiten in einem großen Temperaturbereich, auch in großen Flughöhen.

Die Komplizierung und Ausweitung der Funktion der Hydrauliksysteme in modernen Flugzeugen erhöht ständig die an die Pumpen gestellten Anforderungen. Der heute beherrschbare Druckbereich erstreckt sich bereits in Einzelfällen bis auf 750 kp/cm^2 . Bei den laufenden Entwicklungsarbeiten wird angestrebt, die heute zwischen 3000 und 5000 min^{-1} liegenden Pumpendrehzahlen zu vergrößern, um das Gewicht zu vermindern.

5.2. Zahnradpumpen

Wegen ihres relativ einfachen Aufbaus, ihrer kleinen Abmessungen und des damit niedrigen Gewichts wird die Zahnradpumpe mit außenverzahnten Rädern bevorzugt angewendet, sofern der Betriebsdruck ihren wirtschaftlichen Einsatz zuläßt. Mit den sehr betriebssicher arbeitenden Zahnradpumpen werden Drücke bis zu 100 kp/cm^2 und z.T. darüber erreicht. Besonders günstig ist es bei



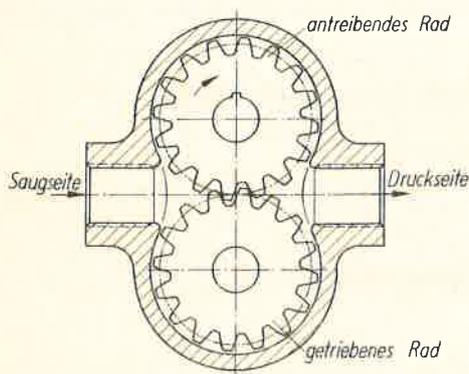
▷ Bild 5.1 Zahnradpumpe

dieser Pumpenart, daß keine hin- und hergehenden Teile vorhanden sind und dadurch Einwirkungen der Fliehkraft oder Beschleunigung entfallen. Bild 5.1 (S.41) zeigt den Aufbau einer Zahnradpumpe.

Die Abmessungen und Toleranzen der Einzelteile der Pumpe werden durch den Förderstrom, den Betriebsdruck, die Saughöhe, die zulässigen Geschwindigkeiten bzw. Drehzahlen und Beanspruchungen, die geforderte Lebensdauer, die Leckverluste, den Wirkungsgrad und nicht zuletzt durch die Fertigungsbelange bestimmt.

5.2.1. Wirkungsweise

Die einfache Zahnradpumpe besteht aus einem Zahnradpaar, das sich mit kleinem Spiel in einem Gehäuse bewegt. Eines der Räder ist auf der Antriebswelle befestigt, das andere wird vom ersten Rad mitgenommen. Die Saugleitung befindet



sich auf der Seite, auf der die Zähne außer Eingriff gehen. Die Druckleitung liegt auf der gegenüberliegenden Seite, auf der die Zähne in Eingriff gehen (Bild 5.2). Wenn sich die Zahnräder in der angegebenen Richtung drehen, füllen sich die freiwerdenden Zahn-lücken auf der Saugseite mit Flüssigkeit. An der Gehäusewand entlang wird diese in die Druckzone geleitet, durch das Ineinandergreifen der Zähne aus den Zahn-lücken verdrängt und in die Druckleitung gefördert. Auf der Seite, auf der sich die Zähne voneinander lösen, entsteht ein Unterdruck, auf der anderen ein Druckanstieg.

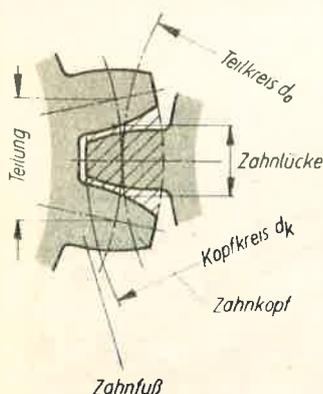
Bild 5.2 Wirkungsweise der Zahnradpumpe

5.2.2. Berechnung des Förderstroms

Für eine Überschlagsberechnung des Förderstroms kann angenommen werden, daß das Volumen der Zahn-lücke (Zelle) gleich dem Volumen des Zahns ist (Bild 5.3). Das Zellenvolumen einer Pumpe mit zwei gleichen Rädern in normaler Geradzahn-zahnung ergibt sich in guter Näherung aus

$$V_z = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot m \cdot b}{z} \quad (52)$$

- d_0 Teilkreisdurchmesser
- m Modul
- b Radbreite
- z Zähnezahl



In einer Minute laufen $n \cdot z$ Zellen durch die Eingriffsstelle, so daß sich bei Berücksichtigung beider Räder für die in einer Minute geförderte theoretische Menge

$$Q_{th} = 2 \cdot V_z \cdot n \cdot z = 2 \pi \cdot d_0 \cdot m \cdot b \cdot n \quad (53)$$

ergibt. Mit der Beziehung $z \cdot m = d$ gilt auch

$$Q_{th} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot b \cdot n}{z} \quad (54)$$

oder

$$Q_{th} = \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot z \cdot n \quad (55)$$

Bild 5.3 Querschnitt der Verdrängungszelle einer Zahnradpumpe

Da das Zellenvolumen etwas größer als das Zahnvolumen ist, kann bei Rädern mit 6 bis 12 Zähnen die Zahl π durch 3,5 ersetzt werden. Gleichung (53) lautet damit

$$Q_{th} = 7 \cdot d_0 \cdot m \cdot b \cdot n \quad (56)$$

Mit den Gesetzen der Verzahnungslehre lassen sich die Zellenvolumina auf analytischen und graphischen Wegen noch exakter bestimmen. Die Übereinstimmung der theoretisch ermittelten Werte mit den in der Praxis auftretenden bleibt aber immer sehr in Frage gestellt. Exakte und zuverlässige Angaben über den Förderstrom einer Pumpe können nur aus den auf dem Prüfstand erhaltenen Meßergebnissen abgeleitet werden.

5.2.3. Konstruktionsmerkmale

Das zwischen dem Zahn des einen Rads und der Zahnücke des Gegenrads eingeschlossene Flüssigkeitsvolumen muß durch Kanäle oder gleichwirkende Einrichtungen in den Saug- oder Druckraum geleitet werden, da die Quetschflüssigkeit durch die zusätzlich auftretenden Drücke eine Vergrößerung der Lagerbelastung hervorruft, zur Erwärmung der Flüssigkeit und zur Verkleinerung des Wirkungsgrads führt. Möglichkeiten zur Wegführung der Quetschflüssigkeit durch Bohrungen im Zahngrund oder durch Nuten in den Deckeln sind im Bild 5.4 dargestellt. Die Bohrungen im Zahnrad (Bild 5.4a) laufen vom Zahngrund zur Welle, in der sich Ausgleichskammern befinden, die mit dem Saug- oder Druckraum in Verbindung stehen. Die Nuten (Bild 5.4b) sind in die Deckel eingefräst. Sie lassen ebenfalls den Ausgleich des erhöhten Drucks im Kompressionsraum zwischen Zahn und Zahnücke zu.

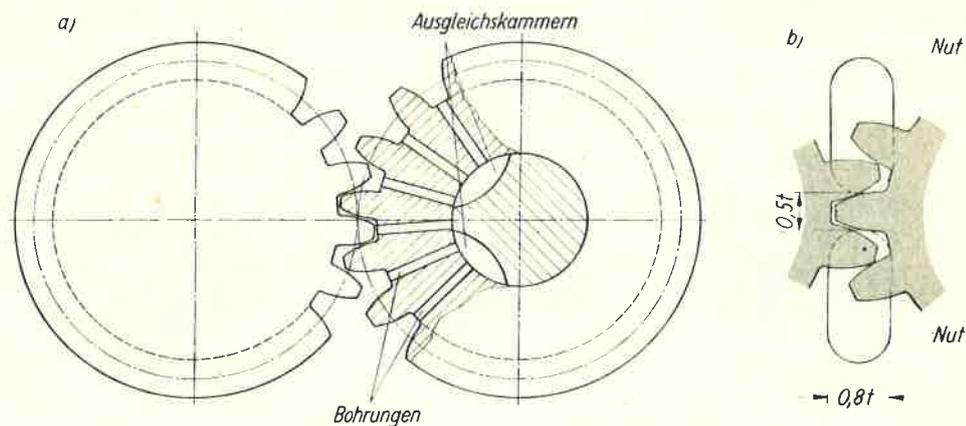


Bild 5.4 Wegführung der Quetschflüssigkeit

Sehr wichtig bei der konstruktiven Auslegung einer Zahnradpumpe ist die richtige Bemessung der Lager. Die Belastung der Lager ergibt sich aus dem Zahndruck und aus den durch den Förderdruck bewirkten Kräften. Die Berechnung dieser Kräfte zeigt, daß die Belastung durch den Flüssigkeitsdruck das Mehrfache des Zahndrucks beträgt. Eine teilweise Entlastung der Lager läßt sich erreichen, wenn eine dem Druckraum entgegengesetzt liegende Druckzone und eine dem Saugraum entgegengesetzt liegende Saugzone aufgebaut wird. Bild 5.5 zeigt die Anordnung dieser Zonen und die Lage der Kanäle.

Neben der herkömmlichen Bauart der Zahnradpumpe mit zwei Rädern in Geradverzahnung gibt es eine große Anzahl von Sonderformen dieser Pumpenart. Die wichtigsten sind die mit

1. schräg- und pfeilverzahnnten Rädern,
2. drei und mehr Rädern,
3. mehreren Rädern verschiedener Breite auf den gleichen Wellen und
4. innenverzahnnten Rädern in Normal- und Sonderverzahnung.

In Zahnradpumpen für größere Drücke werden die Räder in Wälzlagern gelagert (vgl. Bild 5.1).

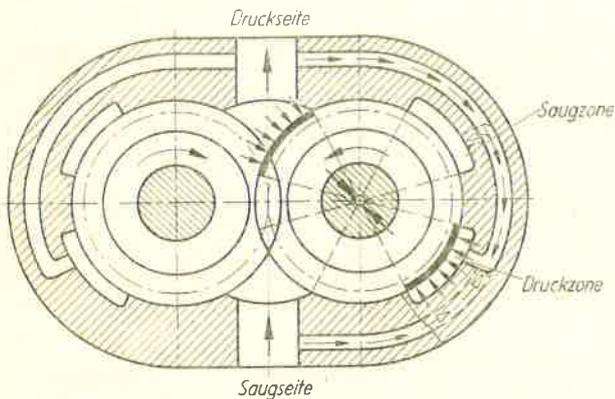


Bild 5.5 Lagerentlastung

Der Gesamtwirkungsgrad, mit dem die Leckverluste (volumetrischer Wirkungsgrad) und die Reibungsverluste (mechanischer Wirkungsgrad) ausgedrückt werden, hängt vom Druck, von der Temperatur der Arbeitsflüssigkeit und von der Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Teile ab. Er liegt zwischen 0,6 und 0,9.

5.3. Drehflügelumpen

Der häufigste Vertreter dieser Bauart ist die Flügelpumpe mit Außenzuführung. Es gibt außen- und innenbeaufschlagte Flügelumpen, je nachdem, ob die Flüssigkeit von außen durch das Gehäuse oder von innen durch die Welle des Läufers zu- oder abgeführt wird. Bild 5.6 zeigt die Wirkungsweise einer Flügelpumpe mit Außenzuführung.

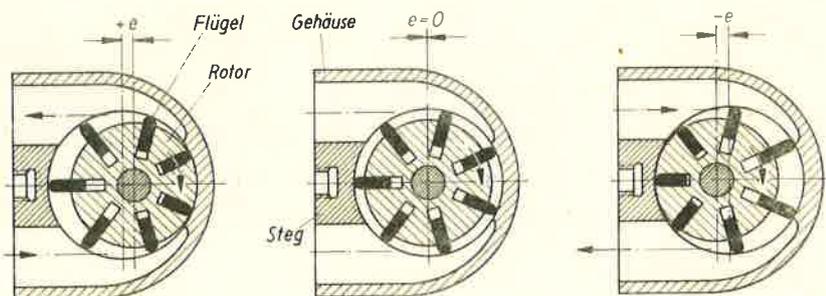


Bild 5.6 Wirkungsweise einer Flügelpumpe

In dem exzentrisch im Gehäuse gelagerten Läufer bewegen sich in radialer Richtung in Schlitten geführte Flügel, die durch Fliehkraftwirkung oder besondere Steuereinrichtungen gegen die Gehäusewand gedrückt werden. Die Flügel unterteilen den Raum zwischen Läufer und Gehäuse in einzelne Zellen, die abwechselnd mit den durch Stege voneinander getrennten Druck- und Saugräumen in Verbindung stehen. Wenn sich der Läufer dreht, vergrößern sich die Zellen zunächst und verkleinern sich dann wieder: Flüssigkeit wird angesaugt und auf die Druckseite gefördert.

Die Exzentrizität e bestimmt den Förderstrom. Ist die Exzentrizität $e = 0$, d.h.,

dreht sich der Läufer konzentrisch zum Gehäuse, so bleibt das Volumen der Zellen gleich groß, und damit wird keine Flüssigkeit gefördert. Die Richtung des Flüssigkeitsstroms kehrt sich um, wenn man den Läufer über die konzentrische Lage hinaus nach der entgegengesetzten Seite verstellt.

Um die Reibungskräfte zwischen dem Gehäuse und den Flügeln kleinzuhalten, werden die Flügel oft in seitlich angeordneten Ringen geführt. Die Dichtung übernehmen in diesem Fall in den Flügeln liegende Dichtleisten, die durch Federn oder durch den Flüssigkeitsdruck gegen die Gehäusewand gepreßt werden. Der dadurch hervorgerufene größere Verschleiß hat keinen Einfluß auf die Funktion der Pumpe.

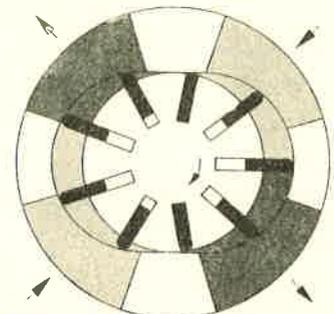
Die Läuferbelastung und damit die Lagerdrücke liegen bei der Flügelpumpe, ähnlich wie bei der Zahnradpumpe, wegen des einseitig wirkenden Drucks relativ hoch. Durch entgegengesetzte Anordnung von je zwei Saug- und Druckräumen lassen sich die Druckkräfte ausgleichen. Da die Flügel in diesem Fall die Saug- und Druckräume bei einer Umdrehung zweimal durchlaufen, wirkt diese Pumpe doppelt. Bild 5.7 zeigt schematisch den Aufbau dieser Flügelpumpe.

Der volumetrische Wirkungsgrad der Flügelpumpe, durch den die Leckverluste gekennzeichnet werden, liegt zwischen 0,6 und 0,9. Als Richtwert für den Gesamtwirkungsgrad kann 0,7 angenommen werden.

Der theoretische Förderstrom beträgt angenähert

$$Q_{th} = 2e \cdot b \cdot n \left[\pi \cdot (R+r) - s \cdot z \right]. \quad (57)$$

- e Exzentrizität
- b Flügelbreite
- n Drehzahl
- R Gehäuseradius
- r Läuferadius
- s Flügeldicke
- z Anzahl der Flügel



— Saugseite
— Druckseite

Bild 5.7 Doppeltwirkende Flügelpumpe

5.4. Kolbenpumpen

Die Kolbenpumpe ist die älteste Vertreterin der Verdrängerpumpen. Sie hat gegenüber den anderen Bauarten den Vorteil, daß viele Paßflächen zylindrisch sind und deshalb mit verhältnismäßig geringem Fertigungsaufwand sehr genau hergestellt werden können. Die Steuereinrichtungen jedoch sind kompliziert und störanfällig. Mit Kolbenpumpen sind bei erheblich kleineren inneren Leckverlusten wesentlich größere Drücke zu erreichen als mit Zahnrad- und Flügelpumpen.

Entsprechend der Lage der Kolben zur Pumpenachse und der Zuführung der Flüssigkeit zu den Zylindern ist zwischen

- Axialkolbenpumpen (Kolben in Trommelanordnung) und
- Radialkolbenpumpen (Kolben in Sternanordnung)

zu unterscheiden.

