

LEHRBRIEFE FÜR DAS FERNSTUDIUM

HERAUSGEGEBEN

VON DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT DRESDEN

**BAUELEMENTE DER
REGELUNGSTECHNIK**

1. LEHRBRIEF · Unveränderter Nachdruck 1962



VEB VERLAG TECHNIK BERLIN

BAUELEMENTE DER REGELUNGSTECHNIK

1. LEHRBRIEF · Unveränderter Nachdruck 1962

von Dr. phil. **Heinrich Kindler**
Professor mit Lehrstuhl
und Direktor des Instituts für Regelungstechnik
der Technischen Universität Dresden

Bearbeitet für das Fernstudium
von Dipl.-Gwl. **Helmut Wiesenhütter**
wissenschaftlicher Mitarbeiter
der Hauptabteilung Fern- und Abendstudium
der Technischen Universität Dresden



V E B V E R L A G T E C H N I K B E R L I N 1 9 6 2

VT-Bestell-Nr. 9188/1 · Auflage 900 Expl. · Veröffentlicht unter Ag 628/208/62/DDR
Verfaßt für die Hauptabteilung Fern- und Abendstudium der Technischen Universität Dresden · Heraus-
gegeben im Auftrag des Staatssekretariats für das Hoch- und Fachschulwesen der Deutschen Demo-
kratischen Republik von der Technischen Universität Dresden · Verlag und Vertrieb: VEB Verlag
Technik, Berlin · Im Offsetdruck hergestellt von dem VEB Druckerei „Thomas Müntzer“ Bad Langensalza

EINLEITUNG

In der Lehrbriefreihe Bauelemente der Regelungstechnik sollen Sie mit wichtigen Bauelementen bzw. Baugruppen der Regelungstechnik bekannt gemacht werden, um eine engere Beziehung zu den in der Praxis vorkommenden Regelkreisen zu gewinnen. Wegen der sehr verschiedenartigen Problemstellung ist die Zahl der verwendeten Bauelemente außerordentlich groß. Es muß also eine Auswahl getroffen werden, die nur einen ganz kleinen Teil der in der Praxis verwendeten Bauelemente umfaßt. Wir haben uns dabei bemüht, nur solche Bauelemente zu behandeln, die entweder häufig verwendet werden oder als charakteristisch gelten können. Außerdem verzichten wir auf die Behandlung von Anordnungen (Bauelementen), die in anderen Vorlesungen behandelt wurden. Auch in bezug auf die Bauelemente erkennt man den Charakter der Regelungstechnik als Querschnittstechnik sehr deutlich. Wir beginnen mit mechanischen Bauelementen, dann befassen wir uns mit hydraulischen, weiterhin mit pneumatischen und schließlich mit elektrischen Bauelementen.

I. Teil: Nichtelektrische Bauelemente

1. Kapitel: Mechanische Bauelemente

Die Zahl der mechanischen Bauelemente, die im Rahmen dieser Lehrbriefreihe behandelt werden, ist vergleichsweise klein. Dies liegt im wesentlichen darin begründet, daß zwar die Regler mit bestimmten mechanischen Einrichtungen ausgerüstet sind, daß diese aber in einem für uns ausreichenden Umfang bereits in anderen Vorlesungen behandelt wurden. In dem vorliegenden Abschnitt sind also nur solche rein mechanische Anordnungen zu besprechen, die ganz speziell bei Aufgaben der Regelungstechnik im engeren oder weiteren Sinne benutzt werden. Weiterhin sollen die angeführten Methoden oder Verfahren auch hinreichend charakteristisch sein. Aus diesem Grunde beschränken wir uns auf drei Gruppen, nämlich auf einfache mechanische Recheneinrichtungen, mechanische Drehzahlmesser und einige Kreiselanordnungen.

1) Einfache mechanische Recheneinrichtungen

Bei Reglern und Folgereglern tritt häufig die Notwendigkeit ein, daß man an der einen oder anderen Stelle einfache Rechenoperationen durchführen muß. Am häufigsten kommen naturgemäß die Grundrechenarten in Frage, nämlich Addition, Subtraktion, Multiplikation und Division.

Mitunter will man auch andere funktionale Abhängigkeiten unter Verwendung von mechanischen Anordnungen herstellen.

Zunächst ist zu bemerken, daß bei diesen Recheneinrichtungen die Beanspruchungen durch Kräfte im allgemeinen gering sind.

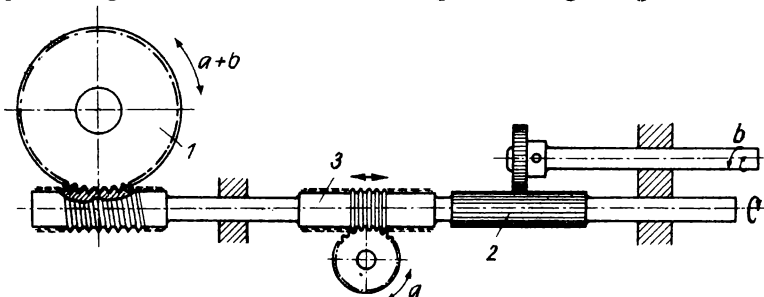


Bild 1
Schneckenradsummengetriebe

Deshalb braucht man bei ihrer Gestaltung weniger Wert auf Festigkeit und Bruchsicherheit zu legen. Man muß aber elastische Formänderungen, Reibung usw. vermeiden, um eine ausreichende Rechengenauigkeit zu erhalten.

1. Addition

Die zum Beispiel im Kraftwagenbau verwendeten Differentialgetriebe brauchen wir hier nur zu erwähnen, da ihr Aufbau und ihre Wirkungsweise hinreichend bekannt ist.

Die Summenbildung von Drehwerten kann man auch durch ein Schneckenradsummengetriebe (Bild 1) vornehmen.

Hier wird das Schneckenrad 1 über das Ritzel 2 entsprechend dem Summanden b gedreht. Über die Kombination Ritzel - Zahnstange (3) wird nun der Wert a als Verschiebung eingegeben. An dem Schneckenrad 1 erscheint als Summe der Drehung und Verschiebung der Schnecke der Wert $c = a + b$.

Oft hat man allerdings Summierungen von Verschiebewerten durchzuführen. So zeigt Bild 2 ein Hebelsummengetriebe. Hier werden

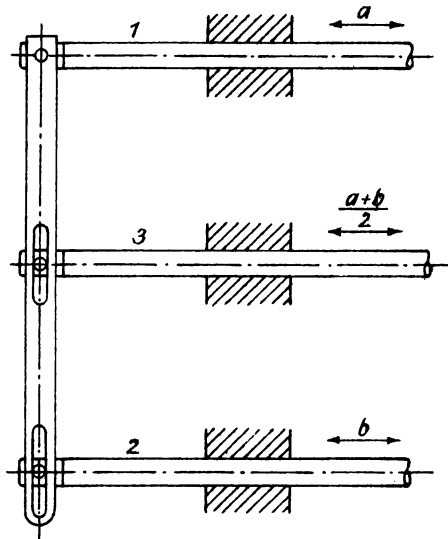


Bild 2
Hebelsummengetriebe

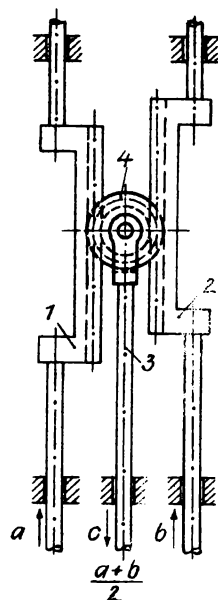


Bild 3
Summengetriebe auf Grund-
lage der losen Rolle

die Summanden a und b an den Gestängen 1 und 2 als Verschiebungen eingestellt, und das mittlere Gestänge 3 gibt die halbe Summe der beiden Verschiebungen von Gestänge 1 und 2.

Eine andere Möglichkeit der Summierung zeigt Bild 3. Die Zahnstangen 1 und 2 stehen mit der als Zahnrad ausgebildeten losen Rolle 4 an dem Ergebnisgestänge 3 im Eingriff. Wird bei festgehaltener Zahnstange 1 an der Zahnstange 2 der Summand a eingestellt, so verteilt sich diese Verschiebung zur Hälfte auf den Weg und zur Hälfte auf den Hub der Zahnstange 2. Der Weg des Ergebnisgestänges 3 ist also $\frac{a}{2}$ und, wenn an der anderen Zahnstange b eingestellt wird, dementsprechend $\frac{b}{2}$. Bei gleichzeitiger Einstellung beider Summanden erscheint am Ergebnisgestänge $c = \frac{a+b}{2}$. Offensichtlich kann man die behandelten Anordnungen auch zur Ausführung von Subtraktionen verwenden.

2. Multiplikation

Das im Bild 4 dargestellte Multiplikationsgetriebe, ein Dreiecksmultiplikator, beruht auf dem Strahlensatz, nach dem die Beziehung besteht

$$a : b = c : d$$

Wenn $b = 1$, erhält man $c = a \cdot d$.

Um den Festpunkt 9 ist der mit einer Schlitzführung versehene Hebel 3 drehbar. In dem festen Abstand b vom Drehpunkt befindet sich die durch das Handrad 2 drehbare Spindel, an der der Faktor d eingestellt wird. Die dadurch längs verschobene Mutter lenkt den Hebel 3 um einen entsprechenden Betrag

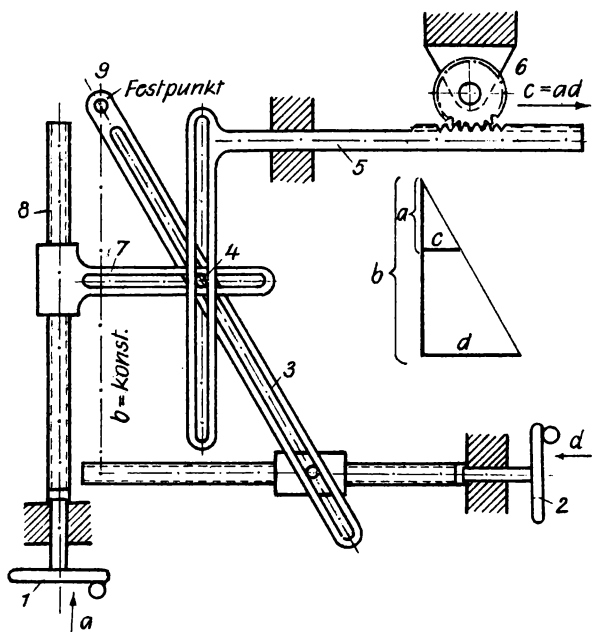


Bild 4
Dreiecksmultiplikator

aus. In der Schlitzführung des Hebels kann der Stein 4, der gleichzeitig in der Führung 7 verschiebbar ist, bewegt werden. Die Führung 7 wird durch Drehen am Handrad 1 nach dem zweiten Faktor a in Längsrichtung der Spindel 8 verschoben. Der Stein 4 gleitet schließlich in der Führung der Zahnstange 5 und verschiebt diese um das Produkt der beiden Faktoren a und b , das an dem Ritzel 6 abgenommen wird.

3. Division

Aus dem Strahlensatz (Bild 4) ergibt sich die Beziehung $d = \frac{c \cdot b}{a}$, für $b = \text{konst.} = 1$ lautet sie $d = \frac{c}{a}$. Das entsprechend abgeänderte Getriebe nach Bild 4 ist aus Bild 5 zu ersehen. Durch Drehung des Handrades 2 wird über die Spindel 5 der Zähler des zu lösenden Bruches in die Recheneinrichtung eingebracht.

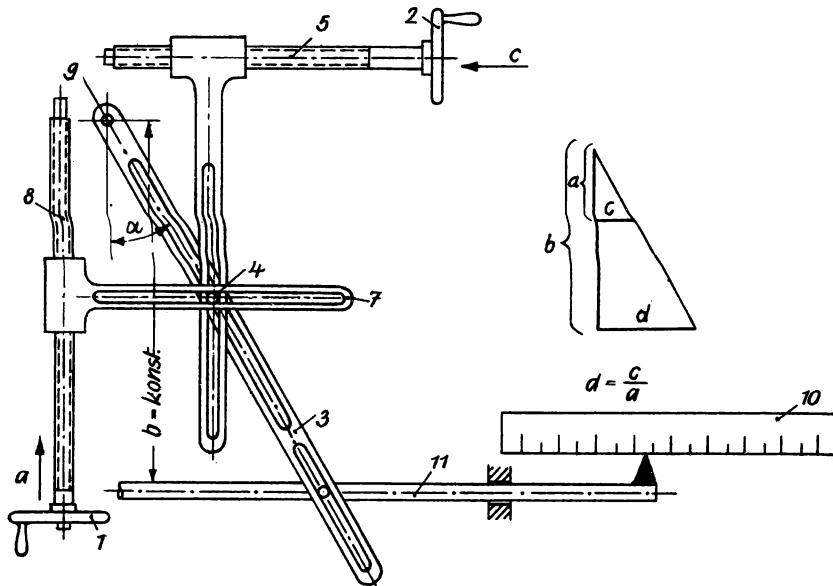


Bild 5
Divisionsgetriebe

Der Nenner a erscheint als Verschiebung der mit der Schlitzführung versehenen Mutter 4 längs der Spindel 8 in genau der gleichen Weise wie beim Multiplikationsgetriebe. Das Gestänge 3 verschiebt 11 und zeigt vor der Teilung 10 das Ergebnis $d = \frac{c}{a}$ an. Bezeichnet man den Auslenkungswinkel des Hebels 3 mit α , so stellt der Quotient $\frac{c}{a}$ gleichzeitig den Wert $\tan \alpha$ dar.

Das Getriebe ist also auch als Tangensgetriebe verwendbar. Hierbei sei bemerkt, daß ein Sinusgetriebe im 3. Lehrbrief Grundlagen der Regelungstechnik behandelt wurde.

4. Rechengetriebe mit Kurvenscheibe

Häufig wird man vor die Aufgabe gestellt, eine funktionale Abhängigkeit mechanisch zu übertragen, die sich aber mit Hilfe der von uns bisher verwendeten Bauelemente nicht ausführen läßt. In diesem Falle greift man zum Beispiel zu Kurvenscheiben ¹⁾.

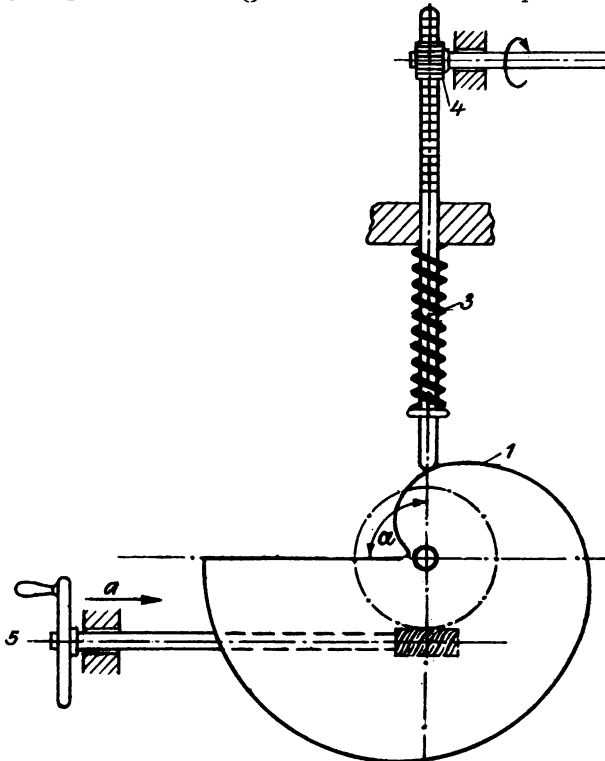


Bild 6
Rechengetriebe mit Kurvenscheibe

Eine derartige Anordnung ist in Bild 6 dargestellt. Der Wert a wird durch das Handrad 5 eingeführt, und dementsprechend wird die Kurvenscheibe gedreht. Der Hub der Kurvenscheibe stellt jeweils den gesuchten Funktionswert $f(a)$ dar, der von dem mit einer Feder auf die Kurvenscheibe gedrückten Abgreifstift 3 abgenommen und durch die Zahnstange auf das Ritzel 4 übertragen wird.

Die Steigungen dürfen nicht groß sein, da eine monotone Funktion erwünscht ist.

5. Reibradgetriebe

Reibradgetriebe können sowohl zur Geschwindigkeitsmessung benutzt werden als auch zu dem umgekehrten Zweck, nämlich der

1) Eingehende Ausführungen über die Ausbildung und Anwendung von Kurvenscheiben usw. findet man z.B. in K.H. SIEKER, Einfache Getriebe.

Steuerung eines Gegenstandes nach der Geschwindigkeit. Außerdem gestatten sie die Multiplikation einer Geschwindigkeit mit einem Faktor und auch die Messung der Beschleunigung usw. Die Wirkungsweise eines Reibradgetriebes erläutern wir an Hand von Bild 7. Die Umfangsgeschwindigkeit u irgendeines Punktes auf der sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω drehenden Reibscheibe 1 ist abhängig vom Abstand r dieses Punktes vom Mittelpunkt der Scheibe. Es gilt also

$$u = r \cdot \omega$$

Die Umfangsgeschwindigkeiten in den Punkten mit verschiedenen

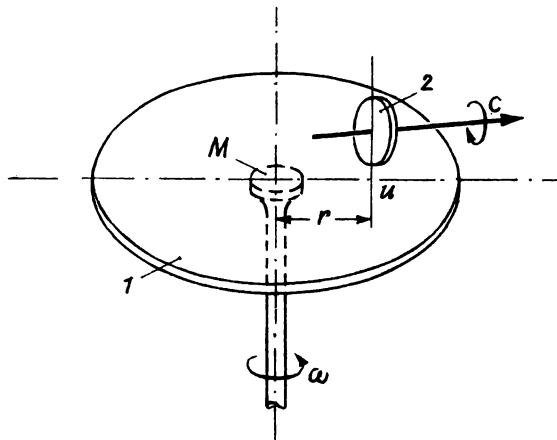


Bild 7
Reibradgetriebe

Abständen werden auf die Rolle übertragen, da diese mit Federn auf die rotierende Scheibe 1 gedrückt und von ihr mitgenommen wird. Bezeichnet man den Drehwert der Rolle 2 bzw. deren Achse mit c , so dreht sich die Rolle mit einer Umfangsgeschwindigkeit $v_c = u$, so daß gilt $v_c = r \cdot \omega$.

Halten wir die Winkelgeschwindigkeit ω konstant, so ergibt sich $r = \text{konst. } v_c$. Wird jedoch die Winkelgeschwindigkeit der Reibscheibe variabel gemacht, so erscheint an der Ergebnisschwelle c das Produkt aus dem Abstand r und der Funktion, nach der die Drehgeschwindigkeit ω verändert wird.

[2] Mechanische Drehzahlmesser

1. Drehzahlmesser mit rotierenden Kugeln (Fliehkraftpendel)

a) Das Fliehkraftpendel als Meßeinrichtung eines Dampfmaschinenreglers

Im 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“ fanden Sie bei den verschiedenen Ausführungen von Dampfmaschinenreglern ein Fliehkraftpendel als Meßeinrichtung (Bilder 13 ... 16). Zur Erläuterung des umstehenden Bildes 8 begnügten wir uns damals mit der folgenden Aussage über die Wirkung des Fliehkraftpendels T:

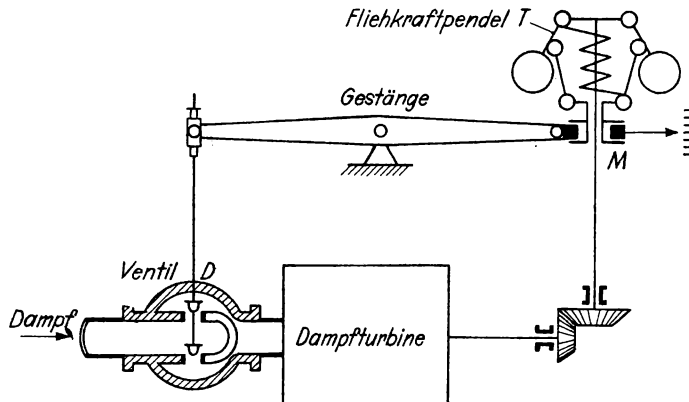


Bild 8
Fliehkraftpendel als Meßeinrichtung eines Dampf-
maschinenreglers

Der Drehzahl entsprechend nehmen die rotierenden Kugeln eine bestimmte Lage ein und verschieben dadurch die Muffe M. Um die gewünschte Abhängigkeit zu erhalten, besitzt die Muffe oft noch eine zusätzliche Masse und gegebenenfalls auch eine Feder. Durch ein Gestänge ist die Muffe mit dem Ventil, dem Stellglied, starr verbunden. Bei steigender Drehzahl wird die Muffe angehoben, das Ventil dadurch so gesteuert, daß die Dampfzufuhr gedrosselt wird. Wir wollen nun das Verhalten eines solchen Pendels betrachten.

b) Das Verhalten eines Pendels. Die wesentlichen Bestandteile eines Fliehkraftpendels sollen an dem Bild 9 erläutert werden. Die Spindel wird von der Maschinenwelle mittels eines Zahnradpaares in Umdrehungen versetzt. Wir erhalten damit eine

Mittelpunkte in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ω einen veränderlichen Abstand x von der Spindelmitte haben. Da sich die Schwungkörper gleichförmig im Kreise bewegen, wirkt auf sie fortwährend eine radial nach innen gerichtete Normalkraft oder Zentripetalkraft. Außerdem ist noch eine besondere Pendelbelastung vorgesehen (Bild 9), die die Wirkung der Normalkraft unterstützt. Nach dem D'ALEMBERTSchen Prinzip kann jede dynamische Aufgabe auf eine Gleichgewichtsaufgabe zurückgeführt werden, indem man zu den wirksamen äußeren Kräften die Massenwirkungen hinzufügt.

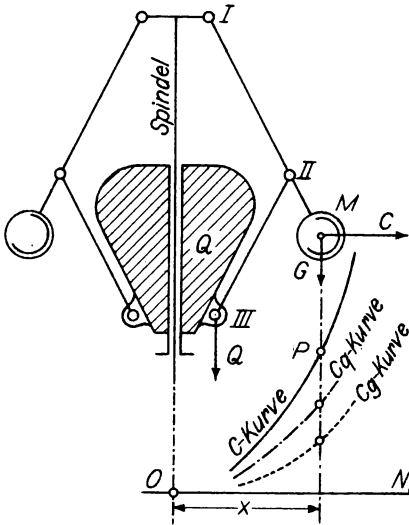


Bild 9
Aufbau eines Fliehkraft-
pendels

Im folgenden verwenden wir nachstehende Bezeichnungen:

$m = \frac{G}{g}$ = Masse der Schwungkörper (Kugeln), g = Schwerebeschleunigung

F = Federkonstante, wenn das Fliehkraftpendel mit Feder ausgerüstet ist

C = gesamte Fliehkraft (Zentrifugalkraft),
sie setzt sich in unserem Falle zusammen aus

$$C = C_g + C_a, \quad \text{dabei ist}$$

C_g = die Fliehkraft, welche G das Gleichgewicht hält

C_q = die Fliehkraft, welche Q das Gleichgewicht hält

Sind die Schwungkörper wie in Bild 9 Kugeln oder haben sie eine solche Gestalt, daß ihre resultierende Fliehkraft im Schwerpunkt angreifend zu denken ist, dann bedeutet

x = Abstand des Schwerpunktes der Schwungkörper von der Spindelmitte

ω = Winkelgeschwindigkeit der Spindel

n = minutliche Umdrehungszahl

Ist also

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

so gilt für C die Gleichung

$$C = m \omega^2 x = \frac{G}{g} \omega^2 x$$

oder

$$\omega^2 = \frac{C}{xm} = \frac{Cg}{Gx}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{xm}} = \sqrt{\frac{Cg}{Gx}}$$

Hieraus folgt die Umdrehungszahl pro Minute

$$n = \frac{30 \omega}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Cg}{Gx}} \quad g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$n = 30 \sqrt{\frac{C \cdot 9,81}{xG \pi^2}} \approx 30 \sqrt{\frac{C}{xG}}$$

Die Größen n , x und G können gemessen werden.

Um den Einfluß der Größen G und Q auf die Arbeitsweise des Fliehkraftpendels zu erhalten, stellen wir die entweder rechnerisch oder zeichnerisch auf Grund der Gleichgewichtsbedingungen ermittelten Fliehkräfte C_g , C_q und C als Ordinaten von Kurven zusammen, deren Abszissen die zugehörigen Abstände x sind. Wir nehmen dazu eine beliebige zur Spindel senkrechte Gerade, z.B. ON in Bild 10, als Abszissenachse an und gehen von den Schwungkugelmittelpunkten M senkrecht nach ON hinunter, tragen auf diesen Ordinaten (für jede Lage von M eine Ordinate) die ent-

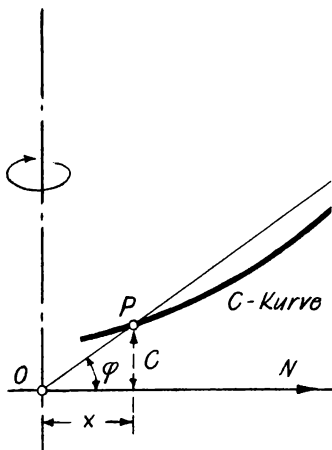


Bild 11
C-Kurve eines Fliehkraftpendels

Fliehkraftpendels im gesamten interessierenden Drehzahlbereich den gestellten Anforderungen entspricht.

Ohne Beweis führen wir an, daß für die C-Charakteristik gelten muß

$$\frac{\Delta \tan \varphi}{\Delta x} > 0 ,$$

wenn das Fliehkraftpendel brauchbar sein soll.

Ist dagegen die obige Ungleichung nicht erfüllt, so ist das Fliehkraftpendel nicht verwendungsfähig.

Das eben Dargelegte wollen wir an Hand einiger C-Kurven noch genauer erläutern.

In Bild 12 sind zwei C-Kurven eingetragen. Bei der oberen Kurve $P' \dots P_1$ nimmt mit wachsendem x der Winkel φ ab. Ein Fliehkraftpendel, das ein solches Verhalten zeigt, ist also unbrauchbar.

Bei der unteren Kurve $P \dots P_1$ wächst dagegen mit steigendem x der Winkel φ . Dementsprechend ist ein Fliehkraftpendel mit diesem Verhalten brauchbar.

Nun kann es aber vorkommen, daß ein Fliehkraftpendel auf einem Teil der C-Kurve brauchbar ist, auf einem anderen aber unbrauchbar. Als Beispiel dafür betrachten wir Bild 13.

Drehzahl würde nämlich die Muffe in eine der beiden Extremlagen gehen.

Eine brauchbare Konstruktion muß dagegen bei verschiedenen Drehzahlen n verschiedene Winkel φ ergeben, und zwar muß zwischen n und φ ein eindeutiger Zusammenhang bestehen. Zu beantworten ist nun noch die Frage nach dem Aussehen der C-Kurven, die anzeigen, daß die ausgeführte Konstruktion des

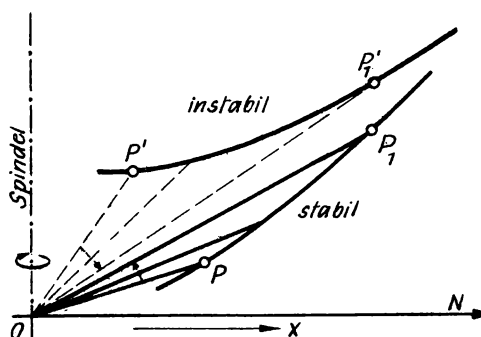


Bild 12

C-Kurven eines stabilen und eines instabilen Fliehkraftpendels

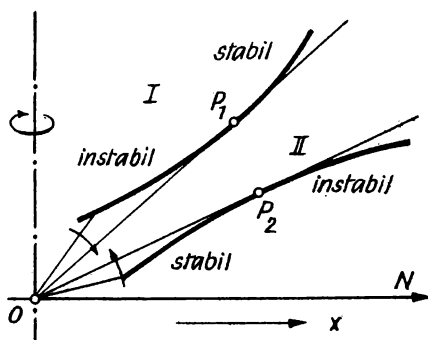


Bild 13

C-Kurven mit sowohl stabilem als auch instabilem Verhalten

Wir sehen, daß wir vom Punkt O die Tangenten an die beiden Kurven zeichnen können. Diese berühren die C-Charakteristiken in den Punkten P_1 und P_2 .

Wenn wir bei der oberen Kurve von kleinen x -Werten ausgehen und x anwachsen lassen, so fällt der Winkel φ . Wir bewegen uns also auf einem unbrauchbaren Kurvenabschnitt, der bis zum Punkte P_1 reicht. Lassen wir x weiter anwachsen, so kommen wir nun in

einen brauchbaren Bereich der C-Charakteristiken, denn der Winkel φ wächst jetzt mit x .

Betrachten wir die untere Kurve, so finden wir das umgekehrte Verhalten. Der Bereich der C-Charakteristik, der kleinen Werten von x entspricht, ist brauchbar, während wir bei wachsendem x jenseits des Punktes P_2 in den unbrauchbaren Bereich gelangen.

Bild 14 zeigt Ihnen eine weitere Möglichkeit für die Form der C-Charakteristiken. Hier entspricht

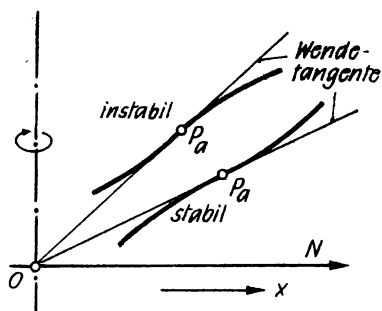


Bild 14

C-Kurven, die eindeutig stabiles bzw. instabiles Verhalten zeigen

die gesamte obere Kurve instabilem Verhalten, da bei wachsendem x der Winkel φ sich dauernd verkleinert. Dagegen entspricht die untere Kurve einem stabilen Verhalten, da mit wachsendem x der Winkel φ ansteigt.

Aus dem Verlauf der C-Charakteristiken der Bilder 11, 12, 13 und 14 erkennen Sie, ob ein Fliehkraftpendel für den vorgesehenen Zweck brauchbar ist. Daher muß man bei der Untersuchung von Fliehkraftpendeln stets die C-Charakteristiken betrachten.

Wir haben oben festgestellt, daß bei einem brauchbaren Fliehkraftpendel jeder kleinen Lageänderung der Muffe eine etwas andere Drehzahl entspricht. Als Maß für die Drehzahländerung bei Übergang der Muffe des Fliehkraftpendels von ihrer oberen Stellung in die untere wird der Proportionalbereich X_p benutzt.

$$X_p = \frac{\omega_o - \omega_u}{\omega_m}$$

Dabei ist

ω_o = Winkelgeschwindigkeit in der oberen Stellung der Muffe

ω_u = Winkelgeschwindigkeit in der unteren Stellung der Muffe

ω_m = Winkelgeschwindigkeit in der mittleren Stellung der Muffe

Da $\omega_o - \omega_u$ klein ist, kann man setzen

$$\omega_m = \frac{\omega_o + \omega_u}{2}$$

Damit ergibt sich

$$X_p = \frac{2 (\omega_o - \omega_u)}{\omega_o + \omega_u}$$

Erwähnt sei, daß Fliehkraftpendel der behandelten Form in einer großen Zahl von Varianten gebaut worden sind. Schließlich bemerken wir noch, daß das Fliehkraftpendel einer Differentialgleichung zweiter Ordnung gehorcht.

2. Drehzahlmesser, in der Ebene wirkend ("Flachregler")

Bei der Drehzahlmessung auf mechanischem Wege ist man nun nicht nur auf eine der Varianten der Fliehkraftpendel angewiesen. Man kann eine Drehzahlmessung auch mit einem sogenannten "Flachregler" durchführen. Seine wesentlichen Teile sind in Bild 15 angegeben. Hierbei ist A die Achse, um die die ganze Anordnung mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotiert. Zwei gleiche Schwungkörper von an sich beliebiger Gestalt, meistens in Form von Scheiben, deren Symmetrieebene senkrecht zur Drehachse liegt, können sich um die Zapfen I drehen. Die Schwungkörper erhalten sowohl eine

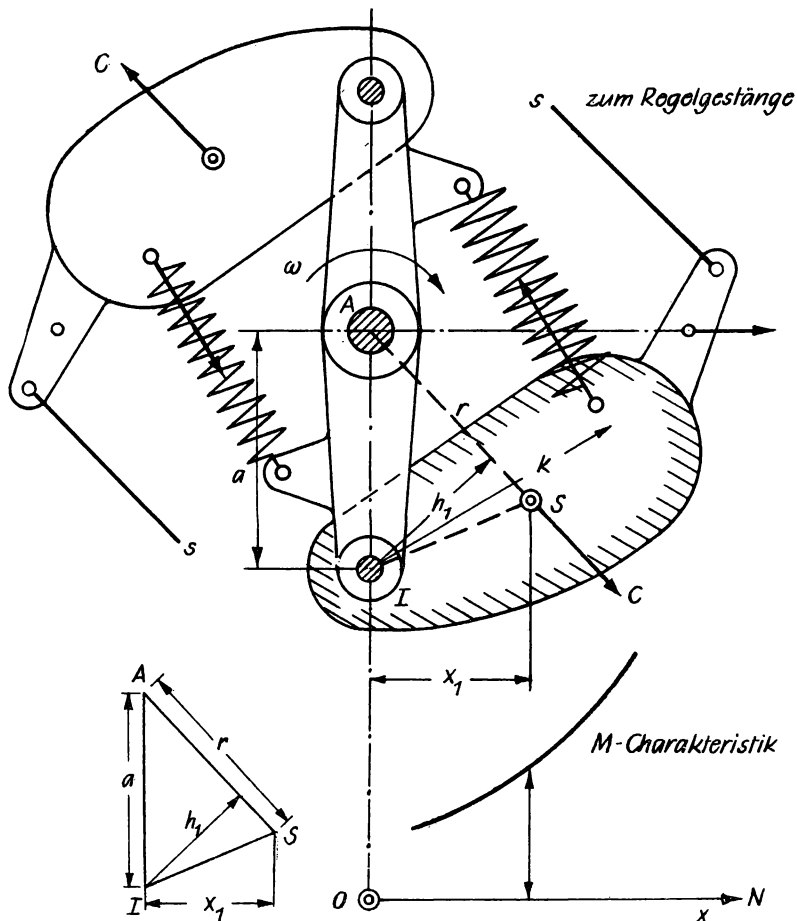


Bild 15
Prinzipbild eines „Flachreglers“

zentripetale als auch eine tangentielle Beschleunigung. Ihrer Zentrifugalkraft wird durch die Feder F das Gleichgewicht gehalten. Die Auslenkung der Schwungkörper wird über einen geeigneten Mechanismus s auf einen nicht gezeichneten Exzenter übertragen, der sich mit der Achse A dreht. Die Summe der Zentrifugalkräfte aller Elementarmassen gibt eine Resultierende, deren Größe gleich der der Gesamtmasse m ist, wenn man sich diese im Schwerpunkt konzentriert denkt. Wir haben also

$$C = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Diese Resultierende liegt senkrecht zur Drehachse. Wenn der Schwungkörper eine senkrecht zur Rotationsachse liegende Symmetrieebene besitzt, so geht diese durch den Schwerpunkt. Folglich können die Trägheitskräfte auf die Zentrifugalkraft reduziert werden, die im Schwerpunkt S angreift und ebenfalls

$$C = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad \text{ist.}$$

Wir bezeichnen nun das Moment der Zentrifugalkräfte in bezug auf den Zapfen I mit M. Es gilt

$$M = C \cdot h_1 = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h_1$$

Aus dem Dreieck ASI entnehmen wir $r \cdot h_1 = a \cdot x_1$, und man erhält

$$M = m \cdot \omega^2 \cdot a \cdot x_1$$

Diesen Ausdruck kann man zu einer grafischen Konstruktion benutzen (Bild 15). Wir ziehen senkrecht zu AI die Linie ON, weiter fällen wir das Lot vom Schwerpunkt S auf die Achse ON und tragen das Moment M auf. Bei Veränderung der Drehzahl durchläuft M eine Kurve, und zwar die sogenannte M-Charakteristik. Diese kann genauso zur Kennzeichnung des Verhaltens der Anordnung benutzt werden wie die vorher beim Fliehkraftpendel behandelte C-Charakteristik.

[3] Kreisel

Ehe wir auf die für die Meß- und Regelungstechnik wichtigsten Anwendungen des Kreisels eingehen, erinnern wir an einige elementare Eigenschaften.

1. Einige elementare Eigenschaften des Kreisels

Unter einem physikalischen Kreisel verstehen wir einen beliebig gestalteten starren Körper, der in einem seiner Punkte, dem Stützpunkt, fest gehalten wird und um den er rotiert. Nehmen wir speziell an, daß der Stützpunkt mit dem Schwerpunkt zusammenfällt, so erhalten wir den sogenannten "kräftefreien Kreisel". Bei ihm ist die Schwerpunktbewegung und die durch den Drehimpuls bestimmte Drehung um den Schwerpunkt vollkommen unabhängig voneinander.

Die Beschreibung der bei rotierenden Körpern beliebiger Gestalt auftretenden Bewegungen bereitet erhebliche Schwierigkeiten. In der Technik kommen fast ausschließlich rotationssymmetrische Anordnungen vor. Dadurch ergeben sich wesentlich einfachere Ver-

hältnisse. Lassen wir den starren rotationssymmetrischen Körper um beliebige durch den Schwerpunkt laufende Achsen rotieren, so können wir das dazugehörige Trägheitsellipsoid ermitteln. Es ergibt sich ein Rotationsellipsoid, bei dem zwei Hauptträgheitsachsen einander gleich sind.

Für spätere Betrachtungen erwähnen wir noch das äquatoriale und polare Trägheitsmoment. Dazu gehen wir von einem flächenförmigen Körper aus, z.B. von einer Kreisscheibe. Liegt die durch den Schwerpunkt verlaufende Drehachse in der Ebene des Körpers selbst, so heißt das hierauf bezogene Trägheitsmoment äquatorial (Bild 16a).

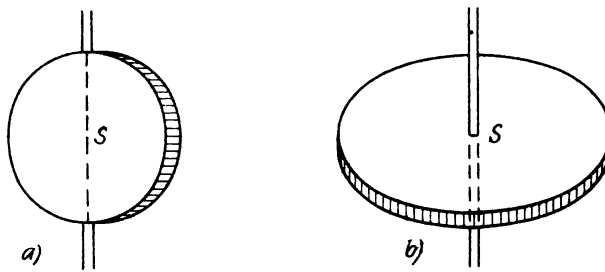


Bild 16
Achsen eines flächenförmigen Körpers
a) Äquatoriale Achse b) Polare Achse

Liegt dagegen die durch den Schwerpunkt gehende Achse senkrecht zur Ebene des Körpers, so heißt das dazugehörige Trägheitsmoment polar (Bild 16b).

2. Aufbau und Verhalten des technischen Kreisel

Kreisel werden für Navigationsgeräte, Kursregelanlagen usw. benötigt, worauf wir später noch genauer eingehen. Zunächst haben wir uns erst einmal mit dem Aufbau und Verhalten eines technischen Kreisels zu befassen.

Der technische Kreisel ist dadurch charakterisiert, daß er rotationssymmetrisch aufgebaut ist. Er besitzt außerdem einen großen Impuls $I = J \omega$, wobei J das polare Trägheitsmoment und ω die Winkelgeschwindigkeit (Radian pro Sekunde) bedeuten. Durch diese Gesichtspunkte wird der konstruktive Aufbau des technischen Kreisels bestimmt. Die modernen technischen Kreisel werden elektrisch oder manchmal durch einen Luftstrom angetrieben.

a) Antrieb

α) Elektrisch angetriebene Kreisel

Am günstigsten ist der Drehstromantrieb. Bei Benutzung der üblichen Frequenz von 50 Hz ist die Winkelgeschwindigkeit und damit bei festgehaltenem Trägheitsmoment der Impuls klein. Deshalb verwendet man spezielle Generatoren, die einen Drehstrom höherer Frequenz (meist 400 Hz) abgeben. Der Aufbau eines solchen Kreisels geht aus Bild 17 hervor.

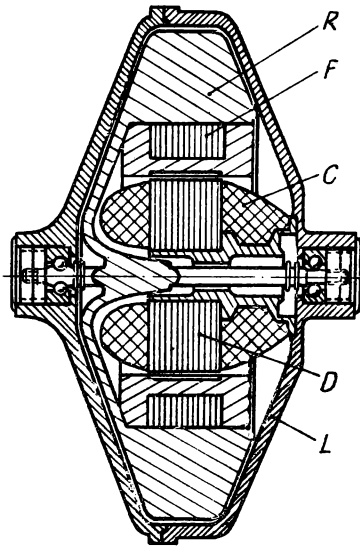


Bild 17
Aufbau eines mit Drehstrom
betriebenen Kreisels

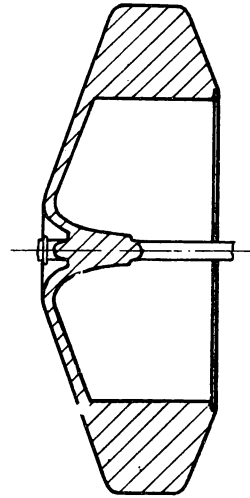


Bild 18
Querschnitt durch den Schwung-
körper des Kreisels nach Bild 17

Dabei bedeutet L die Kreiselkappe, R den Schwungkörper und F das aktive Eisen des Rotors. D ist das aktive Eisen und C die Wicklung des Stators. Einspeist wird dabei der innenliegende Stator der Maschine, während der außenliegende Rotor als Kurzschlußläufer ausgebildet ist. Der Kreiselkörper bildet also den Kurzschlußläufer des Drehstrommotors, dessen Stator ganz im Innern des Kreisels liegt und die Achse kelchartig umgibt. Durch diese konstruktive Ausbildung wird ein wesentlich größeres Trägheitsmoment bei gleichen Außenabmessungen erzielt.

In Bild 18 ist der eigentliche Schwungkörper des Kreisels der Deutlichkeit halber heraus gezeichnet.

Aus der folgenden Tabelle können Sie einige wichtige Daten ausgeführter Kreisel entnehmen. Wir bemerken bei dieser Gelegenheit, daß man bei Rechnungen an Kreiselgeräten das physikalische Maßsystem benutzt, aus diesem Grunde behalten wir es auch bei unseren Darlegungen bei.

Tabelle 1			
äußerer Durchmesser	Gewicht	polares Trägheitsmoment	Impuls
mm	g	g cm s^2	g cm s
30	57,8	0,072	198,9
50	182	0,73	2282
50	300	1,09	1740
70	555	4,38	13700
100	1330	27,79	82250

β) Durch Luft angetriebene Kreisel

In Sonderfällen begegnet man Kreiseln, die durch einen Luftstrom angetrieben werden. Aus Gründen des technischen Aufwandes ist es bei ihnen nicht möglich, die Drehzahl so konstant zu halten

wie bei Kreiseln, die durch Drehstrom angetrieben werden.

Wir wollen auf konstruktive Einzelheiten nicht eingehen und verweisen auf das Bild 29. In dem dort gezeigten Gerät ist ein durch einen Luftstrom angetriebener Kreisel verwendet.

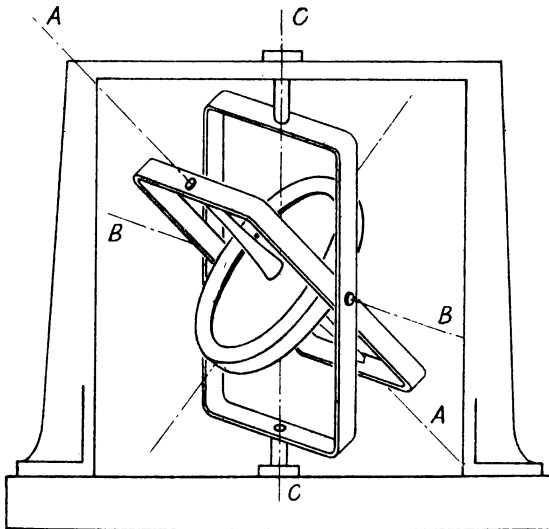


Bild 19
Kräftefreier Kreisel in
kardanischer Aufhängung

b) Kardanische Aufhängung des Kreisels

Will man die Kreiselwirkungen technisch ausnutzen, so benutzt man fast immer eine kardanische Aufhängung, wie sie in Bild 19 dargestellt ist. Der Kreisel ist um die Achse AA, die Figurenachse, drehbar. Die Lager dieser Achse befinden sich in dem inneren Kardanring, und zwar auf dem Durchmesser BB. Auf der zur Figurenachse senkrechten Achse BB ist der innere an dem äußeren Kardanring befestigt, der seinerseits um die Achse CC drehbar ist. Bei beliebiger Verdrehung der Kardanringe bleibt nur ein Punkt raumfest, und zwar der Schnittpunkt der drei Achsen, in dem sich der Schwerpunkt des Kreisels befindet. Die Figurenachse AA kann also jede beliebige Richtung im Raume einnehmen. Bei technischen Anwendungen ist die Bewegungsfreiheit des Kreisels häufig in der einen oder anderen Richtung eingeschränkt. Davon werden Sie später noch Beispiele kennenlernen.

[4] Verhalten des Kreisels

1. Verhalten eines Kreisels unter Einwirkung einer Kraft

Werden auf den Kreisel Kräfte ausgeübt, so erhebt sich die Frage, wie der Kreisel auf diese Kräfte reagiert. Um dies zu erkennen, betrachten wir Bild 20. Da, wie schon angedeutet, die genaue Behandlung dieser Aufgabe recht kompliziert ist, müssen wir uns hier auf eine grob beschreibende Darstellung beschränken. Wir verweisen auf Prof. Dr. A. RECKNAGEL, Physik, Band Mechanik, 4. Mechanik starrer Körper, S. 146 215.

Wir machen dabei ein Gedankenexperiment. Wir stellen uns ein kreisförmiges Rohr von der lichten Weite d vor, in dem sich Kugeln mit einem etwas kleineren Durchmesser als d befinden, die mit der Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\phi}{dt}$ im Kreise die Figurenachse umlaufen (eine Eigenrotation der Kugeln findet nicht statt).

Wir fixieren eine Kugel und fragen: Was tritt ein, wenn eine plötzliche Winkeldrehung der Figurenachse, z.B. nach unten, erfolgt? Zunächst betrachten wir die Kugel (A). Ihre Bewegungsrichtung wird ebenfalls um den Winkel ϕ geändert, und die Masse der Kugel übt infolge ihrer Trägheit während der Drehung einen Druck auf die linksseitige Rohrwandung aus, der den betrachteten Teil des Rohres und damit die Bahn linksherum zu drehen bestrebt ist. Nun verfolgen wir die Bewegung der Kugel (B). Nach der

plötzlichen Winkeldrehung um φ ist die neue Bahn der Kugel (B) der alten parallel, so daß näherungsweise die kinetische Energie von K_B im Punkt B und B' dieselbe ist. Schließlich beobachten wir die Kugel (C), die sich im Augenblick der plötzlichen Winkeldrehung um φ im Punkte C befindet. Man erkennt, daß die Masse der Kugel (C) infolge ihrer Trägheit bei der Drehung einen Druck auf die rechtsseitige Rohrwandung ausübt. Entsprechende Überlegungen könnten wir für alle anderen in dem Rohr befindlichen Kugeln durchführen.

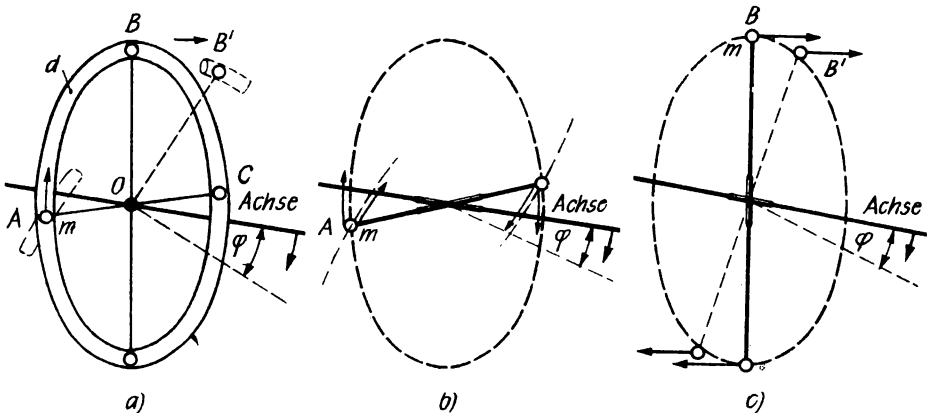


Bild 20

Verhalten eines Kreisel unter Einwirkung einer Kraft

Wir sehen also das folgende:

Es ergibt sich ein auf das Rohr wirkendes Drehmoment, und zwar in dem Sinne, daß sich die Rotationsachse des Rohres in die Richtung der Zwangsdrehung einzustellen sucht. Wir können aber auch sagen, daß im vorliegenden Falle ein auf die Achse des rotierenden Körpers in lotrechter Ebene wirkendes Kräftepaar eine Drehung der Achse in einer waagerechten Ebene zur Folge hat. Dieses neu auftretende Drehmoment empfindet man als die Störigkeit des Kreisels, wenn man die Lage seiner Figurenachse irgendwie ändern will. Die dabei hervorgerufene eigentümliche Bewegung des Kreisels nennt man Präzession (*praecedere* lat. = ausweichen).

Wir können den Sachverhalt auch noch allgemeiner formulieren:

Der Kreisel sucht seine Rotationsachse so zu stellen, daß er mit der Achse der ihm aufgezwungenen Drehung den kleinstmöglichen Winkel bildet und beide Drehungen gleichsinnig werden.

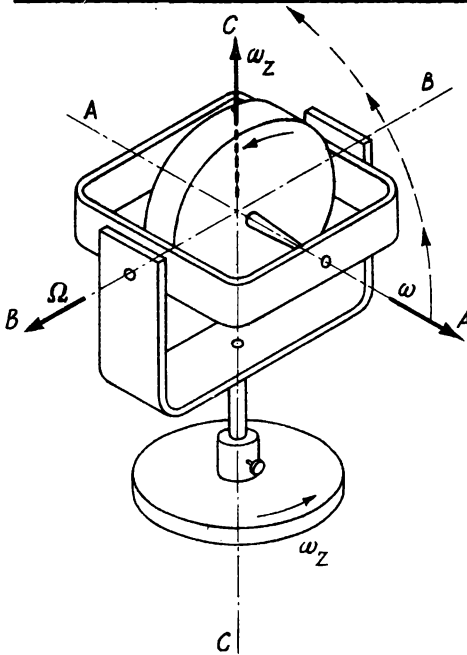


Bild 21
Bewegung des Kreisels bei
Zwangsrotation

Mit Hilfe eines in einem Kardanrahmen befindlichen Kreisels wollen wir Ihnen einige Eigenschaften des Kreisels noch etwas näherbringen.

2. Bewegung des Kreisels bei Zwangsrotation

Wir betrachten Bild 21. Der Kreisel befindet sich in dem schon erwähnten Kardangehänge, und zwar liegt die Figurenachse (Rotationsachse) AA ebenso wie die Präzessionsachse BB in einer waagerechten Ebene. Senkrecht zu den Achsen AA und BB steht die Achse CC, um die das Kardangehänge gedreht werden kann. Wie verhält sich nun die kardanische Aufhängung mit

konstanter Winkelgeschwindigkeit entgegengesetzt dem Uhrzeiger rotieren lassen?

Nach dem vorher Gesagten wird sich die Achse AA heben, sie wird präzedieren, wie dies im Bild 21 durch die gestrichelte Linie angedeutet ist.

Rotiert die Anordnung genügend lange um die Achse CC, so wird schließlich die Achse AA mit der Achse CC zusammenfallen, wie Bild 22 zeigt.

Wenn dies der Fall ist, wird sich eine Drehung um die Achse CC nur als sehr kleine Veränderung der Rotationsgeschwindigkeit auswirken, die technisch völlig uninteressant ist. Deshalb läßt man bei technischen Anwendungen von vornherein nur kleine Präzessionswinkel, also nur kleine Auswanderungswinkel der Achse AA zu,

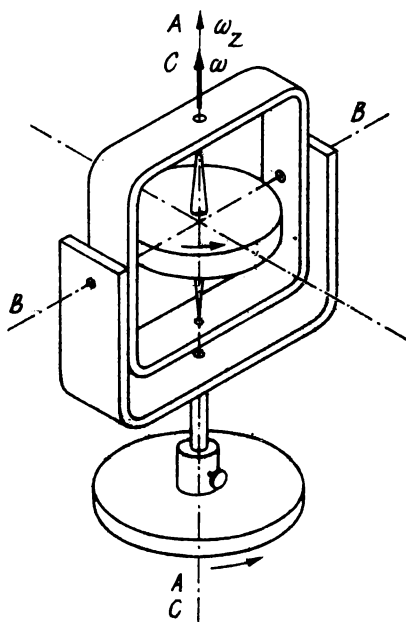


Bild 22
Zusammenfallen der Figurenachse
des Kreisels mit der Achse der
Zwangsdrehung

um die Kreiselwirkung
dauernd ausnutzen zu können.

Es sei beispielsweise eine
kardanische Anordnung auf
einem Schiff so angebracht,
daß die Achse CC lotrecht
steht, während die Achse AA
sich in der waagerechten
Lage befindet. Das Auf-
treten einer Präzession
würde dann anzeigen, daß das
Schiff eine Kurvenfahrt be-
gonnen hat. Offensichtlich
erfolgt aber bei einer
Winkeldrehung des Schiffes
keine Präzession, wenn die
Achsen AA und CC gleichge-
richtet sind. Die hierbei
durch die Schiffsdrehung
hervorgerufene minimale
Änderung der Rotationsge-
schwindigkeit des Kreisels
besitzt keinerlei technische

Bedeutung. Dieses Beispiel soll aber nur als Veranschaulichung
dienen; denn beim Einsatz von Kreiselgeräten für diesen Zweck
sind noch eine Reihe von anderen, hier nicht zu erörternden
Schwierigkeiten zu überwinden.

3. Kreiselmomente

a) Achse BB festgeklemmt

Nun wollen wir uns einen Eindruck von den auftretenden Momenten
verschaffen. Wie in Bild 23 angedeutet, ist die Achse BB fest-
geklemmt, so daß der Kreisel bei einer Rotation um CC nicht
präzedieren kann. Das Kreismoment tritt natürlich auch in
diesem Falle auf. Dadurch entsteht eine zusätzliche Belastung
der Lager für die Rotationsachse AA, die wir berechnen wollen.
Der Abstand der Lagerstellen betrage 2ℓ , und die Anordnung
werde um die Achse CC mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω_z

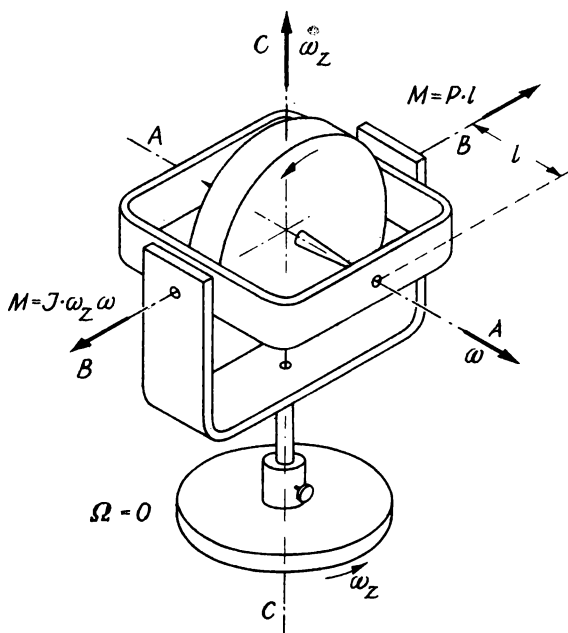


Bild 23
Verhalten des Kreisel bei gleichem äußerem und
innerem Kreiselmoment

gedreht. Das Kreiselmoment M_K ermitteln wir aus der Beziehung

$$M_K = J \omega_z \omega ,$$

dabei ist

$$J = \text{Trägheitsmoment in cm g s}^2$$

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \text{ in } \frac{1}{s} \quad (n = \text{Drehzahl/min})$$

$$\omega_z = \text{Winkelgeschwindigkeit um CC in } \frac{1}{s}$$

Zahlenbeispiel

Wir wählen

$J = 0,73 \text{ cm g s}^2$, die Drehzahl $n = 29\,000 \text{ U/min}$, die Drehung um die Achse CC mit $12^\circ/\text{s} = \omega_z$ und den Abstand der beiden Lager $2 \cdot \ell = 60 \text{ mm}$.

$$\text{Damit finden wir } \omega = \frac{2 \pi n}{60} \approx 3000 \frac{1}{s}$$

Das Kreiselmoment M_K ergibt sich zu $M_K = 0,73 \cdot 3000 \cdot 0,21 = 457 \text{ cmg}$

Die auf die Lager wirkende Last wird

$$Q_m = \frac{J \omega \omega_z}{2l} = \frac{457}{6} = 76 \text{ g}$$

Andererseits beträgt das Gewicht des Kreisels mit dem Trägheitsmoment $J = 0,73 \text{ cm g s}^2$ rund 182 g (vgl. Tabelle 1). Es verteilt sich gleichmäßig auf die beiden Lagerstellen, d.h., an jeder Lagerstelle erscheint ein $Q_g = 91 \text{ g}$. An dem rechten Achslager wirkt ein $Q_r = 91 \text{ g} + 76 \text{ g} = 167 \text{ g}$, während am linken Achslager ein $Q_l = 91 \text{ g} - 76 \text{ g} = 15 \text{ g}$ auftritt. Bei Umkehrung der Richtung der Rotation vertauschen sich auch die Belastungen der Lager, so daß $Q_r = 15 \text{ g}$ und $Q_l = 167 \text{ g}$ werden. Die durch das Kreiselmoment erzeugte Last Q_m beträgt also in unserem Beispiel 83 % des Kreiselgewichtes.

Bei der Konstruktion derartiger Kreiselanordnungen müssen demnach die gegebenenfalls auftretenden, durch das Kreiselmoment in den Lagern hervorgerufenen Belastungen Q_m durchaus berücksichtigt werden.

b) Achsen AA, BB frei

Den Versuch unter a) können wir noch so abwandeln, wie in Bild 23 dargestellt. Die Achsen AA, BB sind frei. Wenn wir die Anordnung nun um die Achse CC rotieren lassen, würde sich eine Präzession ergeben, wie wir sie bereits behandelt haben. Wir können aber auch daran denken, die Last Q_m direkt durch ein Gewicht P gleicher Größe zu kompensieren. Bringen wir also an dem inneren Kardanring ein Gewicht von 76 g an und drehen die Anordnung wieder um die Achse CC mit $12^\circ/\text{s}$, so muß die Achse AA die waagerechte Lage beibehalten.

c) Achsen AA, BB, CC frei

Schließlich betrachten wir noch den Fall, bei dem wir an der gleichen Stelle wie in Bild 24 eine Last anbringen, aber auf die Einleitung einer Rotation um die Achse CC verzichten. Die Achse CC ist nach Bild 24 frei drehbar.

Da die Last ein Moment erzeugt, welches parallel zur Achse CC nach unten gerichtet ist, wird der Kreisel auf Grund der früheren Darlegungen senkrecht dazu ausweichen. Wir bekommen also eine Auswanderung der Figurenachse in der senkrecht auf der

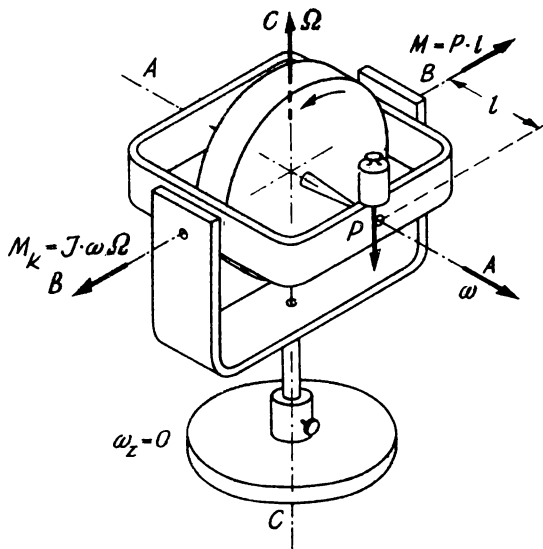


Bild 24
Präzession des Kreisel

Achse CC stehenden Ebene, in der die Achse BB liegt. Die Richtung der Präzession ist aus dem Bild 25 zu erkennen. Für die

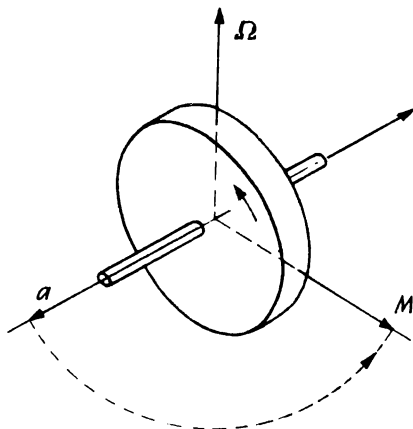


Bild 25
Richtung der Präzession

Präzessionsgeschwindigkeit Ω gilt die Gleichung $\Omega = \frac{M}{J \cdot \omega}$. Dazu gehen wir von einem Kreisel aus, der durch die vorhin angegebenen Daten bestimmt sei, also $J = 0,73 \text{ cm g s}^2$ und $n = 29\,000 \text{ U/min}$. Wir benutzen ein äußeres Moment von $M = 0,15 \text{ cm g}$.

In dem vorhergehenden Beispiel fanden wir für $\omega = \frac{2 \pi n}{60} \approx 3000 \frac{1}{\text{s}}$.

Nun ergibt sich für die Präzessionsgeschwindigkeit

$$\Omega = \frac{M}{J \omega} = \frac{P \ell}{J \omega} = \frac{0,15}{0,73 \cdot 3000} = 0,000068 \frac{1}{s}$$

$$\Omega = 0,000068 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 57,3 = 14^\circ \text{ pro Stunde}$$

Diese Werte zeigen, daß der Kreisel unter dem Einfluß des gegebenen sehr kleinen äußeren Momentes von 0,15 cm g aus seiner anfänglichen Richtung mit einer Geschwindigkeit von 14°/h auswandert. Dieses Ergebnis zeigt aber auch, mit welcher Genauigkeit der Kreisel und die kardanische Aufhängung gearbeitet und ausgewuchtet sein muß, damit die Figurenachse des Kreisels einigermaßen raumfest bleibt.

In der Praxis muß man deshalb Zusatzeinrichtungen vorsehen, durch die der Kreisel nach Auswanderungen wieder in seine Ausgangslage zurückgeführt wird, so daß er dauernd die gewünschte Funktion ausüben kann. Dafür lernen wir noch Beispiele kennen (Pendelkreisel und Steuerzeiger).

Wir müssen hierbei noch betonen, daß die von uns benutzten Formeln nur für kleine Präzessionswinkel gültig sind, dies läßt sich aus den Bildern 21 und 22 auch leicht erkennen.

d) Stabilisierende Eigenschaft des Kreisels

Aus der Gleichung $\Omega = \frac{M}{J \omega} = \frac{P \ell}{J \omega}$ folgt, daß sich die Winkelgeschwindigkeit Ω in direkter Abhängigkeit von der Größe des äußeren Momentes M befindet. Vergrößert sich M , so wächst Ω und umgekehrt. Wird $M = 0$, so ist Ω ebenfalls 0. In diesem Falle behält der Kreisel seine Lage unverändert im Raum bei. Wenn man die äußeren Kräfte auf den Kreisel auf Null hält, kann man die Kardananordnung beliebig neigen, und die Achse AA behält ihre Lage im Raum ungeändert bei.

Betrachten wir Bild 26, so sehen wir, daß zunächst das an dem Kreisel befestigte Koordinatensystem x, y, z mit den entsprechenden Achsen A, B, C der kardanischen Aufhängung zusammenfällt (Bild 26a). Wenn wir nun die Achse CC aus der ursprünglichen Lage herausdrehen (Bild 26b), so bleibt aber bei einem idealen Kreisel und idealen Kardanrahmen das mit dem Kreisel verbundene Koordinatensystem raumfest, wobei eine mögliche Translationsbewegung des x, y, z -Systems hier ohne Interesse ist.

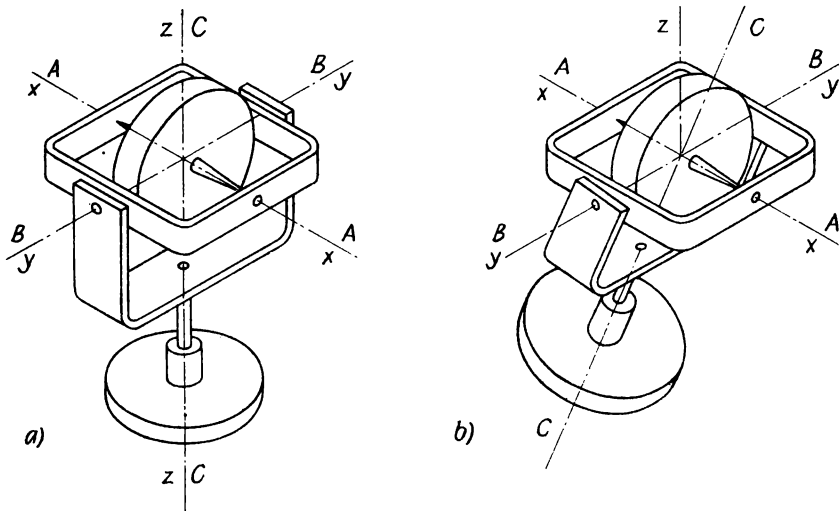


Bild 26a,b
Stabilisierende Eigenschaft des Kreisels

Diese Eigenschaft des Kreisels wird in vielen Geräten angewandt, die zur Stabilisierung einer vorgegebenen Richtung dienen.

4. Nutationsschwingungen

Bei der Betrachtung der Bewegung eines Kreisels geht man auch auf die Eigenschaft der Nutation ein. Wir wollen das hier nur insoweit tun, als wir die Zahl der Nutationsschwingungen berechnen wollen. Sie ergibt sich, wie ohne Beweis angegeben sei, zu

$$\nu = \frac{J \omega}{2 \pi A}$$

Dabei setzen wir folgende Rechenwerte voraus:

polares Trägheitsmoment $J = 0,73 \text{ cm g s}^2$,

äquatoriales Trägheitsmoment $A = 0,3 \text{ cm g s}^2$

und $\omega = 3000 \frac{1}{\text{s}}$

Für ν ergibt sich hier

$$\nu = \frac{0,73 \cdot 3000}{6,28 \cdot 0,3} \approx 1000 \frac{1}{\text{s}}$$

Daraus erkennt man, daß bei den sehr schnell laufenden technischen Kreiseln die Nutationsfrequenz sehr hoch liegt. Außerdem ist die Amplitude der Nutation überaus klein, so daß die Nutation bei

den technisch verwendeten Kreiselgeräten keine praktische Rolle spielt.

[5] Kreiselgeräte

Im vorhergehenden Abschnitt haben wir einige Eigenschaften des schnellaufenden technischen Kreisels in ganz groben Zügen behandelt. Erfahrungsgemäß reicht aber die Kenntnis der von uns erörterten Erscheinungen aus, um über die Wirkungsweise einfacher Kreiselanordnungen einen gewissen Überblick zu bekommen.

In unserem Rahmen interessieren nicht die Kreiselwirkungen bei Radsätzen aller Art (Fahrzeugen, Flugzeugpropeller usw.), sondern nur die eigentlichen Kreiselgeräte. Seiner Natur nach wird das Kreiselgerät als Meßgerät eingesetzt. Es hängt dann von den speziellen Aufgaben ab, ob die Anzeige des Gerätes unmittelbar von einem Beobachter abgelesen wird oder ob das Gerät Bauelement eines Regelkreises ist. Aus Gründen der Übersicht bevorzugen wir Darstellungen, bei denen die Kreiselwirkung unmittelbar abgelesen werden kann. Offensichtlich kann man aber mit jeder Skala einen Abgriff z.B. auf induktiver oder kapazitiver Basis koppeln und den von ihm abgenommenen Wert in einem Regelkreise weiter verwenden.

Was sollen die praktisch verwendeten Kreiselgeräte leisten? Sie sollen eine gesuchte Richtung auffinden und anzeigen, so z.B. die wahre Lotrichtung und die Nordrichtung.

Es kann aber auch die Aufgabe gestellt sein, daß sie eine bestimmte Richtung, entweder eine vorgeschriebene Fahrt- oder Flugrichtung, festhalten sollen.

Weiter kann die Forderung bestehen, daß die Fahrtänderung oder die Drehgeschwindigkeit angezeigt, gemessen oder geregelt werden soll. Dabei kann das Kreiselgerät dazu dienen, um über Verstärkereinrichtungen einen oder mehrere Hilfsmotoren zu betätigen, die dann z.B. ein Flugzeug stabilisieren oder die Fahrtrichtung eines Schiffes festhalten.

Wir wollen hier folgende Gerätetypen anführen:

1. Kompaßkreisel, die meist zur Anzeige der Nordrichtung dienen.
2. Pendelkreisel, bei denen die Kreiselachsen (Figurenachsen) lotrecht oder nahezu lotrecht stehen und dann gewöhnlich noch

zwei Freiheitsgrade der Drehung besitzen. Unter diese Gruppe fallen die meisten künstlichen Horizonte.

3. Wende- und Lagekreisel, bei denen die Kreiselachsen (Figurenachsen) waagrecht oder nahezu waagrecht liegen. Sie besitzen oft nur noch zwei stark eingeschränkte Freiheitsgrade, manchmal sogar nur einen. Hierunter fallen die sogenannten Kurskreisel, Richtkreisel und Wendezeiger.
4. Sondergeräte, wie z.B. Differentiatoren, Integratoren.

1. Kompaßkreisel

Bekannt ist Ihnen, daß für die Führung eines Schiffes auf See die Kenntnis der genauen Nordrichtung von größter Wichtigkeit ist.

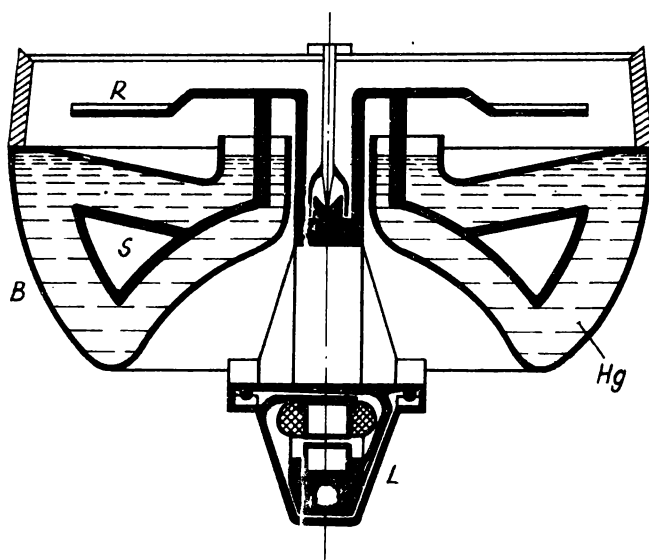


Bild 27
Kreiselkompaß nach ANSCHÜTZ

Der lange benutzte Magnetkompaß weist bestimmte Mängel auf, mit denen wir uns hier aber nicht befassen wollen. Im Anfang dieses Jahrhunderts entwickelte ANSCHÜTZ den ersten brauchbaren Kreiselkompaß. Wir müssen uns hier auf die Beschreibung des einfachsten Typs, nämlich des Einkreisel-

kompasses, beschränken. Er arbeitet nach folgendem Prinzip: Ein Kreisel, der in allen drei Koordinaten seine volle Bewegungsfreiheit besitzt, versucht, vgl. Bild 27, seine Rotationsachse relativ zum Fixsternhimmel festzuhalten. Benutzen wir aber einen Kreisel, der etwa durch die Aufhängung gezwungen ist, waagrecht zu bleiben, so wird er versuchen, seine Rotationsachse gleichsinnig zur Rotationsachse der Erde einzustellen

(vgl. die Bilder 21 und 22). Wir bemerken noch, daß der Kreiselkompaß am Nord- und Südpol versagt, da hier sein Richtmoment gleich Null ist.

Der Kreisel nach Bild 27 wird elektrisch mit etwa 20 000 U/min angetrieben. Sein Ständer ist an der den Kreisel umschließenden Kreiselkappe L angebracht. Diese wird von einem Schwimmer S getragen, auf dem auch die Windrose R befestigt ist. Der Schwimmer S schwimmt in einem mit Quecksilber gefüllten kardanisch und außerdem an Federn aufgehängten Becken B. Der Schwerpunkt des schwimmenden Systems liegt etwas tiefer als der Schwerpunkt der verdrängten Quecksilbermenge. Da sich der Schwerpunkt des schwimmenden Systems unter seinem Aufhängungspunkt befindet, sucht das Kreiselgewicht die Rotationsachse stets waagrecht zu stellen, wodurch die Bewegungsfreiheit des Kreisels beschränkt wird. Im stationären Betrieb stellt sich dann der Kreiselkompaß in die Nordrichtung ein. Wir müssen betonen, daß noch eine Reihe von störenden Einflüssen zu berücksichtigen sind, welche die Anzeigegenauigkeit des Kreiselkompasses beeinträchtigen. Schwierigkeiten macht zunächst einmal die Dämpfung. Weiterhin sind die Fehler durch die Fahrtgeschwindigkeit und Fahrtbeschleunigung und schließlich durch das Schlingern des Schiffes auszuschalten. Auf Grund mühevoller Entwicklungsarbeiten ergab sich, daß ein Dreikreiselkompaß wesentlich bessere Ergebnisse liefert als der von uns skizzierte Einkreiselkompaß. In bezug auf die Arbeitsweise des Dreikreiselkompasses müssen wir Sie auf die Spezialliteratur verweisen.

Um ein möglichst gutes Arbeiten des Kreiselkompasses zu gewährleisten, stellt man ihn an einer Stelle des Schiffes auf, wo sich das Schlingern des Schiffes relativ wenig bemerkbar macht. An dem eigentlichen Kreiselkompaß, dem Mutterkompaß, ist ein induktiver Abgriff angebracht, der auf einen oder mehrere Folgeregler einwirkt, die ihrerseits die sogenannten Tochterkompassse nachdrehen. Die Tochterkompassse befinden sich an den Stellen des Schiffes, an denen man die Anzeige der Nordrichtung benötigt, z.B. auf der Kommandobrücke.

2. Pendelkreisel

Auf Schiffen bei Nacht und Nebel und in Flugzeugen im Blindflug

ist man nicht nur an der Kenntnis der Nordrichtung interessiert, sondern auch an der des Horizontes. Dies kann verschiedene Ursachen haben. Die Kenntnis des Horizontes ist notwendig, wenn man eine astronomische Ortsbestimmung durchführen will. Man benötigt den Horizont aber auch, wenn man das Flugzeug mit einer Kursregelanlage ausrüsten will.

Auf ortsfesten Unterlagen werden zu diesem Zwecke bekanntlich Flüssigkeitsspiegel und Libellen mit Erfolg benutzt. Diese versagen aber auf ungleichförmig oder mit Kursänderung fahrenden Schiffen und in Flugzeugen. Es liegt nun nahe, zur Lösung dieser Aufgabe einen schnellaufenden symmetrischen Kreisel einzusetzen. Ein solcher Kreisel wird infolge seiner großen dynamischen Trägheit durch äußere Einwirkungen zweifellos weniger leicht gestört als etwa ein Flüssigkeitsspiegel oder eine Libelle. Wir benutzen einen Kreisel mit drei Freiheitsgraden und lotrechter Figurenachse, wobei der Aufhängepunkt über dem Schwerpunkt liegt. Dabei wird sich die Figurenachse des Kreisels im vollkommen ungestörten Zustand lotrecht stellen. Diese Anordnung nennen wir Pendelkreisel. Er gibt also das wahre Lot und damit den wahren Horizont so genau an, wie er selbst in der wahren Lotlinie gehalten werden kann.

Schwierigkeiten in bezug auf die Anzeigegenauigkeit entstehen dadurch, daß er zwar auf relativ schnelle Kursänderung, wie schon erwähnt, infolge seiner großen dynamischen Trägheit ziemlich unempfindlich ist. Aber durch den dauernd wirkenden Einfluß der Reibung und der Erddrehung wandert er allmählich aus. Dies muß natürlich verhindert werden. Man bringt daher Zusatzeinrichtungen an, durch die die Lotstellung des Kreisels überwacht wird. Dies ist in Bild 28 schematisch dargestellt.