5.4.1. Axialkolbenpumpen

In Axialkolbenpumpen (Bild 5.8) liegen die Zylinderbohrungen parallel zur Antriebswelle. Der Zylinderblock kann rotieren oder feststehen. Der Kolbenhub

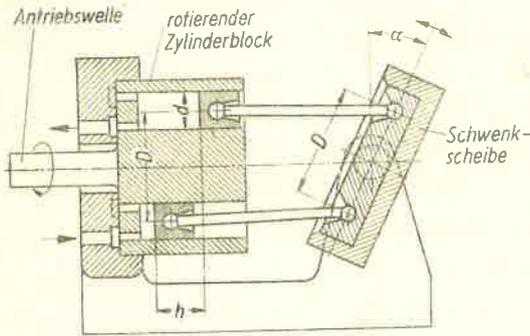


Bild 5.8 Axialkolbenpumpe

wird durch eine Taumelscheibe oder ähnliche Konstruktionselemente erzeugt, deren Neigung den Hub bestimmt. Die Steuerung des Flüssigkeitsstroms erfolgt bei rotierendem Zylinderblock über Scheiben oder Platten, die sich relativ zum Zylinderblock bewegen, bei feststehendem Zylinderblock über Ventile.

Das bei einer Umdrehung des Zylinderblocks bei feststehender Scheibe oder bei einer Umdrehung der Scheibe bei feststehendem Zylinderblock von einem Kolben beschriebene Hubvolumen beträgt nach Bild 5.8

näherungsweise

$$V_0 = h \cdot F = 2 \frac{D}{2} \cdot \sin \alpha \cdot F = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot \sin \alpha \quad (58)$$

- h Kolbenhub (= $D \cdot \sin \alpha$)
- F Kolbenfläche
- d Kolbendurchmesser
- D wirksamer Durchmesser der Scheibe
- α Neigungswinkel der Scheibe

Daraus folgt für z Kolben bei der Drehzahl n der Förderstrom

$$Q_{th} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot D \cdot \sin \alpha \cdot n}{4} \quad (59)$$

In Axialkolbenpumpen, in denen die Verbindung der Kolben mit der Scheibe über Pleuel erfolgt, sind die Gelenkverbindungen sehr störanfällige Bauelemente. Daraus erwachsende Nachteile lassen sich vermeiden, wenn zwischen Kolben und Scheibe eine kraftschlüssige Verbindung hergestellt wird. Die dazu erforderliche Kraft kann durch Federn oder durch Flüssigkeitsdruck, den eine besondere Vorpumpe liefert, erzeugt werden.

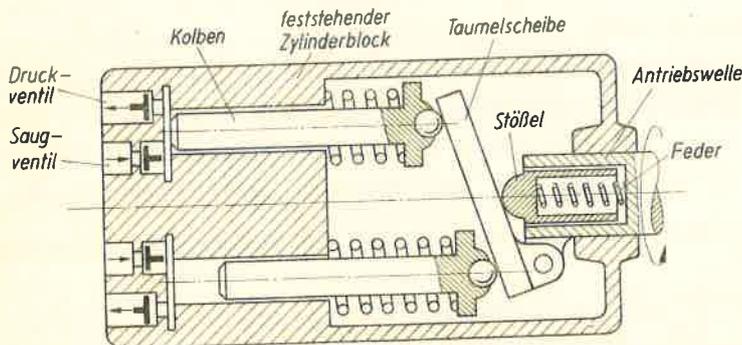


Bild 5.9 Axialkolbenpumpe (selbstregelnd)

Im Bild 5.9 ist eine Axialkolbenpumpe mit feststehendem Zylinderblock dargestellt, in dem sich die Zylinder mit den Kolben befinden. Die Taumelscheibe liegt zur Achse der Antriebswelle unter einem bestimmten Winkel und ist über einen Bolzen und Mitnehmer mit der Antriebswelle verbunden. Infolge der Schräglage der Scheibe werden die Kolben bei einer

Umdrehung nacheinander zur Ventilseite hin- und durch die Federkraft wieder zurückbewegt. Beim Hingang öffnen die Druckventile, beim Rückgang die Saugventile. Jeder Kolben durchläuft bei einer Umdrehung ein Förderspiel. In dieser Pumpe erfolgt eine selbsttätige Steuerung des Mengenstroms durch den erzeugten Gegendruck. Übersteigt während des Druckhubs der auf die Kolben wirkende Flüssigkeitsdruck einen bestimmten Wert, dann wird über die Scheibe und den Stößel die Feder im Stößel zusammengedrückt. Damit nehmen der Neigungswinkel der Scheibe, der Kolbenhub und der Förderstrom ab. Die Kraft der Feder wird dabei so festgelegt, daß die Scheibe senkrecht steht, wenn ein bestimmter Flüssigkeitsdruck erreicht ist. Da sich die Kolben in dieser Lage nicht mehr bewegen, ist der Förderstrom der Pumpe gleich Null.

5.4.2. Radialkolbenpumpen

In Radialkolbenpumpen (Bild 5.10), die von innen (a) oder von außen (b) beaufschlagt werden, sind die Zylinderbohrungen sternförmig angeordnet. Der Zylinderblock kann rotieren oder feststehen. Beim rotierenden Zylinderblock treibt ein gegenüber diesem Block exzentrisch gelagerter Ring, beim feststehenden Zylinderblock eine exzentrisch gelagerte Welle die Kolben an. Der Kolbenhub ist durch die Exzentrizität bestimmt. Die Steuerung des Flüssigkeitsstroms erfolgt bei rotierendem Zylinderblock durch Bohrungen und Aussparungen im feststehenden Zapfen, bei feststehendem Zylinderblock über Ventile und Kanäle im Zylinderblock.

Die Exzentrizität bestimmt das Hubvolumen. Das bei einer Umdrehung des Zylinderblocks oder der Welle von einem Kolben beschriebene Hubvolumen beträgt

$$V_0 = F \cdot h = F \cdot 2e = \frac{\pi}{2} d^2 \cdot e \quad (60)$$

h Kolbenhub
 e Exzentrizität
 F Kolbenfläche
 d Kolbendurchmesser

Daraus folgt für z Kolben bei der Drehzahl n der Förderstrom

$$Q_{th} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot e \cdot n}{2} \quad (61)$$

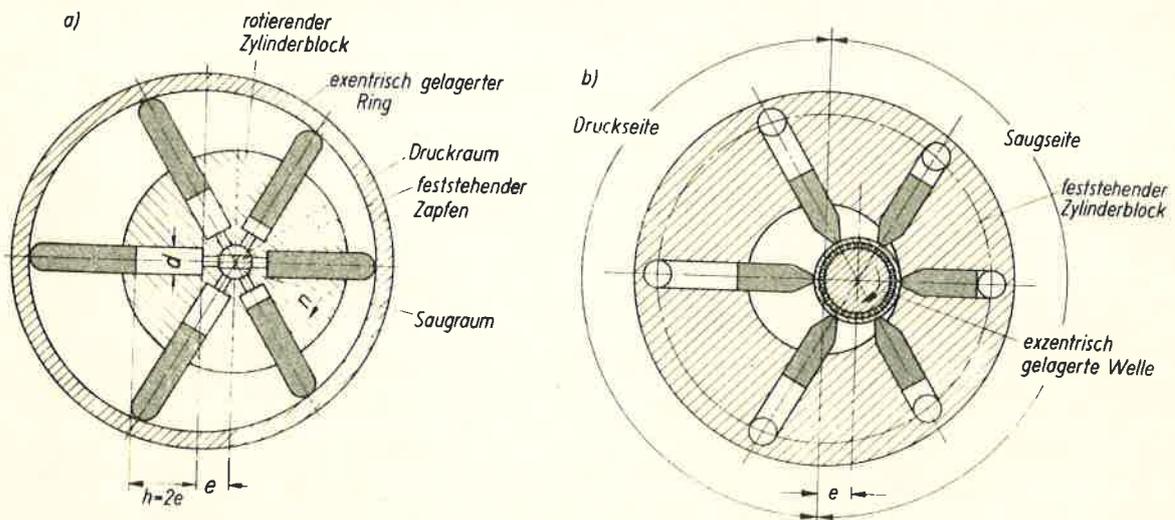


Bild 5.10 Radialkolbenpumpe

In Radialkolbenpumpen kann, wie in Axialkolbenpumpen, der Förderstrom durch Verstellen der Exzentrizität zwischen dem Höchstwert und Null geändert werden. Bezüglich des Kraftschlusses zwischen Kolben und Ring gilt das gleiche wie bei Axialkolbenpumpen.

5.4.3. Gleichförmigkeit des Förderstroms

Die Relativgeschwindigkeit der Kolben folgt einem Sinusgesetz. Der von einem Zylinder erzeugte Förderstrom hat daher auch einen sinusförmigen Verlauf. Wie aus Bild 5.11 hervorgeht, ergibt sich bei vier Kolben noch eine erhebliche Ungleichförmigkeit, die mit steigender Kolbenzahl abnimmt. Bedingt durch die Überschneidungen der Förderlinien liegen die Verhältnisse bei ungerader Kolbenzahl immer günstiger als bei gerader. Da in jedem Fall eine hohe Gleichförmigkeit des Förderstroms anzustreben ist, werden Kolbenpumpen immer mit einer ungeraden Kolbenzahl - mindestens fünf - hergestellt.

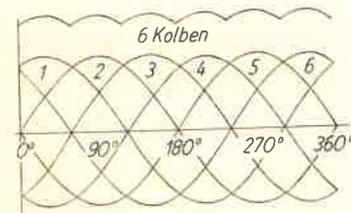
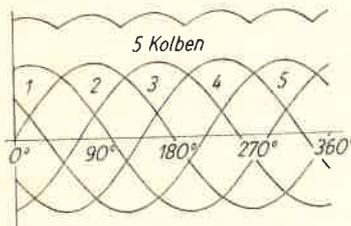
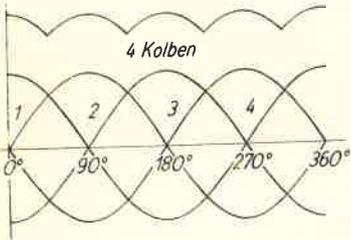


Bild 5.11 Verlauf des Förderstroms

5.4.4. Wirkungsgrad

Der volumetrische Wirkungsgrad, der mit steigendem Druck abnimmt, liegt zwischen 0,99 und 0,92. Der mechanische Wirkungsgrad, der mit steigendem Druck zunimmt, kann mit 0,7 bis 0,98 angesetzt werden. Der Mittelwert 0,9 für den Gesamtwirkungsgrad liegt bei Kolbenpumpen höher als bei anderen Pumpenarten.

5.4.5. Handpumpen

Bild 5.12 zeigt das Schema einer einfach wirkenden Zweizylinderpumpe, Bild 5.13 das einer doppelt wirkenden Einzylinderpumpe. Ein- und Zweizylinderpumpen werden wegen der intermittierenden (zeitweilig aussetzenden und wiederkehrenden) Förderung nur als Handpumpe in der Nothydraulik bei ausgefallener Hauptpumpe verwendet.

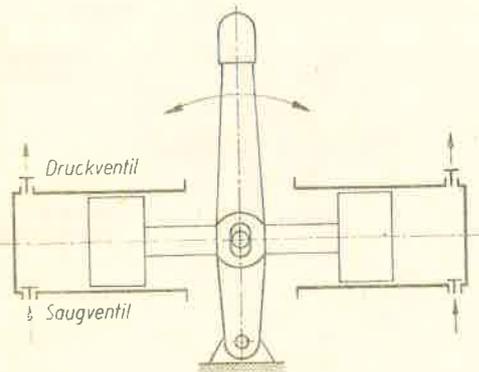


Bild 5.12 Einfachwirkende Zweizylinderpumpe

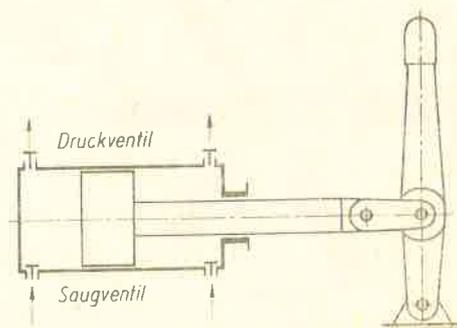


Bild 5.13 Doppeltwirkende Einzylinderpumpe

Eine zweistufige Vierzylinderpumpe mit Niederdruck- und Hochdruckkolben ist im Bild 5.14 dargestellt. Wenn die Anlage bei Inbetriebnahme einen nur relativ niedrigen Druck benötigt, arbeiten alle vier Kolben gleichzeitig parallel. Sie saugen durch die Saugventile ein großes Flüssigkeitsvolumen und fördern es durch die Druckventile in das Netz. Erreicht der Druck ungefähr 10 kp/cm^2 , das entspricht einer Kraft von etwa 40 kp am Hebel, öffnet sich das Umsteuerventil. Dadurch sind die Niederdruckzylinder kurzgeschlossen, und die Kraft am Hebel dient nur noch zur Betätigung der Hochdruckkolben, mit denen sich ein Druck bis zu 120 kp/cm^2 erzeugen läßt. Wenn durch Öffnen des Hahns Saug- und Druckleitung kurzgeschlossen werden, hört die Förderung der Pumpe auf.

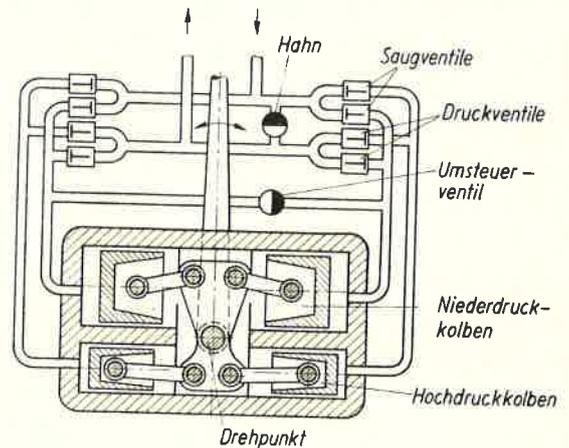


Bild 5.14 Zweistufige Vierzylinderpumpe

6. Hydroakkumulatoren

6.1. Verwendungszweck

Der Hydroakkumulator (Speicher) hat die Aufgabe, dem Netz ein unter Druck stehendes zusätzliches Flüssigkeitsvolumen zuzuführen, wenn der Verbrauch der Anlage den maximalen Förderstrom der Pumpe übersteigt.

Da die Aggregate einer Hydraulikanlage meistens nur kurzzeitig arbeiten, kann die Pumpe für den Normalbedarf ausgelegt werden. Der Speicher deckt die Spitzenbelastungen. Seine Verwendung führt deshalb zu kleineren Pumpen.

Speicher dienen weiterhin dazu, Leckverluste auszugleichen und damit bestimmte Drücke in abgeschlossenen Hydraulikkreisen aufrechtzuerhalten sowie Druckschwankungen und -stöße zu dämpfen.

6.2. Bauformen

Die in Flugzeugen verwendeten Hydroakkumulatoren arbeiten nach dem hydropneumatischen Prinzip, d.h., die Zusammendrückbarkeit eines Gases - meistens Stickstoff - wird zum Speichern einer praktisch inkompressiblen Druckflüssigkeit ausgenutzt.

Speicher ohne Trennwand zwischen Gas und Druckflüssigkeit müssen wegen der Absorption des Gases in der Flüssigkeit laufend gewartet werden. Da außerdem der Einbau und der Betrieb nur in senkrechter Lage erfolgen kann, wird diese Bauart in Flugzeugen nicht verwendet. Eine Trennung des Gasraums vom Flüssigkeitsraum läßt sich durch Kolbenspeicher und durch Speicher mit elastischer Trennwand erreichen.

6.2.1. Kolbenspeicher

Im Kolbenspeicher (Bild 6.1) kann sich ein Kolben mit kleinem Spiel in einem gehonten Zylinder frei bewegen. Die Abdichtung zwischen den beiden Räumen erfolgt durch elastische Dichtungen in Form von Rechteck- oder O-Ringen. Eine im Gasraum über dem Kolben befindliche Flüssigkeit verbessert die Dichteigenschaften. Nachteile dieser Bauart liegen bei den großen Reibungskräften und dem damit verbundenen Verschleiß der Dichtungselemente, bei dem begrenzten Speichervolumen und den hohen Fertigungskosten. Die Reibungskräfte wirken sich auch ungünstig auf das Verhalten einer druckgeregelten Anlage aus und verschlechtern im Zusammenwirken mit der Trägheit des Kolbens die Dämpfungseigenschaften.