Der eingekapselte Kreisel bläst Luft durch eine Reihe je paarweise gegenüberliegender Düsen nach unten aus. Vor den Düsen liegen, an Pendeln P befestigt, waagerechte Scheiben mit Schlitzern, die im ungestörten Falle den Düsenmund völlig frei geben. Sobald aber das Scheinlot mit der Figurenachse nicht zusammenfällt, wandern die Pendelscheiben aus und schieben sich so vor die Düsenöffnungen von zwei gegenüberliegenden Düsen, daß die eine mehr abgedeckt wird als die andere. Dadurch entsteht ein Moment,

das die Figurenachse des Kreisel in die Ausgangsrichtung zurückführt.

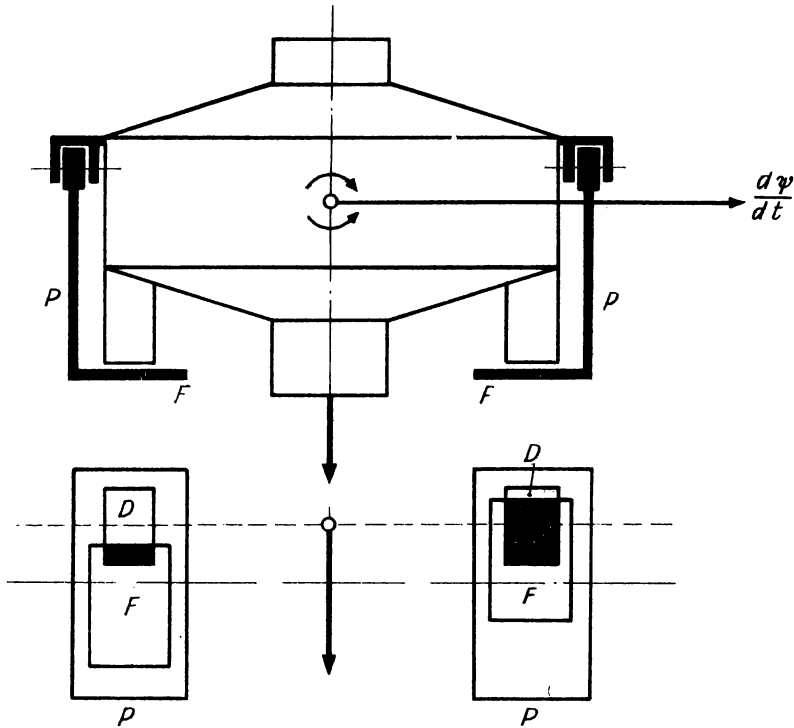


Bild 28
Pendelkreisel mit Pendel und Luftdüsen
der Luftdämpfung

Bemerkt sei noch, daß man an Stelle der hier beschriebenen Einrichtungen zur Stützung des Kreisel auch elektrische Vorrichtungen verwenden kann.

Natürlich kann man an einen Pendelkreisel einen Abgriff anbauen, um den Meßwert an andere Stellen zu übertragen.

Für Flugzeuge mit geringen Geschwindigkeiten haben Pendelkreisel auf diesem Prinzip eine ausreichende Genauigkeit. Für die schnellen modernen Flugzeuge mußte aber das Prinzip des Pendelkreisel in geeigneter Weise abgewandelt werden. Die von SPERRY, ASNAWA und anderen Betrieben geschaffenen modernen Horizonte entsprechen den gestellten Forderungen.

3. Wende- und Lagekreisel

Die Wende- und Lagekreisel besitzen zwar genau wie die Kreiselkompassse eine waagrecht liegende Figurenachse, aber wir wollen uns hier mit Kreiselwirkungen befassen, die nicht von der Erddrehung, sondern von anderen Drehvektoren herrühren. Die Wende- und Lagekreisel sind nämlich stets irgendwie, z.B. durch Federn, an ein Fahrzeug gebunden, und zwar zumeist an ein Flugzeug (Bild 29a). Gewöhnlich verwendet man dazu Kreisel, dessen Schwerpunkt im Stützpunkt des Systems, im Mittelpunkt des Kardangehäuses liegt. Wir erwähnen hier nur den DREXLERschen Steuerzeiger (Bilder 29b und c).

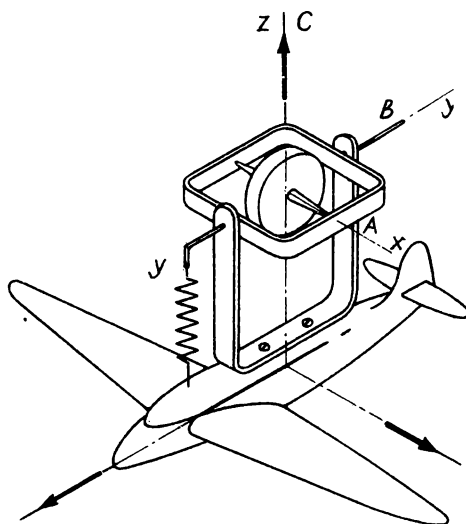


Bild 29a
Aufhängung des Wendezeigers im Flugzeug
(schematisch dargestellt)

Er besteht aus einem Kreisel, dessen Figurenachse (Rotationsachse) horizontal, und zwar senkrecht zur Bewegungsrichtung des Flugzeuges liegt. Die Präzessionsachse des Kreisels ist federgefedert. Sobald das Flugzeug eine Winkeldrehung um die Hochachse ausführt, präzediert der Kreisel, d.h., die Figurenachse tritt aus der waagerechten Ebene heraus. Die Abhängigkeit des Kreiselausschlages α von der Wendegeschwindigkeit μ ist verhält-

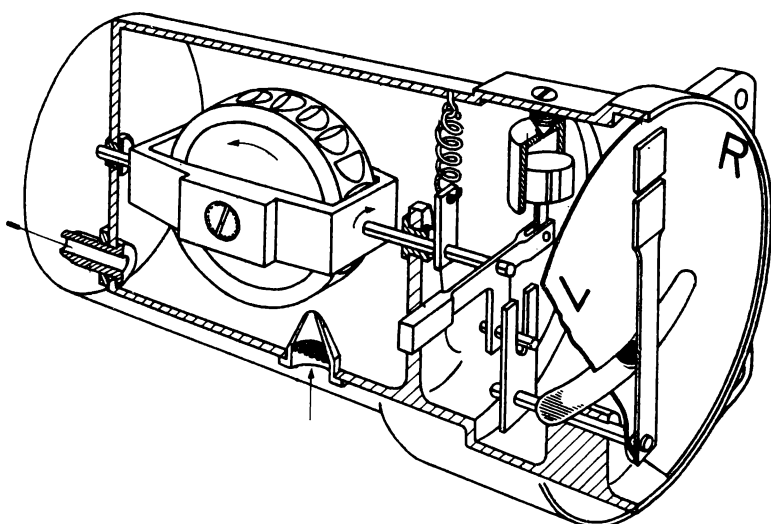


Bild 29b
Aufbau des Wendezeigers nach DREXLER

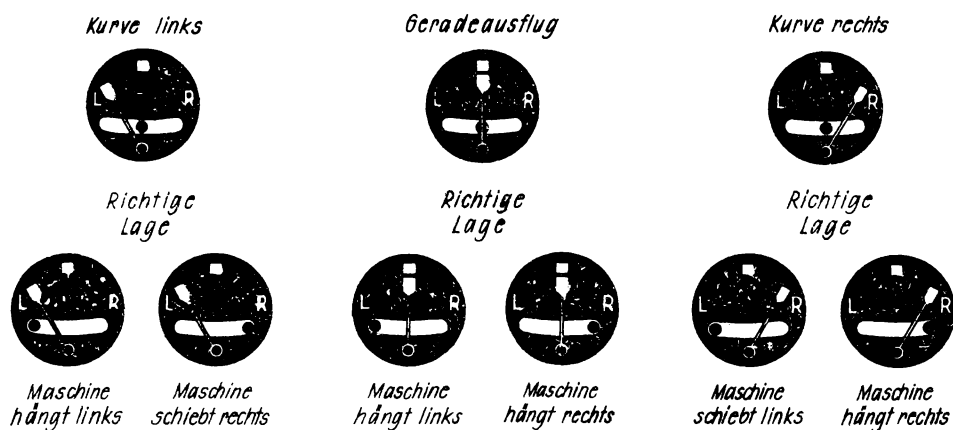


Bild 29c
Anzeige am Wendezeiger

nismäßig verwickelt, so daß man auf die Anzeige der Wendegeschwindigkeit μ verzichtet. Man begnügt sich mit der Ermittlung der Komponente

$$\mu' = \mu \cos (\varphi - \alpha) ,$$

und zwar senkrecht zur Figurenachse des Kreisels. Hierbei ist φ die Querneigung des Flugzeuges. Das Gerät besitzt deshalb keine Skala, auf der der Zeiger Z spielt, sondern nur eine Markierung „Mitte“ und die Markierungen „Links“ (L) und „Rechts“ (R). Außerdem ist am Gerät noch eine Libelle angebaut, die aus einem kreisförmig gebogenen durchsichtigen Rohr besteht, in dem sich eine Kugel befindet.

4. Differentierkreisel

Der Wendezeiger ermöglicht bereits eine Messung von Drehgeschwindigkeiten um jede Achse, die nicht zu seiner Figurenachse parallel liegt. Damit führt der Wendezeiger eine Differentiation durch. Ändert man die Anordnung noch ab (Bild 30), so kann man außer der Winkelgeschwindigkeit auch noch die Winkelbeschleunigung messen. Wie aus Bild 30 hervorgeht, ist der Kreisel kardanisch gelagert, und beide Rahmen sind federgefasst.

Wird das Gerät infolge einer Bö um seine Hochachse gedreht, schlägt der waagerechte Rahmen I, der, wie jeder Wendezeigerkreisel, mit einer weichen Feder gefesselt ist, um die waagerechte Kardanachse I aus. Solange sich nun dieser Rahmenausschlag bei beschleunigter Drehbewegung ändert, der Kreisel also präzediert, besteht ein der Beschleunigung proportionales Präzessionsmoment um die dazu senkrechte Kardanachse II. Bei einem normalen Wendezeiger äußert sich dieses Drehmoment als Lagerdruck auf die Lauf- und Rahmenlager und wird vom Gehäuse aufgenommen. Hier aber kann der um die Hochachse drehbare Rahmen II, der mit einer harten Feder gefesselt ist, diesem Druckmoment infolge der Winkelbeschleunigung ε nachgeben.

Der damit verbundene Ausschlag des Rahmens II mißt also die Winkelbeschleunigung ε . Während der Dauer der Drehbewegung erzeugt der Kreisel auch um die waagerechte Kardanachse ein Präzessionsmoment, welches dem Fesselmoment der weichen Feder (wF) entgegenwirkt und den waagerechten Rahmen I zur Auswandelung bringt. Diese ist, wie bei einem Wendezeiger, der augenblicklichen Geschwindigkeit verhältnismäßig. Die Fesselfeder (wF) ist nun am Gehäuse abgestützt, und zwar so, daß das bei einer Auslenkung des Rahmens I bestehende Gegenmoment der Feder in der waagerechten Ebene über die Kardanlager als Verbindung zwischen

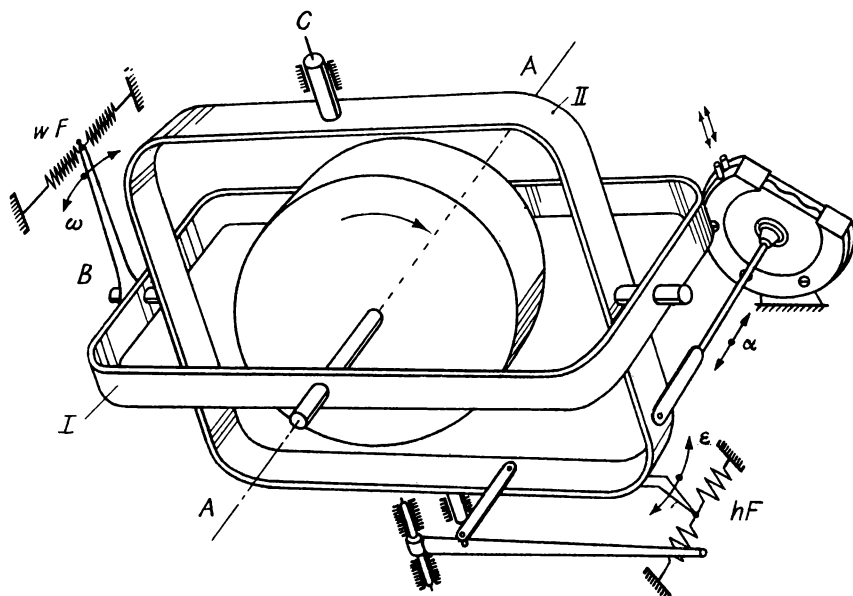


Bild 30
Vorhaltkreisel eines Kurssteuergerätes

Rahmen I und Hochrahmen II auf den letzteren zurückwirkt und ihn aus seiner Nullstellung auslenkt. Also entspricht der Winkelgeschwindigkeit ω ein proportionaler Ausschlag des Hochrahmens II. Die Kursabweichung α wirkt mittels der am Rahmen II angelenkten Differenzdruckdose direkt auf diesen Rahmen. Daher wird auch die Kursabweichung α durch einen proportionalen Ausschlag des Hochrahmens II gemessen.

Bei gleichzeitigem Auftreten der Störungsgrößen α , ω und ϵ stellt also der vorhandene Ausschlag des Hochrahmens II den Summenimpuls $\alpha + \omega + \epsilon$ dar. Dieser Rahmenschlag kann nun mittels des im unteren Teil des Bildes 30 angegebenen Strahlrohres in bekannter Weise umgeformt werden.

Schließlich geben wir Ihnen noch eine schematische Darstellung des zeitlichen Verlaufes einer Kursstörung. In dem oberen Teil des Bildes 31 stellt die Kurve 1 den Verlauf des Kursabweichungswinkels α dar. Die Kurve 2 entspricht dem ersten Differentialquotienten $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ und die Kurve 3 dem zweiten Differential-

quotienten, nämlich

$$\epsilon = \frac{d^2\alpha}{dt^2}$$

Im unteren Teil des Bildes 31 ist der Summenverlauf der Meßwerte einander gegenübergestellt. Wie oben zeigt Kurve 1 den Verlauf der Störabweichung, die Meßwerte $\alpha + \omega$ veranschaulicht Kurve 2, Kurve 3 dagegen gibt den Summenimpuls $\alpha + \omega + \epsilon$ wieder.

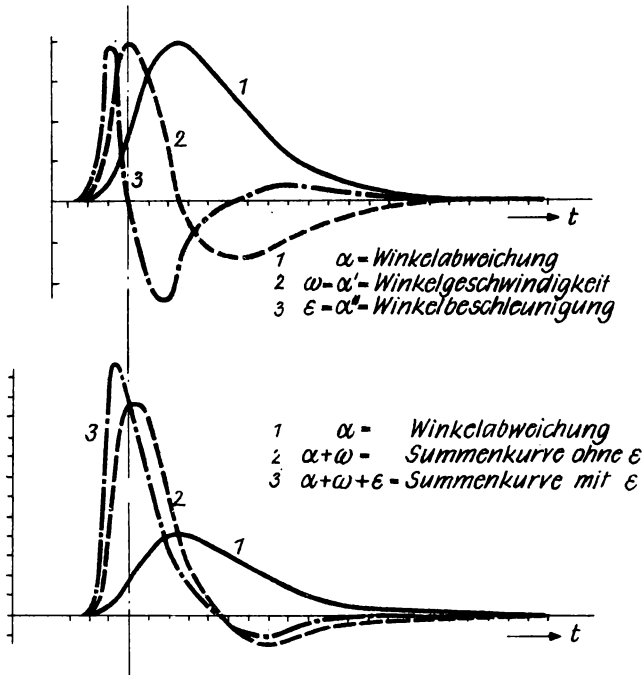


Bild 31

Ablauf einer Kursstörung und Impulsbildung im Vorháltkreis

Bei Regelaufgaben wirkt sich also die Hinzunahme des Beschleunigungsanteiles vorteilhaft aus.

Erwähnt sei nur noch, daß man sich durch eine konstruktive Änderung der Anordnung von Bild 30 auch auf die Ermittlung der Summe $\omega + \epsilon$ beschränken kann.

5. Integrierkreis

Nun beschreiben wir einen Integrierkreis mit Zusatzmasse, der es uns gestattet, die Beschleunigung b eines Fahrzeuges zu

integrieren und somit die jeweilige Fahrgeschwindigkeit v anzugeben.

Das Schema einer derartigen Anordnung zeigt Bild 32.

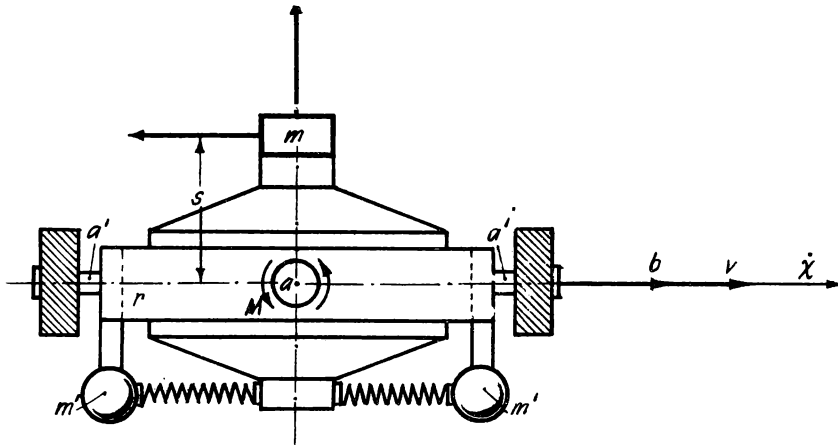


Bild 32
Integrierkreisel mit Zusatzmasse

Die Figurenachse steht quer zu den als gleichgerichtet vorausgesetzten Vektoren b und v . Die Kreiselkappe kann sich in einem Kardanring r um die zu v und zur Figurenachse senkrechte dritte Achse a drehen. Der Kardanring r kann um die in die Richtung der Geschwindigkeit v fallende Achse a' umlaufen, wobei sein Drehwinkel χ an einer Skala abzulesen ist. Die Kreiselkappe trägt eine Zusatzmasse m im Abstand s vom Kardanmittelpunkt, und zum Ausgleich sind noch zwei Massen m' am Kardanring r oder an der mit ihm verbundenen Achse a' exzentrisch angebracht, so daß das Gesamtsystem bei der Drehung $\frac{d\chi}{dt}$ ausgewuchtet ist. Wird das Gerät mit dem Fahrzeug beschleunigt, so entstehen in der Zusatzmasse m und in den Ausgleichsmassen m' D'ALAMBERTSche Kräfte $m \cdot b$, entgegengesetzt zu b . Während nun die Kräfte $m' \cdot b$ lediglich die Lager der Achse a' des Kardanringes r beanspruchen, wirkt die Kraft $m \cdot b$ als Präzessionsmoment $M = m \cdot s \cdot b = m \cdot s \cdot \frac{dv}{dt}$ und dreht somit den eigenen Drehimpulsvektor I und mit ihm den Kardanring r so, daß

$$I \cdot \frac{d\chi}{dt} = M = m \cdot s \cdot \frac{dv}{dt}$$

Daraus folgt durch Integration

$$\chi = \frac{m \cdot s}{I} v ,$$

falls man die Bewegung des Fahrzeuges mit $v = 0$ und die Anzeige des Gerätes mit $\chi = 0$ beginnen läßt (die Federfesselung ist vorgesehen, um den Einfluß der Reibung auszuschalten).

Wir haben Ihnen im vorstehenden eine kurze Beschreibung der Wirkungsweise einiger Kreiselgeräte einfacher Art gegeben. Es sei nochmals betont, daß die genaue Theorie bei jedem der skizzierten Geräte kompliziert ist. Vor allem müßten und müssen die Ingenieure, die solche Geräte entwickeln, eine außerordentliche Sorgfalt bei der Ermittlung und Beseitigung von Fehlerquellen aufbringen, die die Brauchbarkeit der betreffenden Geräte in Frage stellen. Sie werden auch einen Eindruck erhalten haben, daß bei Kreiselgeräten eine sehr hohe Fertigungsgenauigkeit unerlässlich ist und daß dementsprechend die Herstellungskosten hoch sind.

2. Kapitel: Hydraulische Bauelemente

Im vorhergehenden Kapitel lernten Sie einige wichtige mechanische Bauelemente kennen, die in Reglern vorkommen. Dabei beschränkten wir uns auf die Behandlung solcher Anordnungen, die Ihnen in Ihren Lehrbriefen bisher nicht begegneten.

Nun wollen wir uns mit einigen Bauelementen befassen, bei denen eine Flüssigkeit, und zwar Öl, als Energieträger dient. Daher bezeichnet man sie als ölhydraulische oder kürzer als hydraulische Bauelemente (genau genommen ist unter dem Begriff „Hydraulik“ die Lehre von den Strömungsvorgängen des Wassers in Kanälen und Rohrleitungen zu verstehen).

16] Eigenschaften hydraulischer Bauelemente

Ehe wir auf die von uns ausgewählten Anordnungen selbst eingehen, wollen wir uns einen gewissen Überblick über Vorteile und Nachteile hydraulischer Bauelemente verschaffen.

1. Günstige Eigenschaften hydraulischer Bauelemente

a) Stufenlose Regelbarkeit

Besonders einfach ist der stufenlos steuerbare hydraulische Antrieb für geradlinige Bewegungen. Aber auch für drehende Bewegungen besitzt er gegenüber den mechanischen und elektrischen Antrieben oft wesentliche Vorzüge; sei es in bezug auf die Betriebssicherheit oder in bezug auf den Aufwand.

b) Zentrale Steuerung

Eine hydraulische Anlage kann zentral gesteuert werden. Die entsprechenden Bauelemente können auch über relativ große Entfernungen mit der Zentrale durch Rohrleitungen verbunden werden. Bei Benutzung mechanischer Mittel benötigt man in einem solchen Falle umfangreiche Gestänge.

c) Freizügigkeit

Bei der Hydraulik ist man in bezug auf die Anordnung der Bauteile weitgehend freizügig, sofern dies die Rohrleitungen gestatten. Dagegen sind mechanische Getriebe achsengebunden. Die Umlenkung von Bewegungen ist bei mechanischer Anordnung mitunter schwierig.

d) Ruhiger Gang

Bei hydraulischen Anordnungen erfolgt der Ablauf der Bewegung ruhig, da hart ineinandergreifende Maschinenteile fehlen.

e) Leichte Richtungsumkehr

Hydraulische Anordnungen ermöglichen eine Richtungsumkehr und sanftes An- und Auslaufen.

f) Überlastungssicherheit

Hydraulische Anordnungen können vor Bruch und Überlastung einfach geschützt werden.

g) Kleines Trägheitsmoment

Die Trägheitsmomente hydraulischer Anordnungen sind meist erheblich kleiner als bei Anordnungen mit Elektromotoren.

h) Baukastenprinzip

Auch hydraulische Anlagen sind in vielen Fällen aus Normgruppen zusammensetzbar.

2. Nachteile hydraulischer Bauelemente

a) Druckverluste

Durch die Reibung der Flüssigkeit in den Rohrleitungen und dort, wo die Strömung ihre Geschwindigkeit oder ihre Richtung ändert,

entstehen Druckverluste und damit eine Verminderung des Wirkungsgrades.

b) Leckölverluste

Durch die vorhandenen Undichtigkeiten und Spalte ergeben sich innere und äußere Flüssigkeitsverluste (Leckölverluste), die ebenfalls den Wirkungsgrad erniedrigen.

c) Fertigungsgenauigkeit

Bei der Produktion hydraulischer Anordnungen ist eine hohe Fertigungsgenauigkeit erforderlich, um Leckölverluste und andere Nachteile nach Möglichkeit zu vermeiden.

d) Elastizität

Infolge der Verluste und der Kompressibilität des Öles kann man mit einfachen hydraulischen Anordnungen Bewegungen nicht koordinieren. Man ist z.B. nicht in der Lage, auf Drehmaschinen mit einem hydraulisch gesteuerten Vorschub Gewinde einwandfrei zu schneiden.

Weiter ist zu beachten, daß sich im Ölkreislauf Luftpolster bilden können, die erhebliche Beeinträchtigungen der Arbeitsweise mit sich bringen (daher Entlüftung der hydraulischen Bremsen im Kraftwagen).

e) Feuergefährlichkeit

Die als Arbeitsmedium verwendeten Mineralöle sind feuergefährlich.

Zusammenfassung

Auf Grund der angegebenen Eigenschaften haben sich hydraulische Anordnungen in vielen Zweigen der Technik bei den verschiedensten Aufgaben bewährt. Wir müssen uns hier jedoch auf einige in Regelkreisen vorkommende hydraulische Bauelemente beschränken. Dazu kommen noch Beispiele von Hydraulikgeneratoren (Pumpen) und Hydraulikmotoren.

[7] Hydraulische Verstärker

1. Hydraulischer Verstärker mit Doppelkolbenschieber

In den Lehrbriefen „Grundlagen der Regelungstechnik“ fanden Sie u.a. in den Bildern 14 und 15 eine hydraulische Verstärkeranordnung, die hier im Bild 33 wiedergegeben ist. Auf Seite 57 wurde damals festgestellt, daß es sich bei aufgetrennter Rückführung

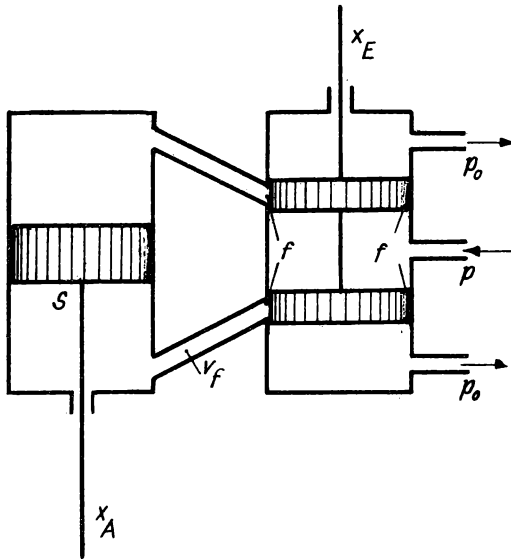


Bild 33
Doppelkolbenschieber als
Verstärker

um ein integralwirkendes Übertragungsglied handelt. In der erwähnten Lehrbriefreihe kam es uns nur auf das Prinzipielle an, und wir haben deshalb vorausgesetzt, daß wir eine ideale Anordnung vor uns haben. Hier wollen wir uns mit dem Verhalten eines realen hydraulischen Verstärkers mit Doppelkolbenschieber genauer befassen. Die damaligen Ausführungen werden wir in drei Punkten erweitern, und zwar in bezug auf die Druckverluste, die Spaltverluste und die Nichtlinearitäten.

a) Druckverluste

Wenn keinerlei Strömungsverluste vorhanden sind, so ist die Kraft F , die bei x_A aufgebracht werden kann, durch die Kolbenfläche S und den Druck p gegeben, der auf sie wirkt. In der Praxis haben wir immer mit Strömungsverlusten zu rechnen, denn eine Flüssigkeit kann nur dann durch ein System strömen, wenn zwischen den beiden Leitungsenden ein Druckunterschied herrscht. Bei kleiner Geschwindigkeit v haben wir die sogenannte laminare Strömung. Wir wollen nur in dem Gebiet arbeiten, in dem laminare Strömung vorhanden ist. Bei Steigerung der Geschwindigkeit setzt bei der kritischen Geschwindigkeit die turbulente Strömung ein. Die kritische Geschwindigkeit sinkt mit abnehmender Zähigkeit ν des Öles und mit zunehmendem Leitungsdurchmesser d . Wie die Erfahrung zeigt, ist eine Strömung laminar, wenn die REYNOLDSche Zahl $R_e < 2300$. Ist dagegen $R_e > 3000$, so muß mit turbulenter Strömung gerechnet werden. Die REYNOLDSche Zahl ergibt sich aus der Beziehung

$$R_e = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta} ,$$

wobei η in kp s/m^2 die dynamische Zähigkeit,

$\frac{\gamma}{g} = \varrho = \frac{910}{9,81} \text{ kp s}^2/\text{m}^4$ die Dichte des von uns gewählten Öles,

v in m/s die Strömungsgeschwindigkeit und

d in m den Leitungsdurchmesser bedeuten.

Mit $d = 10 \text{ mm}$ erhalten wir unter Verwendung von Öl mit $\eta = 2440 \cdot 10^{-6} \text{ kp s/m}^2$ für die kritische Geschwindigkeit v_K

$$v_K = \frac{R_e \cdot \eta}{\varrho \cdot d} = \frac{2320 \cdot 2,44 \cdot 10^{-3}}{92 \cdot 10^{-2}} = 6,1 \text{ m/s}$$

In der obigen Formel wird mit der dynamischen Zähigkeit η gerechnet, während man in der Praxis mit ENGLER-Graden (E^0) arbeitet. Für den Übergang von ENGLER-Graden zur dynamischen Zähigkeit benutzen wir die folgende Beziehung:

$$\eta = 7,6 \cdot 10^{-6} \cdot \varrho \cdot E^0 \left(1 - \frac{1}{E^0}\right)$$

Ist nun bekannt, daß die Strömungsgeschwindigkeit unterhalb des kritischen Wertes liegt, so gelingt uns auch die Berechnung der Druckverluste in einer glatten Leitung. Die hier gültige Beziehung lautet

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot v^2 \cdot \varrho \cdot \ell}{2 d} = \frac{64 \cdot v^2 \cdot \ell \cdot \varrho}{2 R_e \cdot d} ,$$

wobei

ϱ = Dichte des speziellen verwendeten Öles = $92 \text{ kp s}^2/\text{m}^4$

ℓ = Länge der Leitung in Metern

λ = Widerstandszahl = $\frac{64}{R_e}$

Wir geben noch ein Zahlenbeispiel:

Die Leitung habe einen Innendurchmesser von $0,01 \text{ m}$ und eine Länge von $1,0 \text{ m}$, in der das Öl ($\eta = 2,44 \cdot 10^{-3}$ bzw. $4,5 E^0$) mit einer Geschwindigkeit von 2 m/s fließe. Dabei wird

$$R_e = \frac{v \cdot d \cdot \varrho}{\eta} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 92}{2,44 \cdot 10^{-3}} \approx 755 ,$$

wobei

$$\lambda = \frac{64}{755} = 0,085$$

und

$$\Delta p = \frac{0,085 \cdot 4,0 \cdot 92 \cdot 1}{2 \cdot 10^{-2}} = 1560 \text{ kp/m}^2$$
$$= 0,156 \text{ at.}$$

Der Widerstand in dem gewählten Rohre ist also hinreichend klein, so daß wir ihn vernachlässigen können. Wir müssen aber berücksichtigen, daß in den hydraulischen Anordnungen nicht nur gerade, glatte Rohrleitungen, sondern auch gekrümmte Rohre, Knicke und mehr oder minder scharf ausgeprägte Querschnittsveränderungen auftreten. Dann können sich natürlich wesentlich höhere Druckverluste ergeben.

b) Spaltverluste

Wie man aus dem Bild 33 erkennt, liegen auf beiden Seiten des Doppelkolbenschiebers verschiedene Drucke an. Da der Schieber beweglich sein soll, muß er ein gewisses Spiel haben. Dementsprechend strömt durch den Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand Öl hindurch. Der Flüssigkeitsverlust kann für den ringförmigen Spalt (Bild 34) folgendermaßen berechnet werden:

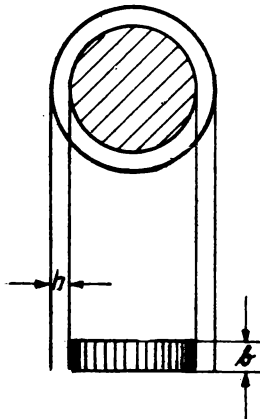


Bild 34
Ringförmiger Spalt

$$Q_{vr} = \frac{\Delta p \cdot h^3 \cdot \pi \cdot d}{12 \cdot \eta \cdot b} \text{ m}^3/\text{s}$$

Für einen geraden Spalt ergibt sich entsprechend

$$Q_{vg} = \frac{\Delta p \cdot h^3 \cdot l}{12 \cdot \eta \cdot b} \text{ m}^3/\text{s} ,$$

wobei

Δp = Druckunterschied zwischen den beiden Seiten des Spaltes in kp/m^2 ,

h = die Spaltweite in m,

b = die Spaltlänge in m (im Bild 34 gleich der Kolbenstärke),

l = die Spaltbreite in m,

η = die dynamische Zähigkeit in kp s/m^2 (E°),

d = den mittleren Spaltdurchmesser in m bedeuten.

Als Beispiel geben wir für einen ringförmigen Spalt folgende Werte vor:

$$\Delta p = 10 \text{ at} = 10 \cdot 10^4 \text{ kp/m}^2$$

$$h = 0,03 \text{ mm} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$\ell = 10 \text{ mm} = 10^{-2} \text{ m}$$

$$d = 30 \text{ mm} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$\eta = 2440 \cdot 10^{-6} \text{ kp s/m}^2 \text{ (4,5 E}^\circ\text{)}$$

$$Q_{vr} = \frac{10^5 \cdot 27 \cdot 10^{-15} \cdot \pi \cdot 3 \cdot 10^{-2}}{12 \cdot 2,44 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2}} = 0,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 0,92 \text{ cm}^3/\text{s}$$

c) Nichtlinearitäten

Nun haben wir uns noch mit einer konstruktiven Frage zu befassen. In der Lehrbriefreihe „Grundlagen der Regelungstechnik“ nahmen wir an, daß sich auch bei sehr kleinen Auslenkungen des Doppelkolbenschiebers der Stellmotor mit einer entsprechend niedrigen Geschwindigkeit bewegt, daß wir also eine integralwirkende Anordnung vor uns haben. Dies ist in der Praxis jedoch nur angenähert der Fall. Man muß nämlich mit Fertigungsungenauigkeiten rechnen, die eine Abweichung von der idealen Charakteristik eines integralwirkenden Gliedes hervorrufen.

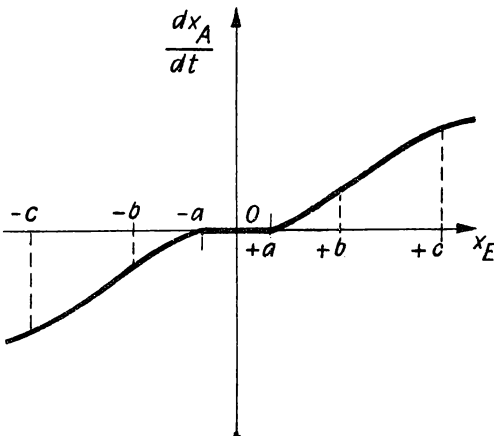


Bild 35
Experimentell aufgenommene
Kennlinie des Doppelkolbens

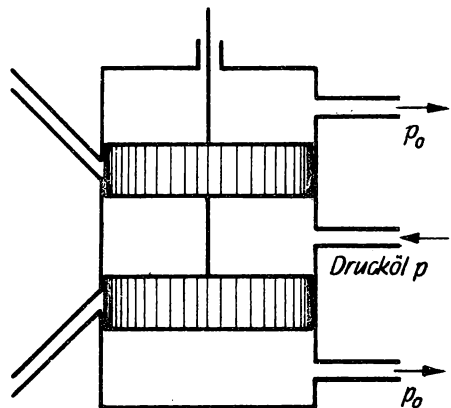


Bild 36
„Überdeckungen“ eines Doppel-
kolbens

Experimentell erhält man etwa die Kennlinie nach Bild 35. Erhebliche Abweichungen von der Charakteristik eines integral-wirkenden Gliedes erhält man, wenn eine große Überdeckung vorhanden ist. Bild 36 zeigt, was darunter zu verstehen ist. Die Doppelkolbenschieber besitzen eine etwas größere Höhe als der Durchmesser der Ölleitungen. Dadurch ergibt sich die folgende wesentlich nichtlineare Charakteristik (Bild 37).

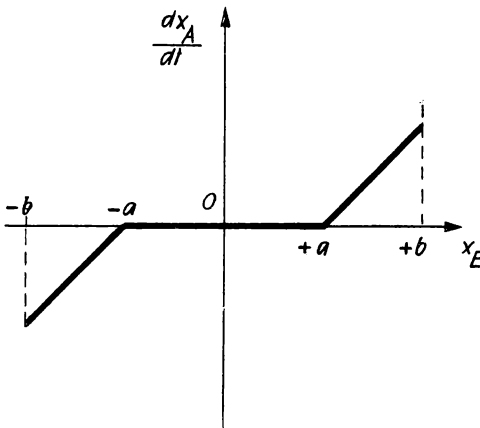


Bild 37
Nichtlineare Charakteristik
eines Doppelkolbens

Die dabei auftretende Unempfindlichkeitszone von $-a$ und $+a$ ist an sich nachteilig. Nun erinnern wir uns aber, daß wir bei dem vorliegenden Verstärker sowohl eine starre als auch eine nachgebende Rückführung benutzt haben (s. 1 Lbf., Grundlagen der Regelungstechnik, Bilder 15 und 16). Aus der angegebenen Anordnung (Bild 16) erhält man nun die starre Rückführung, indem man das Drosselventil im Ölrücklauf schließt und das Vorhandensein der Feder vernachlässigt. In

beiden Fällen wird aber durch die Rückführung ein lokaler geschlossener Kreis gebildet. In der Praxis zeigt sich, daß durch die Losen in den mechanischen Verbindungen bzw. durch die Kompressibilität des Öles in dem lokalen Kreise „wilde“ Schwingungen auftreten können. Hierzu gab K. MAGNUS (Regelungstechnik 1955) die theoretische Begründung und machte Vorschläge zur Vermeidung derartiger Schwingungen. Danach erweist sich u.a. das Vorhandensein einer kleinen Unempfindlichkeitszone als günstig. GARKAWI z.B. empfiehlt eine Überdeckung von 0,3 mm bei einem Schieberdurchmesser von 50 ... 150 mm, um bei einer Anordnung mit einer nachgebenden Rückführung mittels Ölkatarakts „wilde“ Schwingungen in dem lokalen geschlossenen Kreis zu vermeiden. Die günstige Wirkung einer kleinen Unempfindlichkeitszone ist offenbar darin begründet, daß bei kleinen Bewegungen des Doppelkolbenschiebers der Stellmotorkolben nicht betätigt wird.

2. Hydraulischer Verstärker mit Regeldrossel

Um z.B. einen Stellmotorkolben zu steuern, kann man auch die Wirkung einer Drosselung des Ölstromes ausnutzen. Zunächst wollen wir eine konkrete Versuchsanordnung betrachten, um dann genauer zu untersuchen, worauf es ankommt.

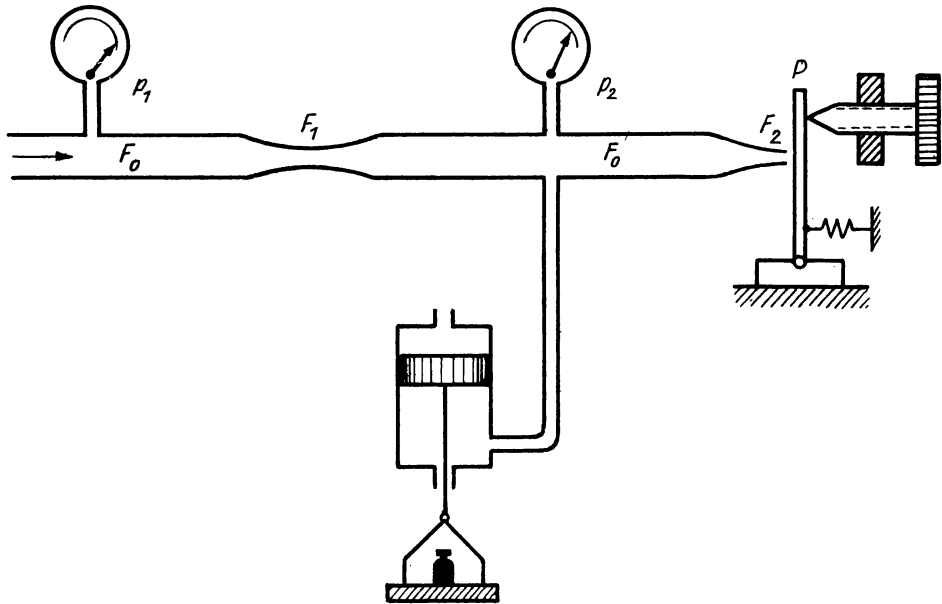


Bild 38
Prinzipielle Darstellung einer Regeldrossel

Von links her strömt das Öl in ein Rohr mit dem Querschnitt F_0 , und zwar unter dem Druck p_1 . Das Rohr weist eine Drosselstelle mit dem Querschnitt F_1 auf, und hinter der Drosselstelle folgt wieder der Rohrquerschnitt F_0 wie am Anfang, in dem nun der Druck p_2 herrscht. Aus einer zweiten Drossel F_2 strömt dann das Öl ins Freie ($p_0 = 0$). Der Widerstand der Drossel kann durch Nähern oder Entfernen der vor dem Ausfluß angebrachten Platte P vergrößert oder verringert werden. In dem Rohrabschnitt zwischen den beiden Drosselstellen ist ein Verbindungsrohr zu einem Kolben angebracht, der durch ein Gewicht oder eine Feder belastet ist und dessen Lage von der Änderung des Drosselwiderstandes F_2 und damit des Druckes p_2 abhängt. Dieses Prinzip wurde in der Praxis unter anderem bei den ARCA-Reglern angewendet. Diese Regler-

bauart besitzt heute in der Ölhydraulik keine große Bedeutung mehr, wohl aber in der Pneumatik. Wir gehen auf diese Anordnung genauer ein, weil sie infolge der geringen Kompressibilität des Öles in ihrer Wirkungsweise leichter zu übersehen ist als die entsprechende pneumatische Anordnung.

Um zu sehen, von welchen Faktoren die Druckänderung p_2 abhängt, stellen wir folgende Betrachtung an. Für das Drosselverfahren ist die örtliche Vergrößerung der kinetischen Strömungsenergie auf Kosten der Druckenergie wesentlich. Durch geeignete Konstruktion der Einrichtungen im Leitungszuge erzwingt man eine Stromeinschnürung vom Leitungsquerschnitt F_0 auf den eingeeengten freien Querschnitt $m \cdot F_0 = F_1$. Dabei wird m das Öffnungsverhältnis genannt.

Dementsprechend wird der Strom von der Geschwindigkeit v_1 in der Leitung auf die Geschwindigkeit v_2 der kontrahierten Strömung erhöht. Dabei wird m so gewählt, daß der Druckabfall („Wirkdruck“) eine zur Messung geeignete Größe erhält.

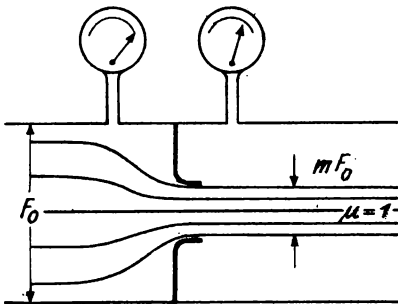


Bild 39
Drosselwirkung einer Düse
mit $\mu = 1$

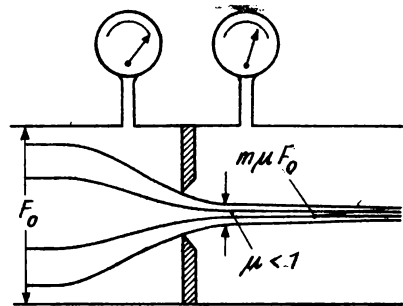


Bild 40
Drosselwirkung einer Blende
mit $\mu < 1$

Zur Drosselung benutzt man Düsen, Blenden und Venturirohre ¹⁾. Bei der Düse tritt, wie Bild 39 zeigt, keine Kontraktion der Strömung hinter der engsten Stelle ein. Die Kontraktionszahl μ ist hier gleich 1. Dagegen stellt man hinter der Blende, wie Bild 40 zeigt, eine weitere Einschnürung des Strahlquerschnittes fest. Hier ist also die Kontraktionszahl μ kleiner als 1.

1) Die Normung dieser Einrichtungen ist im DIN-Blatt 1952, VDI-Durchflußmeßregeln, festgelegt.

Um zu einer genaueren Einsicht zu kommen, betrachten wir die BERNOULLI'sche Gleichung, wobei wir Öl, also ein inkompressibles Medium voraussetzen. Sie lautet

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + h = \text{konst.},$$

wobei folgende Dimensionen gelten:

$$\begin{aligned} p &\text{ in } \text{kp/m}^2 \\ \gamma &\text{ in } \text{kp/m}^3 \\ g &\text{ in } \text{m/s}^2 \end{aligned}$$

Die einzelnen Summanden der linken Gleichung bedeuten

h = Energie der Lage

$\frac{p}{\gamma}$ = Druckenergie

$\frac{v^2}{2g}$ = kinetische Energie

Die BERNOULLI'sche Gleichung sagt also aus, daß in jedem Querschnitt einer stationär und reibungsfrei strömenden Flüssigkeitsmenge der vorhandene Energiebetrag eine unveränderliche Größe darstellt. Für gleiche Höhenlage der Stellen 1 und 2 einer Stromlinie gilt daher die Beziehung

$$p_1 - p_2 = \frac{\gamma}{2g} (v_2^2 - v_1^2) \quad (1)$$

Berücksichtigen wir die Kontinuitätsgleichung

$$v_1 = v_2 \cdot m \cdot \mu, \quad m < 1, \quad \mu < 1, \quad (2)$$

so erhalten wir

$$p_1 - p_2 = \frac{\gamma}{2g} v_2^2 (1 - m^2 \mu^2) \quad (3)$$

bzw.

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \quad (4)$$

Für die Durchflußmenge Q ergibt sich nach $Q = F_0 v_2$

$$Q = \frac{\mu F_0}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \approx \alpha F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \quad (5)$$

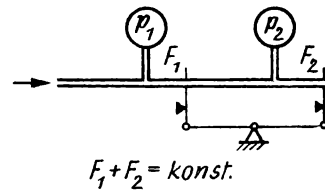
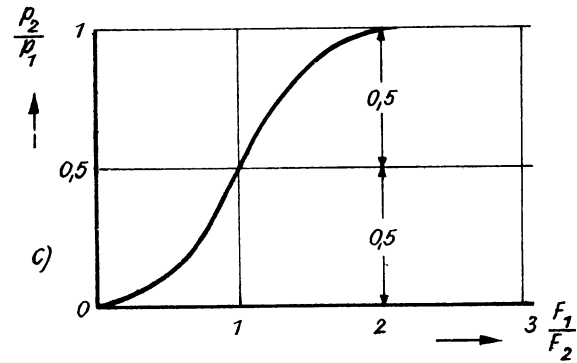
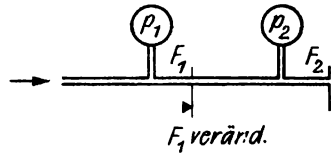
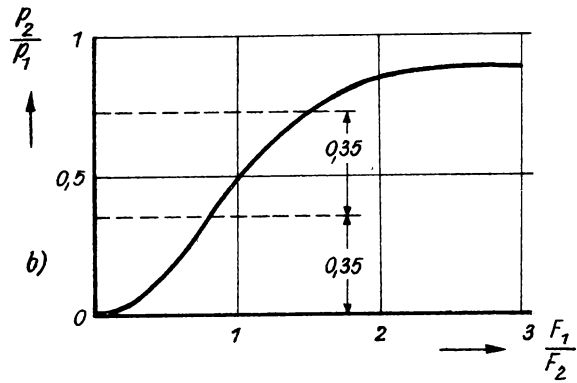
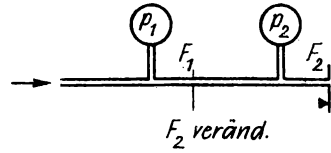
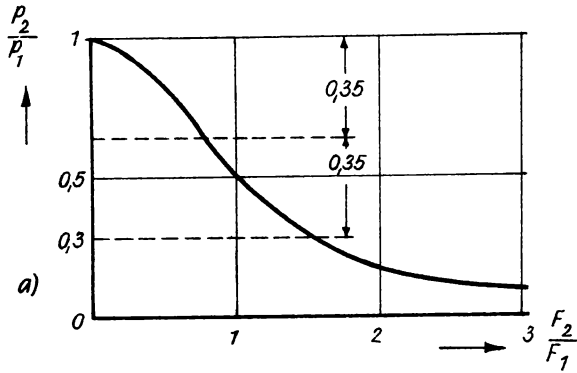


Bild 41

- a) Druckkurve bei Auslaßdrosselung
- b) Druckkurve bei Einlaßdrosselung
- c) Druckkurve bei Ein- und Auslaßdrosselung

Dabei ist α die Durchflußzahl.

Haben wir nun zwei Drosseln mit den Querschnitten F_1 und F_2 , so besteht die Beziehung, falls man $\alpha_1 = \alpha_2$ setzen kann (siehe Bild)

$$F_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} = F_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - 0)} \quad (6)$$

Daraus folgt

$$\frac{p_1 - p_2}{p_2 - 0} = \frac{F_2^2}{F_1^2} \quad (7)$$

$$F_1^2 p_1 - F_1^2 p_2 = F_2^2 p_2 \quad (8)$$

$$F_1^2 p_1 = p_2 (F_2^2 + F_1^2)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{F_1^2}{F_1^2 + F_2^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2} \quad (9)$$

Die letzte Beziehung können wir auf unser Beispiel einer Steuereinrichtung für einen Kolben anwenden (Bild 38), denn dabei wird das Druckgefälle des Öles für zwei hintereinander geschaltete Drosselstellen abgebremst. Von ihnen kann eine (oder auch beide) veränderlich ausgebildet sein. Je nach dem Verhältnis der freien Querschnitte der beiden Drosseln stellt sich in der Verbindungsleitung ein veränderlicher Druck ein, den man auf den Steuermotor wirken läßt. Auf Grund der Formel ist man in der Lage, eine Kurve zu berechnen, die das Verhältnis p_2/p_1 in Abhängigkeit von dem Querschnittsverhältnis F_2/F_1 bzw. F_1/F_2 angibt (Bild 41). Aus den angegebenen Diagrammen ersieht man, daß die Kurven a und b am Ende flach verlaufen, so daß man nur etwa 70 % des vollen Druckgefälles ausnutzen kann. Am Steuerkolben ist demnach nur $\pm 0,35 p_1$ verfügbar. Da der Druck in der Versuchsausführung nur einseitig wirken kann, muß die Bewegung in der anderen Richtung durch Feder- oder Gewichtskraft erfolgen. Also muß $0,35 p_1$ durch Federn oder Gewicht ausgewogen werden, damit die Verstellkraft und die Verstellgeschwindigkeit nach beiden Seiten annähernd gleich ist.

Günstiger liegen die Verhältnisse, wenn man Einlaß- und Auslaß-drossel benutzt. Dann ist als Verstellkraft nahezu $\pm 0,5 p_1$ verfügbar. Doch ist in diesem Falle die Konstruktion komplizierter.

3. Hydraulischer Verstärker mit Strahlrohr

Wir betrachten zunächst einen Flüssigkeitsstrahl (Ölstrahl), der aus einer Düse mit hohem Druck senkrecht auf eine starre, ebene Platte auftritt. Bei gleichförmiger Bewegung des Öles ist die auf die Fläche ausgeübte Kraft

$$P = M \cdot v = \rho \cdot F \cdot v^2 = \rho \cdot v \cdot Q$$

Hierbei bedeuten

M die Masse des je Sekunde durch die Düse strömenden Öles in kp s/m,

v die Geschwindigkeit des Ölstromes in m/s ,

ρ die Dichte des Öles in $\text{kp s}^2/\text{m}^4$

F den Strömungsquerschnitt in m^2 und

Q die durch die Düse sekundlich hindurchtretende Ölmenge in m^3/s .

Beispielsweise ergibt sich mit

$$\rho = \frac{920}{9,81} \text{ kp s}^2/\text{m}^4, \quad v = 10 \text{ m/s} \quad \text{und} \quad Q = 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

eine Kraft von

$$P = 92 \cdot 10 \cdot 10^{-4} = 0,092 \text{ kp}$$

Von diesen Verhältnissen macht man beim Strahlrohr Gebrauch, das heute den Doppelkolbenschieber weitgehend verdrängt hat.

In den Bildern 42a,b,c sehen Sie schematisch das Grundprinzip des Strahlrohres. In Bild 42a strömt ein Ölstrahl unter einem hohen Druck p_0 symmetrisch in zwei Auffangdüsen, und in den beiden Rohren herrscht der gleiche Druck ($p_1=p_2$). Wenn wir die Düse des Strahlrohres so verschieben, daß der Ölstrahl auf die linke Auffangdüse gerichtet ist (Bild 42b), so wird offensichtlich der Druck p_1 in dem linken Rohr größer als der Druck p_2 im rechten. Das Umgekehrte tritt ein, wenn wir den Ölstrahl auf die rechte Auffangdüse richten (Bild 42c).

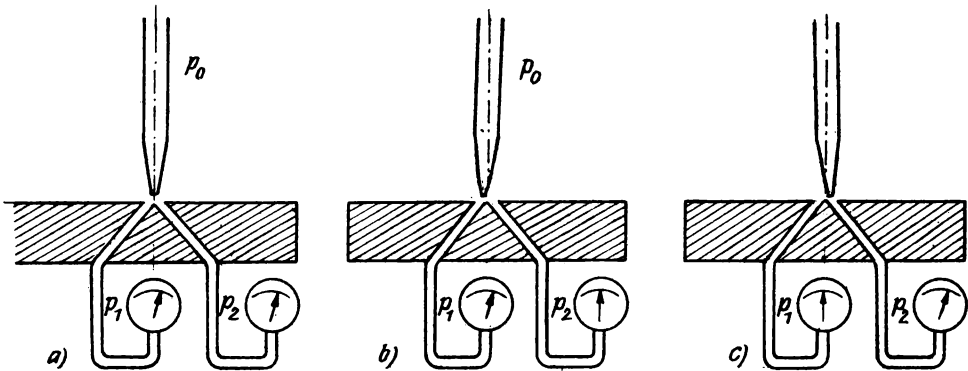


Bild 42a,b,c
Stellungen des Strahlrohres
a) Mittelstellung des Strahlrohres ($p_1 = p_2$)
b) Strahlrohr nach links ausgelenkt ($p_1 > p_2$)
c) Strahlrohr nach rechts ausgelenkt ($p_1 < p_2$)

Tragen wir den in beiden Röhren entstehenden Druck in Abhängigkeit von der Verschiebung des eigentlichen Strahlrohres auf, so erhalten wir die in Bild 43 gezeichneten Kurven. Dabei ist p_0

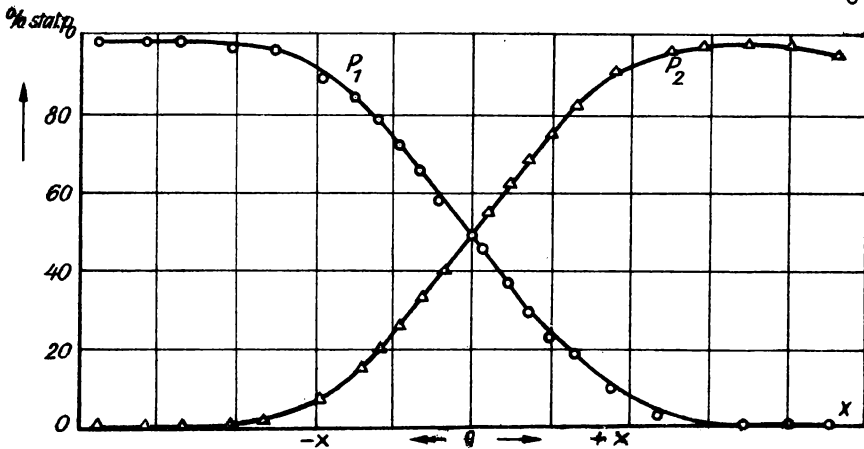


Bild 43
Statische Charakteristik des Strahlrohres

der im Strahlrohr herrschende Druck. Die beiden im Bild 43 gezeichneten Kurven können wir in eine zusammenfassen, die uns damit den jeweils vorhandenen Differenzdruck Δp liefert (Bild 44).

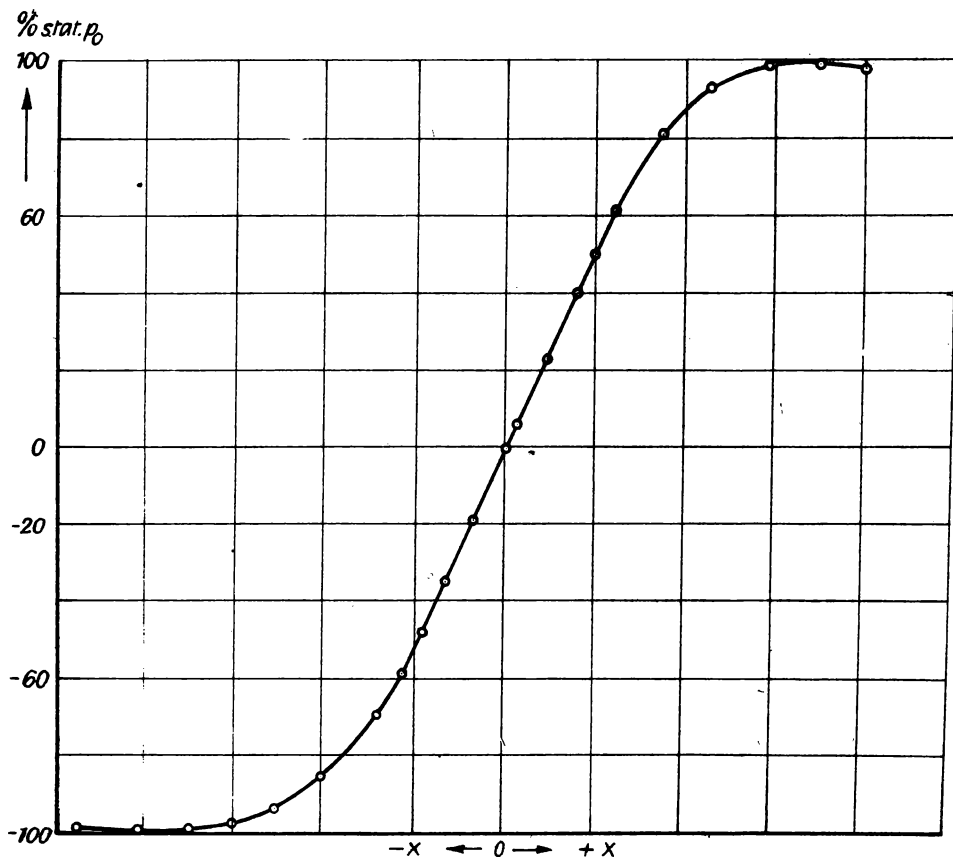


Bild 44
Verlauf des Differenzdruckes Δp

Nun wollen wir Ihnen zwei Anordnungen bringen, die unter Benutzung des Strahlrohres arbeiten.

Ein Strahlrohr betätigt unmittelbar den Stellmotorkolben (Bild 45). In dem Bild 45 bedeuten (1) die Drehachse des Strahlrohres, (2) die Zentrierfedern, (3) das Strahlrohr, (4) die Ausströmdüse, (5) die Auffangdüsen und (6) den Kolben des Stellmotors.

Bei der Aufnahme des Differenzdruckes auf beiden Seiten des Kolbens in Abhängigkeit von der Auslenkung des Strahlrohres erhalten wir hier natürlich eine andere Druckabhängigkeit als bei der Anordnung nach Bild 42, da dort die Rohre durch die

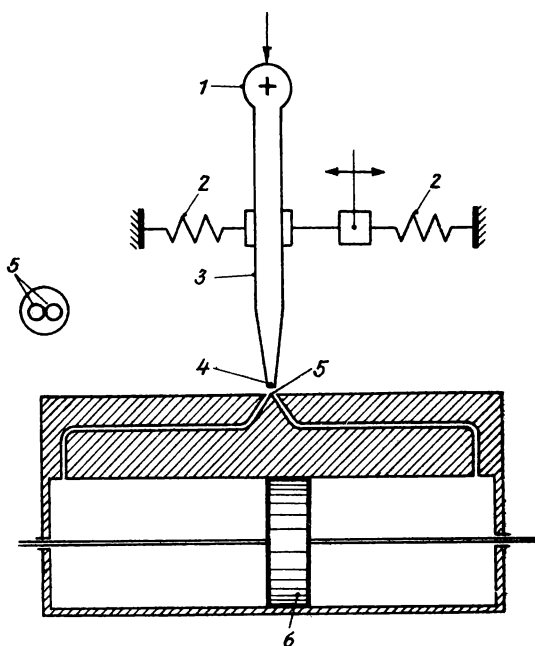
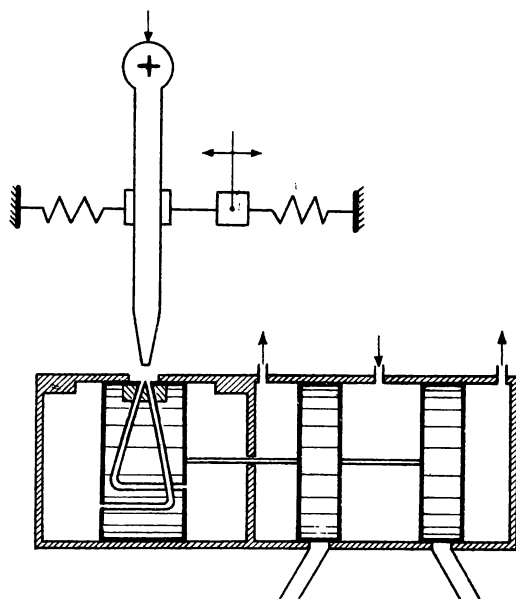


Bild 45
Strahlrohr mit Stellmotorkolben



Meßinstrumente abgeschlossen waren. Bei der Anordnung nach Bild 45 bekommen wir nur dann den Druckverlauf wie in Bild 44 gezeichnet, wenn wir den Kolben festsetzen.

Offensichtlich ist diese Anordnung nur bei bescheideneren Anforderungen einsetzbar. Stellt man höhere Ansprüche, beispielsweise bei genauen Folgesystemen, so benutzt man etwa das Strahlrohr in Zusammenarbeit mit Hilfskolben und Doppelkolbenschieber (Bild 46). Hier ist also ein Hilfskolben und außerdem ein Doppelkolben, wie wir ihn schon kennen gelernt haben, vorhanden. Bei jeder Auslenkung des Strahlrohres aus seiner neutralen Lage, also bei einer Störung der Symmetrie in bezug auf die beiden Auffangdüsen, bewegt sich der Hilfskolben entsprechend der Bewegung des Strahlrohres, und zwar infolge der

Bild 46
Strahlrohr mit Hilfskolben und Doppelkolben

Wirkung des Ölstrahles. Der Hilfskolben sucht also immer eine solche Lage einzunehmen, daß seine Auffangdüsen symmetrisch zum Ölstrahl stehen. Mit dem Hilfskolben ist der Doppelkolbenschieber starr verbunden. Bei dieser Anordnung wird ein hoher Verstärkungsfaktor erreicht.

Aus dem konstruktiven Aufbau des Strahlrohres und den zugehörigen Einrichtungen ist unschwer zu erkennen, daß die mit ihm ausgerüsteten Anordnungen eine große Ansprechempfindlichkeit besitzen. Dies ist einer der Gründe, weshalb das Strahlrohr in der Praxis große Verbreitung gefunden hat.

In einem Punkte unterscheidet sich eine Anordnung unter Verwendung des Strahlrohres wesentlich von der Doppelkolbenanordnung ohne Rückführung, wie sie in Bild 33 gezeigt ist.

Wir müssen nämlich berücksichtigen, daß das Strahlrohr ein schwingungsfähiges mechanisches System darstellt. Die Bewegung des Strahlrohres ist gedämpft, da es sich in einem Ölbad befindet. Man kann sie angenähert durch eine gewöhnliche Dgl. 2. Ordnung mit konst. Koeffizienten beschreiben

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + D \frac{d\theta}{dt} + k\theta = f(t)$$

Dabei ist

- J das Trägheitsmoment des Strahlrohres in bezug auf seine Drehachse,
- D Dämpfungskoeffizient
- θ der Drehwinkel.

Diese Gleichung können wir noch etwas umformen, indem wir die Beziehung

$$\theta = \frac{x}{L_{STr}}$$

benutzen.

Die Länge des Strahlrohres vom Drehpunkt bis zur Ausströmdüse wird hierbei mit L_{STr} bezeichnet, während x eine kleine seitliche Auslenkung des Strahlrohres bedeutet.

Für die Übertragungsfunktion $KW(p)$ erhalten wir

$$KW(p) = \frac{L_{STr}}{J \cdot p^2 + Dp + k} = \frac{K}{\frac{1}{\omega_n^2} p^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} p + 1}$$

Hier ist ω_n die Frequenz der freien ungedämpften Schwingungen und ξ ein dimensionsloser Koeffizient.

Für ein Strahlrohr von einer Länge von 21,5 cm und bei zwei Werten von k , nämlich 220 cm kp/rad und 450 cm kp/rad, wurden nun die logarithmischen Amplituden-Phasencharakteristiken experimentell ermittelt. Die erhaltenen Werte sind im Bild 47 aufgetragen.

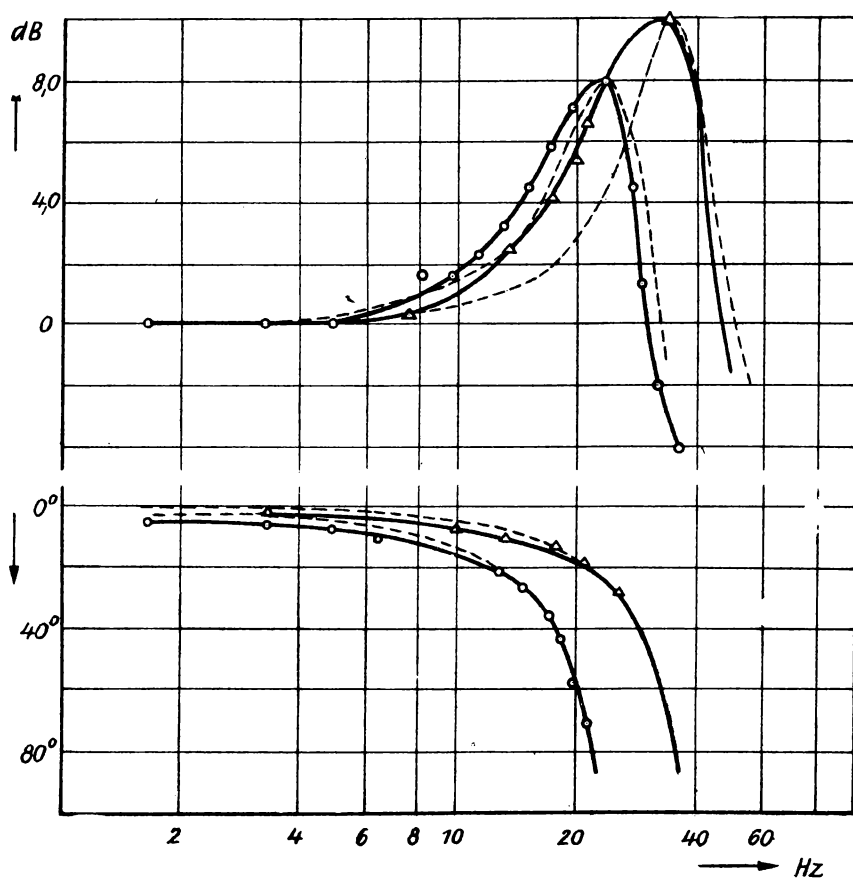


Bild 47

Experimentell gewonnene Kurven der Amplituden-Phasencharakteristik eines Strahlrohres für zwei Werte von k

Die kleinen Dreiecke beziehen sich auf $k = 220$ cm kp/rad und die kleinen Kreise auf $k = 450$ cm kp/rad. Es zeigt sich, daß unter Voraussetzung von $k = 220$ cm kp/rad eine Resonanzfrequenz

von 24,2 Hz auftritt, während sie bei $k = 450 \text{ cm kp/rad}$ 36,7 Hz beträgt.

Nun wurde noch versucht, die Koeffizienten der Gleichung so zu wählen, daß die Beziehung für $KW(p)$ die experimentellen Kurven möglichst gut annähern.

Mit $k = 220 \text{ cm kp/rad}$, $\omega_n = 24,2 \text{ Hz}$ und $\xi = 0,2$ erhält man die Gleichung

$$W(j\omega) = \frac{1}{-4,32 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^2 + 2,63 \cdot 10^{-3} j\omega + 1} ,$$

während sich mit $k = 450 \text{ cm kp/rad}$, $\omega_n = 36,7 \text{ Hz}$ und $\xi = 0,16$ ergibt

$$W(j\omega) = \frac{1}{-1,87 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^2 + 1,37 \cdot 10^{-3} j\omega + 1}$$

Die damit erhaltenen Kurven sind im Bild 47 gestrichelt eingetragen.

LITERATURVERZEICHNIS

- SIEKER, K.H. Einfache Getriebe, Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portig K.G., Leipzig 1950
- TOLLE Regelung der Kraftmaschinen, Julius Springer, Berlin 1921
- GRAMMEL Der Kreisel, Seine Theorie und seine Anwendungen, 2. Auflage, 2. Band, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1950
- WÜNSCH, G. Regler für Druck und Menge, Verlag von R. Oldenbourg, München und Berlin 1930
- HOFFMANN, G. Einführung in die Hydraulik, VEB Verlag Technik, Berlin 1953
- CHAIMOWITSCH, E.M. Ölhydraulik, Grundlagen und Anwendung (Übers. aus. d. Russ.), Verlag Technik, Berlin 1957

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
Einleitung	1
I. Teil: Nichtelektrische Bauelemente	2
1. Kapitel: Mechanische Bauelemente	2
1 Einfache mechanische Recheneinrichtungen	2
2 Mechanische Drehzahlmesser	8
3 Kreisel	16
4 Verhalten des Kreisels	20
5 Kreiselgeräte	29
2. Kapitel: Hydraulische Bauelemente	40
6 Eigenschaften hydraulischer Bauelemente	40
7 Hydraulische Verstärker	42
Literaturverzeichnis	60

LEHRBRIEFE FÜR DAS FERNSTUDIUM

HERAUSGEGEBEN

VON DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT DRESDEN

BAUELEMENTE DER REGELUNGSTECHNIK

2. LEHRBRIEF • Unveränderter Nachdruck 1962



VEB VERLAG TECHNIK BERLIN

BAUELEMENTE DER REGELUNGSTECHNIK

2. LEHRBRIEF · Unveränderter Nachdruck 1962

von Dr. phil. **Heinrich Kindler**
Professor mit Lehrstuhl
und Direktor des Instituts für Regelungstechnik
der Technischen Universität Dresden

Bearbeitet für das Fernstudium
von Dipl.-Gwl. **Helmut Wiesenhütter**
wissenschaftlicher Mitarbeiter
der Hauptabteilung Fern- und Abendstudium
der Technischen Universität Dresden



VEB VERLAG TECHNIK BERLIN 1962

VT-Bestell-Nr. 9 188/2 · Auflage 900 Expl. · Veröffentlicht unter Ag 628/209/62/DDR
Verfaßt für die Hauptabteilung Fern- und Abendstudium der Technischen Universität Dresden · Heraus-
gegeben im Auftrag des Staatssekretariats für das Hoch- und Fachschulwesen der Deutschen Demo-
kratischen Republik von der Technischen Universität Dresden · Verlag und Vertrieb: VEB Verlag
Technik, Berlin · Im Offsetdruck hergestellt von dem VEB Druckerei „Thomas Münzer“ Bad Langensalza

2. Kapitel: Hydraulische Bauelemente (Fortsetzung)

18) Ölpumpen und Hydromotore

Bei der bisherigen Behandlung hydraulischer Einrichtungen hatten wir das Vorhandensein des erforderlichen Öldrucks vorausgesetzt. Nun wollen wir auf die Frage eingehen, wie man Ölpumpen für kontinuierlich drehende Bewegung aufbaut, die den gewünschten gleichmäßigen Öldruck erzeugen. Im folgenden betrachten wir drei Ausführungsformen, nämlich

1. Räderkapselwerke,
2. Flügelkapselwerke,
3. Kolbenkapselwerke.

Wir beschränken uns darauf, aus jeder Gruppe einen typischen Vertreter zu behandeln.

1. Räderkapselwerke (Zahnradpumpe)

a) Ausführungsform einer Zahnradpumpe

Die bekannteste Form des Räderkapselwerkes ist die Zahnradpumpe.

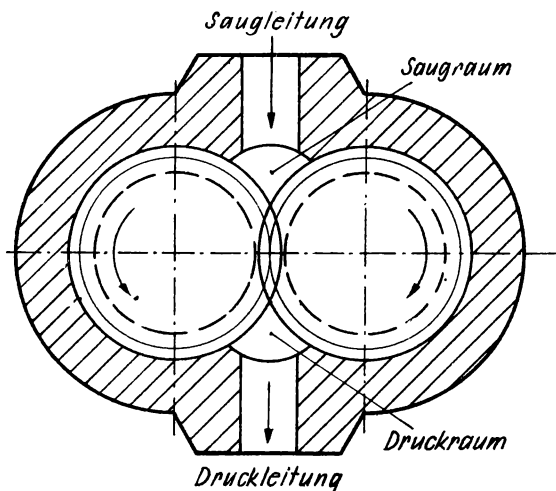


Bild 48
Schema einer Zahnradpumpe

Bild 48 zeigt die schematische Darstellung einer solchen Pumpe. Zwei miteinander kämmende Zahnräder mit Außenverzahnung sind im Gehäuse so angeordnet, daß am Umfang und an den Stirnflächen kein Öl überströmen kann.

Ein Öltransport ist nur bei der Rotation der Zahnräder möglich. Die Zahnücken beider Räder fördern das Öl von der Saugleitung in die Druckleitung.

Es ergeben sich dadurch gewisse Schwankungen in der Fördermenge, wie sie aus Bild 49 zu erkennen sind.

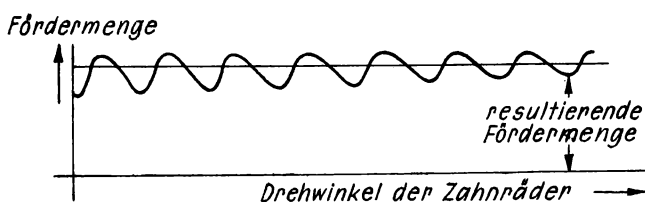


Bild 49
Flüssigkeitsverdrängung der Zahnradpumpe

Man könnte daran denken, die Zähnezahl zu erhöhen, weil dann bei konstant gehaltener Drehzahl der Räder die Gleichmäßigkeit in der Förderung erhöht wird. In der Praxis geht man allerdings mit der Zähnezahl über 30 kaum hinaus, weil bei gleichbleibendem Zahnraddurchmesser und steigender Zähnezahl die Fördermenge abnimmt. Bei der Herstellung von Zahnradpumpen ist eine sorgfältige Fertigung (u.a. auch glatte Oberfläche) erforderlich. Um die Geräusche klein zu halten, wendet man häufig eine Schrägverzahnung an. Doch darf der Schrägungswinkel gegen die Achse $10 \dots 20^\circ$ nicht übersteigen, weil sonst durch die Zahnücke eine Verbindung zwischen Druck- und Saugraum hergestellt würde.

Bei Verwendung von Zahnrädern mit gerader Evolventenverzahnung dienen immer, dem Überdeckungsgrad entsprechend, mehrere Zahn-

ab. Damit in den Zellen keine zu hohen Drücke entstehen, die beträchtliche Erwärmung, Geräusche und Einbußen im Wirkungsgrad hervorrufen, muß das in den Zahnücken eingeschlossene Öl entweichen können. Konstruktiv erreicht man das, indem man z.B. die Zahnräder mit radialer Bohrung versieht. Die Bohrungen laufen vom Zahngrund zu Ausgleichskammern, die mit dem Druckraum bzw. Saugraum verbunden sind (Bild 50).

Man kann aber auch sogenannte Entlastungsnuten anbringen, die sich an den Stirnflächen des Gehäuses befinden (Bild 51). Die Entlastungsnuten sollen eine Weite besitzen, die 0,8 der Zahnteilung beträgt, und sollen soweit an die Mittellinie beider Zahnräder herangeführt werden, daß noch ein Steg von der Größe der halben Teilung stehen bleibt. Für die Tiefe der Entlastungsnuten wählt man $1/4$ der Zahnteilung.