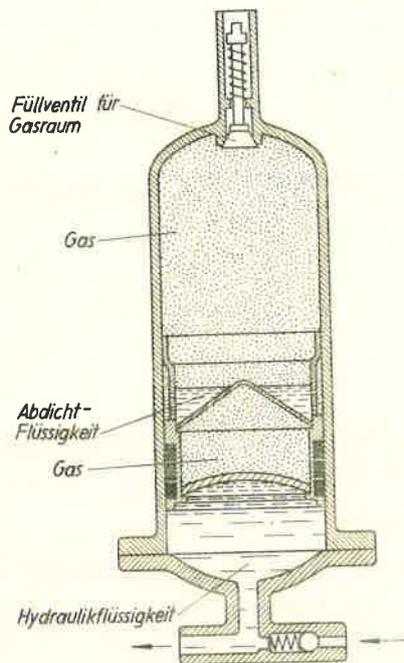


Bild 6.1 Kolbenspeicher

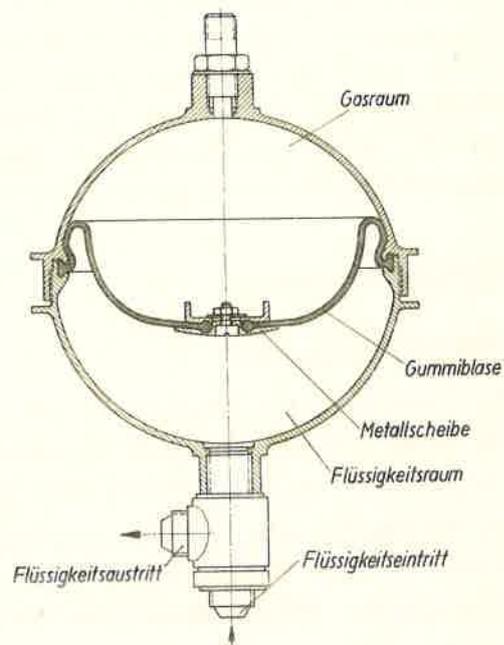


Bild 6.2 Speicher mit elastischer Trennwand

6.2.2. Speicher mit elastischer Trennwand

Diese Bauart mit vollkommener Trennung des Gas- und Flüssigkeitsraums bedarf nur geringer Wartung. Es treten keine durch Reibung oder Massenkräfte hervorgerufenen Einflüsse auf. Schwierigkeiten ergeben sich bei der Wahl des Werkstoffs, der Festlegung der Form und der Befestigung der elastischen Trennwand. Vorteilhaft für die Belange des Flugzeugbaus ist die Kugelform, die zum kleinstmöglichen Gewicht führt. Bild 6.2 zeigt eine für Flugzeug-Hydraulikanlagen gebräuchliche Ausführung, in der die elastische Trennwand als Blase ausgeführt ist. Die Metallscheibe verhindert, daß der Mittelteil der elastischen Trennwand bei völlig entleertem Speicher durch den Gasdruck in den Austrittsstutzen gedrückt und dabei beschädigt wird.

6.3. Speichervolumen

Das gesamte Speichervolumen V_1 wird bis zu dem erforderlichen Druck p_1 mit Gas aufgeladen. Fördert dann die Pumpe über den unteren Stutzen Druckflüssigkeit

bis zum Druck p_2 in den Speicher, so sinkt dabei das Gasvolumen auf den Wert V_2 . Wenn Druckflüssigkeit in das Netz abgegeben wird, fällt der Gasdruck auf p_3 , während das Gasvolumen auf V_3 ansteigt.

Erfolgt die Speicherung bzw. Entleerung der Druckflüssigkeit langsam, so kann die dabei vom Gas abgegebene bzw. aufgenommene Wärmemenge mit der Umgebung vollkommen ausgetauscht werden. Der Vorgang vollzieht sich daher bei konstanter Temperatur als isothermische Zustandsänderung nach dem Gesetz

$$p \cdot V = \text{konstant.} \quad (62)$$

Wenn die Speicherung bzw. Entleerung sehr schnell durchgeführt wird, erfolgt der Vorgang ohne Wärmeabfuhr und -zufuhr als adiabatische Zustandsänderung nach dem Gesetz

$$p \cdot V^k = \text{konstant.} \quad (63)$$

k Exponent der Adiabate ($k \approx 1,4$).

Mit den genannten Gleichungen läßt sich für jeden Gasdruck das speicherbare oder verfügbare Flüssigkeitsvolumen bei dem erforderlichen Arbeitsdruck der Anlage ermitteln.

In der Praxis lassen sich allerdings nur selten die Grenzfälle ansetzen, vielmehr müssen Zwischenwerte gewählt und die Rechnung eingeführt werden.

7. Hydromotoren

7.1. Betriebseigenschaften

Nach der Art der erzeugten Bewegung sind zu unterscheiden:

- Motoren für geradlinige Bewegung,
- Motoren für pendelnde Drehbewegung und
- Motoren für kontinuierliche Drehbewegung.

In Flugzeugen werden bevorzugt Motoren für geradlinige Bewegungen verwendet. Hydromotoren sprechen auf eine Mengenstromänderung bei den in Flugzeugen vorhandenen kurzen Leitungen mit einer sehr kleinen Verzögerung an. Der auf eine Flüssigkeit ausgeübte Druck pflanzt sich mit Schallgeschwindigkeit, die in Hydraulikflüssigkeiten etwa 1200 m/s beträgt, fort.

Jede Änderung von Druck und Mengenstrom beeinflusst die abgegebene Leistung des Hydromotors. Deshalb muß die Leistung $N = p \cdot Q$ des Hydrogenerators (Pumpe) auf das Schluckvolumen und den Betriebsdruck des Hydromotors abgestimmt sein.

Hydromotoren können durch Sperren der Vor- und Rücklaufleitung in jedem beliebigen Zeitpunkt schnell und praktisch ohne Nachlauf stillgesetzt und in dieser Lage festgehalten werden, da die Kompressibilität von Flüssigkeiten sehr klein ist. Der gegebenenfalls vorhandene Bremsweg durch Trägheitswirkung ist immer kurz und wird durch die Reibungskräfte noch verkürzt.

7.2. Motoren für geradlinige Bewegung

7.2.1. Wirkungsweise

Eine geradlinige Bewegung ohne Zwischenschaltung von Getrieben läßt sich unmittelbar mit dem Arbeitszylinder erzeugen. Dieses Bauteil wird deshalb dort be-

nutzt, wo im unterbrochenen Betrieb große Kräfte bei relativ kurzen Wegen aufzubringen sind. Da sich die Fahrgeschwindigkeit des Arbeitszylinders durch

Steuerung des Drucks oder des Mengenstroms in weiten Grenzen ändern läßt, wird er in der Flugzeughydraulik häufig verwendet. Es gibt einfach und doppelt wirkende Arbeitszylinder.

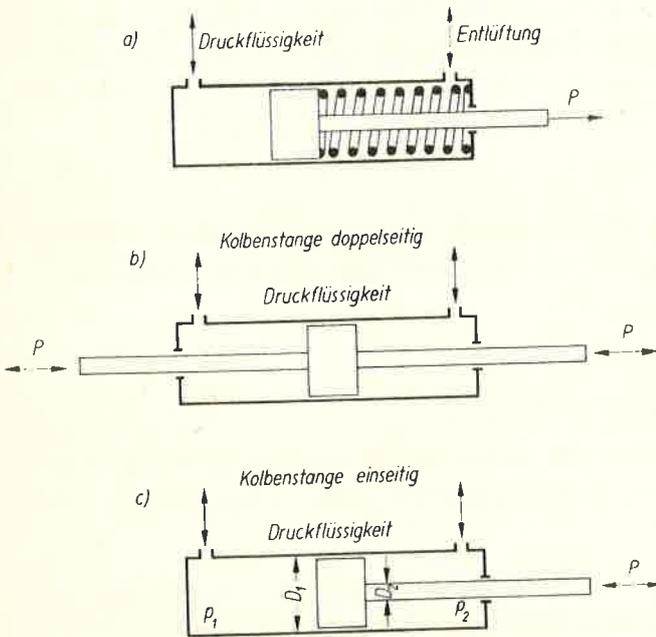


Bild 7.1 Arbeitszylinder

Beim einfach wirkenden Arbeitszylinder (Bild 7.1a) ist eine Bewegung unter der Wirkung des Flüssigkeitsdrucks nur in einer Richtung möglich. Eine Feder bewirkt die Rückführung in die Ausgangslage. Beim doppelt wirkenden Arbeitszylinder (Bilder 7.1b und c) werden die Kolben in beiden Richtungen durch wahlweises Umschalten der Druckflüssigkeit bewegt.

Die wirksame Kolbenfläche und der Flüssigkeitsdruck bestimmen die erzeugbare Kraft, der Mengenstrom

bestimmt die Geschwindigkeit der Kolbenbewegung.

7.2. Kräfte und Geschwindigkeiten

Sollen am doppelt wirkenden Arbeitszylinder mit einseitiger Kolbenstange die Kräfte und Geschwindigkeiten ermittelt werden (vgl. Bild 7.1c), so folgt für die am Kolben angreifende und damit an der Kolbenstange abnehmbare Kraft ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrads

$$P = p_1 \cdot F_1 - (p_2 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2)$$

$$P = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} - p_2 \frac{\pi D_1^2}{4} + p_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \quad (64)$$

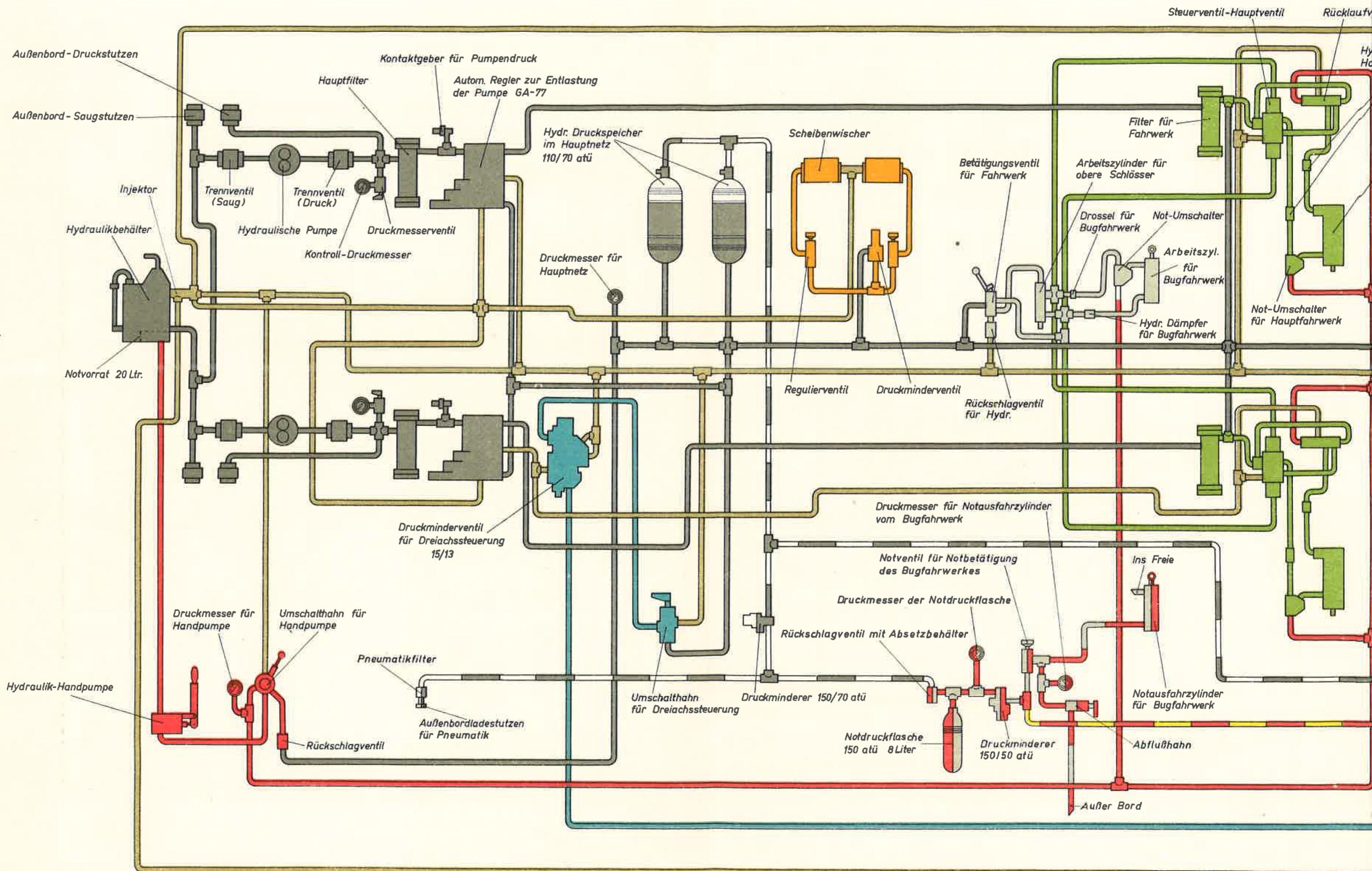
- P Kraft an der Kolbenstange
- p_1 Flüssigkeitsdruck auf der Deckelseite
- F_1 Querschnittsfläche der Zylinderbohrung
- p_2 Flüssigkeitsdruck auf der Stangenseite
- F_2 Querschnittsfläche der Kolbenstange
- D_1 Durchmesser der Zylinderbohrung
- D_2 Durchmesser der Kolbenstange

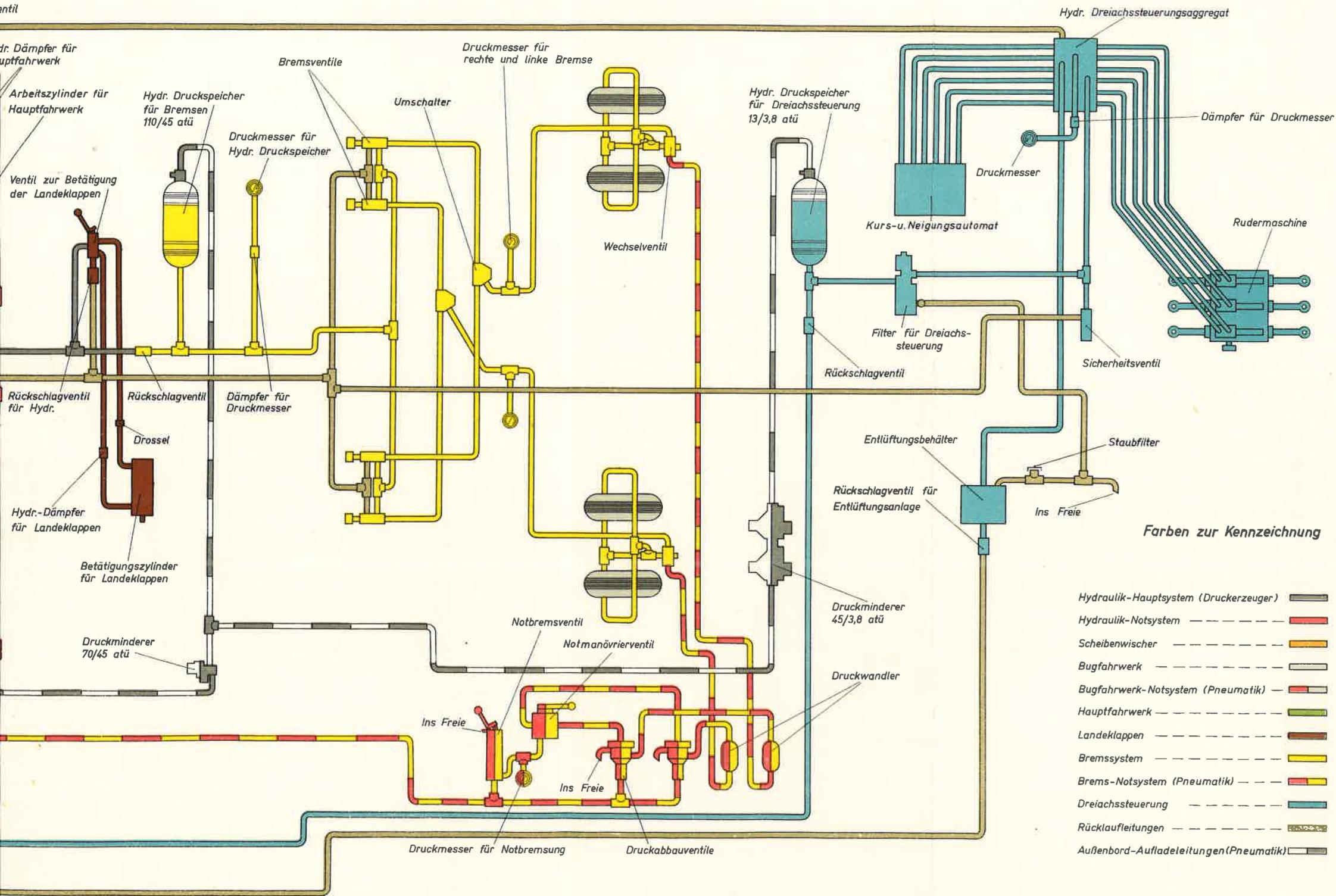
Aus Gleichung (64) lassen sich die Kräfte ermitteln, die in Abhängigkeit von der Druckzuführung auftreten:

Fall a) Druck auf der Stangenseite $p_2 = 0$:

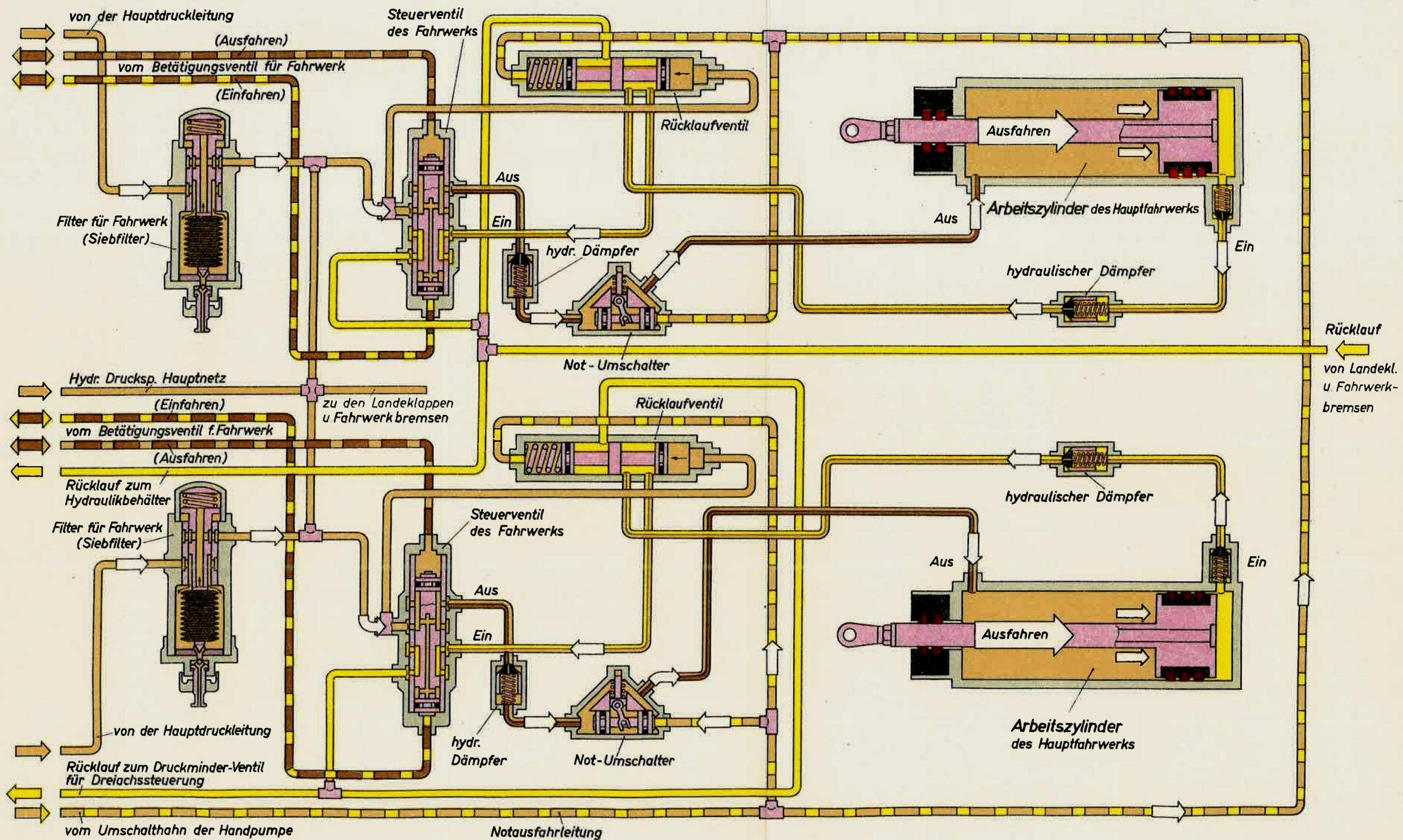
$$P_0 = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (65)$$

Die Kraft P ist nach rechts gerichtet.

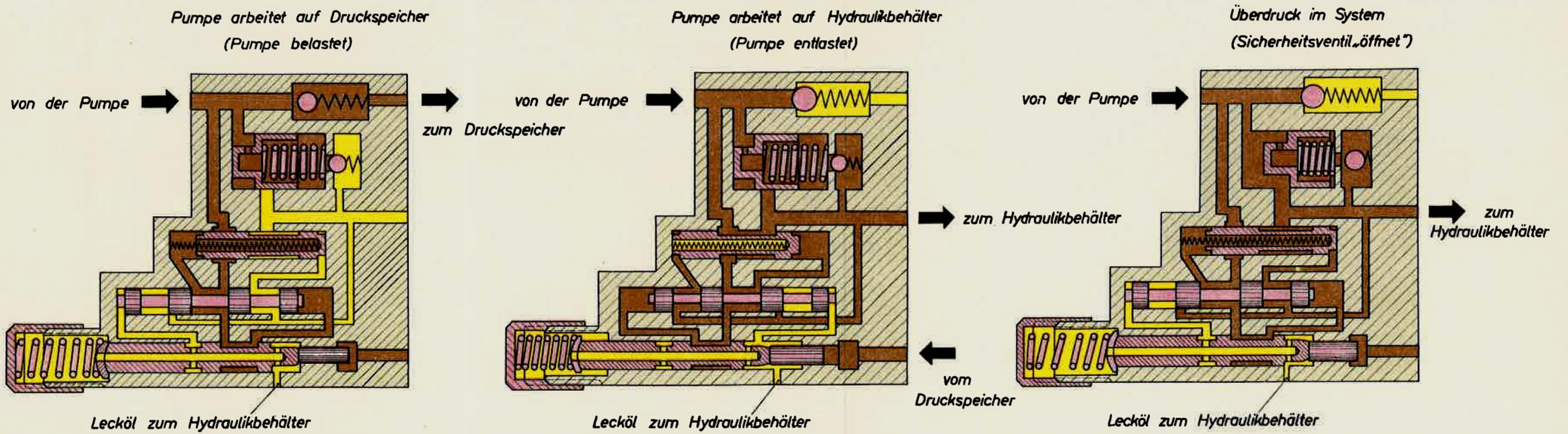
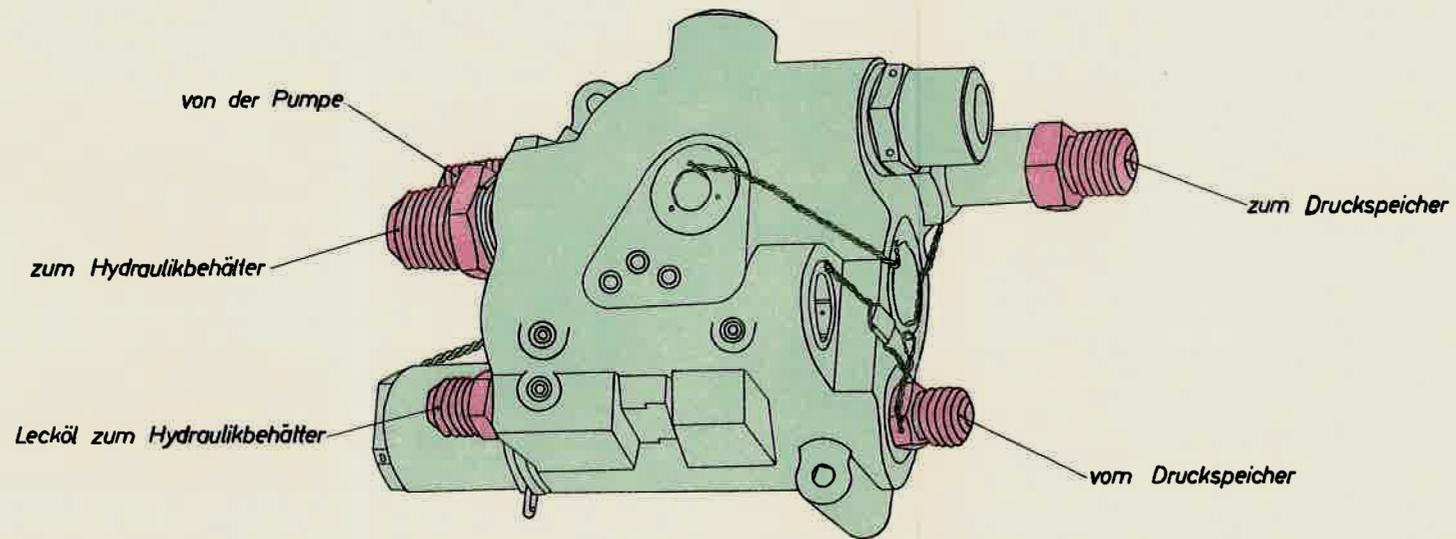




Tafel 1 Hydraulische Anlage (IL-14 P)



Tafel 2 Hydraulikschema des Hauptfahrwerkes (IL-14 P)



Tafel 3 Automatischer Regler

Zahlenbeispiel:

Kolbendurchmesser	D = 50 mm = 0,5 dm,
Hub	s = 300 mm = 3,0 dm,
Fahrzeit des Kolbens	t = 3 s,
Flüssigkeitsdruck	p = 80 kp/cm ² .

Nach Gleichung (68) ergibt sich der Mengenstrom

$$Q = v \cdot F = \frac{s}{t} \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

$$Q = \frac{3}{3} \cdot \frac{0,5^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 60 \frac{1}{\text{min}}.$$

Damit wird die Leistung

$$\underline{N} = \frac{p \cdot Q}{612} = \frac{80 \cdot 0,5^2 \cdot 3,14 \cdot 60}{612 \cdot 4} \approx \underline{1,5 \text{ kW}}.$$

Das Gewicht eines Arbeitszylinders mit diesen Abmessungen für einen Flüssigkeitsdruck von 80 kp/cm² beträgt in der im Flugzeugbau üblichen Ausführung etwa 1,5 kp. Das Leistungsgewicht wird deshalb mit dem im Rechnungsbeispiel ermittelten Wert für N

$$\frac{G}{N} = \frac{1,5}{1,5} = 1 \frac{\text{kp}}{\text{kW}}.$$

Ein Elektromotor gleicher Leistung für Kurzzeitbetrieb hat ein Gewicht von etwa 6 kp, d.h. ein Leistungsgewicht von

$$\frac{G}{N} = \frac{6}{1,5} = 4 \frac{\text{kp}}{\text{kW}}.$$

Der Arbeitszylinder wird im Flugzeug vor allem dort verwendet, wo das Verstellen irgendeiner Einrichtung durch eine Verschiebebewegung erfolgt. Wird für die gleiche Verstellung ein Elektromotor benutzt, so muß dessen Drehbewegung in eine Verschiebebewegung umgeformt werden. Das erfolgt meistens in einem Getriebe, dessen Gewicht etwa dem des Elektromotors entspricht. Das Leistungsgewicht der elektrischen Einheit wird deshalb

$$\frac{G}{N} = 8 \frac{\text{kp}}{\text{kW}}.$$

Dieser überschlägige Vergleich zeigt, daß der elektrische Antrieb das achtfache Leistungsgewicht des hydraulischen erreicht. Die Zahlenwerte sind aber nur als grobe Richtwerte anzusehen. Entscheidend ist das Gesamtgewicht der ganzen Anlage. Wird ein solcher Vergleich durchgeführt, dann liegen die Verhältnisse bei der elektrischen Anlage wesentlich günstiger als im oben gewählten Beispiel.

7.24. Bauformen

Bild 7.2 (Seite 56) zeigt einen doppelt wirkenden Arbeitszylinder mit einseitiger Kolbenstange. Die Abdichtung des Kolbens und der Kolbenstange erfolgt hier mit Rechteckringen. Die Anschlüsse werden entweder als Gabel oder als Auge ausgeführt. Die Einbaulänge des Arbeitszylinders, d.h., der Mittenabstand der Bohrungen in den Anschlüssen, läßt sich durch Heraus- bzw. Hineinschrauben des im Bild rechts liegenden Anschlusses um etwa ± 5 mm verändern, um die Toleranzen des Einbaumaßes zu überbrücken. Die Stutzen dienen, je nach Bewegungsrichtung des Kolbens, zur Zuleitung oder Rückführung der Druckflüssigkeit.

In vielen Fällen soll der Kolben in seinen Endlagen, d.h. in eingefahrener und

in ausgefahrener Stellung, feststehen und gleichzeitig eine Zug- oder Druckbelastung aufnehmen. Das erreicht man durch eine mechanische Verriegelung, die in den verschiedensten Formen verwendet wird.

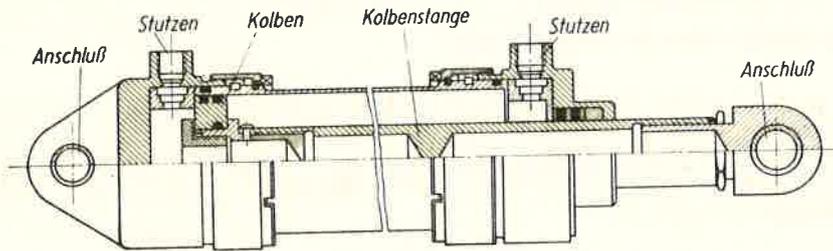


Bild 7.2 Doppeltwirkender Arbeitszylinder mit einseitiger Kolbenstange

Eine viel benutzte Ausführung ist die Kugelverriegelung, deren Wirkung aus Bild 7.3 hervorgeht.

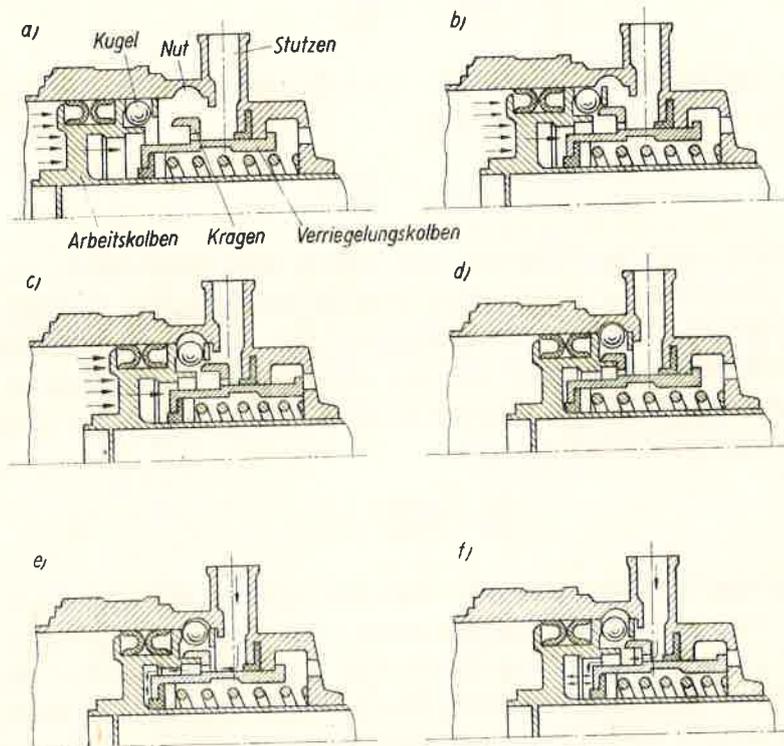


Bild 7.3 Wirkungsweise der Kugelverriegelung

Im Arbeitskolben befinden sich in mehreren auf den Umfang gleichmäßig verteilten Bohrungen die Kugeln (Bild 7.3a). Wenn sich der Arbeitskolben unter der Wirkung des Flüssigkeitsdrucks nach rechts bewegt, legen sich die Kugeln an den Kragen des Verriegelungskolbens an (Bild 7.3b) und bewegen diesen gegen die Kraft der Feder so lange ebenfalls nach rechts, bis sie in die den Kugelabmessungen angepaßte Nut einrasten können (Bild 7.3c). Da der Verriegelungskolben in diesem Augenblick freigegeben ist, wird er durch die Kraft der Feder nach links bewegt und setzt sich mit seinem Kragen unter die Kugeln (Bild 7.3d). Damit besteht in der verriegelten Lage Formschluß zwischen Zylinder und Kolben.