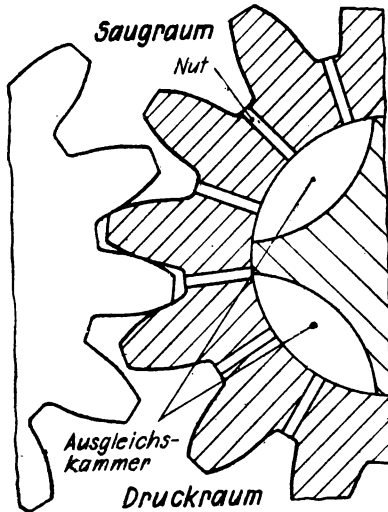


Bild 50
Druckentlastung durch Bohrungen
im Zahngrund

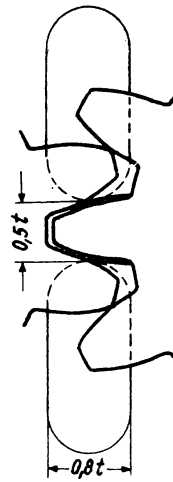


Bild 51
Druckentlastungen durch Nuten
in den Deckeln

Unter Berücksichtigung der eben angedeuteten Gesichtspunkte baut man Zahnradpumpen bis zu etwa 100 atü serienmäßig. Der Wirkungsgrad liegt bei ungefähr 70 %.

Wie sich aus Bild 48 ergibt, sind einfache Zahnradpumpen nicht regelbar. Sie fördern bei konstanter Drehzahl, konstantem Druck und konstanter Zähigkeit des Öles auch ein konstantes Volumen. Um Ihnen einen Anhalt zu geben, wie in der Praxis Zahnradpumpen dimensioniert werden, führen wir die Hauptdaten einer bestimmten Ausführung an. Sie arbeitet mit 1450 Umdrehungen pro Minute, einem Öldruck von 24 atü und je nach Größe mit einer Fördermenge von 18 ... 125 l/min.

b) Berechnung von Zahnradpumpen

Bei der Berechnung von Zahnradpumpen interessiert uns, wenn die gewünschten Daten vorgegeben sind, vor allem die Antriebsleistung N , das Antriebsdrehmoment M_d und die Fördermenge Q .

Wenn

- f = Querschnitt einer Verdrängerzelle in cm^2 ,
- b = Breite des Zahnes in cm ,
- z = Zähnezahl des Rades,
- n = Umdrehungen je min sind,

so errechnet sich die Fördermenge Q_1 einer Zahnradpumpe zunächst ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades η nach der Beziehung

$$Q_1 = \frac{2 f b z n}{1000} \text{ l/min}$$

Eine genaue Ermittlung des Querschnitts f einer Verdrängerzelle bereitet Mühe. Man kann eine angenäherte Berechnung durchführen, wenn man annimmt, daß Zahnvolumen und Lückenvolumen gleich groß sind. Dann ist das Verdrängungsvolumen, d.h. die Fördermenge bei einer Umdrehung,

$$Q_1 = \frac{S b n}{1000} \text{ l/min}$$

Hierbei ist

$$S = \text{eine Ringfläche} = \left(D_k^2 - D_f^2 \right) \frac{\pi}{4} \text{ cm}^2$$

$$D_k = \text{Kopfkreisdurchmesser} = m(z + 2) \text{ cm}$$

$$D_f = \text{Fußkreisdurchmesser} = m(z - 2,166) \text{ cm}$$

$$m = \text{Modul} = \frac{\text{Teilung}}{\pi} = \frac{t}{\pi} \text{ cm}$$

In der Praxis interessiert außer der Fördermenge auch die bei einem vorgegebenen Druck aufzubringende Antriebsleistung N . Es gilt für die Antriebsleistung N_1 (ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades η)

$$N_1 = Q p = 2 f b z n p \text{ in } \frac{\text{cm kp}}{\text{min}}$$

bzw.

$$N_1 = \frac{2 f b z n p}{60 \cdot 102 \cdot 100} \text{ in kW}$$

Das zum Antrieb der Pumpe erforderliche Drehmoment M_{d1} (wieder ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades η) beträgt

$$M_{d1} = \frac{N 60 \cdot 102 \cdot 100}{2 \pi n} \text{ in cm kp}$$

oder

$$M_{d1} = \frac{2 \cdot 60 \cdot 102 \cdot 100 f b z n p}{2 \cdot 60 \cdot 102 \cdot 100 \pi n} = \frac{f b z p}{\pi} \text{ cm kp}$$

Bisher haben wir nun weder den mechanischen Wirkungsgrad η_m noch den hydraulischen Wirkungsgrad η_h berücksichtigt. Tun wir dies, so erhalten wir bei der Pumpe die Fördermenge Q

$$Q = \frac{2 f b z n \eta_h}{1000} \text{ l/min}$$

und schließlich das Antriebsdrehmoment M_d

$$M_d = \frac{f \cdot b \cdot z \cdot p}{\pi \cdot \eta_m}$$

Wie im Abschnitt [7] erwähnt wurde, haben Pumpen, die mit größerem Druck arbeiten, einen ungünstigeren hydraulischen Wirkungsgrad als solche, die nur einen geringen Druck abgeben.

c) Zahlenbeispiel

Für eine bestimmte Zahnradpumpe liegen folgende Daten vor:

Zähnezahl	$z = 26,$
Zahnbreite	$b = 30 \text{ mm},$
Modul	$m = 2,5 \text{ mm},$
Drehzahl	$n = 570 \text{ U/min},$
Teilkreis	$D_t = m \cdot Z = 2,5 \cdot 26 = 65 \text{ mm } \emptyset,$
Kopfkreis	$D_k = D_t + 2 \cdot m = 65 + 5 = 70 \text{ mm } \emptyset,$
Fußkreis	$D_f = D_t - 2,166 \cdot m = 65 - 5,42 = 59,58 \text{ } \emptyset,$
Fläche	$S_k = 38,5 \text{ cm}^2,$
Fläche	$S_f = 28,0 \text{ cm}^2,$
Ringfläche	$S = S_k - S_f = 10,5 \text{ cm}^2,$
Druck	$\eta_p = 10 \text{ kp/cm}^2.$

Der mechanische und hydraulische Wirkungsgrad sei $\eta_m = 0,9$ und $\eta_h = 0,85$. Gesucht sind die Fördermenge Q , das Drehmoment M_d und die Antriebsleistung N .

Zuerst berechnen wir den Querschnitt f der Förderzelle

$$f = \frac{S \cdot 0,94}{2 \cdot z},$$

dabei ist 0,94 ein Korrekturfaktor wegen des vorhandenen Spieles zwischen Fuß- und Kopfkreis der Räder

$$f = \frac{10,5 \cdot 0,94}{52} = 0,19 \text{ cm}^2$$

Die Fördermenge Q ergibt sich mit

$$Q = \frac{0,19 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 26 \cdot 570 \cdot 0,85}{1000} = 14,4 \text{ l/min}$$

Für das Drehmoment M_d erhalten wir

$$M_d = \frac{0,19 \cdot 3 \cdot 26 \cdot 10}{3,14 \cdot 0,9} = 52 \text{ cm kp}$$

Die Antriebsleistung N errechnet sich zu

$$N = \frac{0,19 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 26 \cdot 570 \cdot 10}{60 \cdot 102 \cdot 100 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 0,36 \text{ kW}$$

2. Flügelkapselwerke

Bei dieser Pumpenart ist eine zylindrische Trommel mit radialen Schlitten in einem Gehäuse mit größerem Durchmesser exzentrisch angebracht. In den radialen Schlitten werden Scheiben (Flügel) geführt, wodurch der Raum zwischen Gehäuse und Trommel in Zellen eingeteilt wird, und zwar in die Förderzellen. Durch die exzentrische Lagerung der Trommel im Gehäuse wird bei einer Drehung der Trommel das Volumen der Förderzelle verändert.

Flügelkapselwerke haben den Vorteil, daß sie mit veränderlichem Förderstrom bei konstanter Drehzahl betrieben werden können, was bei der Zahnradpumpe in dieser Form nicht möglich ist. Dafür hat man in Kauf zu nehmen, daß die Flügelkapselwerke komplizierter aufgebaut sind und dementsprechend höhere Anschaffungskosten bedingen.

Flügelkapselwerke werden so ausgelegt, daß man Drücke von etwa 10 atü erhält.

a) Beschreibung der ENOR-Pumpe

Wir beschränken uns auf die Behandlung der ENOR-Pumpe (Bild 52). Es handelt sich hier um ein Flügelkapselwerk. Die Trommel a wird von der Antriebswelle b getrieben. In der Trommel befindet sich eine Anzahl von Schlitten, in denen Schieber c angeordnet sind. Jeder der Schieber c trägt zwei Zapfen d mit Ringteilen e , die in kreisrunden Nuten des Gehäuses k geführt sind. Das Gehäuse ist an seinem inneren Umfang so ausgebildet, daß jeweils nur zwei der durch die Ringteile geführten Schieber im oberen und unteren Bereich an der Gehäusewand abdichten können. Da nun das Gehäuse exzentrisch zur Antriebswelle bzw. zur Trommel verschoben werden kann, findet bei einer Trommeldrehung eine Flüssigkeitsförderung statt. Bild 52 zeigt einen Schnitt durch die ENOR-Pumpe. Die Fördermenge ist von der Größe der Exzentrizität abhängig.

b) Berechnung von Flügelkapselwerken

An einem Zahlenbeispiel wollen wir die Fördermenge, das Antriebsdrehmoment und die Antriebsleistung eines Flügelkapselwerkes, das

als Pumpe arbeitet, kennenlernen. Bei den folgenden Gleichungen verwenden wir die nachstehenden Bezeichnungen:

- D = Gehäusedurchmesser in cm ,
- ε = Exzentrizität in cm ,
- b = Trommelbreite in cm ,
- p = Druck der Flüssigkeit in kp/cm^2 ,
- n = Drehzahl der Trommel in U/min ,
- η_m = mechanischer Wirkungsgrad ,
- η_h = hydraulischer Wirkungsgrad .

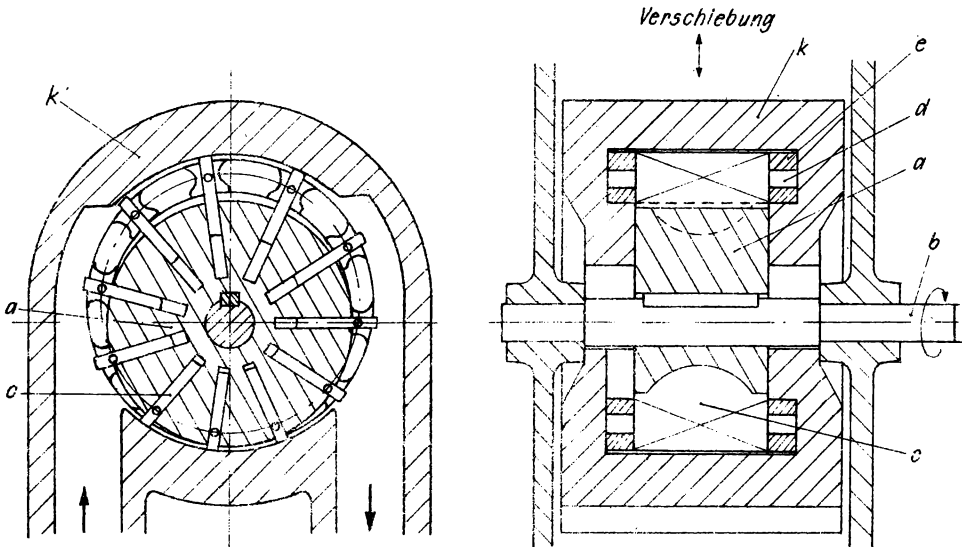


Bild 52
Schematische Darstellung eines Flügelkapselwerkes
(ENOR-Pumpe)

Die Fördermenge Q ermitteln wir aus der Beziehung

$$Q = \frac{2 \pi D \varepsilon b n \eta_h}{1000} \text{ l/min ,}$$

für das Antriebsmoment M_d erhalten wir

$$M_d = \frac{D \varepsilon b p}{\eta_m} \text{ kpm ,}$$

und für die Antriebsleistung N ergibt sich

$$N = \frac{2 \pi D \varepsilon b n p}{100 \cdot 60 \cdot 102 \eta_m \eta_h} \text{ kW}$$

c) Zahlenbeispiel

Wir geben folgende Werte vor:

$$D = 10 \text{ cm}, \quad \varepsilon = 0,3 \text{ cm}, \quad b = 5 \text{ cm}, \quad p = 10 \text{ kp/cm}^2, \\ n = 300 \text{ U/min}, \quad \eta_h = 0,9, \quad \eta_m = 0,9.$$

Wir erhalten für die Fördermenge Q

$$Q = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 0,9}{1000} = 25,4 \text{ l/min},$$

für das Antriebsmoment M_d

$$M_d = \frac{10 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot 10}{0,9} = 1,66 \text{ kpm},$$

für die Leistung N

$$N = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 300}{100 \cdot 60 \cdot 102 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 0,57 \text{ kW}$$

3. Kolbenkapselwerke

Nun betrachten wir noch eine Ausführung eines als Ölpumpe arbeitenden Kolbenkapselwerkes. Bei den Kolbenkapselwerken sind stets mehrere Zylinder radial, tangential oder axial zur Triebwelle angeordnet. Man verwendet eine ungerade, möglichst große Zahl von Zylindern, um die Gleichmäßigkeit der Förderung zu erhöhen.

Wir bemerken, daß Kolbenkapselwerke auch als Hydromotoren arbeiten können, wenn ihnen Öl unter entsprechendem Druck zugeführt wird. Nach diesem Prinzip aufgebaute Hydromotoren werden häufig benutzt. Die Hydromotoren besitzen gegenüber dem Elektromotor bei gleicher Leistung wesentlich geringere Abmessungen. Bei einem bestimmten Typ ergibt sich bei einem Trägheitsmoment von $0,2 \text{ cmgs}^2$ eine Leistung von $1,4 \text{ kW}$, dabei beträgt das Gewicht des Motors aber nur $0,89 \text{ kg}$ (!).

Man muß aber beachten, daß bei jeder Anlage ein Elektromotor entsprechender Leistung vorhanden sein muß, um für den Pumpendruck

zu sorgen, so daß das „Leistungsgewicht“ aus der Summe von Elektromotor und Hydromotor zu bilden wäre.

a) Arbeitsweise einer JAHNS-THOMA-Pumpe

Nun wollen wir auf die Wirkungsweise einer JAHNS-THOMA-Pumpe eingehen. Die Erzeugung der Hubbewegung der Kolben in den Zylindern und die Steuerung der Fördermenge erläutern wir an Hand Bild 53. Der Zylinderblock a wird über ein doppeltes Kreuzgelenk c von der Antriebswelle b angetrieben. In dem Zylinderblock sind axiale zylindrische Bohrungen in ungerader Zahl um die Mittelachse herum angeordnet. In diesen Zylindern können die Kolben d durch die kugelig angelenkten Kolbenstangen e verschoben werden. Die Stirnseite des Zylinderblockes wird dort, wo die Zylinderbohrungen herausführen, durch eine Feder gegen den Steuerspiegel f des Rahmens g der Pumpe gedrückt. Durch Antrieb der Welle versetzen wir den Zylinderblock in Rotation. Die Kolben d führen dabei Hubbewegungen aus, deren Größe von der Schiefstellung des Pumpenrahmens abhängig ist. Die gewünschte Schiefstellung kann durch eine Gewindespindel bewirkt werden. Damit eine Pumpenwirkung eintritt, muß erst das Öl zugeführt, von der Leitung angesaugt und dann an einer Stelle durch die Bewegung des Kolbens ausgepreßt werden. Wie das Bild 53 zeigt, gelangt der Ölstrom durch den Zuführkanal zu dem Steuerspiegel f, der je eine halbkreisförmige Verteilernut l und eine Sammlernut k besitzt, die durch zwei Stege voneinander getrennt sind. Von der Verteilernut l her werden die Kolben während der Rotation des Zylinderblocks gefüllt, da sie sich vom Steuerspiegel f entfernen. Nachdem der betrachtete Kolben den Steg überschritten hat, wird er mit der Sammlernut verbunden. Während sich der Kolben über diesem befindet, nähert er sich dem Steuerspiegel f, so daß der Kolbeninhalt ausgepreßt wird. Das von dem Kolben auf diese Weise geförderte Öl wird durch die Druckleitung m nach außen geführt. Durch die Änderung der Hubgröße kann mithin die Ölmenge gesteuert werden.

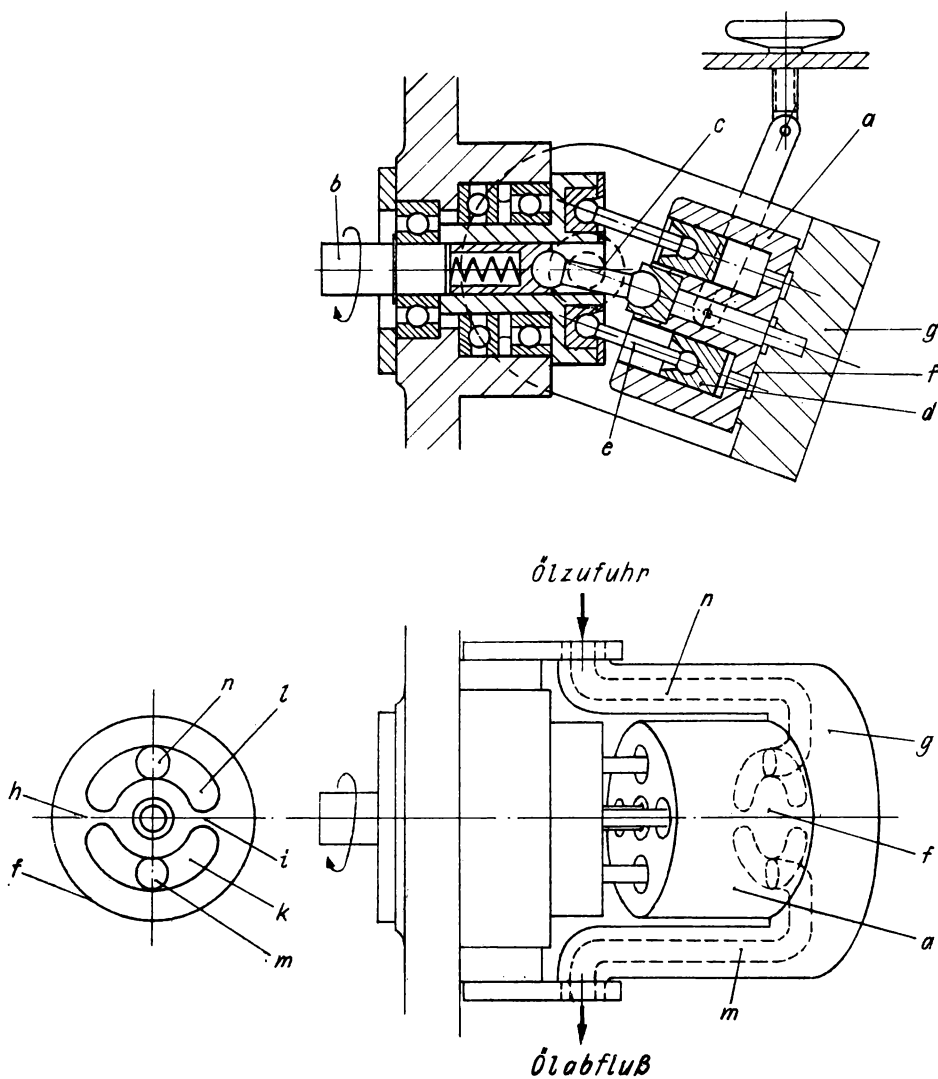


Bild 53
Schematische Darstellung eines Kolbenkapselwerkes
(JAIS-THOMA-Pumpe)

b) Berechnung von Kolbenkapselwerken

In den nachfolgenden Formeln gelten die folgenden Bezeichnungen:

$$\begin{aligned}d &= \text{Kolbendurchmesser} && \text{in cm ,} \\2\varepsilon &= \text{Kolbenhub} && \text{in cm ,} \\a &= \text{Anzahl der Kolben,} \\n &= \text{Drehzahl} && \text{in U/min,} \\p &= \text{Druck} && \text{in kp/cm}^2.\end{aligned}$$

Die Wirkungsgrade η_m und η_h erscheinen also in den Formeln an verschiedenen Stellen, je nachdem, ob es sich um eine Pumpe oder einen Hydromotor handelt.

α) Bei einer Verwendung als Pumpe benutzen wir für die Berechnung von Q , M_d und N folgende Formeln:

$$\begin{aligned}Q_P &= \frac{\pi d^2 \varepsilon a n \eta_h}{2000} \text{ l/min} \\M_{dP} &= \frac{d^2 \varepsilon a p}{4 \eta_m} \text{ cm kp} \\N_P &= \frac{\pi d^2 \varepsilon a n p}{200 \cdot 60 \cdot 102 \eta_m \eta_h}\end{aligned}$$

Die Hubveränderung kann in diesem Falle von Null bis zum Maximum vorgenommen werden.

β) Bei einer Verwendung als Hydromotor gelten für Q , M_d und N nachstehende Formeln:

$$\begin{aligned}Q_M &= \frac{\pi d^2 \varepsilon a n}{2000 \eta_h} \text{ l/min} \\M_{dM} &= \frac{d^2 \varepsilon a p \eta_m}{4} \text{ cm kp} \\N_M &= \frac{\pi d^2 \varepsilon a p \eta_m \eta_h}{200 \cdot 60 \cdot 102} \text{ kW}\end{aligned}$$

Jetzt ist zu beachten, daß der Hub nur vom halben Maximum bis zum Maximum geändert werden kann.

c) Zahlenbeispiel

Antrieb einer Arbeitsmaschine über Ölpumpen

Eine Spindel soll durch einen Elektromotor mit der Drehzahl $n = 1500$ U/min über ein hydraulisches Getriebe mit einem Radialkolbenkapselwerk stufenlos regelbar in dem Bereich von $n = 63 \dots 500$ U/min angetrieben werden.

Bei der Drehzahl von $n = 500$ U/min benötigt die Spindel eine Leistung $N = 0,3$ kW. Der mechanische Wirkungsgrad des Hydromotors sei $\eta_m = 0,8$, der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = 0,95$.

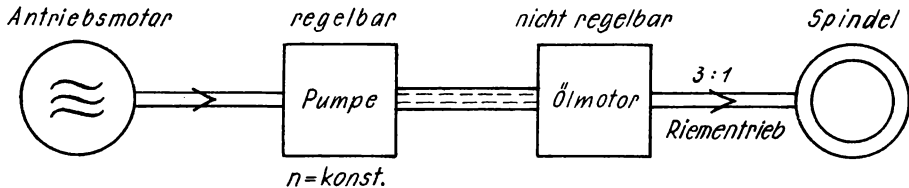


Bild 54
Blockschaltbild einer hydraulisch betriebenen
Arbeitsmaschine

Vom Elektromotor aus betreiben wir eine Pumpe, und zwar ein Kolbenkapselwerk. Die geförderte Ölmenge wird dem Ölmotor, ebenfalls einem Kolbenkapselwerk, zugeführt. Der Ölmotor treibt über einen Riementrieb mit dem Verhältnis $3:1$ die Arbeitsspindel. Bei der Berechnung benutzen wir noch die folgenden Werte: $p = 50$ atü, $\epsilon = 0,6$ cm und $a = 7$.

Den Durchmesser der Kolben des Motors berechnen wir aus

$$N_2 = \frac{\pi d^2 \epsilon a n p \eta_n \eta_h}{12000 \cdot 102} = 0,3 \text{ kW}$$

$$d^2 = \frac{0,3 \cdot 12000 \cdot 102}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 1500 \cdot 50 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 2 \text{ cm}^2$$

$$d \approx 1,4 \text{ cm}$$

Für das Schluckvolumen Q_M des Hydromotors erhält man

$$Q_M = \frac{2 \pi d^2 \epsilon a n}{4000 \eta_h} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 1500}{4000 \cdot 0,95}$$

$$Q_M = 20,6 \text{ l/min}$$

Dieses Ölvolumen muß die als regelbares Radialkolbenwerk ausgebildete Pumpe bei größter Förderung liefern.

Die Kolbenzahl der Pumpe sei ebenfalls mit $a = 7$ festgelegt.

Der Kolbendurchmesser sei wie beim Hydromotor auch $d = 14$ cm. Die Drehzahl des Elektromotors war mit $n = 1500$ U/min vorausgesetzt.

Die Wirkungsgrade seien $\eta_m = 0,8$ und $\eta_h = 0,9$.

Für die Fördermenge Q_p der Pumpe erhält man

$$Q_p = \frac{2 \pi d^2 \varepsilon a n \eta_h}{4000} = 20,6 \text{ l/min}$$

Daraus finden wir

$$\varepsilon = \frac{20,6 \cdot 4000}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 1500 \cdot 0,9} = 0,7 \text{ cm}$$

Die kleinste Drehzahl des Hydromotors ist $n_{\text{minimal}} = 189$ U/min.

Dazu wird die Flüssigkeitsmenge von 2,63 l/min bewegt, und zwar bei einer Exzentrizität von $\varepsilon_{\text{minimal}} = 0,088$ cm.

Daraus erhalten wir N_1 für die Drehzahl $n = 1500$ U/min

$$N_1 = \frac{\pi d^2 \varepsilon a n p}{1200 \cdot 102 \eta_m \eta_h} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 1500 \cdot 50}{12000 \cdot 102 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 0,375 \text{ kW}$$

3. Kapitel: Pneumatische Bauelemente

[9] Eigenschaften pneumatischer Bauelemente

1. Gegenüberstellung der Eigenschaften von Flüssigkeiten und Gasen

Wenn man Flüssigkeiten und Gase unter statischen Verhältnissen in ihren Eigenschaften vergleicht, so fällt sofort ein fundamentaler Unterschied auf.

Die Flüssigkeiten bilden, wenn sie nur der Schwerkraft unterworfen sind, einen Spiegel: Quecksilberspiegel, Wasserspiegel eines Teiches usw. Die Gase dagegen suchen den ihnen zur Verfügung stehenden Raum in erster Näherung gleichmäßig auszufüllen: Gasbehälter.

Ein weiterer wichtiger Unterschied zwischen Flüssigkeiten und Gasen besteht darin, daß die Flüssigkeiten unter Wirkung eines

statischen Druckes fast gar nicht zusammengedrückt werden, während dieses bei Gasen in hohem Maß der Fall ist.

Bei strömenden Flüssigkeiten bzw. Gasen vermischt sich das unterschiedliche Verhalten, sofern bei den auftretenden Geschwindigkeitswerten des strömenden Gases die Änderung des Volumens durch den Druck in erster Näherung vernachlässigt werden kann. Die Druckänderungen sind klein, so lange man Geschwindigkeitswerte betrachtet, die größenordnungsmäßig unter der Schallgeschwindigkeit liegen.

In diesem Zusammenhang sei bemerkt, daß sich selbst an der Unterseite der Tragflächen eines viele Tonnen schweren Flugzeuges der Druck in der gestörten Luftzone von dem in der ungestörten um weniger als 1 % unterscheidet.

Wir können also sowohl strömende Flüssigkeiten als auch strömende Gase bei niedrigen Geschwindigkeiten in etwa als inkompressibel betrachten. Damit ist aber nicht gesagt, daß die für Flüssigkeiten bzw. für Gase geltenden Formeln in bezug auf die Koeffizienten identisch sein müßten.

Wie die Erfahrung zeigt, können wir nun bei den pneumatischen Bauelementen der Regelungstechnik, deren Funktion durch Strömungsgesetze bedingt ist, die Kontinuitätsgleichung

$$S_1 v_1 = S_2 v_2$$

benutzen.

Bei einer Strömung durch ein Rohrsystem ist in genügend langen Rohrabschnitten verschiedener Weite die Geschwindigkeit des gasförmigen Mediums dem jeweiligen Rohrquerschnitt proportional. Bei der Strömung durch Düsen usw. bestehen für Flüssigkeiten und Gase analoge Gesetzmäßigkeiten.

2. Vor- und Nachteile von Reglern mit pneumatischen Bauelementen

Ehe wir auf die Bauelemente als solche eingehen, wollen wir noch zusammenstellen, welche Vor- bzw. Nachteile Regler mit pneumatischen Bauelementen besitzen.

Vorteile

Das Medium Luft ist jederzeit und sofort verfügbar.

Bei pneumatischen Anordnungen kann man bequem eine zentrale Steuerung vorsehen.

Wie bei hydraulischen Geräten ist Freizügigkeit vorhanden.

Pneumatische Anordnungen arbeiten geräuscharm.

Luftsäcke können sich nicht bilden.

Leckverluste spielen eine untergeordnete Rolle.

Während man bei hydraulischen Anordnungen das Öl zur Pumpe zurückleiten muß, verzichtet man bei pneumatischen Einrichtungen auf eine Rückleitung. Man kommt also mit einer Rohrleitung aus.

Für das Bedienungspersonal sind pneumatische Regler wegen ihrer größeren Sauberkeit angenehmer in der Wartung als hydraulische Anlagen.

Pneumatische Einrichtungen können in explosionsgefährdeten Betrieben verwendet werden. (Man verwendet dann z.B. Stickstoff)

Nachteile

Pneumatische Anordnungen besitzen eine größere Elastizität als hydraulische, so daß Regelkreise, die unter Verwendung von pneumatischen Bauelementen aufgebaut sind, eine größere Neigung zur Instabilität aufweisen.

Pneumatische Einrichtungen werden nur für kleinere Leistungen gebaut.

Bei Temperaturen unter 0°C treten leicht Störungen auf, da bei Vorhandensein von Feuchtigkeit Einfrieren und damit Versagen eintritt.

Pneumatische Anordnungen besitzen einen Schlupf.

Im nachfolgenden werden wir uns zunächst mit Bauelementen von pneumatischen Reglern befassen. Es empfiehlt sich, auf den früher erörterten Druckregelkreis im 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“, Bild 19, zurückgreifen, um sich eine Orientierung über die Anwendung pneumatischer Bauelemente im Regelkreis zu verschaffen.

[10] Meßeinrichtungen

1. Wellrohr

a) Aufbau eines Wellrohres

Das Wellrohr besteht aus einem dünnwandigen Zylinder, dessen Mantel ringförmig gleichmäßig gewellt ist (Bild 55). Bei einer Druckmessung wird das offene Rohrende mit der Meßstelle verbunden. Die Bereiche, in denen das Wellrohr verwendet werden kann, sind auf Grund der Auslegung in weiten Grenzen variabel. Man kann es

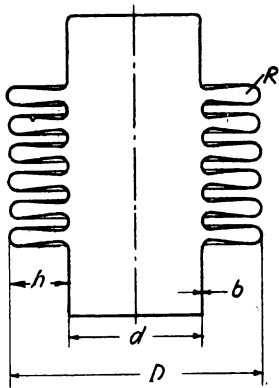


Bild 55
Aufbau eines Wellrohres

für Drücke von wenigen Millimetern, aber auch für Drücke von Dutzenden von Atmosphären bauen. Da die Wirkung des Wellrohres wesentlich von den elastischen Eigenschaften des Materials abhängt, benutzt man für seine Fertigung Messing, Phosphorbronze, Berylliumbronze, nichtrostende Stähle und Tombak. Ein Wellrohr darf nicht so stark belastet werden, daß plastische Verformungen der Wellen eintreten (die Krempen benachbarter Wellen berühren sich). Bei einer so großen Belastung vermindern sich

die elastischen Eigenschaften des Balges. Er kann dann bei Entlastung nicht mehr seine ursprüngliche Form annehmen und zeigt damit andere Eigenschaften. Ein Vorteil des Wellrohres liegt darin, daß es relativ große Kräfte abgibt.

b) Berechnungsformeln für das Wellrohr

Weil Wellrohre in einem Regelkreis häufig benutzt werden, wollen wir uns mit den Eigenschaften dieser Bauelemente eingehender befassen und diese durch Näherungsformeln beschreiben.

Nach H. NOTHDURFT ¹⁾ sind folgende Kenngrößen von Bedeutung:

- Federhärte,
- zulässiger Hub,
- Druckfestigkeit,
- wirksame Fläche,
- Dauerfestigkeit.

Bei der folgenden Untersuchung geht man zweckmäßigerweise von der Einzelwelle aus; denn es ist einzusehen, daß von den angeführten Kenngrößen:

die Federhärte umgekehrt proportional, zulässiger Hub und schädliches Volumen direkt proportional der Wellenzahl sind.

¹⁾ H. NOTHDURFT, Eigenschaften von Metallbälgen, Regelungstechnik Heft 10, 1957, S. 334 ... 338

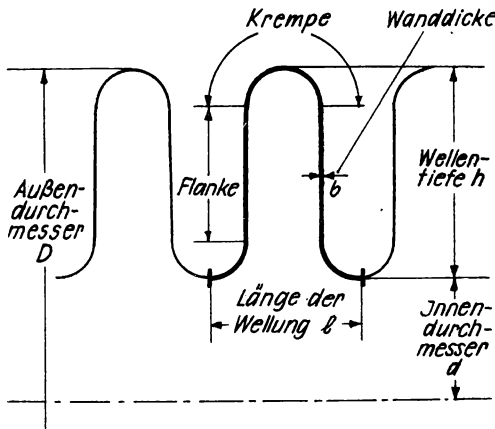


Bild 56
Geometrische Daten der Welle eines
Wellrohres

Andererseits sind Druckfestigkeit und wirksame Fläche von der Wellenzahl unabhängig. Die Eigenschaften einer Einzelwelle hängen von ihrer geometrischen Form und von Materialkonstanten ab.

Ehe wir Näherungsformeln für die oben aufgeführten Kenngrößen aufstellen können, müssen die interessierenden Größen an der Welle des Metallbalges festgelegt werden. Aus dem Bild 56 erkennen Sie, daß eine derartige Welle durch

folgende geometrische Daten ausreichend bestimmt ist:

den Außendurchmesser D , der Welltiefe h , die sich aus der radial gemessenen Tiefe der Flanke und der Krempe zusammensetzt.

Die Wanddicke b gibt die Dicke der Flanke an und stimmt angenähert mit der Dicke des glatten Rohres überein.

Die Länge der Wellung l kennzeichnet den Abstand zwischen der Mitte zweier benachbarter Krempe im unbelasteten Zustand.

Besonders der Einfluß der Krempe läßt keinen strengen gesetzmäßigen Zusammenhang zwischen den geometrischen Daten und den Eigenschaften eines Wellrohres herleiten. Die von H. NOTHDURFT gefundenen Formeln für die Kenngrößen sind alle mit empirisch ermittelten Faktoren behaftet. Bei seinen Versuchen ging er außerdem von der Voraussetzung aus, daß in den für die Anwendung interessanten Bereichen die Umfangsspannungen klein gegenüber den Radialspannungen sind. Es hat sich gezeigt, daß der Einfluß der Länge der Wellung l hier und auch bei den anderen Kenngrößen im allgemeinen vernachlässigt werden kann. Wir wollen nun angeben, wie die Federhärte, der zulässige Hub, die Druckfestigkeit und die wirksame Fläche angenähert ermittelt werden können.

α) Federhärte

Durch Versuche wurde festgestellt, daß hier für die Federhärte c gilt

$$c = \frac{a_1 \pi E b^3 D n}{h^3}$$

Hierzu bedeutet

- a_1 einen Fertigungsfaktor,
- E den Elastizitätsmodul des Balgmaterials in kp/mm^2 ,
- b die Dicke der Einzelwandung in mm,
- D den Außendurchmesser in mm,
- n die Anzahl der Wandungen,
- h die Tiefe der Wellung in mm.

Es zeigt sich, daß die Eigenschaften eines Wellrohres vorwiegend von Wellentiefe und Wanddicke abhängen. Da diese Größen in den Formeln in höheren Potenzen auftreten, wirken sich Schwankungen dieser Werte sehr stark auf die Eigenschaften des Wellrohres aus.

β) Zulässiger Hub

Für den zulässigen Hub f_{\max} einer Welle gilt die Gleichung

$$f_{\max} = \frac{a_2 \sigma_F h^2}{E b},$$

dabei ist

- a_2 ein Fertigungsfaktor,
- σ_F die Streckgrenze des Balgwerkstoffes.

Der zulässige Hub bezieht sich auf axiale Längung des Balges. Erfahrungsgemäß genügt es für genaue Druckmessungen, wenn man für den Gesamthub 60 % des zulässigen Hubes vorsieht. Mit einer entsprechenden Federfesselung ist auf diese Weise eine Reproduzierbarkeit von 10^{-4} zu erreichen. Metallbälge werden vorwiegend auf Längung beansprucht. Es sei darauf hingewiesen, daß die Formel nicht dem Zustand entspricht, bei welchem die Wellen aneinanderliegen.

γ) Druckfestigkeit

Der zulässige Druck p^* kann aus den Wellendaten nach folgender Formel ermittelt werden:

$$p^* = \frac{a_3 \sigma_F b^2 n}{h^2},$$

wobei a_3 ein Fertigungsfaktor ist.

Man erkennt, daß hiernach der zulässige Druck unabhängig vom Durchmesser und der Wellenzahl des Balges ist. Dies gilt jedoch nur dann, wenn der Druck auf die Außenseite des Balges wirkt. Wird dagegen der Balg mit einem Innendruck beaufschlagt, so knickt er nach Überschreiten einer Grenzlänge seitlich aus. Die Grenzlänge liegt dann vor, wenn die Länge des Balges etwa gleich dem Außendurchmesser ist.

δ) Wirksame Fläche

Die wirksame Fläche S eines Wellrohres kann nach der Formel

$$S \approx \frac{\pi}{16} (D + d)^2$$

angenähert berechnet werden.

ε) Experimentelle Ergebnisse

Bei den Darlegungen auf Seite 77, 78 war zur Berechnung der Federhärte c , des zulässigen Hubes f_{\max} und der Druckfestigkeit p^* die Kenntnis der Fertigungsfaktoren a_1, a_2, a_3 erforderlich. Wenn die Fertigungsfaktoren nicht bekannt sind, muß man sie durch Messung ermitteln. In unserem Falle benutzten wir drei Wellrohre mit den folgenden Abmessungen:

Wellrohr	E kp/mm ²	D mm	n	h mm	b mm
1	9000	57,5	24	6,5	0,3
2	9000	16,9	24	3,5	0,3
3	9000	11,5	30	3,0	0,3

Im Bild 57 sind die Kurven der Auslenkung ϵ in Abhängigkeit von der Belastung G aufgetragen. Aus dem Bild 57 geht hervor, daß bei den drei untersuchten Wellrohren die Längenänderung der Belastung proportional ist, so lange die Belastung nicht zu groß ist (bei W_3 ist offensichtlich die Belastung schon zu groß). Man muß aber immer berücksichtigen, daß sich die Hysterese und elastische Nachwirkung des Materials bemerkbar machen. Die verschiedenen Steigungen des Anfangsbereiches der Kurven im Bild 57 ergeben sich durch die unterschiedlichen Federhärten c ; denn es gilt

$$c = \frac{G}{\epsilon}$$

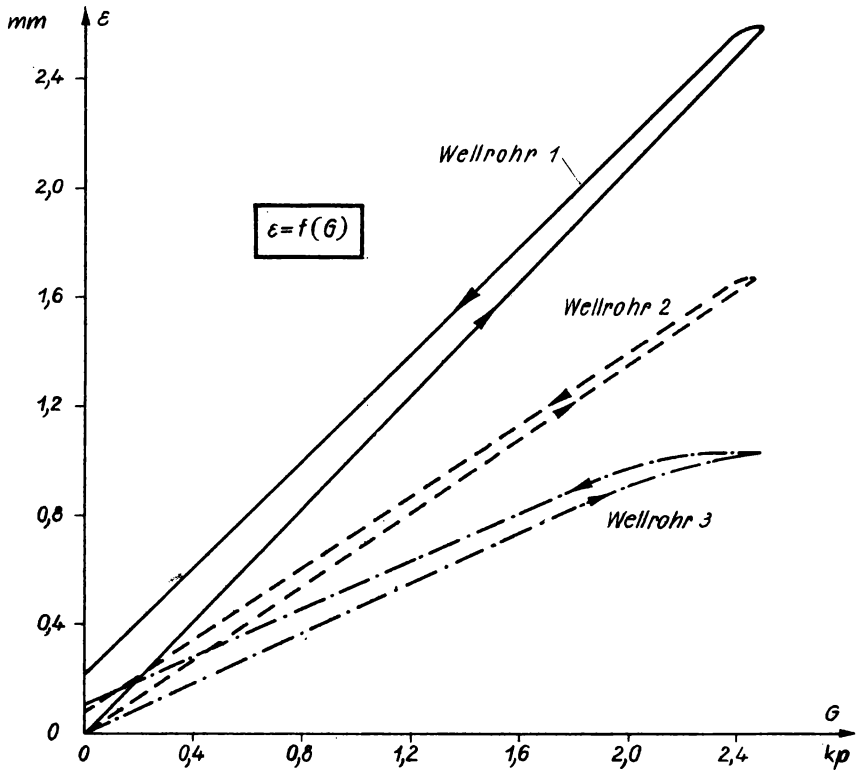


Bild 57
Diagramme $\varepsilon = f(G)$ für drei verschiedene
Wellrohre

Aus den Kurven im Bild 57 gewinnen wir für die Federhärte der drei Wellrohre

$$c_{W1} = \frac{2,4 \text{ kp}}{2,58 \text{ mm}} = 0,93 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \quad \text{für Wellrohr 1}$$

$$c_{W2} = \frac{2,4 \text{ kp}}{1,66 \text{ mm}} = 1,45 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \quad \text{für Wellrohr 2}$$

$$c_{W3} = \frac{1,82 \text{ kp}}{0,90 \text{ mm}} = 2,02 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \quad \text{für Wellrohr 3}$$

Unter Benutzung der erhaltenen Werte von c kann die Fertigungskonstante a_1 für die drei Bälge berechnet werden. Wir verwenden dazu die Formel für die Federhärte c von Seite 77

$$c = \frac{a_1 \cdot \pi \cdot E \cdot b^3 \cdot D \cdot n}{h^3}$$

und erhalten

$$\begin{aligned} c_{W1} &= a_1 \frac{\pi \cdot 9000 \text{ kp/mm}^2 \cdot 0,027 \text{ mm}^3 \cdot 57,5 \text{ mm} \cdot 12}{274,2 \text{ mm}^3} \\ &= 1920 a_1 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{W2} &= a_1 \frac{\pi \cdot 9000 \text{ kp/mm}^2 \cdot 0,027 \text{ mm}^3 \cdot 16,9 \text{ mm} \cdot 12}{42,88 \text{ mm}^3} \\ &= 3600 a_1 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{W3} &= a_1 \frac{\pi \cdot 9000 \text{ kp/mm}^2 \cdot 0,027 \text{ mm}^3 \cdot 11,5 \text{ mm} \cdot 15}{27 \text{ mm}^3} \\ &= 4875 a_1 \frac{\text{kp}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

Mit den experimentellen Werten c_{W1} , c_{W2} , c_{W3} ergibt sich

$$a_{W1} = \frac{c_{W1}}{1920} = \frac{0,93 \text{ kp/mm}}{1920} = 428 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kp}}{\text{mm}}$$

$$a_{W2} = \frac{c_{W2}}{3600} = \frac{1,45 \text{ kp/mm}}{3600} = 404 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kp}}{\text{mm}}$$

$$a_{W3} = \frac{c_{W3}}{4875} = \frac{2,02 \text{ kp/mm}}{4875} = 428 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kp}}{\text{mm}}$$

Man kann aber auch die Auslenkung ϵ in Abhängigkeit von der Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenraum ermitteln. Die entsprechenden Werte dafür finden Sie in den Bildern 58a, b, c. Dabei beträgt die Gegenlast $G = 3 \text{ kp}$ für Wellrohr W_1 , $G = 1,1 \text{ kp}$ für Wellrohr W_2 und W_3 . Die unterschiedlichen Kurvenverläufe ergeben sich infolge der verschiedenen Abmessungen und Belastungen. Im linearen Bereich gilt

$$c = \frac{G}{\epsilon} = \frac{\Delta p \cdot S}{\epsilon},$$

wobei S nach der Beziehung

$$S = \frac{\pi}{4} (D - h)^2$$

berechnet wird.

Auf die Ermittlung der Fertigungsfaktoren a_2 und a_3 verzichten wir, zumal ihre Kenntnis meistens von geringerem Interesse ist.

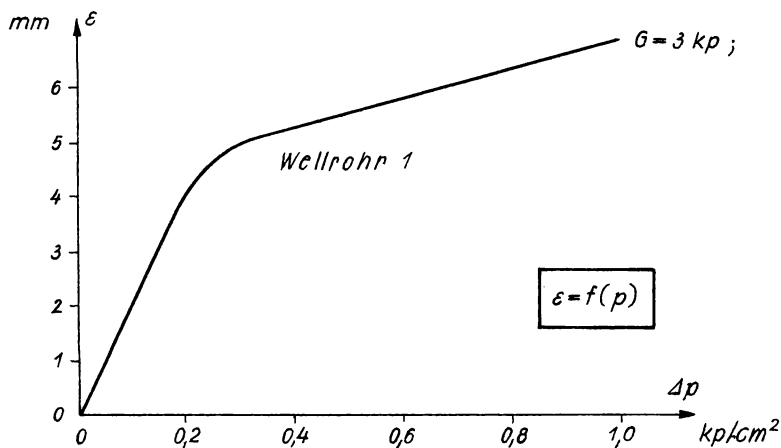


Bild 58a
Diagramm $\varepsilon = f(\Delta p)$ für Wellrohr W_1 , $G = 3$ kg

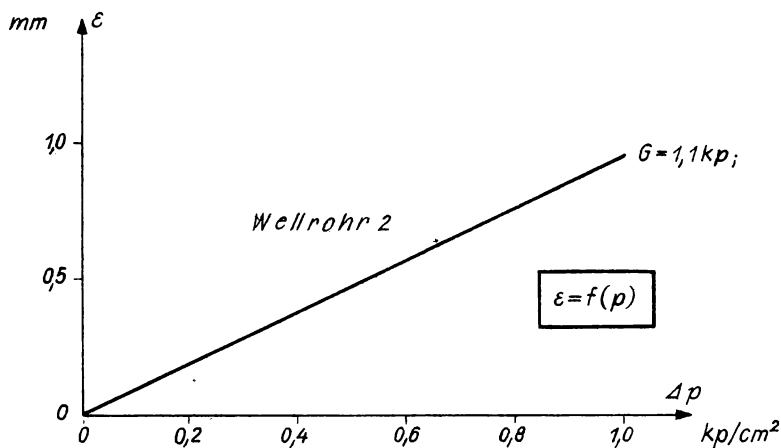


Bild 58b
Diagramm $\varepsilon = f(\Delta p)$ für Wellrohr W_2 , $G = 1,1$ kp

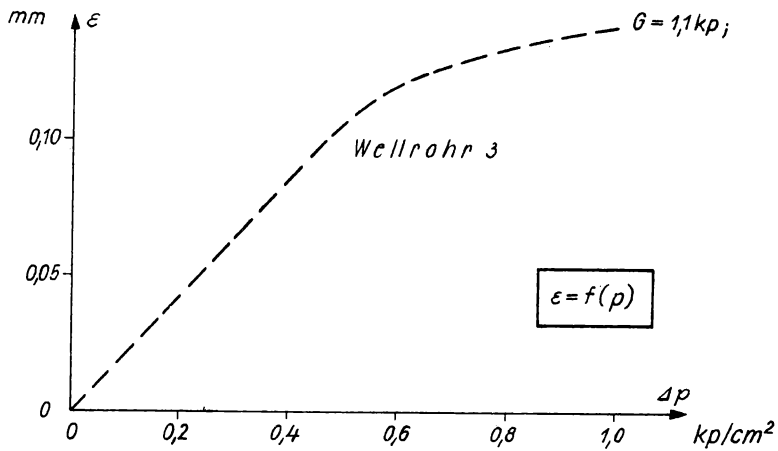


Bild 58c
Diagramm $\epsilon = f(\Delta p)$ für Wellrohr W_3 , $G = 1,1 \text{ kp}$

2. Rohrfeder (BOURDONrohr)

Zur Umformung eines Druckes in eine mechanische Verschiebung verwendet man häufig eine Rohrfeder. Sie besteht aus einem dünnwandigen Rohr mit nichtkreisförmigem Querschnitt, wobei das eine Ende des Rohrs abgedeckt und das offene Ende mit der Meßstelle verbunden ist (Bild 59).

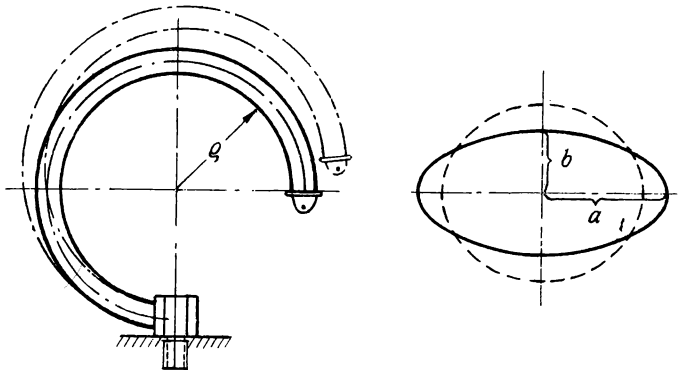


Bild 59
Rohrfeder

Aus Gründen der Empfindlichkeit wählt man einen elliptischen Querschnitt, dabei liegt die kleinere Achse in der Ebene, in der die Ausdehnung der Rohrfeder erfolgt. Bei einer Druckerhöhung im Innenraum wächst der Radius ϱ , wobei der Rohrquerschnitt bestrebt ist, in einen kreisförmigen überzugehen. Die dadurch hervorgerufene Auslenkung des freien Endes der Rohrfeder kann man beispielsweise benutzen, um eine Prallplatte zu steuern.

Die Federrohre kann man für Druckmessungen in großen Bereichen verwenden, sofern man die Rohre konstruktiv entsprechend auslegt. Unter Verwendung von Quarzröhrchen mit einer Dicke von 0,02 mm kann man Drücke von einigen Millimetern Quecksilbersäule messen, andererseits verwendet man Rohre aus Chromnickelstahl, womit man Drücke von über 100 Atmosphären messen kann.

Als Material für Federrohre wird meist Messing, Phosphorbronze, Berylliumbronze oder nichtrostender Stahl gewählt.

Zur Geometrie der Anordnung ist zu bemerken, daß man im allgemeinen den Zentriwinkel γ zu etwa 270° nimmt.

Man dimensioniert die Rohrfeder gewöhnlich so, daß der Ausschlag des freien Endes im Arbeitsbereich bis etwa 2 ... 3 mm beträgt.

Zur Berechnung der relativen Änderung des Winkels γ kann man in diesem Falle eine halbempirische Formel benutzen, die folgendermaßen lautet:

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = \Delta p \left(\frac{1 - \mu^2}{E} \right) \cdot \frac{\varrho^2}{b^3 h} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \cdot \frac{\alpha}{(\beta + \chi^2)}$$

Δp = Druckdifferenz von innen und außen in kp/mm^2

E = Elastizitätsmodul in kp/mm^2

μ = Poissonsche Konstante (für die meisten Metalle 0,3 ... 0,4)

ϱ = Krümmungsradius des Rohres in mm

a, b = Halbachsen in mm

h = Wanddicke in mm

$$\chi = \frac{\varrho h}{a^2}$$

α, β = Tabellenwerte (vgl. Tabelle 2)

Die angegebene Formel gilt, wenn $\frac{h}{b} < 0,7 \dots 0,8$

Tabelle 2					
a/b	α	β	a/b	α	β
1	0,750	0,083	6	0,416	0,042
1,5	0,636	0,062	7	0,406	0,042
2	0,566	0,053	8	0,400	0,042
3	0,493	0,044	9	0,395	0,042
4	0,452	0,044	10	0,390	0,042
5	0,430	0,043	∞	0,368	0,042

Ein Zahlenbeispiel soll die Betrachtung über die Rohrfeder abschließen.

Gegeben sind folgende Werte:

$$a = 10 \text{ mm},$$

$$b = 5 \text{ mm},$$

$$h = 0,1 \text{ mm},$$

$$\mu = \text{POISSON-Zahl} = 0,29 \text{ (Stahl)},$$

$$E = 21000 \text{ kp/mm}^2,$$

$$q = 50 \text{ mm},$$

$$\chi = \frac{50 \cdot 0,1}{100} = 0,05,$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 0,566 \\ \beta = 0,053 \end{array} \right\} \text{ aus Tabelle 1,}$$

$$\Delta p = \text{Druck in kp/mm}^2 = 100 \text{ p/cm}^2 = 1 \text{ p/mm}^2 = 10^{-3} \text{ kp/mm}^2.$$

Damit ergibt sich für die Ausdehnung

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \gamma}{\gamma} &= 10^3 \cdot \frac{1 - 0,084}{21000} \cdot \frac{2500}{0,5} \left(1 - \frac{25}{100}\right) \cdot \frac{0,566}{0,053 + 25 \cdot 10^{-4}} \\ &= 1,62 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Setzen wir γ zu 270° voraus, erhalten wir ein

$$\Delta \gamma = 1,62 \cdot 10^{-3} \cdot 270^\circ = 0,44^\circ$$

3. Ringwaage

Das gebräuchlichste Verfahren zur Messung der Menge strömender Medien ist das Differenzdruckverfahren. Dazu wird in der Meßleitung ein Drosselgerät in Form eines Staurohres, einer Blende, eines VENTURIrohres usw. eingebaut und der auftretende Differenzdruck gemessen. Häufig wird hierzu die Ringwaage benutzt (Bild 60).

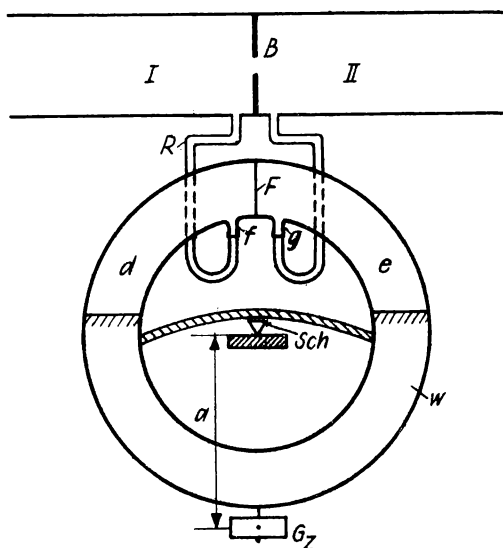


Bild 60
Schematische Darstellung einer
Ringwaage

Sie eignet sich dann besonders gut, wenn der Meßwert zu Fernregistrierung oder dgl. weiter verwendet wird, da sie verhältnismäßig große Verstellkräfte abgibt. Die Ringwaage besteht aus einem in seiner Mittelachse auf der Schneide Sch gelagerten Hohlring, der etwa zur Hälfte mit einer Sperrflüssigkeit w (z.B. Wasser, Öl, Alkohol, Quecksilber) gefüllt ist und unten ein Zusatzgewicht G_z trägt. Der Raum ist oben durch eine Sperrwand F in die zwei

Kammern d und e geteilt, wobei dicht an ihr die Anschlußnippel f und g sitzen. Um den Druckabfall an der Blende B zu messen, wird der Anschlußnippel f durch einen Schlauch mit dem Raum I vor der Blende und der Nippel g mit dem Raum II hinter der Blende verbunden. Tritt zwischen I und II eine Druckdifferenz Δp auf, so erfolgt im Ringrohr eine Verschiebung der beiden Sperrflüssigkeitsspiegel, und zwar unter gleichzeitiger Drehung des Ringrohres und des Zusatzgewichtes so lange, bis Kräftegleichgewicht herrscht. Ein Vorteil der Ringwaage gegenüber anderen Differenzdruckmeßeinrichtungen besteht darin, daß der Meßbereich durch Auswechseln des Zusatzgewichtes den jeweiligen Forderungen leicht angepaßt werden kann.

Wir haben nun kurz zu betrachten, was die Ringwaage mißt. Dazu gehen wir von der Durchflußgleichung für strömende Medien aus:

$$Q = \alpha \varepsilon S_0 \sqrt{2g} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma}}$$

In dieser Gleichung bedeutet α die Ausflußzahl, ε die Kompressibilität, γ das spez. Gewicht, S_0 den freien Querschnitt der Blende und g die Erdbeschleunigung, und man kann deshalb schreiben

$$Q = 0,0125 \alpha \varepsilon S_0 \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \sqrt{p_1 - p_2} = \text{konst.} \sqrt{\Delta p}$$

und erkennt, daß sich Q nur mit $\sqrt{p_1 - p_2} = \sqrt{\Delta p}$ verändert.

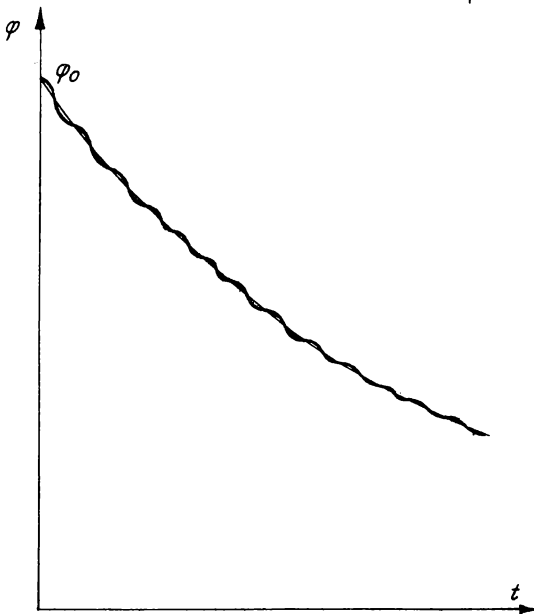


Bild 61

Bahnkurven $\varphi = f(t)$ der Ringwaage

Druck p , während die Kammer e mit der Atmosphäre verbunden wird. Wird jetzt der Nippel f plötzlich mit der freien Atmosphäre verbunden, so kehrt die Ringwaage in ihre Nullage zurück. Diesen Verlauf zeigt das Bild 61.

Der Vorgang kann durch die Gleichung

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + D \frac{d\varphi}{dt} + k\varphi = P e^{-\frac{t}{\tau(t)}}$$

beschrieben werden.

Die Durchflußmenge Q ist also der Wurzel aus der Druckdifferenz proportional.

Will man einen linearen Ausschlag des Zeigers bzw. der Registrierfeder verwirklichen, muß man an der Ringwaage eine Radziereinrichtung anbringen.

Beim Einsatz einer Ringwaage als Meßglied in einem geschlossenen Regelkreis ist ihr dynamisches Verhalten von Bedeutung (Bild 61).

Zur Betrachtung des dynamischen Verhaltens beaufschlagen wir die Kammer d mit einem

Dabei bedeuten

J = Trägheitsmoment,

D = Dämpfungsfaktor,

k = Rückstellmoment,

P = Druckkraft.

τ ist hier keine Konstante, sondern vom Strömungswiderstand der Rohrleitung und vom Volumen der Ringwaagenkammer abhängig, und zwar mit φ veränderlich (vgl. dazu [12]).

4. Membransysteme

Zur Messung einer Druckänderung können wir auch ein Membransystem benutzen. Der wesentliche Teil dieser Meßeinrichtung besteht aus einer dünnen Membran, die am Rande gefaßt ist. Durch die Membran wird der Innenraum der Anordnung in zwei voneinander getrennte Räume geteilt, wie aus Bild 62 zu erkennen ist.

Die Membran muß so ausgebildet und eingespannt sein, daß kein

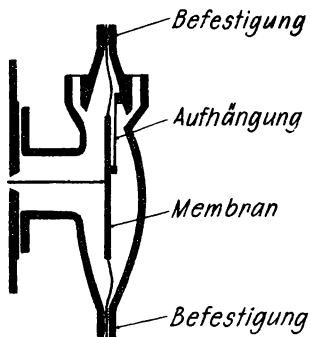


Bild 62
Membransystem als Meßeinrichtung

Druckausgleich zwischen den beiden Innenräumen infolge von Undichtigkeiten erfolgen kann. Die einfachste Form ist die ebene Membran, die vorzugsweise bis zu einem Druck von 1000 mm Wassersäule verwendet wird.

Meist benutzt man kreisrunde Flachmembranen. Dabei liegen die Membranmitte und der eingespannte Rand in einer Ebene.

Von dem gesamten auf der Membran lastenden Druck werden etwa $2/3$ vom Rand aufgenommen,

so daß sich nur $1/3$ der Druckkraft auswirkt. Man hat übrigens zu berücksichtigen, daß man häufig in der Mitte der Membran eine Druckplatte anbringt, von der dann die verstellkraft abgenommen wird. Die Lage der Membran im Raum ist nicht ganz gleichgültig, wenn man eine Druckmessung durchführen will. Man vermeidet dann die horizontale Anordnung, da hier im Laufe der Zeit die Genauigkeit durch Ablagerungen, Kondenswasser usw. beeinträchtigt wird.

Die senkrechte Anordnung hingegen besitzt den Nachteil, daß durch das Membrangewicht, insbesondere bei Vorhandensein von Verstärkungsplatten, der obere Rand der Membran gespannt wird. Der zentrale Teil der Membran ist dann unter der Einwirkung des Meßdruckes bestrebt, sich schief zu stellen. Deshalb werden die Membranen häufig mit einer Aufhängung versehen, wodurch das Eigengewicht der Membran aufgenommen wird (s. auch Bild 62).

Bezüglich der Wahl des Werkstoffes für die Membran kann man folgendes sagen:

Für sehr kleine Drücke verwendet man fast ausschließlich ebene Membranen aus nicht elastischen Stoffen, wie Leder, Ballonstoff usw. Gummi und gummierte Stoffe kommen im allgemeinen nur bei Wasser und bei einigen anderen Flüssigkeiten in Frage, da Gummi unter dem Einfluß des Luftsauerstoffes leicht brüchig wird.

Häufiger als ebene Membranen werden solche verwendet, die Rillen (Sicken) besitzen und in der Mitte ebenfalls eine Druckplatte tragen, dabei benützt man als Werkstoff hauptsächlich Metalllegierungen, wie z.B. Phosphorbronze, Berylliumbronze, nichtrostenden Stahl. Bei Verwendung von Beryllium hat man den Vorteil, daß dieses Material eine sehr kleine Hysterese besitzt (<0,25 %). Untersucht man die an einer ebenen Membran auftretende Kraft, so stellt man fest, daß sie nicht proportional der Durchbiegung ist. Die Charakteristik ist nichtlinear und wesentlich durch Material, Form und Spannung der Membran bedingt. Sie muß daher von Fall zu Fall ermittelt werden. Die Berechnung einer Membran ist deshalb nur angenähert möglich.

Wenn wir Ihnen nun eine Berechnungsformel angeben, so müssen Sie im Auge behalten, daß diese Ihnen nur einen Anhalt geben kann. Die folgende Gleichung kann in Annäherung sowohl für ebene als auch für gewellte Membranen benutzt werden:

$$\frac{\Delta p R^4}{E h^4} = M \left(\frac{w}{h}\right) + N \left(\frac{w}{h}\right)^2 + P \left(\frac{w}{h}\right)^3$$

Dabei ist

Δp = Druckdifferenz in kp/mm^2 ,

R = Radius von Einspannpunkt zu Einspannpunkt der Membran in mm.

h = Materialdicke in mm,
 E = Elastizitätsmodul in kp/mm^2 ,
 w = Durchbiegung der Membran in mm.

Die Koeffizienten M , N und P hängen vom Membranprofil, der Materialdicke und der Art der Einspannung ab.

In der nachfolgenden Tabelle finden Sie einige Zahlenwerte für M , N und P , und zwar unter der Voraussetzung, daß das Membranmaterial eine POISSONSche Konstante $\mu = 0,3$ besitzt und daß die Membranen keine Verstärkungsplatten enthalten.

Tabelle 3				
	M	N	P	Bemerkungen
Starre Aufhängung der Membran (ohne Sicken)	5,8	0	2,76	für $w < 4 h$
	0	0	3,45	für $w > 10 h$

Bei einer zahlenmäßigen Berechnung muß man diskrete Werte für w vorgegeben und die zugehörigen Δp ermitteln.

Im Falle der starren Aufhängung der Membran und bei $w > 10 h$, wobei M und N annähernd 0 sind, erhält man die einfachere Beziehung.

$$\frac{\Delta p R^4}{E h^4} = 3,45 \left(\frac{w}{h}\right)^3 \qquad w = 0,662 \sqrt[3]{\frac{\Delta p R^4}{E h}}$$

Zwei Zahlenbeispiele sollen Ihnen die Durchbiegung einer starr eingespannten Membran veranschaulichen.

Im 1. Beispiel werden folgende Werte angenommen:

$$\begin{aligned}
 E &= 21000 \text{ kp/mm}^2, \\
 h &= 0,1 \text{ mm}, \\
 R &= 50 \text{ mm}, \\
 w &= 0,1 \text{ mm}.
 \end{aligned}$$

Nach der Formel

$$\frac{\Delta p R^4}{E h^4} = M \left(\frac{w}{h}\right) + N \left(\frac{w}{h}\right)^2 + P \left(\frac{w}{h}\right)^3$$

erhält man

$$\frac{\Delta p \cdot 50^4}{2,1 \cdot 10^4 \cdot 10^{-4}} = 5,8 + 2,76 = 8,56$$

$$\Delta p = \frac{18}{6,25 \cdot 10^6} = 0,00000287 \text{ kp/mm}^2$$

$$\Delta p = 0,00029 \text{ kp/cm}^2$$

Jetzt wollen wir bei sonst gleichen Werten wie beim 1. Beispiel annehmen, daß $w = 10 h$ sei, d.h., in unserem Fall wird $w = 1 \text{ mm}$. Damit erhalten wir folgenden Wert für Δp :

$$\frac{\Delta p \cdot 50^4}{2,1 \cdot 10^4 \cdot 0,1^4} = 3,45 \left(\frac{1}{0,1}\right)^3 = 3,45 \cdot 10^3$$

$$\Delta p = \frac{3,45 \cdot 2,1}{6250} = 0,000116 \text{ kp/mm}^2$$

$$\Delta p = 0,0116 \text{ kp/cm}^2$$

5. Kapselfedern

In manchen Fällen ist die Anwendung von Membranmeßwerken der eben behandelten Form mit gewissen Nachteilen verbunden, z.B. dann, wenn man bei vorgegebenen Druckänderungen relativ große Durchbiegungen erhalten will. Man verwendet in solchen Fällen die sogenannten Membrandosen. Im einfachsten Falle bestehen sie aus zwei miteinander verlöteten, gewellten Membranen (Bild 63). Gibt eine solche Membrandose bei den vorkommenden Druckänderungen immer noch zu geringe Durchbiegungen, so werden mehrere derartige Membrandosen zu einem Membranblock zusammengesetzt (Bild 64).



Bild 63
Membrandose

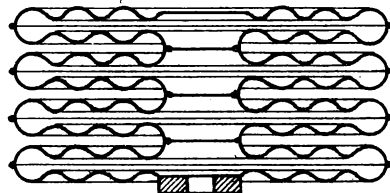


Bild 64
Membranblock

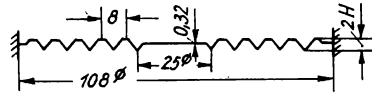
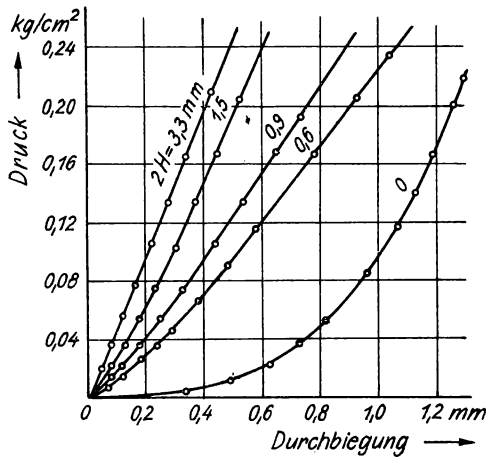


Bild 65

Abhängigkeit der Charakteristik von der Tiefe der Wellung (nach SCHOCHOWSKI)

Man kann sich dann durch geeignete Anzahl und Auswahl des Werkstoffes relativ leicht den verschiedenartigen von der Praxis gewünschten Forderungen anpassen. Aus den Bildern 63 und 64 erkennt man, daß bei den gewellten Membranen die Charakteristik offensichtlich von der Tiefe der Wellung abhängt (Bild 65).

[11] Kraftschalter

Der Kraftschalter ist ein Teil des Reglers und liefert die Energie, die zur Betätigung der Stelleinrichtung benötigt wird. Wir befassen uns hier nur mit einem pneumatischen Kraftschalter, nämlich der Steuerdüse.

Den Kraftschalter können wir als veränderlichen Widerstand auffassen, der Druckänderungen ermöglicht.

Steuerdüse

a) Auslaßdüsensteuerung (Bild 66)

Das Arbeitsmedium strömt mit konstantem Druck p_e über eine Vordrossel FD zur Auslaßdüse D, deren Ausflußbedingungen durch die Verschiebung der Prallplatte Pr verändert werden können. Durch die Verschiebung der Prallplatte wird entsprechend der Druck p_s

verändert, wobei aber p_s nie den Wert Null erreichen kann. Bei geschlossener Düse ist $p_s = p_e$.

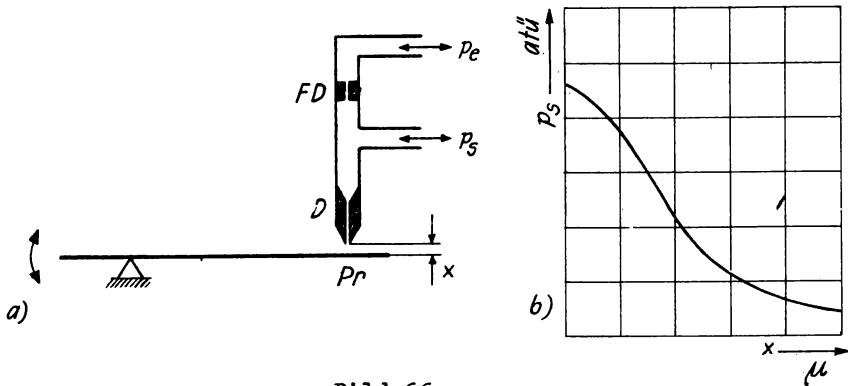


Bild 66
Auslaßdüsensteuerung

a) Anordnung

b) Druckkurve

b) Einlaßdüsensteuerung (Bild 67)

Das Arbeitsmedium strömt mit konstantem Druck p_e durch die Düse D, deren Ausflußbedingungen durch die Prallplatte Pr verändert werden können. Über die Festdrossel FD strömt das Arbeitsmedium ins Freie. Aus Bild 67 erkennen Sie, daß der Druck p_s vom Abstand x der Prallplatte zur Düse D abhängt. Mit der Einlaßdüsensteuerung ist es möglich, den Druck p_s zu Null werden zu lassen.

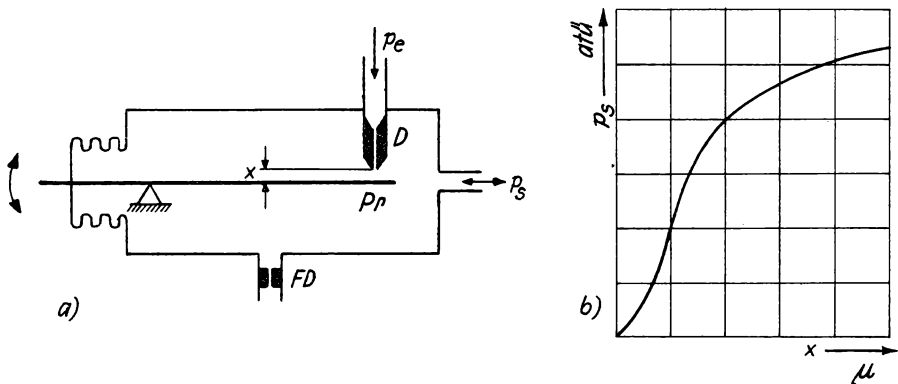


Bild 67
Einlaßdüsensteuerung

a) Anordnung

b) Druckkurve

c) Kombinierte Einlaß- und Auslaßdüsensteuerung (Bild 68)

Bei dieser Anordnung wird das Steuerglied meist als Kugel ausgebildet. Die Kugel liegt so zwischen den beiden gleichartigen Düsen D_1 , D_2 , daß sie bei einer Änderung von x den Querschnitt beider Düsen gleichzeitig verändert. Wenn sich z.B. die obere Düse öffnet, wird die untere geschlossen. Die an sich nichtlineare Funktion $p_s = f(x)$ bekommt dadurch einen relativ langen geradlinigen Teil und umfaßt alle Drücke zwischen Null und p_e .

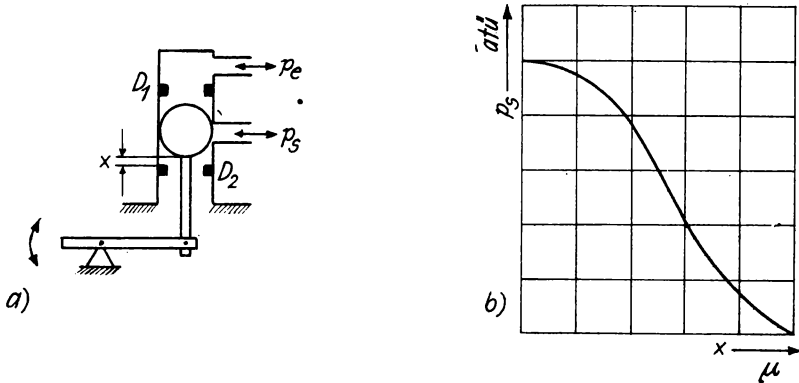


Bild 68

Kombinierte Einlaß- und Auslaßdüsensteuerung

a) Anordnung

b) Druckkurve

d) Alternative Einlaß- und Auslaßdüsensteuerung (Bild 69)

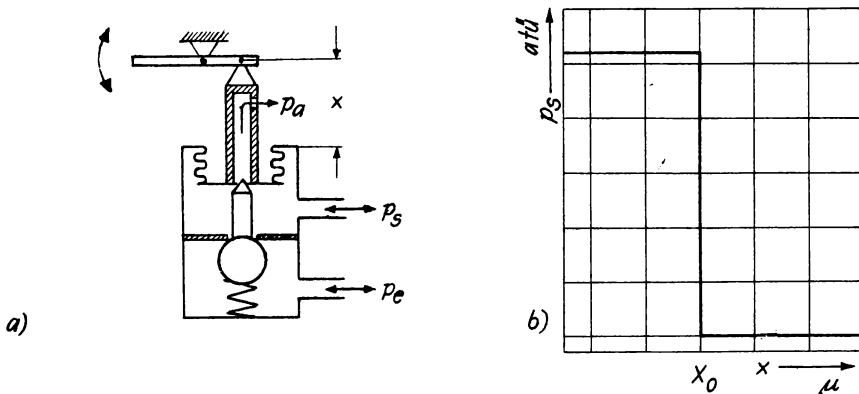


Bild 69

Alternative Einlaß- und Auslaßdüsensteuerung

a) Anordnung

b) Druckkurve

Im Bild 69 ist eine der vielen Ausführungsformen dieser Geräte gezeigt. Abhängig von der Lage des mit zwei Sitzen versehenen Ventilkegels herrscht entweder der Druck p_a oder p_e vor. Bei einer bestimmten Größe von x , und zwar bei $x = x_0$, sind beide Sitze geschlossen. Wird x größer x_0 , so wird der Nadselsitz frei und die Luft kann abströmen, damit wird aber $p_s = 0$. Wird x kleiner x_0 , dann ist der Kugelsitz frei und $p_s = p_e$.

e) Wirkungsweise der Auslaßdüse

Die Steuerwirkung bei der Auslaßdüse wollen wir etwas genauer betrachten und bemerken, daß hier kompliziertere Verhältnisse vorliegen als bei der Hydraulik.

Zunächst geben wir Ihnen die Bezeichnungen:

G_0	Mengenstrom, in der Zeiteinheit durchfließende Menge in kg/s,
Q_0	Ausflußmenge in m^3/s ,
S_0	Querschnitt der Rohrleitung in m^2 ,
$\left. \begin{matrix} S_{01} \\ S_{02} \end{matrix} \right\}$	Querschnitt der Rohrleitung, bezogen auf Zustand 1 und Zustand 2 im Bild 70 in m^2 ,
S_1	Querschnitt der Drossel FD in m^2 ,
S_2	Querschnitt der Düse D in m^2 ,
w	mittlere Geschwindigkeit im Querschnitt in m/s,
γ	spezifisches Gewicht in kp/m^3 ,
v	spezifisches Volumen in m^3/kp ,
g	mittlere Erdbeschleunigung in m/s^2 $g = 9,81 m/s^2$,
$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$	für Luft = 1,4.