Der Entriegelungsvorgang beginnt, wenn durch den Stutzen Flüssigkeit in den Zylinder geleitet wird (Bild 7.3e). Der Druck wirkt auf den Boden des Verriegelungszylinders und bewegt ihn gegen die Kraft der Feder so lange nach rechts, bis der Kragen die Kugeln freigibt. In diesem Augenblick ist der Formschluß über die Kugel getrennt und der Arbeitskolben bewegt sich unter dem Flüssigkeitsdruck nach links (Bild 7.3f).

Bild 7.4 zeigt einen doppelt verriegelbaren Arbeitszylinder früherer deutscher Konstruktion. In dieser Ausführung dienen die druckdichten Druckknopfschalter, die über Kugeln und Schaltsteine vom Kolben des Arbeitszylinders betätigt werden, zur elektrischen Fernanzeige der ein- und ausgefahrenen Lage.

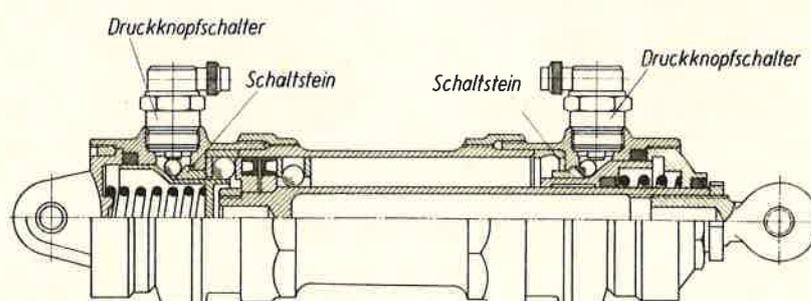


Bild 7.4 Doppelt verriegelbarer Arbeitszylinder

7.3. Motoren für kontinuierliche Drehbewegung

Grundsätzlich kann jeder Hydrogenerator (Pumpe) als Motor verwendet werden, da der Vorgang im Gerät umkehrbar ist. Im Maschinenbau und anderen Industriezweigen werden vorwiegend Axial- und Radialkolbenmotoren für die Hydraulik benutzt, im Verkehrsflugzeugbau jedoch sehr selten. Im Rahmen dieser Schrift werden sie deshalb nicht behandelt.

8. Steuergeräte

8.1. Aufgaben

Steuergeräte haben die Aufgabe, den von der Pumpe erzeugten Förderstrom auf die verschiedenen Arbeitsgeräte zu verteilen und von dort die Flüssigkeit wieder in den Behälter zu leiten. Diese Geräte werden mechanisch, elektrisch oder hydraulisch betätigt. Die Verstellkräfte, die Steuerwege sowie die Leckflüssigkeits- und Druckverluste müssen in jedem Fall möglichst klein sein.

Nach dem konstruktiven Aufbau sind zu unterscheiden:

1. Drehkühnhähne und Drehkolbenventile,
2. Axialschieber und
3. Steuerventile.

8.2. Drehkühnhähne und Drehkolbenventile

Hähne mit kegelförmigen Kühnen (Bild 8.1, S. 58) können als Zwei-, Drei- und Vierwegehähne ausgebildet werden. Da die Kühnen keine Druckentlastung haben, sind sie in mindestens einer Stellung einseitig durch den Flüssigkeitsdruck

belastet. Damit steigen die Verstellkräfte sehr stark an. Diese Bauart kann deshalb nur bei kleinen Drücken verwendet werden.

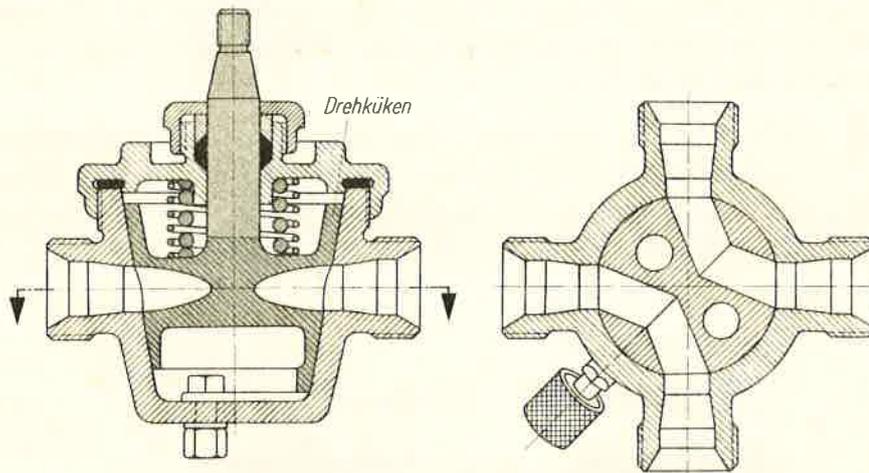


Bild 8.1 Drehkükenhahn

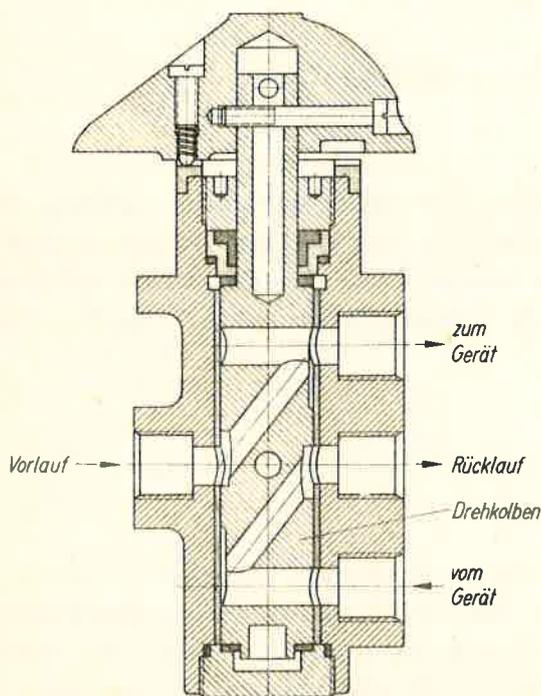


Bild 8.2 Druckentlastetes Drehkolbenventil

Ist das Hahnküken zylindrisch ausgebildet, so wird es zum Drehkolben und damit der Hahn zum Drehkolbenventil. Dieses Steuergerät läßt sich druckentlastet ausführen, wenn die durch den Flüssigkeitsdruck hervorgerufenen, auf den Kolben wirkenden Kräfte in jeder Kolbenstellung, z.B. über Querbohrungen, ausgeglichen werden. Bild 8.2 zeigt eine Ausführung, die als Wahlschalter bei der Notbetätigung der einzelnen Systemteile verwendet wird.

8.3. Axialschieber

Axialschieber lassen sich als Dreiweg- und Vierwegschieber (Bild 8.3) ausbilden. Wird der Flüssigkeitsstrom über ringförmige Ausdrehungen am Kolben zu den jeweiligen Anschlußstutzen gesteuert, so ist der Schieber in jedem Fall druckentlastet. Da deshalb die Verstellkräfte klein bleiben, findet dieses Steuergerät im Flugzeug bevorzugt Anwendung.

Bild 8.4 zeigt einen Vierweg-Axialschieber in Neutralstellung, in die er durch die Feder zurückgeführt wird, wenn der Arbeitsvorgang im Antrieb beendet ist. In dieser Stellung strömt die Druckflüssigkeit aus der Vorlaufleitung in den inneren Kanal des Kolbens und von dort durch den Austrittsstutzen in die Rücklaufleitung des Systems.

Wird die Schieberstange nach links verschoben, so verschließt der Kolben den

Austritt in die Rücklaufleitung und steuert die Druckflüssigkeit über den oberen linken Stutzen in einen der Räume des Arbeitszylinders. Die aus dessen anderem Raum verdrängte Flüssigkeit strömt durch den oberen rechten Stutzen und den rechten Schieberraum in die Rücklaufleitung. Die bei der Bewegung des Kolbens aus dem linken Schieberraum verdrängte Flüssigkeit fließt über den Arbeitsraum der Feder und die Ausgleichsbohrung ebenfalls in die Rücklaufleitung.

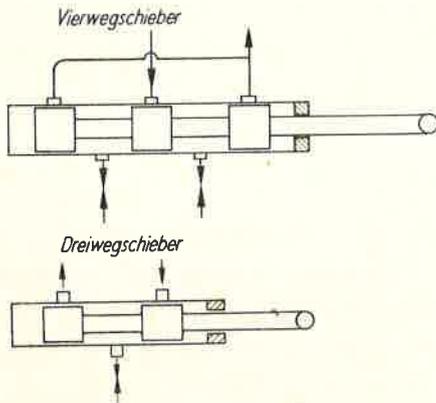


Bild 8.3 Axialschieber

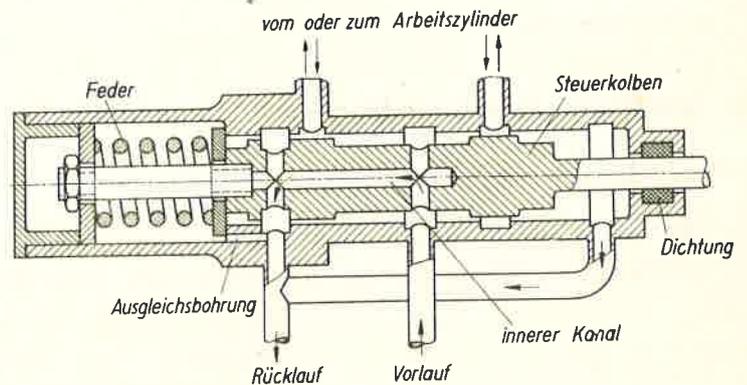


Bild 8.4 Vierweg-Axialschieber

Wird die Schieberstange freigegeben, so führt die Feder den Steuerkolben in die Neutralstellung zurück und der Arbeitszylinder bleibt stehen. Die zur Bewegung des Steuerkolbens erforderliche Kraft ist klein, da sie nur die Reibungskräfte zwischen Kolben und Gehäuse, Stange und Dichtung sowie die Kraft der Feder überwinden muß.

Soll sich der Arbeitszylinder entgegengesetzt bewegen, so muß der Steuerkolben nach rechts verschoben werden. Die Druckflüssigkeit strömt dann aus der Vorlaufleitung über den oberen rechten Stutzen zum Arbeitszylinder, während die aus dem Arbeitszylinder verdrängte Flüssigkeit über den unteren linken Stutzen in die Rücklaufleitung fließt. Nach Freigabe der Schieberstange wird der Steuerkolben durch die Feder wieder in die Neutralstellung bewegt.

8.4. Steuerventile

Während in Axialschiebern wegen der berührungsfreien Dichtung zwischen Steuerkolben und Gehäuse immer ein Leckmengenstrom vorhanden ist, sind Steuerventile praktisch vollkommen dicht. Sie werden verwendet, wenn keine Leckverluste auftreten dürfen. Nachteilig ist bei dieser Steuerung, daß zum Öffnen der Ventile der Flüssigkeitsdruck überwunden werden muß.

Bild 8.5 zeigt ein Vierweg-Steuerventil in schematischer

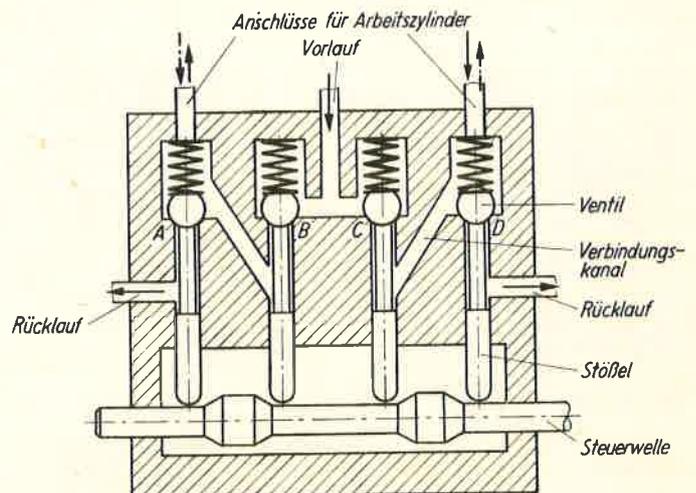


Bild 8.5 Vierweg-Steuerventil

Darstellung. Die Druckflüssigkeit tritt durch den Vorlauf ein und gelangt durch den waagerechten Kanal zu den Ventilen B und C. Wird die Steuerwelle nach rechts verschoben, so heben deren Nocken die Stößel an, die die Ventile B und D öffnen. Die Druckflüssigkeit strömt deshalb über das Ventil B durch den schrägen Kanal zum Ventil A und von dort durch den linken oberen Stutzen zum Arbeitszylinder. Die aus dem anderen Arbeitsraum des Zylinders verdrängte Flüssigkeit fließt durch den rechten oberen Stutzen über das Ventil D in die Rücklaufleitung. Wird die Steuerwelle nach links verschoben, dann kehrt sich die Strömungsrichtung um.

9. Druckbegrenzungsgeräte

9.1. Arten

Die Begrenzung eines bestimmten Betriebsdrucks erfolgt durch Vergrößerung des Strömungswiderstands in Drosseln oder Ventilen. Drosseln finden nur in besonderen Fällen Anwendung, da der Widerstand in der Drossel, d.h. in einer starren Verengung, vom Mengenstrom und von der Viskosität der Flüssigkeit abhängt. Der Druck wird meistens mit federbelasteten Ventilen, die bei entsprechender Gestaltung für die unterschiedlichsten Zwecke als Sicherheits-, Rückschlag-, Differenzdruck-, Steuerventile usw. benutzt werden können, begrenzt.

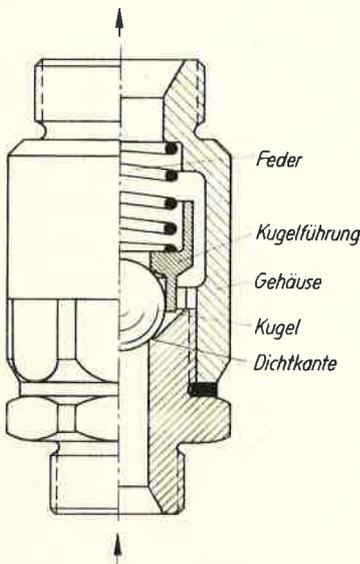


Bild 9.1 Kugelventil

9.1.1. Ventile

Im sehr einfach herstellbaren Kugelventil (Bild 9.1) wird das Dichthalten des Ventil-sitzes durch das Anschlagen der Kugel auf die Dichtkante erreicht. Die Kugel neigt im durchströmten Ventil zum Schwingen. In diesem Fall ruft sie starke Geräusche hervor und es besteht die Gefahr, daß

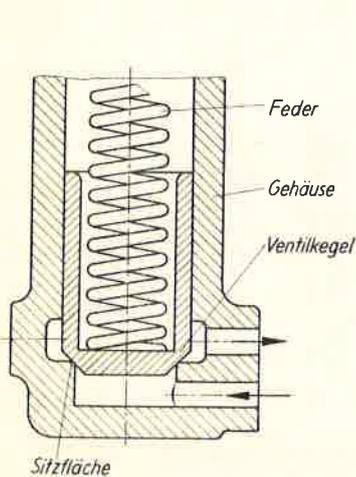
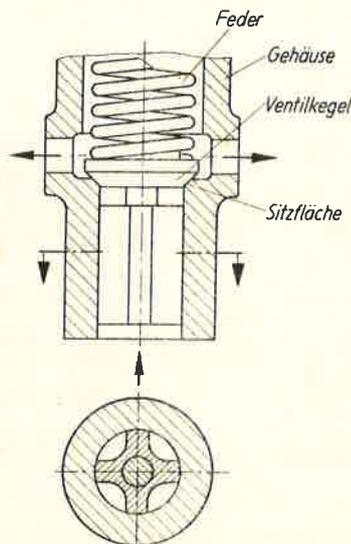
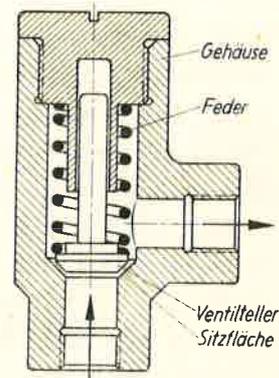


Bild 9.2 Kegelventil mit Zylinderführung



△ Bild 9.4 Pilzventil



◁ Bild 9.3 Kegelventil mit Stegführung

der Sitz zerschlagen wird. Kugelventile eignen sich daher nicht ohne weiteres für den Dauerbetrieb.