$\left. \begin{matrix} p_1 \\ p_2 \end{matrix} \right\}$	der in den Querschnitten I und II herrschende Druck (vgl. Bild 70) in kp/m^2 ,
p_e	Eingangsdruck vor der Drossel FD in kp/m^2 ,
p_s	Steuerdruck, z.B. zwischen Drossel und Düse in kp/m^2 ,
p_a	atmosphärischer Außendruck in kp/m^2 .

Für die stationäre Strömung von kompressiblen Medien (Gasen und Dämpfen) gelten, solange die Strömungsgeschwindigkeit klein ist, folgende Gleichungen:

$$G_o = S_o \cdot \omega \frac{1}{v} = S_{o1} \frac{\omega_1}{v_1} = S_{o2} \frac{\omega_2}{v_2}$$

Beim Einschalten einer Drossel in einen Strömungskanal (Rohrleitung) bleibt die Kontinuitätsbeziehung in obiger Form gültig, wenn die Strömung laminar ist und die Drücke über den ganzen Querschnitt konstant sind. Die Betrachtung des Strömungsbildes und des Druckverlaufes an der Drossel zeigt (Bild 70), daß in dem Rohrquerschnitt I vor der Drossel und dem Strahlquerschnitt II hinter der Drossel diese Voraussetzung annähernd erfüllt ist. Bei Verengung des Strömungsquerschnittes ändert die betrachtete kompressible Flüssigkeit ihre Dichte. Nimmt man an, daß sich diese adiabatisch, also ohne Wärmeaustausch, vollzieht, so gilt

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Auf Grund von thermodynamischen Betrachtungen, die wir unterdrücken, können wir für den Mengenstrom G_o schreiben

$$G_o = S_{o1} \psi \sqrt{2g \frac{p_1}{v_1}},$$

wobei

$$\psi = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]}$$

ist.

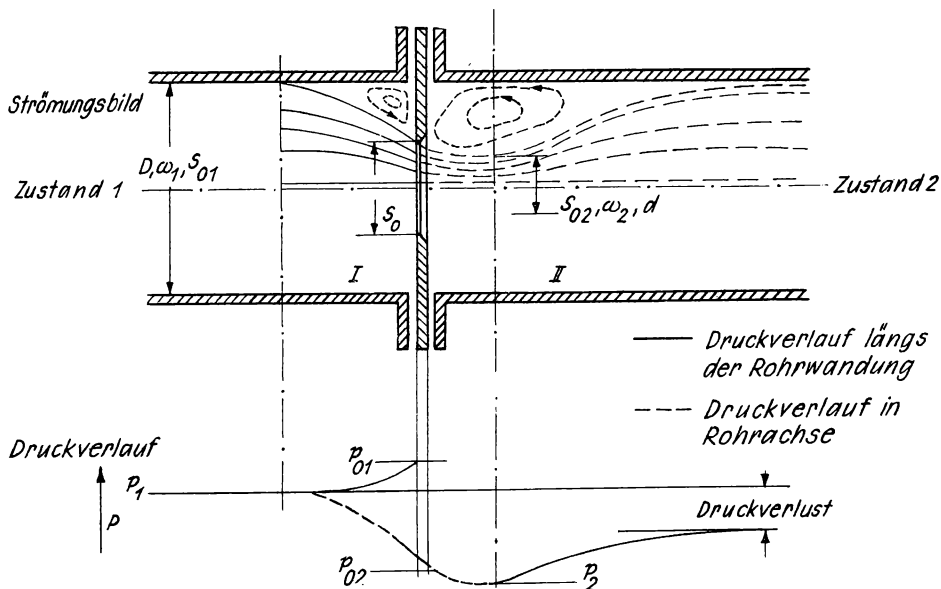


Bild 70
Druckverlauf an einer Drossel

Die Größe ψ ist nur abhängig vom Druckverhältnis ($\alpha = \text{konst.}$), und der Wurzelausdruck $\sqrt{2g \frac{p_1}{v_1}}$ wird durch den Anfangszustand (1) bestimmt.

Diese Beziehungen gelten jedoch nur, wenn S_{01} allmählich in S_{02} übergeht. In der Praxis verwendet man Blenden, wodurch sich andere Verhältnisse ergeben. So ist bei Benutzung von scharfkantigen Blenden die Fläche $S_{02} = \mu S_0$ zu setzen. Es löst sich nämlich die Strömung an der Blendenkante als Freistrah ab und verengt sich noch (s. Bild 70). Diese Kontraktion ist vom Verhältnis der Querschnitte von S_{02} und S_0 abhängig und wird durch die Kontraktionszahl $\mu = \frac{S_{02}}{S_0}$ gekennzeichnet, wobei wir noch erwähnen wollen, daß der Wert für μ von der Beschaffenheit der Blendenkante erheblich beeinflußt wird.

Den Einfluß der Wandreibung vor und an der Blende und den der Geschwindigkeitsverteilung über dem Querschnitt und noch andere

Einflüsse haben wir bisher nicht berücksichtigt. All diese Komponenten wollen wir summarisch durch die Durchflußzahl α erfassen:

$$\alpha = \frac{Q_0}{S_{01} \sqrt{\frac{2g p_1}{\gamma}}} = \frac{G_0}{S_{01} \sqrt{2g p_1}}$$

Die Konstanz von α ist jedoch nur in Gebieten großer REYNOLDZahlen Re_0 vorhanden. Bei der Normblende, deren Verhältnisse den betrachteten am nächsten stehen, gilt das Diagramm in Bild 71. Berechnet

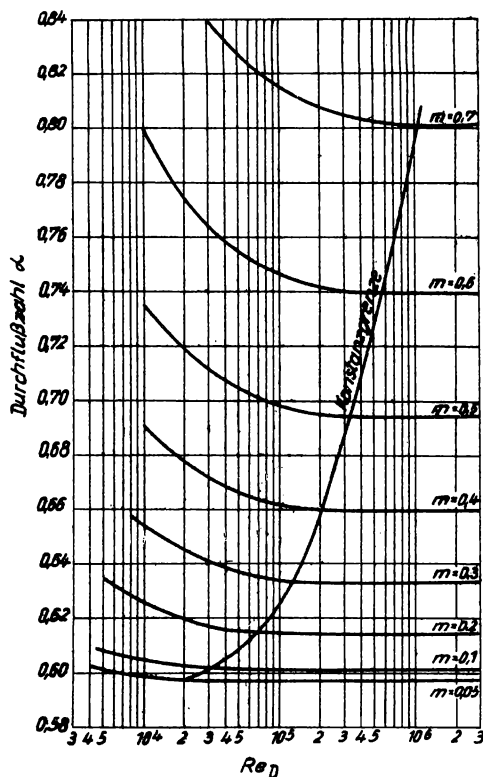


Bild 71

wird $R_{e,D}$, und zwar bezogen auf den Rohrdurchmesser D , aus der Gleichung

$$R_{e,D} = 354 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{Q}{D\nu}$$

Q = Volumendurchfluß in m^3/h

D = lichter Rohrdurchmesser in mm

ν = kinematische Zähigkeit in m^2/s

$$\{\nu(\text{Luft}) = 15,1 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \text{ bei } 760 \text{ Torr und } 20^\circ C\}$$

Wie sich weiter aus dem Diagramm (Bild 71) ergibt, ist die Konstante α noch von dem Parameter

$$m = \frac{d^2}{D^2} = \frac{S_{o2}}{S_{o1}} \quad (\text{Öffnungsverhältnis})$$

abhängig.

In dem Bereich, wo α als konstant vorausgesetzt werden kann, ist mit $S_o = 0,1$ angenähert

$\alpha = 0,62 \dots 0,64$ bei scharfer Durchflußkante,

$\alpha = 0,7 \dots 0,8$ bei schwacher Kantenbrechung,

$\alpha = 0,9 \dots 1$ bei wenig abgerundeter Kante.

Wir bemerken, daß unsere Betrachtungen für den Fall gelten, in dem die Geschwindigkeit des Mediums wesentlich unter der der Schallgeschwindigkeit liegt.

f) Auslaßdüsensteuerung

Wir beziehen uns auf die Anordnung, die durch Bild 72 dargestellt ist. Hinter der ersten Düse FD ist eine zweite Düse Dr angebracht,

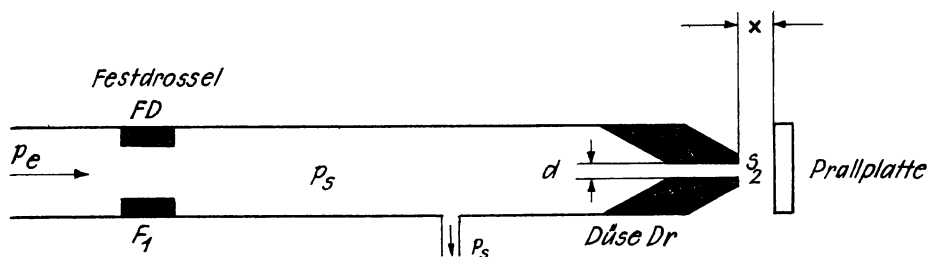


Bild 72
Schema einer Auslaßdüsensteuerung

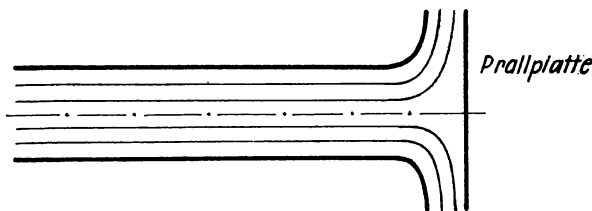
wobei die durch die erste Düse (hier als Festdrossel FD bezeichnet) strömende Gasmenge durch die zweite Düse Dr abfließt. Die Menge des durch die Auslaßdüse Dr abfließenden Gases ist von deren Querschnitt abhängig. Durch eine Querschnittsveränderung der Düse Dr wird also auch der Druck p_g zwischen FD und Dr beeinflußt.

Wir erhalten eine direkte Beziehung zwischen der durchströmenden Menge und dem Druck p_g , wenn wir den Druck p_e vor der Drossel FD und ihren Querschnitt konstant lassen. Eine Beeinflussung des Mengenstroms ist dann nur noch durch eine Änderung der Auslaßdüsenquerschnittsfläche S_2 möglich.

$$S_2 = \frac{d^2 \pi}{4}$$

Die Fläche S_2 kann durch Verkleinern von d verringert werden. Dieselbe Wirkung erzielt man aber auch, indem man vor der Düse Dr im veränderbaren Abstand x eine Prallplatte anbringt (s. Bild 72). Der Mengenstrom fließt nun durch den so entstandenen Ringspalt mit der Fläche $D \pi x$ ab.

Bild 73 zeigt den Strömungsverlauf an der Anordnung Düse-Prallplatte. Man erkennt, daß bei gut abgerundeten Kanten die Strömung



ideal bleibt, die Stromfäden also etwa parallel verlaufen. Wir betrachten zunächst den für uns wenig interessanten Fall, daß die Ringfläche $S_R \geq S_2$ ist, wobei

$$D \pi x \geq \frac{d^2 \pi}{4} \quad \text{bzw.} \\ x \geq \frac{d}{4}.$$

Bild 73
Idealer Strömungsverlauf an
Düse-Prallplatte

In diesem Fall ist die ausströmende Menge nur von der konstanten Querschnittsfläche S_2 der Düse Dr abhängig. Die Menge bleibt also annähernd konstant, da die Ausströmverhältnisse bei den betrachteten großen Werten von x annähernd denen beim Ausfluß in die freie Atmosphäre entsprechen.

Wichtig ist für uns der Fall, in dem $x < \frac{d}{4}$ wird. Dann verengt sich der Ringspalt, und damit wird die Ausströmfläche kleiner ($S_R < S_2$). Der Mengenstrom G_0 und damit der Druck p_s sind also jetzt von x direkt abhängig, wofür wir eine Formel bringen wollen. Die durch die Drossel FD fließende Menge ergibt sich aus der Gleichung

$$G_{01} = S_1 \psi_1 \sqrt{2g \frac{p_e}{v_1}},$$

wobei $\psi_1 = f\left(\frac{p_s}{p_e}\right)$ und $v_e = \frac{k}{p_e}$ ist.

Die durch die Auslaßdüse Dr strömende Menge erhalten wir aus

$$G_{02} = S_2 \psi_2 \left(\frac{p_s}{p_s}\right) \sqrt{2g \frac{p_s}{v_s}},$$

wobei $\psi_2 = f\left(\frac{p_s}{p_s}\right)$ und $v_s = \frac{k}{p_s}$ ist.

Aus diesen Beziehungen gewinnen wir unter Berücksichtigung von $G_{01} = G_{02}$

$$p_s = \frac{S_1}{\pi d^2 x} p_e \frac{1}{\psi_2}$$

ψ_1 und ψ_2 bestimmt man aus der Formel für ψ auf Seite 96.

[12] Pneumatische Rückführeinrichtungen

In den Lehrbriefen „Grundlagen der Regelungstechnik“ behandelten wir ein Übertragungsglied mit Zeitabhängigkeit 1. Ordnung (Bild 23), das aus einem Speicher und einer Rohrleitung besteht. Als Medium wurde Gas vorausgesetzt. Die entsprechende elektrische Anordnung wurde in Bild 24 angegeben und ebenfalls rechnerisch behandelt. Durch Vergleich der beiden Anordnungen sehen wir unmittelbar, daß der Kapazität C das Volumen des Behälters S und dem Widerstand R der Strömungswiderstand der Leitung entspricht. Wir haben ferner in den genannten Lehrbriefen die nachgebende Rückführung, die aus einem Zylinder mit Katarakt und einem federgefestelten in dem Zylinder verschiebbaren Kolben bestand. Zum Bau einer nachgebenden Rückführung mit elektrischen Mitteln benutzten wir einen Kondensator und einen Widerstand (s. Bild 43).

Wir wollen nun nachgebende Rückführungen betrachten, die mit pneumatischen Bauelementen verwirklicht werden.
Ein Ausführungsbeispiel zeigt Ihnen Bild 74.

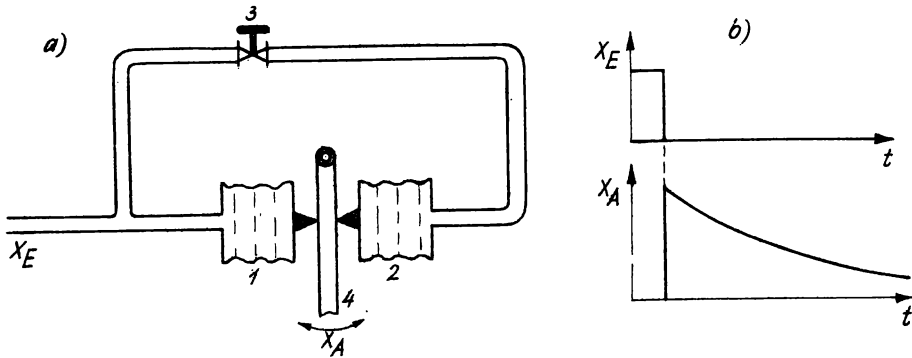


Bild 74
Pneumatische Rückführung
a) Schematische Darstellung b) Zeitverhalten

Bei einer stoßförmigen Luftdruckerhöhung dehnt sich das Wellrohr 1 ohne merkliche Zeitverzögerung aus und arbeitet gegen das Wellrohr 2. Dabei wird der Hebel 4, der den Ausgangswert als Drehwinkel abgibt, ausgelenkt. Die stoßförmige Erhöhung des Luftdruckes tritt aber gleichzeitig auch an der Drossel 3 auf. Über die Drossel 3 strömt nun die Luft in das Wellrohr 2, das sich mit einer von der Einstellung der Drossel 3 abhängigen Zeitverzögerung ausdehnt. Dadurch wird allmählich der Hebel 4 in die Ausgangslage zurückgeführt, und der Drehwinkel x_A geht gegen Null.

Ein entsprechendes Verhalten zeigt diese Anordnung bei einer sprungförmigen Druckabsenkung.

Der Balg 1 entspricht einem Glied ohne Zeitverhalten, während die Anordnung Drossel 3 und Balg 2 einer RC-Kombination analog ist. Wir sehen auch unmittelbar, daß bei Schließung der Drossel 3 die ganze Anordnung als Glied ohne merkliches Zeitverhalten wirkt, weil dann die Zeitkonstante $\tau = RC$ (von Drossel 3 und Balg 2) unendlich wird.

Während wir die dem Kondensator entsprechende Balganordnung nicht weiter zu erörtern brauchen, müssen wir auf die konstruktive

Ausbildung der Drossel etwas genauer eingehen.

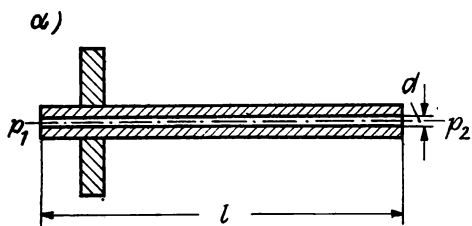
In Stabilisierungseinrichtungen pneumatischer Regler werden am häufigsten die folgenden Grundformen verwendet:

α) Kapillare ,	Bild 75 α ,	Parameter ℓ ,
β) Düse - Prallplatte ,	" 75 β	" h ,
γ) Konus - Konus ,	" 75 γ	" h ,
δ) Konus - Zylinder ,	" 75 δ	" h ,
ϵ) Bohrung - Kugel .	" 75 ϵ	" h .

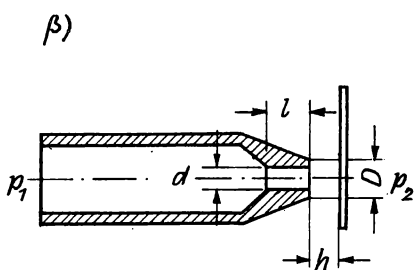
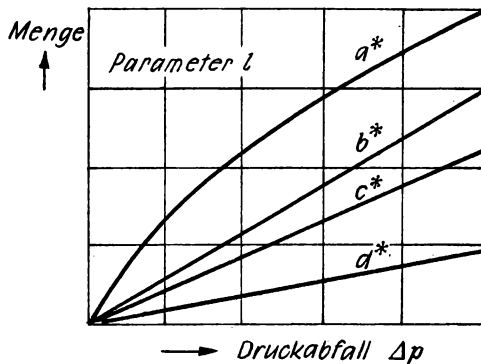
Sie sehen aus den Diagrammen (Bild 75 $\alpha \dots \epsilon$), daß sich je nach Drosselart verschiedene Formen der Kennlinie ergeben. Braucht man in einem pneumatischen Regler ein Drosselgerät, das im Betrieb eingestellt werden muß, so wünscht man eine lineare Skale. Dafür kämen die Ausführungen α und γ in Frage. Da die Ausführung γ eine hohe Fertigungsgenauigkeit erfordert, zieht man in der Praxis die Variante α vor.

Die Ausführung α wird technisch so ausgeführt, daß man die Kapillare als Gewindegang in einen Hohlzylinder schneidet und durch einen verschiebbaren glatten Bolzen die jeweils wirksame Länge ℓ der Kapillare einstellt.

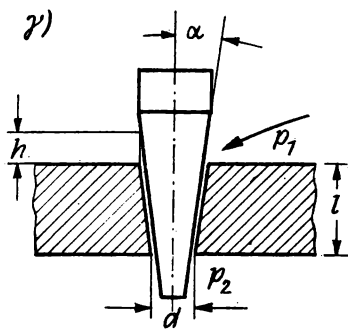
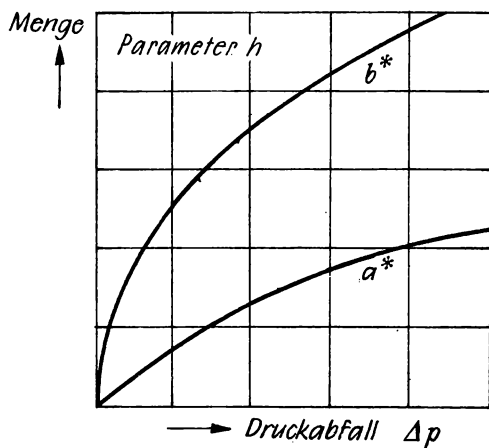
Die Art der Einfügung einer pneumatischen Rückführung in den Regelkreis besprechen wir in einem der noch folgenden Abschnitte.



$$l: a^* < b^* < c^* < d^*$$



$$h: a^* < b^*$$



$$h: a^* < b^* < c^* < d^* < e^* < f^*$$

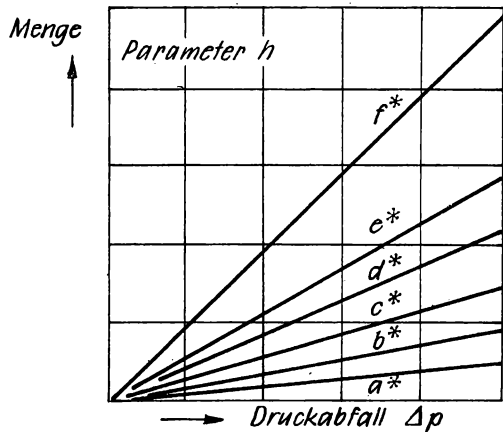


Bild 75 α, β, γ
 Experimentelle Ausführung und Kennlinien von Drosseln
 $\alpha)$ Kapillare $\beta)$ Düse-Prallplatte $\gamma)$ Konus-Konus

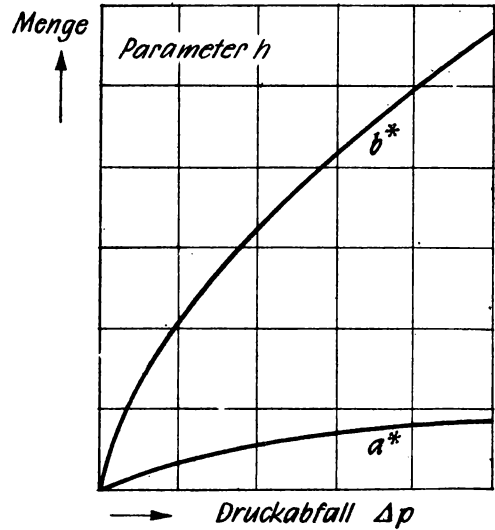
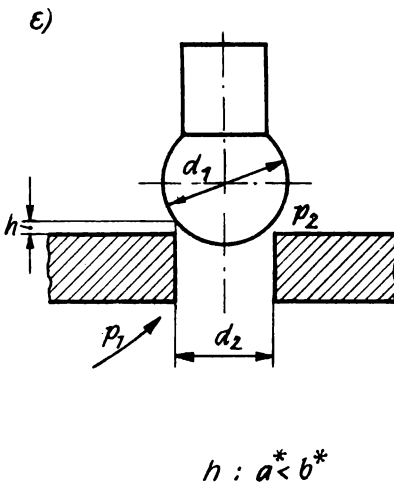
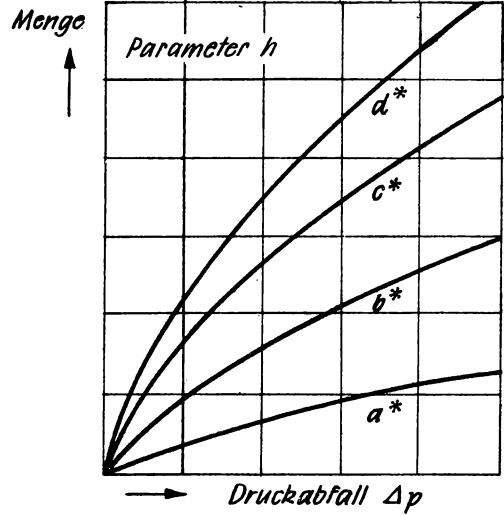
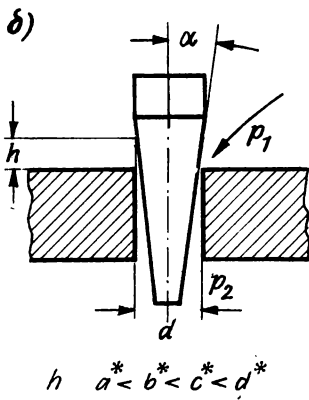


Bild 75 δ, ε
Experimentelle Ausführung und Kennlinien von Drosseln
δ) Konus-Zylinder ε) Bohrung-Kugel

[13] Stelleinrichtungen

1. Stellmotore

In der Praxis verwendet man fast ausschließlich Membranmotoren. Im Bild 76 zeigen wir ein Membranventil im Schnitt, aus dem Sie die Abmessungen entnehmen können.

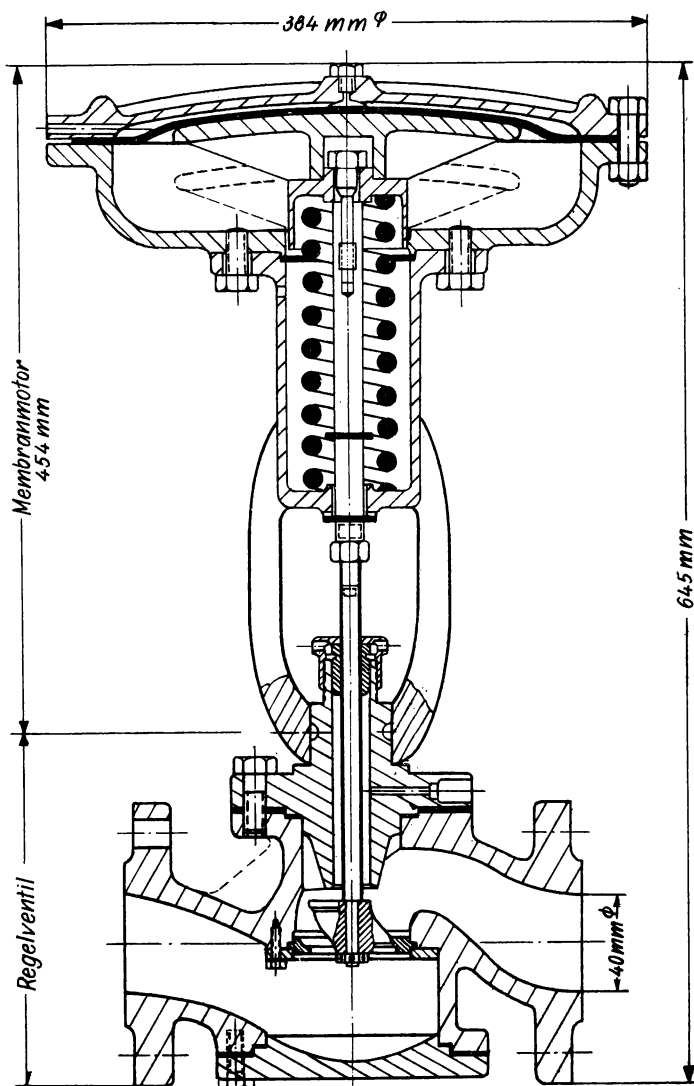


Bild 76
Membranventil im Schnitt

Aus der Konstruktion ergibt sich unmittelbar, daß man mit Membranmotoren nur begrenzte Hübe realisieren kann. Für höhere Ansprüche in bezug auf den Hub werden Sondereinrichtungen, sog. Langhubmotoren, gefertigt.

Die Funktion des Membranmotores ist ebenfalls aus der Schnittzeichnung aus Bild 76 zu ersehen, so daß wir hier nicht genauer darauf einzugehen brauchen. Werkstofffragen der Membran haben wir bereits in [10], 4, gestreift.

(Durch eine Zusatzeinrichtung, den sogenannten Stellungsmacher, kann man unabhängig von den vorhandenen Reibungsverhältnissen usw. die dem anliegenden Steuerdruck entsprechende Stellung des Membranmotors realisieren.

In unserem Rahmen können wir jedoch auf den Stellungsmacher nicht näher eingehen.)

2. Regelventile

a) Einleitung

Der vorliegende Abschnitt befaßt sich mit der Behandlung eines Bauelementes, welches immer dann Anwendung findet, wenn es um die Regelung oder Steuerung an strömenden Medien, z.B. Mengen- oder Druckregelung, geht.

Das Stellglied greift in solchen Fällen auf Grund seiner Stellung im Regelkreis direkt in den Energie- oder Massenstrom ein und verursacht so eine Regelgrößenänderung. Damit die Regelgrößenänderung in der gewünschten Weise eintritt, ist es nötig, daß das Ventil den zugehörigen Forderungen entsprechend ausgelegt wird. Leider wird in Anwendungsfällen diesem Punkt oft nicht die notwendige Aufmerksamkeit geschenkt. Das liegt vielleicht daran, daß bei den elektrischen Regelkreisen die Dimensionierung des Stellgliedes keine Schwierigkeiten bereitet, so daß man aus diesem Grunde vielfach geneigt ist, hier zu verallgemeinern.

Dadurch können sich jedoch bei der Anwendung von Ventilen als Stellglieder Fehler einstellen. Bei vielen Anlagen, die nicht zur Zufriedenheit arbeiten, zeigen nämlich genauere Betrachtungen, daß eine falsche Ausbildung des Stellgliedes der Grund für die Fehlschläge ist. Es ändert sich dann unter Umständen bei verschiedenen Lagen des Stellgliedes das Verhalten des Kreises, und gegebenenfalls treten Instabilitäten auf usw.

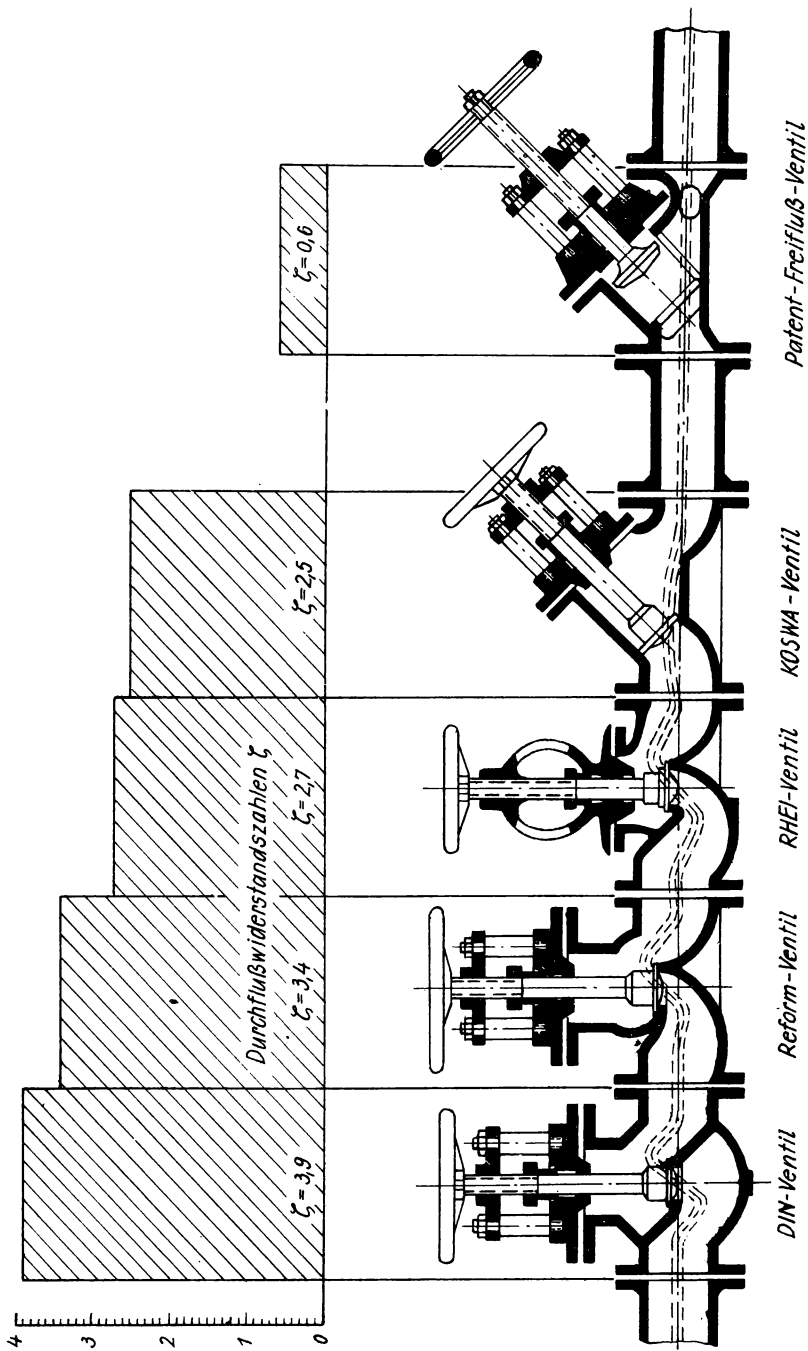


Bild 77
Konstruktive Ausführungen von Ventilen

b) Ventilarten

Man muß prinzipiell zwischen Regel- und Absperrventilen unterscheiden.

α) Absperrventile

Die Absperrventile sind so konstruiert, daß sie das Verhalten der Anlage, in die sie eingebaut werden, möglichst wenig ändern, d.h., daß der durch sie hervorgerufene Druckabfall möglichst gering ist. Sie haben nämlich funktionell nur den Durchfluß zu sperren oder den vollen Durchfluß freizugeben.

Ihre Konstruktion wird meist in der Form von Tellerventilen ausgeführt.

Bild 77 zeigt Ihnen einige konstruktive Ausführungen.

Der am Absperrventil auftretende Druckabfall Δp ist proportional der Durchflußwiderstandszahl ζ . Die ζ -Werte sind über der jeweiligen Konstruktion aufgetragen (s. Bild 77) und sind somit dem Druckabfall proportional. Soll der Δp sehr klein sein, so muß die Ventilausführung mit dem kleinsten ζ -Wert gewählt werden.

Genügen die angegebenen ζ -Werte nicht, so werden Absperrschieber eingesetzt. Ein gut ausgeführter, voll geöffneter Absperrschieber bringt den geringsten Druckabfall für solche Absperrmittel. Man erreicht $\zeta = 0,05$, der Schieber zeigt also im Vergleich zum Tellerventil günstigere Verhältnisse. Dabei muß man aber berücksichtigen, daß für den vollen Durchfluß auch der Hub $y_{\max} = d$ sein muß, wenn d der Leitungsdurchmesser ist.

Beim Tellerventil hingegen gilt (s. Bild 78)

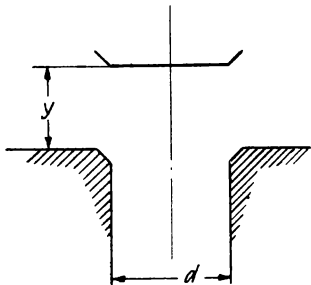


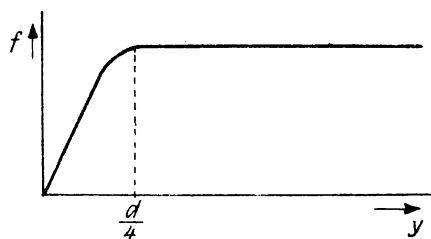
Bild 78
Tellerventil

$$d \pi y_{\max} = \frac{d^2 \pi}{4} ,$$

also

$$y_{\max} = \frac{d}{4}$$

Das folgende Bild 79 zeigt die Abhängigkeit des freien Öffnungsquerschnitt f vom Hub y . Auf Grund der Strömungsverhältnisse



liegt verständlicherweise die maximale Durchflußmenge nicht genau bei $\frac{d}{4}$.

Bild 79
Abhängigkeit des freien Öffnungsquerschnitts vom Hub beim Tellerventil

β Regelventile

Regelventile haben die Aufgabe, das Verhalten der Anlage, in die sie eingebaut werden, zu beeinflussen, und zwar so, daß jeder Stellung des Ventils im ungestörten Zustand ein bestimmter Beharrungszustand der Anlage entspricht. Weiter soll im Falle der Störung der Anlage durch die Verstellung des Ventils der gewünschte Beharrungszustand aufrechterhalten werden.

Es muß also ein Druckabfall am Ventil erzeugt werden, der den gewünschten Eingriff in die Anlage ermöglicht.

Dabei ist es von Bedeutung, ob es sich um Druck- oder Mengenregelung usw. handelt.

Die Ausbildung des Regelventils wird daher von der Art und Größe der Störung abhängen, wobei ein „gleichmäßiger“ Eingriff in die Anlage in Bezug auf die Größe der Störung möglich sein muß.

Man verlangt also für den jeweils vorliegenden Fall eine bestimmte Kennlinie des Ventils.

c) Ventilkennlinien

Wir kennen zwei Arten von Kennlinien:

- α) Öffnungskennlinien, hierbei wird der freie Ventilquerschnitt in Abhängigkeit vom Hub dargestellt;
- β) Durchflußkennlinien, hierbei wird der Durchfluß in Abhängigkeit vom Hub dargestellt.

Zu α) Öffnungskennlinien

Wir unterteilen weiter in lineare Öffnungskennlinien und gleichprozentige Öffnungskennlinien.

Lineare Öffnungskennlinien erfüllen die Bedingung

$\frac{df}{dy} = \text{konst.}$ und somit $f = k y$ (Bild 80).