K e g e l v e n t i l e werden häufig verwendet. Die Führung kann als Zylinder ausgebildet hinter dem Sitz (Bild 9.2) oder sternförmig ausgebildet vor dem Sitz (Bild 9.3) liegen.

Eine andere Form des Kegelventils ist das P i l z v e n t i l (Bild 9.4), in dem die Führung der Ventilteller durch einen schlanken Schaft erfolgt.

Um eine möglichst gute Abdichtung bei geschlossenem Ventil zu erreichen, werden die Kegel dieser Bauarten auf dem Sitz eingeschliffen. Die Breite des Sitzes hängt von der zulässigen Flächenpressung der Kegel- und Ventilsitzwerkstoffe ab. Die Führung des Kegels muß genau zentrisch erfolgen, damit seine genaue Auflage auf dem Sitz gewährleistet ist.

In vielen Fällen ist in Ventilen eine Einrichtung vorhanden, mit der von außen, meistens über einen Gewindebolzen, eine Veränderung der Federvorspannung und damit eine Einstellung des Öffnungsdrucks vorgenommen werden kann (Bild 9.5).

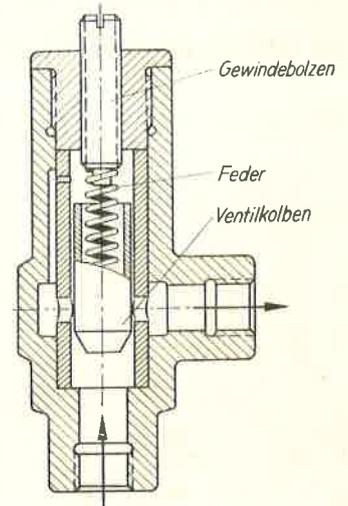


Bild 9.5 Einstellbares Kolbenventil

9.1.2. Drosseln

Drosseln, in denen auf Grund des großen Druckabfalls der Mengenstrom herabgesetzt wird, dienen hauptsächlich zur Begrenzung der Fahrgeschwindigkeit von Arbeitszylindern.

Die in Flugzeughydraulikanlagen verwendeten Drosseln müssen weitgehend unabhängig von den im Flug auftretenden Temperaturschwankungen arbeiten. Die günstigste Form ist deshalb die Blende, in der die Druckabsenkung im wesentlichen durch die Geschwindigkeitserhöhung entsteht, während die von der Viskosität und damit von der Temperatur abhängigen Reibungskräfte klein bleiben. Bild 9.6 zeigt eine Blendendrossel gebräuchlicher Ausführung.

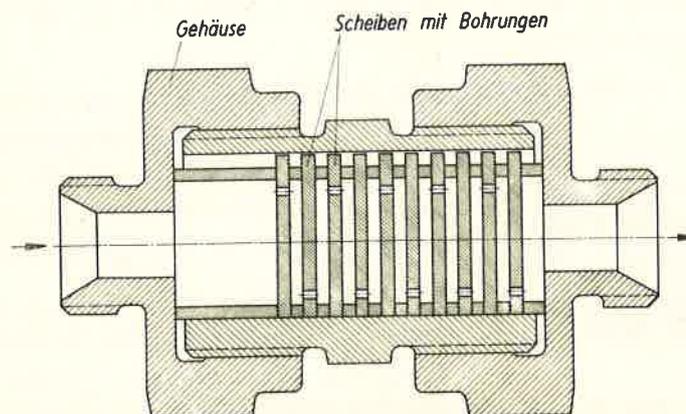


Bild 9.6 Blendendrossel

9.2. Verwendungsmöglichkeiten

Maximaldruckventile dienen zur Einstellung auf einen bestimmten Betriebsdruck. Dabei fließt ständig in Abhängigkeit vom Verbrauch eine größere oder kleinere Flüssigkeitsmenge aus dem Kreislauf ab. Der damit wechselnde Rückdruck beeinflusst die Ventilcharakteristik, so daß sich der Betriebsdruck innerhalb einer gewissen Toleranzbreite bewegt. Die Anordnung eines Maximaldruckventils im Kreislauf ist schematisch im Bild 9.7 dargestellt.

Maximaldruckventile können gleichzeitig als Sicherheits- und Überdruckventile verwendet werden, da hier das schnelle Ansprechen und die Freigabe möglichst großer Querschnitte beim Überschreiten des Maximaldrucks entscheidend ist.

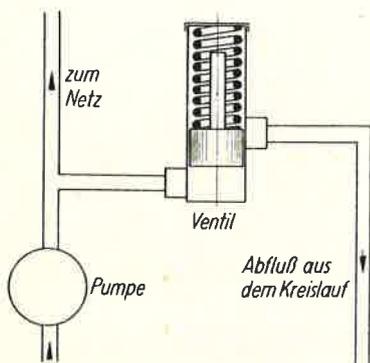


Bild 9.7 Anordnung des Maximaldruckventils im Kreislauf

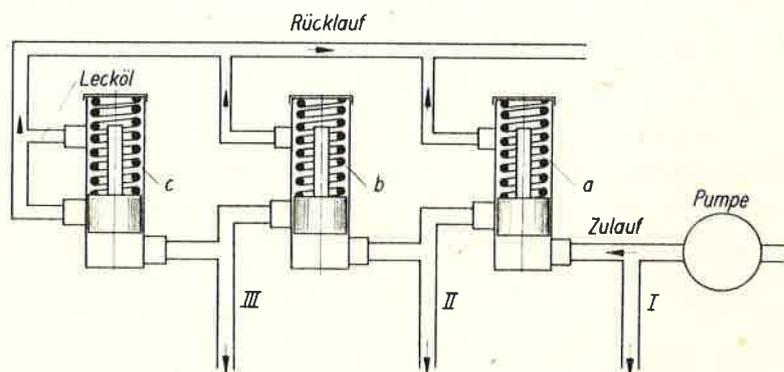


Bild 9.8 Anordnung mehrerer Vorspannventile im Kreislauf

Vorspannventile dienen zur Einstellung eines konstanten Betriebsdrucks. Damit bei unterschiedlichem Flüssigkeitsverbrauch keine wechselnden Rückdrücke entstehen, hat der Arbeitsraum der Feder eine Leckölleitung, in der sich nur verschwindend kleine Drücke aufbauen.

Vorspannventile finden in Folgesteuerungen, z.B. in der Fahrwerkhydraulik, Verwendung. Wie aus der schematischen Anordnung (Bild 9.8) hervorgeht, strömt die Flüssigkeit zuerst durch die Leitung I. Das Ventil a öffnet nach Erreichen des eingestellten Drucks und gibt die Leitung II frei. Dieser Vorgang wiederholt sich bei den Ventilen b und c. Das Ventil c arbeitet in der gewählten Anordnung als Sicherheitsventil.

Da bei Verklemmen eines Vorspannventils die Folgesteuerung nicht mehr arbeitet,

sind diese in der Flughydraulik kaum noch anzutreffen. Es wird vielmehr mit der weit zuverlässigeren mechanischen Abschaltung nach Beendigung eines Fahrvorgangs gearbeitet.

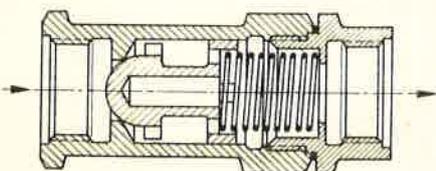


Bild 9.9 Rückschlagventil

Rückschlagventile (Bild 9.9) haben die Aufgabe, den Durchfluß nur in einer Richtung freizugeben. Da der Druckverlust in den Ventilen meistens klein sein soll, müssen sie strömungstechnisch günstig ausgebildet werden.

Die Ventile schließen und dichten mit Hilfe von Federn, unterstützt durch den Rückdruck der Flüssigkeit.

9.3. Mengenteiler

In vielen Fällen müssen die Fahrgeschwindigkeiten mehrerer Arbeitszylinder, die von einer Pumpe gespeist werden, gleich groß sein. Das trifft z.B. für die Lande- und Bremsklappen usw. zu. Die gleichmäßige Verteilung der aus einer Leitung entnommenen Flüssigkeitsmenge auf zwei Leitungen, die zu den synchron arbeitenden Zylindern führen, erfolgt mit dem Mengenteiler (Bild 9.10). Die Arbeitsflüssigkeit fließt vom Eintrittsstutzen durch zwei Kanäle über die Drosselscheiben und Arbeitsräume der Steuerkolben zu den beiden angeschlossenen Arbeitszylindern I und II. Solange diese mit gleicher Geschwindigkeit fahren, stehen die Steuerkolben in der dargestellten Mittellage.

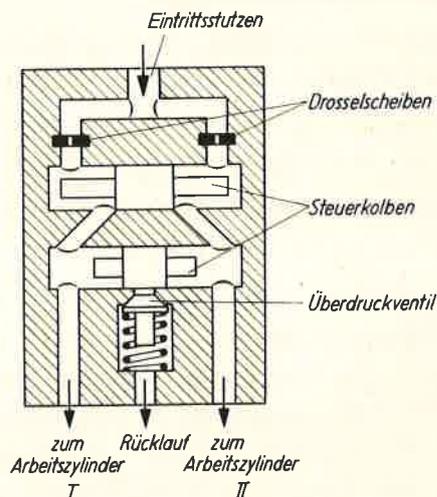


Bild 9.10 Mengenteiler

Wird aus irgendeinem Grund die Fahrgeschwindigkeit z.B. des Arbeitszylinders II kleiner, so sinkt sein Flüssigkeitsbedarf, und der Mengenstrom über die auf dieser Seite liegenden Arbeitsräume der Steuerkolben und Kanäle wird kleiner. Dadurch steigt im rechten Arbeitsraum des im Bild obenliegenden Steuerkolbens der Druck, der den Steuerkolben nach links bewegt. Die dabei auftretende teilweise Überdeckung des linken Kanals bewirkt eine Drosselung des Mengenstroms auf der linken Seite. Diese Drosselung bleibt solange bestehen, bis der Flüssigkeitsverbrauch des Arbeitszylinders II wieder ansteigt und die Drücke auf beiden Seiten des Steuerkolbens gleich groß sind.

Das gleiche gilt sinngemäß für die linke Seite. Beendet z.B. der Arbeitszylinder I seine Bewegung früher als der Arbeitszylinder II, so steigt der Druck auf der linken Seite an. Der im Bild obenliegende Steuerkolben bewegt sich daher nach rechts, überdeckt den rechten Kanal und drosselt den Mengenstrom. Damit wird die Fahrgeschwindigkeit des Arbeitszylinders II verkleinert, obgleich sie zunehmen müßte. In diesem Augenblick bewegt sich aber durch den Druckanstieg auf der linken Seite der im Bild untenliegende Steuerkolben nach rechts und gibt das Überdruckventil frei, über das der Druck abgebaut wird. Nach Beendigung des Arbeitsvorgangs in beiden Arbeitszylindern gehen die Steuerkolben wieder in Mittellage.

10. Entlastungs- und Verblockungsgeräte

10.1. Pumpenentlastung

Die Pumpe wird in den meisten Fällen vom Flugtriebwerk angetrieben. Sie läuft daher dauernd, während die Geräte der Anlage nur zeitweise eingeschaltet sind. Das bedeutet für eine Pumpe mit konstantem Förderstrom (Zahnradpumpe), daß sie dauernd gegen den Betriebsdruck arbeiten muß. Wie aus Gleichung 45, Abschnitt 3.2.2., hervorgeht, ist die Erwärmung der Arbeitsflüssigkeit dem Druck direkt proportional. Wird die Flüssigkeit dauernd gegen einen hohen Druck umgewälzt, so tritt eine unerwünschte Zunahme der Flüssigkeitstemperatur und ein erhöhter

Verschleiß der Pumpenteile auf, der zur Verkürzung der Lebensdauer führt. Es liegt deshalb nahe, Geräte zu verwenden, die die Pumpe in der Stillstandszeit der hydraulischen Antriebe durch Umsteuerung des Flüssigkeitsstroms entlasten.

10.1.1. Automatische Regler

Aus der Vielzahl der verwendeten Gerätevarianten soll der in der Hydraulikanlage der IL 14 benutzte automatische Regler betrachtet werden. Tafel 3 (siehe Anhang) zeigt das Arbeitsschema dieses Geräts in drei kennzeichnenden Stellungen. Der Steuerdruck ist der im Hydroakkumulator herrschende Druck.

Linkes Schema: Der gesamte Förderstrom der Pumpe fließt über ein Rückschlagventil ins Netz. Dabei werden die Hydroakkumulatoren aufgeladen.

Mittleres Schema: Ist der zugelassene Höchstdruck $p_{\bar{u}} = 110 \pm 10$ kp/cm² im Hydroakkumulator erreicht, so verschiebt dieser Druck den unteren Steuerkolben gegen die Kraft einer Feder nach links. Damit erhält die linke Seite des mittleren Steuerkolbens Druck, während die rechte Seite drucklos wird. Der mittlere Steuerkolben bewegt sich deshalb nach rechts und steuert mit seiner mittleren Ausdrehung die Druckflüssigkeit auf die rechte Seite des oberen Steuerkolbens. Da in dieser Stellung des mittleren Steuerkolbens die linke Seite des oberen Steuerkolbens drucklos wird, bewegt sich dieser nach links und steuert mit seiner Ausdrehung die Druckflüssigkeit zum Behälter. Ist der zugelassene Kleinstdruck $p_{\underline{u}} = 80 \pm 5$ kp/cm² erreicht, dann befindet sich der Regler wieder in der im linken Schema gezeigten Stellung.

Rechtes Schema: Wenn aus irgendeinem Grund der Steuerdruck des Hydroakkumulators ausfällt, schaltet das Gerät bei Erreichen des zugelassenen Höchstdrucks nicht um. In diesem Fall öffnet das im oberen Teil des Reglers eingebaute Sicherheitsventil, über das die Flüssigkeit in den Behälter zurückgeleitet wird. Damit ist das Gerät gegen Überbeanspruchung geschützt.

10.2. Hydraulische Verblockung

Im Abschnitt 7.1. wurde erwähnt, daß Hydromotoren durch Absperren des Vor- und Rücklaufs in jeder beliebigen Stellung zum Stehen gebracht und in dieser festgehalten werden können. Das zu dieser Fixierung verwendete Gerät ist die hydraulische Verblockung.

Bild 10.1 zeigt das Schema einer Doppelverblockung für Arbeitszylinder. Im Gehäuse befinden sich die beiden entgegengesetzt wirkenden Rückschlagventile. Zwischen ihnen kann sich der durch die Federn in Mittelstellung gehaltene schwimmende Steuerkolben bewegen. In der dargestellten Lage ist der Flüssigkeitsumlauf gesperrt.

Wird Druckflüssigkeit z.B. durch den linken unteren Stutzen auf die linke Seite des Steuerkolbens gefördert, so öffnet das linke Rückschlagventil. Gleichzeitig bewegt sich der Steuerkolben nach rechts und drückt mit seinem Ansatz das rechte Rückschlagventil auf. Die Druckflüssigkeit kann daher über die beiden linken Stutzen vom Steuergerät zum Arbeitszylinder fließen. Die aus dem Arbeitszylinder verdrängte Flüssigkeit wird über die beiden rechten Stutzen und das Steuergerät in die Rücklaufleitung geführt. Wird die Flüssigkeitszufuhr unterbrochen, dann schließen die Rückschlagventile, und der Steuerkolben

bewegt sich in Mittellage. Der Arbeitszylinder ist damit wieder "hydraulisch verblockt". Wenn die Druckflüssigkeit über den rechten unteren Stutzen zugeführt wird, läuft der Vorgang in umgekehrter Reihenfolge ab.

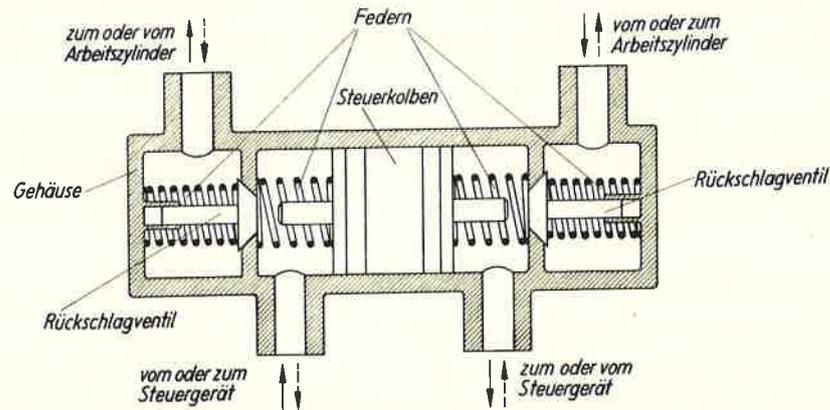


Bild 10.1 Hydraulische Doppelverblockung

11. Hydraulik-Schaltungen

11.1. Arten

In den meisten Fällen laufen die von den Flugtriebwerken angetriebenen Pumpen dauernd, während die Geräte der Anlage nur zeitweilig eingeschaltet werden. Die von den Pumpen während der Stillstandszeit der hydraulischen Antriebe abgenommene Leistung muß möglichst niedrig gehalten werden, um wirtschaftlich zu arbeiten. Außerdem soll die Temperaturerhöhung der Arbeitsflüssigkeit und der Verschleiß der Geräte gering bleiben. Diese Bedingungen werden durch Herabsetzung des Mengenstroms oder des Gegendrucks in Schaltungen mit Verstellpumpen oder mit Pumpen konstanten Förderstroms erfüllt.

11.1.1. Schaltung mit Verstellpumpe

Bild 11.1 zeigt im Prinzip die Schaltung mit einer Verstellpumpe. Die Mengenstromregelung erfolgt über eine Axial- bzw. Radialkolbenpumpe, in der durch den Arbeitsdruck die Neigung der Schrägscheibe bzw. die Exzentrizität und damit der erzeugte Mengenstrom verändert wird. Die Verbraucher - Hydromotoren, Arbeitszylinder - sind parallelgeschaltet. In der Stillstandszeit der hydraulischen Antriebe wird der Förderstrom der Pumpe durch den in den Steuergeräten auftretenden sehr kleinen Leckmengenstrom bestimmt.

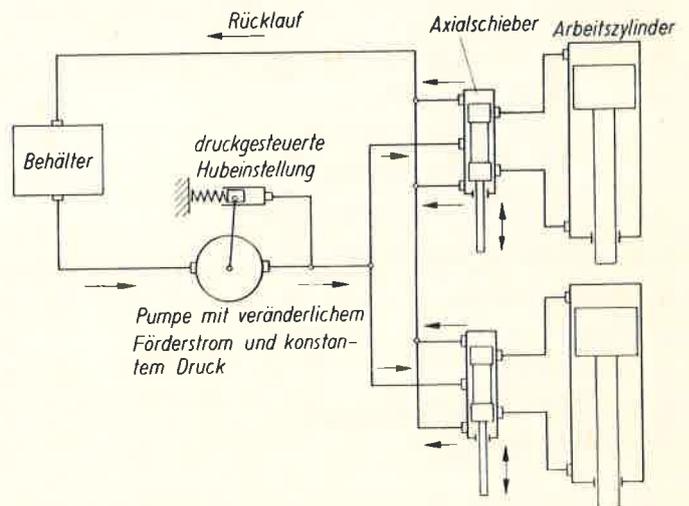


Bild 11.1 Schaltung mit Verstellpumpe

selbsttätig bei Lösen der Verbindung. Der Triebwerkwechsel und damit der Ausbau der Pumpen kann deshalb bei gefüllter Anlage erfolgen. Die Außenbordstützen dienen zum Füllen und zum Betätigen der Geräte bei ihrer Funktionsprüfung am Boden bei stehenden Triebwerken. Dabei wird der erforderliche Flüssigkeitsstrom in einem Hydraulik-Bodenaggregat erzeugt.

Von den Trennventilen gelangt die Flüssigkeit über die Hauptfilter in die automatischen Regler und von dort über die Fahrwerkfilter zu den hydraulischen Druckspeichern im Hauptnetz.

Zwischen den Hauptfiltern und den automatischen Reglern befinden sich Kontaktgeber für den Pumpendruck. Diese Geber schließen zwischen 80 und 110 kp/cm² die Stromkreise der im Besatzungsraum angeordneten Signallampen. Leuchten diese, dann fördern die Pumpen ins Netz, sind sie erloschen, so hat der Regler auf den Behälter umgeschaltet.

11.2.2. Bug- und Hauptfahrwerkskreislauf

Vom Betätigungsventil für das Fahrwerk (vgl. Tafel 1) führt die Ausfahrleitung für das Bugfahrwerk über den Arbeitszylinder für die oberen Schlösser, eine Drossel und einen Notumschalter zum Arbeitszylinder für das Bugfahrwerk (grau). Hinter dem Arbeitszylinder für die oberen Schlösser zweigen die Ausfahr-Steuerleitungen zu den beiden Steuerventil-Hauptventilen des linken und rechten Hauptfahrwerks ab (grün).

Die Einfahrleitung für das Bugfahrwerk führt vom Betätigungsventil über einen hydraulischen Dämpfer zum Arbeitszylinder für das Bugfahrwerk. Vor dem Dämpfer zweigen eine Leitung zu dem Arbeitszylinder für die oberen Schlösser und die Einfahr-Steuerleitungen zu den beiden Steuerventilen des linken und rechten Hauptfahrwerks ab (grün).

F a h r w e r k a u s f a h r e n : Der Hebel des Betätigungsventils wird in die Stellung "Ausfahren" gebracht. In dieser Stellung ist die Hauptleitung mit der Ausfahrleitung für das Bugfahrwerk verbunden. Die Druckflüssigkeit bewegt zuerst den Kolben des Arbeitszylinders der oberen Schlösser in die Stellung "Entriegeln". Dadurch werden die oberen Schlösser des Fahrwerks über Seilzüge mechanisch entriegelt, d.h. zur weiteren hydraulischen Betätigung freigegeben. Nun strömt die Druckflüssigkeit über die Drossel und den Not-Umschalter in den Arbeitszylinder sowie durch die Ausfahr-Steuerleitungen (grün) zu den beiden Hauptfahrwerk-Steuerventilen. Gleichzeitig bewegt sich der Kolben des Bugfahrwerk-Arbeitszylinders in Richtung "Ausfahren". Die dabei auf der anderen Kolbenseite verdrängte Flüssigkeit fließt in der Einfahrleitung über den Dämpfer in das Betätigungsventil, das in der Stellung "Ausfahren" die Einfahrleitung mit der Rücklaufleitung verbindet. Die Flüssigkeit kann daher in den Behälter zurückfließen.

Durch den in den Ausfahr-Steuerleitungen aufgebauten Druck werden gleichzeitig die Steuerventile des Hauptfahrwerks in Richtung "Ausfahren" gebracht. In dieser Stellung besteht eine Verbindung zwischen den Hauptleitungen und den Ausfahrleitungen. Die Druckflüssigkeit strömt deshalb über die Ausfahrleitungen, die Dämpfer und die Notumschalter in die Arbeitszylinder der Hauptfahrwerke und bewegt deren Kolben in die Richtung "Ausfahren". Die bei der Kolbenbewegung

11.1.2. Schaltung mit Pumpe konstanten Förderstroms

In Schaltungen mit Pumpen konstanten Förderstroms werden Druckregler verwendet, die den Förderstrom umsteuern, und zwar beim Überschreiten eines bestimmten Drucks in den Behälter und beim Unterschreiten eines bestimmten Drucks wieder in das Netz (Bild 11.2). Die in Tafel 1 (s. Anhang) dargestellte Hydraulikanlage des Verkehrsflugzeugs IL 14 arbeitet nach diesem Prinzip.

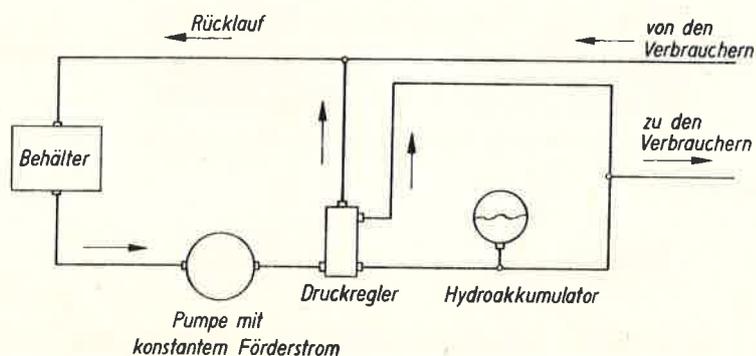


Bild 11.2 Schaltung mit Pumpe konstanten Förderstroms

11.2. Hydraulikanlage der IL 14

Die beiden von den Flugtriebwerken angetriebenen Zahnradpumpen - je Triebwerk eine - erzeugen den erforderlichen Mengenstrom. Der dabei im Hauptnetz auftretende Druck wird durch die beiden automatischen Regler zwischen den Werten 80 und 110 kp/cm² gehalten.

Im Hauptnetz sind drei Druckölspeicher - Hydroakkumulatoren - angeordnet. Die beiden grau gekennzeichneten geben ihr gespeichertes Ölvolumen bei Betätigung des Fahrwerks und der Landeklappen an das Netz ab, um die Ausfahrzeit zu verkürzen. Der gelb gekennzeichnete Speicher dient ausschließlich zur Betätigung der Radbremzen. Ein vierter, blau gekennzeichnet, ist für die Drei-Achsen-Steuerung vorgesehen, die hier nicht weiter betrachtet wird.

In der Pilotenkabine befinden sich die Betätigungsventile für

das Fahrwerk,	das Notmanövrieren beim Rollen,
die Landeklappen,	die Drei-Achsen-Steuerung und
die Radbremzung,	die Scheibenwischer.
die Not-Radbremzung,	

Die Anlage gliedert sich in folgende Gruppen:

- | | |
|---|--|
| 1. Hauptsystem, | 5. Scheibenwischerkreislauf, |
| 2. Bug- und Hauptfahrwerks-
kreislauf, | 6. Dreiachsen-Steuerungs-Kreislauf und |
| 3. Landeklappenkreislauf, | 7. Notsysteme: |
| 4. Bremskreislauf, | a) bei drucklosem Hauptnetz und |
| | b) bei Ausfall der gesamten Anlage. |

11.2.1. Hauptsystem

Die Saugleitungen führen vom Behälter zu den beiden an den Triebwerken befindlichen Pumpen. Die vor und hinter den Pumpen liegenden Trennventile schließen

aus den Zylindern verdrängte Flüssigkeit fließt durch die Einfahrleitungen in die Rücklaufventile. Diese befinden sich unter der Wirkung des Drucks in der Stellung "geschlossen", so daß die Flüssigkeit über das Steuerventil und die Rücklaufleitung in den Behälter fließen kann.

F a h r w e r k e i n f a h r e n : Der Hebel des Betätigungsventils wird in die Stellung "Einfahren" gebracht. Der nun folgende Vorgang läuft entgegengesetzt wie das "Ausfahren" ab.

In Tafel 2 (s. Anhang) ist der Kreislauf des Hauptfahrwerks dargestellt.

11.2.3. Landeklappenkreislauf

Das Ventil zur Betätigung der Landeklappen (Tafel 1, braun) ist über vier Anschlüsse mit der Hauptleitung, der Aus- und Einfahrleitung des Betätigungszyinders sowie der Rücklaufleitung verbunden. Durch Betätigung des Ventils wird der Flüssigkeitsstrom entweder in die Ausfahrleitung (über einen hydraulischen Dämpfer) oder in die Einfahrleitung (über eine Drossel) gesteuert. Die dabei im Zylinder verdrängte Flüssigkeit fließt durch die entsprechende Leitung über das Betätigungsventil und die Rücklaufleitung in den Behälter.

11.2.4. Bremskreislauf

Die Bremsventile (Tafel 1, gelb) werden über Pedale mit dem Fuß betätigt. Jedem der beiden Piloten sind Pedale für den linken und rechten Fuß zugeordnet. Damit kann entweder das linke oder das rechte Fahrwerk einzeln oder bei gleichzeitigem Treten beider Pedale das gesamte Hauptfahrwerk gebremst werden. Bedingt durch die Schaltung kann jeweils nur einer der beiden Piloten bremsen. Die Bremsleitung führt vom Bremsventil über Umschalter und Wechselventil in den Bremszylinder. Durch Treten des Pedals wird die Hauptleitung mit der Bremsleitung, durch Nachlassen die Bremsleitung mit der Rücklaufleitung verbunden. In den Bremsventilen erfolgt die Reduzierung des Flüssigkeitsdrucks von 110 kp/cm² in Abhängigkeit vom Pedalweg auf 6 bis 32 kp/cm². Sind die Pedale freigegeben, werden die Schieber der Bremsventile durch Federn in die Neutrallage gebracht, in der die Bremsleitung mit der Rücklaufleitung in Verbindung steht. Damit ist gewährleistet, daß die Bremszylinder drucklos und damit die Räder entbremst sind. Die beiden in der Gerätetafel der Piloten eingebauten Druckmesser dienen zur Überwachung der Bremsdrücke für das linke und rechte Fahrwerk.

11.2.5. Scheibenwischerkreislauf

Die beiden Scheibenwischer (Tafel 1, orange) werden aus der Hauptleitung über ein Druckminderventil, in dem der zwischen 110 und 80 kp/cm² liegende Druck der Hauptleitung auf 64 bis 40 kp/cm² herabgesetzt wird, gespeist. Das Ein- und Ausschalten sowie die Einstellung der gewünschten Wischgeschwindigkeit erfolgt mit den beiden Regulierventilen, das sind einstellbare Drosseln. Nach dem Durchlaufen der Wischerantriebe fließt die Flüssigkeit über die Rücklaufleitung in den Behälter.

11.2.6. Notsystem

Damit bei ausgefallener Hydraulikanlage die daran angeschlossenen wichtigsten

Einrichtungen betätigt werden können, muß nach international gültigen Vorschriften jede Hydraulikanlage einen Not-Kreislauf haben.

In der vorliegenden Anlage sind Notsysteme bei drucklosem Hauptnetz und bei Ausfall der gesamten Anlage vorgesehen.

D r u c k l o s e s H a u p t n e t z : Dieser Fall tritt ein, wenn die Zahnradpumpen ausgefallen sind. Die Förderung der Flüssigkeit erfolgt dann mit einer im Besatzungsraum angebrachten Handpumpe (Tafel 1, rot). Die Druckleitung führt zum Umschalhahn, mit dem die Handpumpe auf das Hauptnetz geschaltet werden kann, wenn am Boden bei stehenden Triebwerken die Druckspeicher aufgeladen werden sollen. In der anderen Stellung verbindet der Umschalhahn die Handpumpe mit dem Notnetz, über das das Bugfahrwerk sowie das linke und rechte Hauptfahrwerk ausgefahren werden kann. Die mit der Handpumpe geförderte Druckflüssigkeit schaltet zuerst die drei Not-Umschalter und die beiden Rücklaufventile der Fahrwerke um und bewegt dann die Kolben der Arbeitszylinder in die ausgefahrene Stellung. Die aus den Arbeitszylindern der Hauptfahrwerke verdrängte Flüssigkeit fließt über die Rücklaufventile und die Rücklaufleitungen in den Behälter. Die Rücklaufventile stehen dabei wegen des drucklosen Hauptnetzes in der Stellung "offen". Der Rücklauf aus dem Bugfahrwerk-Arbeitszylinder erfolgt wie im Normalfall.

Das zur Betätigung der Bremsen erforderliche Flüssigkeitsvolumen wird dem Druckölspeicher für die Bremsen entnommen, der vom drucklosen Hauptnetz durch ein Rückschlagventil abgetrennt ist.

Die Landeklappen und die Scheibenwischer können bei drucklosem Hauptnetz nicht mehr hydraulisch betätigt werden.

A u s f a l l d e r g e s a m t e n A n l a g e : In diesem Zustand muß das Hauptfahrwerk durch sein Eigengewicht, unterstützt durch den Staudruck, ausfahren, während das Bugfahrwerk mittels Druckluft in die ausgefahrene Stellung gebracht wird. Dazu ist zuerst das Notventil (Tafel 1, rot-grau) zu öffnen, durch das die Druckluft aus der Notdruckflasche über einen Druckminderer, der den Druck von 150 auf 50 kp/cm² herabsetzt, in den Not-Ausfahrzylinder für das Bugfahrwerk strömt.

Auch die Bremsen können aus der Notdruckluftflasche betätigt werden. Die Druckluft wird von der Flasche über den Druckminderer (150/50 kp/cm²) zu dem Notbremsventil (Tafel 1, rot-gelb) und zu den beiden Druckabbauventilen für das linke und rechte Hauptfahrwerk geführt. Das Notbremsventil ist mit dem Notmanövrierventil verbunden, an dem die Steuerleitungen für die Druckabbauventile angeschlossen sind. Von jedem der beiden Druckabbauventile führt eine Leitung über je einen Druckwandler und je ein Wechselventil zu den Bremsen des linken und rechten Hauptfahrwerks. Die anderen Anschlüsse der Druckwandler führen über die Druckabbauventile ins Freie.

Wird das Notbremsventil in der Pilotenkabine betätigt, so strömt Luft aus der Notdruckluftflasche über den Druckminderer durch das Notbremsventil zum Notmanövrierventil. Der Steuerhebel dieses Ventils ist über ein Gestänge mit den Seitenruderpedalen verbunden. Solange der Steuerhebel in Mittelstellung steht - Pedale nicht getreten, Seitenruder in Mittelstellung -, ist der Luftdruck in den Steuerleitungen zu den beiden Druckabbauventilen gleich groß. Die in den

Rohrleitungen hinter den Druckwandlern befindliche Flüssigkeit wirkt deshalb mit gleich großen Drücken auf die Bremsen beider Hauptfahrwerke. Die Bremsung erfolgt daher nur durch Betätigung des Notbremsventils, die Bremspedale werden nicht getreten.

Wird der Bremsvorgang abgebrochen, so fällt der Druck in der Leitung zwischen Brems- und Manövrierventil sowie der in den Steuerleitungen zu den Druckabbauventilen. Dadurch wird der Zugang zu den Druckwandlern unterbrochen und eine Verbindung mit der ins Freie führenden Leitung der Druckabbauventile hergestellt. Damit sind auch die Druckwandler drucklos und die Fahrwerke entbremst.

Da das Notmanövrierventil mit den Seitenruderpedalen verbunden ist, erfolgt bei deren Betätigung eine einseitige Bremsung.

12. Abschließende Bemerkungen

Im Abschnitt 1. wurden bereits die Aufgaben genannt, die in den kommenden Jahren auf dem Gebiet der Flugzeughydraulik zu lösen sind. Im Vordergrund steht dabei, in einem großen Temperaturbereich zuverlässig arbeitende dynamisch beanspruchte Dichtungen herzustellen und eine geeignete Arbeitsflüssigkeit zu schaffen, die auf die verwendeten Dichtungswerkstoffe abgestimmt sein muß. Schläuche stellen noch immer sehr störanfällige Bauteile dar, und die Feinstfiltrierung der Arbeitsflüssigkeit muß weiter verbessert werden.

Im Zusammenhang mit der Forderung nach weitestgehender Entlastung der Piloten und Bordingenieure durch Teil- bzw. Vollautomatisierung der verschiedenen Arbeitsvorgänge werden auch völlig neue Typen hydraulischer Geräte entstehen.

Alle diese Arbeiten müssen darauf ausgerichtet sein, unter Anwendung der modernsten Technologie Flugzeughydraulikanlagen zu schaffen, die mit kleinstem Gewichtsaufwand bei geringster Wartung den störungsfreien Betrieb bei allen im Flug auftretenden Bedingungen garantieren.

Anhang

- Tafel 1 Hydraulische Anlage (IL 14)
- Tafel 2 Hydraulikschema des Hauptfahrwerks (IL 14)
- Tafel 3 Automatischer Regler

Literaturverzeichnis

- [1] Baschta, T.M.: Hydraulische Antriebe und Aggregate für Flugzeuge. Moskau: Oborongis 1951.
- [2] Brockhaus: 15. Auflage, Leipzig, F.A. Brockhaus Verlag 1929.
- [3] Chaimowitsch, J.M.: Ölhydraulik. Berlin, VEB Verlag Technik 1957.
- [4] Conway, H.G.: Flugzeug-Hydraulik, Band I und II. London, Chapman und Hall Ltd. 1957.
- [5] Dieter, W.: Hydraulikspeicher für den allgemeinen Maschinen-, Werkzeugmaschinen- und Fahrzeugbau. Konstruktion, 9. Jhrg., August 1957, Heft 8, Seite 294 bis 299.
- [6] Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau. Band I und II, 11. Auflage, Berlin, Springer Verlag 1953.
- [7] Dürr, A. und Wachter, O.: Hydraulische Antriebe und Elektrohydraulik im Maschinenbau. München, Carl Hanser Verlag 1958.
- [8] Faisandier, J.: Hydraulische Antriebe. Paris, Dunod-Verlag 1957.
- [9] Handbuch IL 14 P, Band II, Ausgabe Oktober 1957.
- [10] Keller, G.R.: Flugzeug-Hydraulik. Cleveland, Applied Hydraulics Magazine 1957.
- [11] Knjasew, B.N. und Politschuk, K.E.: Flugzeug-Ausrüstung. Moskau: Oborongis 1952.
- [12] Richter, H.: Rohrhydraulik. 2. Auflage, Berlin, Springer-Verlag 1954.
- [13] Wanner, W.: Grundlagen hydrostatischer Antriebe. Technische Rundschau, Bern, Nr. 47 und 50 (1958), Nr. 6 (1959).
- [14] Hoffmann, Georg: Einführung in die Hydraulik. Berlin: Verlag Technik 1953.

Bildnachweis

- | | |
|--|---|
| 3.4 | Richter, H.: Rohrhydraulik. 2. Auflage, Berlin, Springer-Verlag 1954. |
| 3.10, 3.14, 4.3, 7.2,
8.3 | Conway, H.G.: Flugzeug-Hydraulik, Band I und II. London, Chapman und Hall Ltd. 1957. |
| 3.11, 3.12 | Chaimowitsch, J.M.: Ölhydraulik. Berlin, Verlag Technik 1957. |
| 5.3, 5.4, 9.2, 9.3 | Hoffmann, Georg: Einführung in die Hydraulik. Berlin: Verlag Technik 1953. |
| 5.5, 5.6, 5.11 | Dürr, A. und Wachter, O.: Hydraulische Antriebe und Elektrohydraulik im Maschinenbau. München, Carl Hanser Verlag 1958. |
| 5.8 | Wanner, W.: Grundlagen hydrostatischer Antriebe. Technische Rundschau, Bern, Nr. 47 und 50 (1958) und Nr. 6 (1959). |
| 5.9, 5.14 | Knjasew, B.N. und Politschuk, K.E.: Flugzeug-Ausrüstung. Moskau: Oborongis 1952. |
| 3.6, 3.9, 3.13, 4.7,
6.1, 6.2, 7.3, 7.4,
8.1, 8.2, 9.1, 9.4,
9.5, 9.6 | Baschta, T.M.: Hydraulische Antriebe und Aggregate für Flugzeuge. Moskau: Oborongis 1951. |

Sachwörterverzeichnis

- Additives 13
Alterung 14
Arbeitsflüssigkeit 12ff.
Arbeits-zylinder 1,12,51ff.
 Leistung 54
 Leistungsgewicht 55
 Bauformen 55
 Verriegelung 56
Axialschieber 57
- B**
Bernoullische Gleichung 2
Betriebsdruck 9,11
- Dichtkegel 31
Dichtung 12,37ff.
 Aufgaben 36
 Anforderungen 37
 Werkstoffe 37
Dopes 13
Doppelschelle 30
Dreh-kolbenventil 57
 -kükenhahn 57
Drossel 60
 Blenden- 61
Druck
 -bereich 25
 -minderer 11,69
 -regler 12
 -verlust 21ff.
 -zone 43
effektiver - 25
rechnerischer - 25
- Einfachschele 30
Einzylinderpumpe 48
Elektrische Leitung 7
Elektro-generator 6,7
 -motor 6,7,11
Eulersche Gleichung 2
Emulgierbarkeit 14
Energieverteilung 7
Engler 19
- Fahrwerk 67ff.
 - ausfahren 67
 - einfahren 68
Fertigungsgenauigkeit 9
Filter 11,32ff.
Flammpunkt 13
Flügelpumpe 44
 doppeltwirkende - 45
 Exzentrizität 44
Förderstrom
 Berechnung 42ff.
 Gleichförmigkeit 48
- Gaslösungsvermögen 14
Hagen-Poiseuillesches Gesetz 23
Handpumpe 48
Hydro-akkumulator 12,49,44.
 -dynamik 1,2
 -generator 1,6,7,11,12,41ff.
 -mechanik 1
 -motor 1,6,7,12,51ff.
 -statik 1,2
- Inhibitoren 13
- Kolbenpumpe 45ff.
 Axial- 45ff.
 Radial- 45ff.
 Hubvolumen 46
Kompressibilität 16f.
Kontinuitätsgleichung 2
- Leckmenge 9,24f.
Leistungsgewicht 6
- Maschenweite 33
Mengen-strom 2,23ff.
 -teiler 63
Mineralöl 13
- Navier-Stokes-Gleichung 2
Nennndruck 10,11
Newton 17f.
Not-betätigung 11
 -bremsventil 69
 -hydraulik 31,48,68
Nuttingstulpe 39
- O-Ring 39ff., 50
- Pascal 2
Pflanzenöl 13
Poiseuille 19
Preßziffer 17
Pumpe 12
Pumpenentlastung 63
- Quetschflüssigkeit 43
- Rechteckring 38ff.,50
Redwood-Sekunde 19
Reibungswiderstand 28
Reynoldssche Zahl 22ff.
Ringspalt 23
 exzentrischer - 24
 konzentrischer - 23
Rohr-bündel 30
 -leitung 7
Rückschlagventil 12
- Saugzone 43
Saybolt-Sekunde 19
Schaumneigung 14
Scherstabilität 20
Schluckvolumen 35
Schmierfähigkeit 14
Speicher 49ff.
Steuergeräte 57ff.
Stockpunkt 13
Stokes 19
Strömung 21ff.
 laminare - 22ff.
 turbulente - 22ff.
 Spalt- 23ff.
- Taumelscheibe 46
Thermoventil 16
Toxizität 20
Trübungspunkt 13
- Ü**
Überdrucksicherer 33
- Ventile 60ff.
 Kegel- 60
 Kugel- 60
 Maximaldruck- 62
 Pilz- 60
 Rückschlag- 62
 Vorspann- 62
Verblockung 63f.
Vierzylinderpumpe 49
Viskosität 17ff.
 dynamische - 18ff.
 kinematische - 19ff.
Volumelastizitätsmodul 17
- Wärme-ausdehnung 16
 -dehnzahl 16
 -leitzahl 15
Wirbelwiderstand 28
Wirkungsgrad
 Elektrogenerator 7
 Flügelpumpe 45
 Hydrogenerator 7
 Kolbenpumpe 48
 Zahnradpumpe 44
- Zähigkeit 17ff.
Zahnradpumpe 11,41ff.
 Lagerentlastung 43
 Wirkungsgrad 44
Zellenvolumen 42f.
Zusammendrückbarkeit 16
Zusätze, chemische 13
Zweizylinderpumpe 48

Lehrschriftenverzeichnis

Lehrschriften für die Berufsausbildung,
die von der VVB Flugzeugbau zur Pflichtliteratur für den Fachunterricht
in den Betriebsberufs- und Betriebsschulen erklärt wurden

- | | | |
|-------------------------|---|---------|
| 1. Ing. Hückel: | Stahl und Eisen unter besonderer Berücksichtigung des Flugzeugbaus
Bestell-Nr. 7202 | DM 2,50 |
| 2. Dipl.-Ing. Hoffmann: | Aufbau des Tragflügels
Bestell-Nr. 7208 | DM 1,50 |
| 3. Ing. Römer: | Korrosion und Korrosionsschutz unter besonderer Berücksichtigung des Flugzeugbaus
Bestell-Nr. 7213 | DM 2,00 |
| 4. J. Lehmann: | Normalnieten
Bestell-Nr. 7304 | DM 1,00 |

Neuerscheinungen der Zentralstelle für Literatur und Lehrmittel

- | | | |
|-------------------------|---|-------------|
| 1. Ing. George: | Metallschweißen im Flugzeugbau
Bestell-Nr. 7226 | DM 2,50 |
| 2. Dipl.-Ing. Hoffmann: | Aufbau des Rumpfes, des Leitwerks und der Steuerung
Bestell-Nr. 7245 | ca. DM 2,25 |

Weitere Veröffentlichungen der Zentralstelle für Literatur und Lehrmittel

Vorträge und Abhandlungen

- | | | |
|---|---|---------|
| 1. Obering. Strobel: | Neuzeitliche Konstruktionen und Bauweisen im Flugzeugbau
Bestell-Nr. 7001 | DM 1,25 |
| 2. Prof. Dr. phil. Cordes: | Das Strahltriebwerk als Flugzeugantrieb
Bestell-Nr. 7002 | DM 1,30 |
| 3. Prof. Dr.-Ing. Backhaus: | Einführung in Probleme der aerodynamischen Flugzeuggestaltung
Bestell-Nr. 7003 | DM 1,30 |
| 4. Dipl.-Ing. Schmitt: | Schwingungsprobleme im Flugzeugbau
Bestell-Nr. 7006 | DM 1,25 |
| 5. Dr.-Ing. Strauss: | Windkanäle als Arbeitsmittel für die Flugzeugentwicklung
Bestell-Nr. 7007 | DM 1,75 |
| 6. Obering. Griebisch: | Die Perspektive der Flugzeugfertigung
Bestell-Nr. 7008 | DM 1,50 |
| 7. Dipl.-Ing. Günther | Festigkeitsprobleme des modernen Flugzeugbaus
Bestell-Nr. 7009 | DM 1,50 |
| 8. Dr.-Ing. Lehmann: | Einige aerodynamische und flugmechanische Probleme des Verkehrsflugzeugbaus
Bestell-Nr. 7010 | DM 1,25 |
| 9. Dr. rer. nat. Grochalski: | Ausnutzungsmöglichkeiten der Atomenergie für den Antrieb von Flugzeugen
Bestell-Nr. 7011 | DM 1,50 |
| 10. Dipl.-Ing. Jürgens: | Diesseits und jenseits der Schallmauer - Aerodynamische Vorgänge bei Unter- und Überschallgeschwindigkeit
Bestell-Nr. 7012 | DM 1,00 |
| 11. Ing. Hauthal: | Die technische Gamma-Durchstrahlung und die Perspektiven ihrer Anwendung in der Luftfahrtindustrie
Bestell-Nr. 7013 | DM 1,00 |
| 12. Prof. Dr.-Ing. Claussnitzer: | Flugzeugeräte und elektrische Ausrüstung von Flugzeugen (ein Überblick)
Bestell-Nr. 7015 | DM 1,50 |
| 13. Obering. Haseloff,
Ing. Kokoschke: | Druckkabinen und Klimaanlage
Bestell-Nr. 7016 | DM 1,25 |
| 14. Ing. Paasch: | Einführung in das Gebiet Festigkeitsvorschriften für Flugzeuge
Bestell-Nr. 7017 | DM 1,00 |
| 15. Dr.-Ing. Mansfeld: | Organisation und Technik der Flugsicherung
Bestell-Nr. 7019 | DM 1,50 |

Lehrschriften für die Berufsausbildung und Qualifizierung

- | | | |
|---|---|---------|
| 1. Dipl.-Ing. oec. Hehl,
Dipl.-Ing. oec. Wintruff: | Bedeutung des Flugzeugs und Flugzeug-
baus in unserer Zeit
Bestell-Nr. 7201 | DM 1,50 |
| 2. Dipl.-Gwl. Günther: | Einteilung und vergleichende Übersicht
der Flugtriebwerke
Bestell-Nr. 7212 | DM 1,00 |
| 3. Dipl.-Ing. Berthold,
Dipl.-Gwl. Günther: | Physikalische Grundlagen der Flugzeug-
antriebe
Bestell-Nr. 7219 | DM 1,00 |
| 4. Dipl.-Ing. Kleiber: | Elektrische Ausrüstung im Flugzeug
Bestell-Nr. 7229 | DM 2,50 |
| 5. Dipl.-Ing. Richter: | Grundlagen der elektrischen Bordgeräte
Bestell-Nr. 7227 | DM 2,25 |

Bestellungen, möglichst Sammelbestellungen, nehmen für die Mitarbeiter der Luftfahrtindustrie die Technischen Kabinette in den Werken oder andere dafür bestimmte Abteilungen entgegen. Alle anderen Interessenten geben ihre Bestellungen bei der Zentralstelle für Literatur und Lehrmittel, Abteilung Bestell- und Lieferwesen, Dresden N 2, Postfach 40, auf.