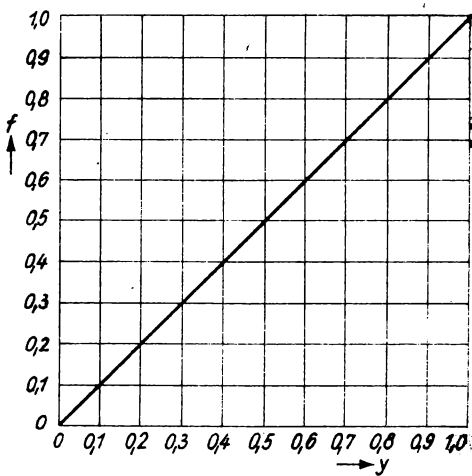


Bild 80
Lineare Öffnungskennlinie
von Regelventilen
 f = freier Ventilquerschnitt
 y = Ventilhub

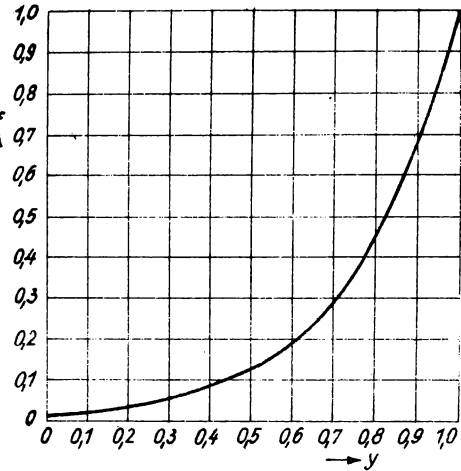


Bild 81
Gleichprozentige Öffnungskenn-
linie von Regelventilen
 f = freier Ventilquerschnitt
 y = Ventilhub

Gleichprozentige Öffnungskennlinien

In diesem Fall ändert sich der freie Ventilquerschnitt f in bezug auf die Ventilstellung oder den Hub y um gleiche prozentuale Anteile, bezogen auf den momentanen Querschnitt, d.h.

$$\frac{\frac{df}{dy}}{f} \cdot 100 = k ;$$

$$\text{daraus folgt } \frac{df}{dy} - f \frac{k}{100} = 0.$$

Die Lösung ergibt

$$f = c_1 e^{\frac{k}{100} y} ,$$

bei $y = 0$ erhält man

$$f = c_1 = f_0 ,$$

mit $n = \frac{k}{100}$ (prozentuale Querschnittsänderung) gilt

$$f = f_0 e^{ny}$$

Setzen wir speziell $y = 1$; $f = 1$; $n = 1 \%$, so wird

$$f = f_0 e^n \quad \text{und} \quad f_0 = e^{-1},$$

damit ergibt sich schließlich

$$f_0 = 0,368,$$

d.h., für $y = 0$ sind noch ca. 37 % des vollen Öffnungsquerschnitts frei. Daraus resultiert, daß solche Ventile nicht voll schließen können.

Man bildet deshalb das Ventil für alle die Fälle, in denen die Anlage zugleich mit dem Regelventil stillgesetzt oder auch angefahren werden soll, so aus, daß außerhalb des vorgesehenen Stellbereiches das Ventil mittels eines kurzen Hubs vollständig geschlossen werden kann.

Das Bild 81 zeigt eine gleichprozentige Öffnungskennlinie.

Zu β) Durchflußkennlinien

Wir unterteilen wieder in lineare Durchflußkennlinien und gleichprozentige Durchflußkennlinien.

Lineare Durchflußkennlinie

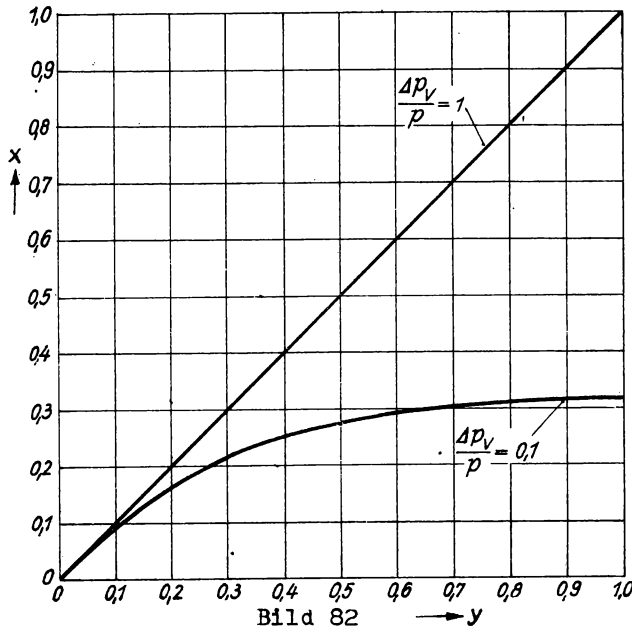


Bild 82
Zusammenhang zwischen Durchflußmenge x und Ventilstellung y

$$\text{für} \quad \frac{\Delta p_v}{p} = 1 \quad \text{und} \quad \frac{\Delta p_v}{p} = 0,1$$

Hierfür muß also gelten

$$Q = k f$$

Dabei ist vorausgesetzt, daß der Druckabfall am Ventil (Δp_v) konstant gehalten wird.

Die entsprechenden Kennlinien zeigt das Bild 82. Hierzu ist aber festzustellen, daß in der Praxis eine solche Kennlinie kaum in Betracht kommt, da ein Ventil selten unter konstantem Druckabfall arbeitet.

Gleichprozentige Durchflußkennlinie

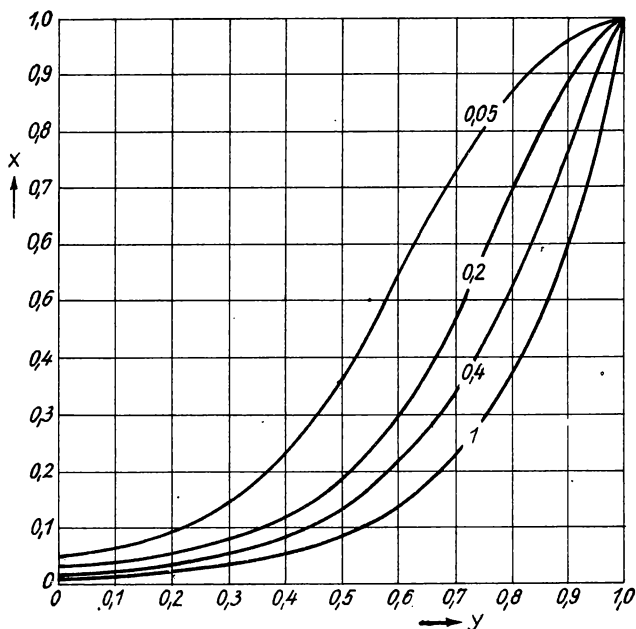


Bild 83

Durchflußkennlinien für ein Ventil mit gleichprozentiger Öffnungskennlinie und $n = 5\%$

x = Durchflußmenge y = Ventilstellung
 p_v = Druckabfall am Ventil p = Gesamtdruck
 n = prozentuale Vergrößerung der momentanen freien Ventilfläche je Hubeinheit

Die Kennlinien für $\frac{p_v}{p} = 0,05 ; 0,2 ; 0,4 ; 1$ zeigt das Bild 83.

Die Abhängigkeit $x = f(y)$ ist also nichtlinear und hängt von dem Verhältnis $\frac{\Delta p_v}{p}$ erheblich ab.

Wir gehen darauf nicht weiter ein, da sich keine wesentlich neuen Erkenntnisse ergeben.

d) Berechnung der Ventile

a) Bei der Berechnung der Regelventile ist zunächst die Dimensionierung des Sitzquerschnitts erforderlich.

Man hat hierbei die maximale Durchflußmenge anzusetzen und ermittelt daraus den Sitzquerschnitt des Ventils. In vielen Anlagen ist der maximale Durchsatz nicht bekannt, sondern man bekommt nur Angaben über den Normaldurchsatz. Die auftretenden Störungen erhöhen oder verkleinern ihn. Da man die Störungen meist nicht kennt, hat man den Normaldurchsatz mit einem entsprechenden Aufschlag in Rechnung zu setzen. Die Angaben über diesen Aufschlag schwanken von 25 ... 200 %. Daraus ist ersichtlich, daß in Fällen, in denen der Maximaldurchsatz nicht bekannt ist, der Sitzquerschnitt nicht genau dimensioniert werden kann. Somit kann auch die allgemeine Forderung, daß die Regelventile bei Normaldurchsatz mit $y = \frac{y_{\max}}{2}$ arbeiten, nicht von vornherein erfüllt sein, und es muß gegebenenfalls nach Inbetriebnahme der Sitzdurchmesser geändert werden.

β) Berechnung des Sitzquerschnittes

Die Strömungsverhältnisse im Ventil sind sehr unübersichtlich. Jedoch ist es möglich, Ventile wegen der ähnlichen Strömungsverhältnisse so zu berechnen wie Blenden mit veränderlichem Querschnitt.

Man bedient sich zur Berechnung des Sitzquerschnittes der allgemeinen Durchflußgleichung nach DIN 1952

$$G = \alpha \cdot \epsilon \cdot S \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot \Delta p_v} ,$$

wobei bedeuten

G = Mengestrom

α = Ausflußzahl

ϵ = Kompressibilität

S = Querschnitt in der Rohrleitung

g = Erdbeschleunigung

γ = spez. Gewicht

Δp_v = Druckabfall am Ventil

und setzt zur Durchflußberechnung den bleibenden Druckabfall am Ventil an. Er ist annähernd gleich dem Wirkdruck an der Blende, wird jedoch beim Ventil um einen geringen „Druckrückgewinn“ verändert. Der Druckrückgewinn hängt ab vom Wert $m = \frac{\text{Sitzquerschnitt}}{\text{Anschlußquerschnitt}}$. Wird m sehr klein, ist auch der Rückgewinn vernachlässigbar klein, und Wirkdruck an der Blende und bleibender Druckabfall am Ventil sind nahezu identisch.

Kann man $m \sim 0$ setzen, was in Näherung gestattet ist, so ergibt sich nach DIN 1952 $\epsilon \approx 0,8$ und damit $\alpha \approx 0,4$. Hiermit ist der Querschnitt S berechenbar, wobei man bei der Berechnung für S den Maximaldurchsatz oder den Normaldurchfluß mit dem entsprechenden Aufschlag ansetzt.

Offensichtlich lassen sich mit dieser Berechnungsmethode nur grobe Näherungswerte ermitteln.

Der Sitzquerschnitt eines Regelventils muß aber so bemessen werden, daß bei $y = \frac{y_{\max}}{2}$ der Normaldurchsatz gegeben ist, damit noch ein genügend großer Stellweg im Sinne der Vergrößerung oder Verkleinerung der Menge zur Verfügung steht. Die durch die Werte ϵ und α auftretenden Unsicherheiten sind aber klein, falls der Maximaldurchsatz nicht bekannt ist, denn durch die Schätzung des Aufschlages können viel größere Abweichungen von den tatsächlichen Verhältnissen auftreten.

Ist der Maximaldurchsatz jedoch bekannt, so genügen die Näherungen nicht mehr. Für diesen Fall bietet ein in Amerika verbreitetes Verfahren große Vorteile zur genaueren Ermittlung des Sitzquerschnittes.

Man geht auch hier von der Gleichung

$$G = \alpha \epsilon S \sqrt{2 g \gamma \Delta p_v}$$

aus, setzt alle bekannten Werte ein und erhält

$$G = K_v \sqrt{\gamma \Delta p_v}$$

Die Kenngröße des Ventils ist damit durch

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\gamma \Delta p}}$$

festgelegt.

Setzt man nun im voll geöffneten Zustand $\Delta p = \Delta p_0$, so gilt

$$K_{V \max} = \frac{G}{\sqrt{\gamma \Delta p_0}}$$

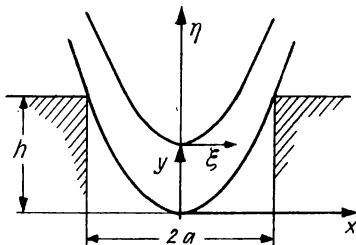
Bei bekanntem Durchsatz und Kenntnis von γ gibt man sich den Druckabfall bei voll geöffnetem Ventil Δp_0 vor und ermittelt den Wert $K_{V \max}$.

Dieser Wert $K_{V \max}$ wird von den Herstellerwerken für jedes Ventil berechnet, und man kann sich somit nach der Liste für die $K_{V \max}$ -Werte das entsprechende Ventil heraussuchen.

Eine Erweiterung des Verfahrens läge darin, daß die Hersteller die Kennlinie $K_V = f(\text{Hub})$ liefern. Das würde für die Verbraucher eine wesentlich umfassendere Charakterisierung der einzelnen Ventile für Regelzwecke bedeuten.

g) Bestimmung des Profils der Ventileinsätze

Für lineare Öffnungskennlinien ist konstruktiv vor allem der Paraboloidansatz üblich.



Für die Form des Ventileinsatzes gilt im Längsschnitt

$$y = K \xi^2$$

Hierbei ist nach Bild 84

$$h = \eta + y,$$

$$y = h - \eta,$$

$$x = \xi.$$

Bild 84

Skizze zur Bestimmung des Profils eines Ventileinsatzes für lineare Öffnungskennlinien

Für den Öffnungsquerschnitt gilt

$$f = \pi (a^2 - \xi^2) = \pi (a^2 - \frac{\eta}{K}) = \pi (a^2 - \frac{h - y}{K})$$

$$f = \pi (a^2 - \frac{K a^2 - y}{K}) = - \frac{\pi}{K} y$$

Damit ergibt sich

$$f = \text{konst. } y$$

Das Profil läßt sich also durch Rechnung festlegen, wenn $d = 2a$ und y_{\max} gegeben sind. Mit diesen Werten ermittelt man zunächst k und kann dann die Funktion $y = F(\xi)$, nach der das Paraboloid zu berechnen ist, auswerten.

Aus besonderen Gründen ist es zuweilen nötig, die Öffnungskennlinie in parabolischer Form zu erhalten. Für diesen Fall wird der Ventilansatz nach der Beziehung $y = k \xi^n$ ausgebildet. Für y gilt dann

$$y = \text{konst.} \cdot f^{\frac{n}{2}}$$

Der Sonderfall $n = 2$ ergibt damit eine lineäre Öffnungskennlinie.

Bei gleichprozentigen Öffnungskennlinien geht man von der folgenden Bedingung aus

$$\frac{\frac{df}{dy}}{f} \cdot 100 = \text{konst.}$$

Deren Lösung lautet

$$f = f_0 e^{ny}$$

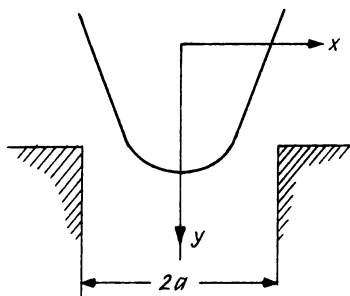


Bild 85

Skizze zur Bestimmung des Profils eines Ventileinsatzes für gleichprozentige Öffnungskennlinien

Nach Bild 85 gilt

$$\begin{aligned} f &= \pi (a^2 - x^2) \\ &= f_0 e^{ny} \\ x &= \sqrt{a^2 - \frac{f_0 e^{ny}}{\pi}} \end{aligned}$$

Das Profil läßt sich also wiederum bei gegebenen $d = 2a$ und y_{\max} ermitteln.

Die Berechnung der Profile für die gegebenen Durchflußkennlinien ist nur möglich, wenn die Betriebsverhältnisse bekannt sind. Denn wie Sie aus dem Bild 84 ersehen können, gilt eine Kennlinie für die Abhängigkeit des Durchflusses vom Hub nur für $\frac{\Delta p_v}{p} = \text{konst.}$

Ändert sich dieser Quotient, so arbeitet das Ventil auf der entsprechenden Kennlinie. Bei der Profilierung geht man so vor, daß der am häufigsten zu erwartende Wert $\frac{\Delta p_v}{p}$ zur Profilierung zugrunde gelegt wird.

Für den Durchfluß müssen also die Betriebsverhältnisse berücksichtigt werden. Wir wollen uns deshalb mit diesen Angaben begnügen.

e) Abschlußbetrachtungen

Aus den Darstellungen des Abschnitts Regelventile lernten Sie die Aufgabe der Ventile und an Hand von Kennlinien die Arbeitsweise derselben kennen.

Für die einfachsten Fälle der Kennlinien wurde neben der für alle Ventilarten gültigen Berechnung des Sitzquerschnittes auch die Berechnung des Profils angegeben. Mit diesen Mitteln können nun Regelventile dimensioniert werden. Dazu ist es aber in jedem Falle notwendig, daß man die Lage des Ventils im Regelkreis kennt. Man muß also wissen, ob es am Ein- oder Ausgang des Massenstromes in der Strecke liegt. Weiterhin muß man über die Art und Größe der auftretenden Störungen Kenntnis haben.

Wir halten also fest, daß bei der Wahl und Auslegung eines Regelventils der Gesamtkomplex, Art der Regelung, Lage des Stellgliedes in bezug auf die Strecke, Größe und Art der möglichen Störungen in die Betrachtungen einbezogen werden müssen. Denn nur dann gelingt es, die für die Aufgabe geeignete Kennlinie zu ermitteln.

LITERATURVERZEICHNIS

Bücher

- HOFFMANN, G. Einführung in die Hydraulik, VEB Verlag Technik, Berlin 1953, 146 Seiten
- WÜNSCH, G. Regler für Druck und Menge, Verlag von R. Oldenbourg, München und Berlin 1930, 207 Seiten
- CHAIMOWITSCH, E.M. Ölhydraulik, Grundlagen und Anwendung (Übers. aus d. Russ.), Verlag Technik, Berlin 1957, 331 Seiten
- SHOCHOWSKI, M.K. Druck- und Vakuummeßgeräte, Fachbuchverlag, Leipzig 1957, 243 Seiten
- KRETZSCHMER, F. Pneumatische Regler, VDI-Verlag G.m.b.H., Düsseldorf 1958, 156 Seiten

Zeitschriften

Regelungstechnik, Zeitschrift für Steuern, Regeln und Automatisieren, Verlag R. Oldenbourg, München

Ölhydraulik und Pneumatik, Verlag Krausskopf, Wiesbaden

Veröffentlichungen

- FRÜH, K. Berechnung des Durchflusses in Regelventilen mit Hilfe des K_v -Koeffizienten, Regelungstechnik Heft 9/1957, Seite 307 ff.

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
2. Kapitel: Hydraulische Bauelemente (Fortsetzung)	61
8 Ölpumpen und Hydromotore	61
3. Kapitel: Pneumatische Bauelemente	73
9 Eigenschaften pneumatischer Bauelemente	73
10 Meßeinrichtungen	75
11 Kraftschalter	92
12 Pneumatische Rückführeinrichtungen	101
13 Stelleinrichtungen	106
Literaturverzeichnis	119

LEHRBRIEFE FÜR DAS FERNSTUDIUM

HERAUSGEGEBEN

VON DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT DRESDEN

BAUELEMENTE DER REGELUNGSTECHNIK

3. LEHRBRIEF · Unveränderter Nachdruck 1962



VEB VERLAG TECHNIK BERLIN

BAUELEMENTE DER REGELUNGSTECHNIK

3. LEHRBRIEF · Unveränderter Nachdruck 1962

von Dr. phil. **Heinrich Kindler**
Professor mit Lehrstuhl
und Direktor des Instituts für Regelungstechnik
der Technischen Universität Dresden

Bearbeitet für das Fernstudium
von Dipl.-Gwl. **Helmut Wiesenhütter**
wissenschaftlicher Mitarbeiter
der Hauptabteilung Fern- und Abendstudium
der Technischen Universität Dresden



V E B V E R L A G T E C H N I K B E R L I N 1 9 6 2

VT-Bestell-Nr. 9188/3 · Auflage 900 Expl. · Veröffentlicht unter Ag 628/210/62/DDR
Verfaßt für die Hauptabteilung Fern- und Abendstudium der Technischen Universität Dresden · Heraus-
gegeben im Auftrag des Staatssekretariats für das Hoch- und Fachschulwesen der Deutschen Demo-
kratischen Republik von der Technischen Universität Dresden · Verlag und Vertrieb: VEB Verlag
Technik, Berlin · Im Offsetdruck hergestellt von dem VEB Druckerei „Thomas Müntzer“ Bad Langensalza

3. Kapitel: Pneumatische Bauelemente (Fortsetzung)

[14] Transmitter

In der Praxis ist oft die Umformung eines Meßwertes notwendig, weil dieser dann entweder besser zu messen oder besser zu regeln ist.

Auch kann der Fall auftreten, daß man eine Meßwertwandlung vornimmt, um den Meßwert besser übertragen zu können. Dieser Gesichtspunkt spielt dann eine Rolle, wenn man alle Meßgeräte einer Betriebsanlage in einem zentralen Bedienungsstand (Leitstand) vereinigen will.

Meistens formt man den Meßwert in eine elektrische Spannung um. Doch sind, wie schon früher bemerkt, in vielen Betrieben elektrische Einrichtungen wegen der Explosionsgefahr unerwünscht. Aus diesem Grunde haben Fernübertragungsmechanismen auf pneumatischer

Basis eine erhebliche Bedeutung gewonnen, während hydraulische Verfahren zwar möglich, aber infolge der schon früher erörterten Nachteile kaum anzutreffen sind.

Zwischen den elektrischen Übertragungsverfahren und den pneumatischen Meßwertwandlern (Transmittern) besteht insofern ein Unterschied, als bei den meisten elektrischen Übertragungen die Eingangsgröße mit Hilfe von Steuerungen (ohmschen, induktiven oder kapazitiven Fernsendern) am Ausgang abgebildet wird, während bei pneumatischen Meßwertwandlern fast immer eine Regelung benutzt wird. Dazu ist man im allgemeinen genötigt, weil pneumatische Widerstände nicht konstant sind, sondern sich durch Verschmutzung ändern.

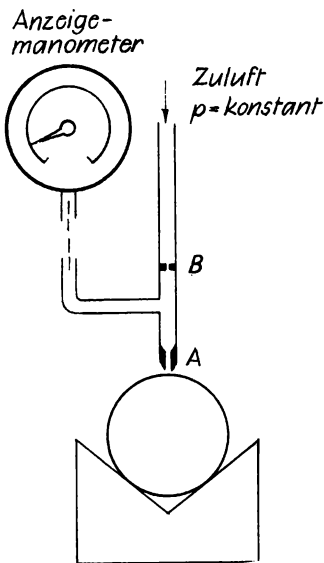


Bild 86
Pneumatische Meß-
lehre

Dies wollen wir am Beispiel einer pneumatischen Meßlehre erläutern (Bild 86). Hierbei darf sich der Widerstand der Auslaßdüse

nur durch den Abstand des Prüflings von ihr verändern. Verschmutzt die Auslaßdüse A, so wird schon dadurch der Widerstand geändert und die Messung gefälscht. Entsprechend wirkt sich eine Verschmutzung der Düse B aus.

Bei der Benutzung einer pneumatischen Meßlehre muß also die Anzeige von Zeit zu Zeit mit dem Normal kontrolliert werden, was natürlich nachteilig ist.

Für die Übertragung eines Meßwertes ist also die pneumatische Steuerung wenig geeignet. Man muß vielmehr Verfahren anwenden, bei denen die Inkonstanz pneumatischer Widerstände eine untergeordnete Rolle spielt. Man benutzt deshalb Folgeregler, bei denen die umzuwandelnde Größe die Führungsgröße ist.

a) Transmitter nach dem Ausschlagverfahren

Einrichtungen, die nach dem Ausschlagverfahren arbeiten, verwendet man, wenn eine geometrische Größe, z.B. eine Längenänderung, in einen Instrumentenausschlag umgewandelt werden soll und auch dann, wenn bei Speiseluftausfall die Meßgröße am Transmitter abgelesen werden soll.

b) Transmitter nach dem Kompensationsverfahren

Ist die umzuwandelnde Meßgröße als Kraft oder Druck gegeben, so bedient man sich zweckmäßig des Kompensationsverfahrens.

Wir wollen nun einen Transmitter nach dem Ausschlagverfahren und einen Transmitter nach dem Kompensationsverfahren genauer behandeln.

Transmitter nach dem Ausschlagverfahren

Im Bild 87 sehen Sie einen pneumatischen Ausschlagsregler mit starrer Rückführung, bei dem die umzuwandelnde Meßgröße als Druck gegeben ist.

Der Meßwert wird einer Rohrfeder 1 zugeführt, die einen Hebel 2 bewegt, der zugleich als Prallplatte dient. Durch Auf- und Abwärtsverschiebung des Hebeldrehpunktes 3 wird der Sollwert festgelegt. Ein weiterer zweiarmliger Hebel 4, dessen Drehpunkt seitlich verschiebbar ist, trägt eine Düse 5. Diese ist über eine flexible Zuleitung mit einer Festdrossel 6 verbunden. Am anderen Ende dieses Hebels 4 ist das Rückführwellrohr 7 angebracht. Der in der Leitung zwischen Auslaßdüse und Festdrossel auftretende

Druck wird dem Rückführwellrohr 7, dem Stellmotor 8 und dem Anzeigegerät 9 zugeführt.

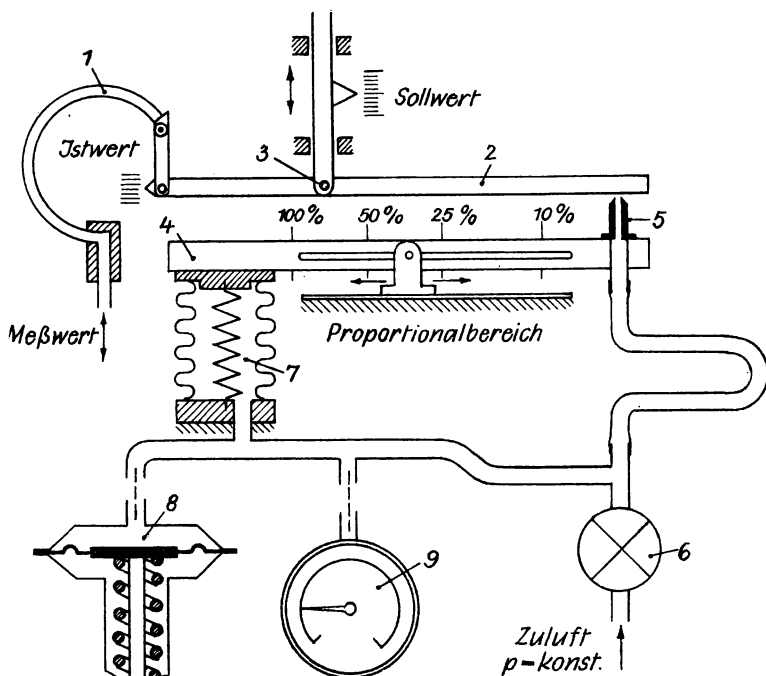


Bild 87
Druckregler mit starrer Rückführung nach dem Ausschlagverfahren nach KLEE

Auf Grund einer Druckverminderung in der Rohrfeder verkleinert sich deren Krümmungsradius, und dadurch entfernt sich die Prallplatte von der Düse 5. Demzufolge sinkt der Druck im Rückführwellrohr 7, das sich zusammenzieht. Die Düse nähert sich der Prallplatte so weit, bis zwischen Düsenstellung und Druck im Rückführwellrohr Gleichgewicht besteht.

Nun wollen wir noch auf den Einfluß eingehen, den eine Verschiebung des Hebels 4 zur Folge hat. Wir können dadurch nämlich den Proportionalbereich X_p verändern.

Auf diesen Begriff sind wir in der Lehrbriefreihe „Grundlagen der Regelungstechnik“, Seite 157, bereits eingegangen.

Wir können ihn auch in der Form definieren

$$X_p = 100 \frac{\text{Änderung des Istdruckes}}{\text{Zugeordnete Steuerdruckänderung}} \text{ in } \% ,$$

während für den Verstärkungsfaktor V (Übertragungsfaktor) des Reglers die Beziehung gilt:

$$V = \frac{\text{Zugeordnete Steuerdruckänderung}}{\text{Änderung des Istdruckes}}$$

Demzufolge haben wir

$$X_p = 100 \cdot \frac{1}{V} \text{ in } \%$$

Der Proportionalbereich ist bei dem von uns betrachteten Transmitter am größten, wenn der Drehpunkt des Hebels 4 möglichst weit nach links geschoben wird. Würde man den Drehpunkt genau unter die Auslaßdüse legen, so bekämen wir den Proportionalbereich 0.

Will man diese Anordnung als Meßwertwandler benutzen, so justiert man den Drehpunkt des Hebels 4 derart, daß eine 100 %ige Auslenkung der Rohrfeder 1 eine 100 %ige, z.B. 1 atü betragende, Druckerhöhung im Rückführbalg 7 erzeugt.

Nun hat man eine feste Beziehung zwischen dem Ausschlag der Rohrfeder 1 und dem im Rückführwellrohr 7 wirksamen Luftdruck, d.h. zwischen der Eingangs- und der Ausgangsgröße. Offensichtlich ist nunmehr die Sollwerteinstellung überflüssig.

Verschmutzen in dieser Anordnung die Düsen, so spielt deren Widerstandsänderung, wie man leicht sieht, eine untergeordnete Rolle.

Transmitter nach dem Kompensationsverfahren

Bild 88 zeigt den Aufbau eines Druckreglers mit starrer Rückführung nach dem Kompensationsverfahren. In dem Wellrohr 1 herrscht der zu messende Druck. Die darüberliegende Feder 2 dient zur Sollwerteinstellung. Dieses Wellrohr 1 ist fest mit einem zweiarmigen Hebel 3 verbunden, der um eine Schneide drehbar ist.

Auf der anderen Seite des Hebels befindet sich das Rückführwellrohr 4, dessen Angriffspunkt man durch Verschiebung längs des Hebels 3 verändern kann. Der als Prallplatte wirkende Hebel deckt die Auslaßdüse 5 mehr oder minder ab. Die Rohrleitung zwischen der Auslaßdüse 5 und der Festdrossel 6, über die die Luft zuströmt,

Wird der Meßwert höher als der Sollwert, so dreht sich der Hebel 3 und damit die Prallplatte im Uhrzeigersinn, und der Abstand zwischen Prallplatte und Auslaßdüse 5 verkleinert sich, so daß sich der Druck im Raum zwischen den beiden Drosseln erhöht. Da der Druck aber auch im Rückführwellrohr 4 wirksam ist, wird dieses danach streben, den Hebel und damit die Prallplatte gegen den Uhrzeigersinn zu drehen. Im stationären Zustand kompensieren sich

die Kräfte, die vom rechten Balg 4 und vom linken Balg 5 auf den Hebel ausgeübt werden.

Bei der vorliegenden Anordnung kann man den Proportionalbereich durch Verschiebung des Rückführwellrohres 4 ändern. Von einem Proportionalbereich von 100 % sprechen wir, wenn das Rückführwellrohr so justiert ist, daß dem maximalen Meßwert ein maximaler, z.B. ein 1 atü betragender, Druck im Rückführbalg zugeordnet ist. Den Proportionalbereich 0 erhalten wir dann, wenn das Rückführwellrohr im Drehpunkt des Hebels, also genau unterhalb der Schneide, angreift. Sehr geringe Änderungen des Meßwertes steuern dann den Ausgangsluftdruck zwischen den Kleinst- und Größtwerten aus.

Jeder Kraft am linken Hebelende entspricht ein ganz bestimmter Druck im Rückführbalg, und damit ist die Feder zur Einstellung des Sollwertes überflüssig geworden.

c) Eigenschaften der Transmitter

Verschiedene Faktoren bedingen die Güte des Transmitters.

Wir erwähnen hier

1. das statische Übertragungsverhalten, das durch Reproduzierbarkeit, Nullpunkt Konstanz, Linearität und Temperaturabhängigkeit gekennzeichnet wird. Die angeführten Einflüsse ergeben die Größe des Übertragungsfehlers;
2. das dynamische Übertragungsverhalten, das die Geschwindigkeit der Übertragung beschreibt. Hierbei sei erwähnt, daß man bei Transmittern im allgemeinen Stabilisierungseinrichtungen vorsehen muß;
3. das betriebstechnische Verhalten. Hier interessiert die Speisedruckabhängigkeit, der Luftverbrauch, der Meßbereichsumfang und die Schmutzempfindlichkeit.

Eine genauere Untersuchung zeigt, daß die von uns eben aufgezählten Einflüsse, die zu einer Beeinträchtigung der Arbeitsweise führen, sich auf Transmitter nach dem Ausschlagverfahren im allgemeinen mehr auswirken als auf die nach dem Kompensationsverfahren arbeitenden. So besitzen die Transmitter nach dem Kompensationsverfahren kleinere Temperaturfehler und erlauben eine leichtere Änderung der Bereiche.

Der konstruktive Aufwand ist bei Transmittern nach dem Ausschlagverfahren im allgemeinen höher und geht gewöhnlich mit einem erhöhten Raumbedarf Hand in Hand. Bei manchen Anwendungen spielt auch der Umstand eine Rolle, daß bei dem kompensierenden Meßwertwandler zwischen Meßgerät und Meßstelle wesentlich kleinere Stoffmengen hin- und herfließen als beim Ausschlagverfahren. Das Ausschlagverfahren ist aber nicht zu umgehen, wenn etwa eine Anzeige auch bei Speiseluftausfall benötigt wird oder die Eingangsgröße als Ausschlag vorliegt, wie z.B. bei einem Metallausdehnungsthermometer.

[15] Moderner pneumatischer Regler

Im 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“ haben wir einen sehr einfachen pneumatischen Regler angeführt. Da die pneumatischen Regler heute in der Technik große Bedeutung besitzen, ist es verständlich, daß sehr viele Ausführungsformen existieren,

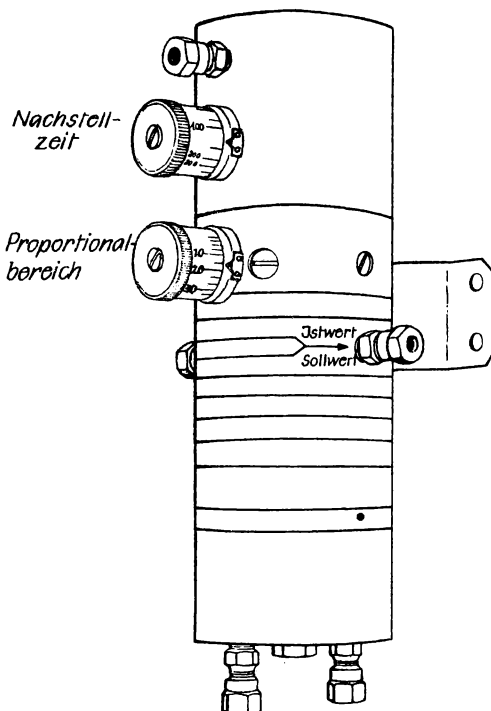


Bild 89
PI-Regler der Firma DRD

auf die wir hier nicht eingehen können, da wir uns nur mit Bauelementen zu befassen haben.

Eine besonders elegante Lösung, die von mehreren Betrieben (u.a. vom Geräte- und Reglerwerk Teltow und von DREYER-ROSENKRANZ-DROOP) benutzt wird, wollen wir hier aber doch behandeln, da man die nun zu besprechenden Baugruppen beinahe als Bauelemente ansehen kann.

Außerdem wird daran deutlich, daß die Entwicklung darauf hinzielt, daß man unter Verwendung einiger Grundeinheiten jeweils die benötigten Regler leicht zusammenstellen kann.

Wir wollen zunächst einen derartigen PI-Regler nach dem Kompensationsverfahren beschreiben. Dieser Regler kann zur Regelung von Drücken zwischen $0,2 \text{ kg/cm}^2$ und $2,5 \text{ kg/cm}^2$ verwendet werden. In Verbindung mit pneumatischen Meßwertumformern (Transmittern) ist er zur Regelung beliebiger physikalischer Größen zu verwenden. Der Regler von DRD hat die Form eines Zylinders von 65 mm Durchmesser und 190 mm Länge (Bild 89). Der Eigenverbrauch beträgt ca. $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$ Druckluft. Auf den ersten Blick könnte man der Meinung sein, daß der Luftverbrauch keine große Bedeutung in bezug auf die Betriebskosten besitzt. In den meisten Fällen ist dies zutreffend, zumal pneumatische Regler mit größerem Luftverbrauch entsprechend größere Düsen besitzen und damit weniger schmutzgefährdet sind. In explosionsgefährdeten Betrieben kann es aber notwendig werden, daß man als Medium z.B. Stickstoff verwendet. Dann kann die Menge des verbrauchten Stickstoffes durchaus eine Rolle spielen.

Im Bild 90 ist die Anschaltung des PI-Reglers an eine Regelstrecke gezeigt.

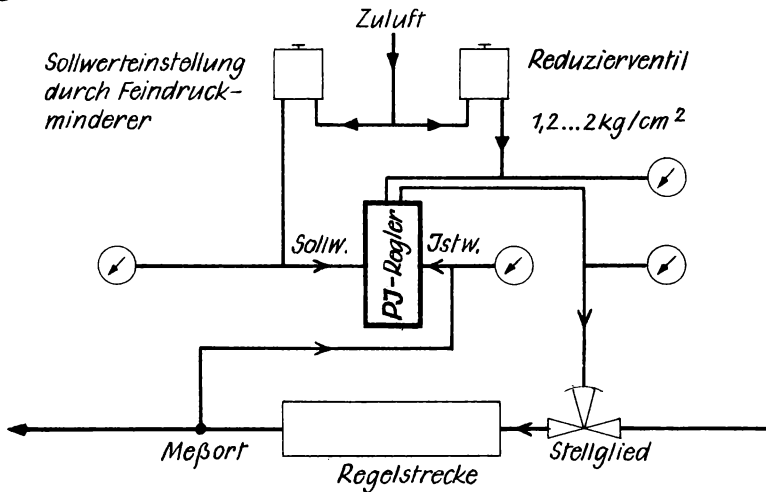


Bild 90
Regelstrecke mit pneumatischem PI-Regler

Die grundsätzliche Wirkungsweise des Reglers erläutern wir an Hand der Bilder 91 und 92.

Der Sollwert wird durch Veränderung des Druckes in der Kammer 13 eingestellt. Der Istwert des Druckes erscheint in der Kammer 11.

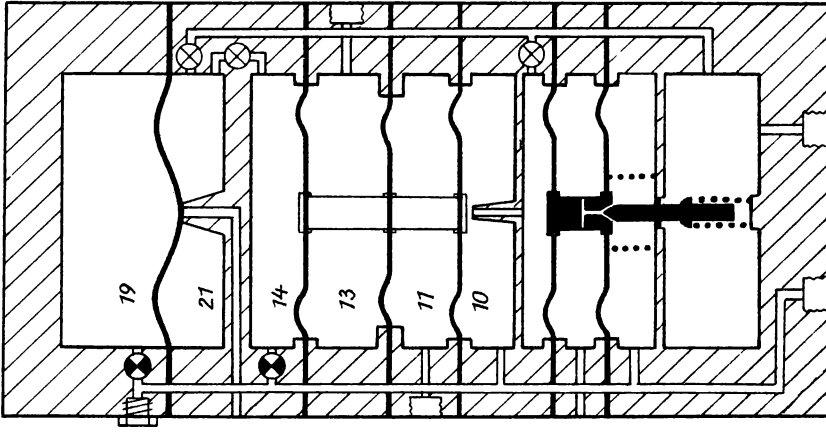


Bild 91
Schnitt durch pneumatischen PI-Reglers
(nach DRD)

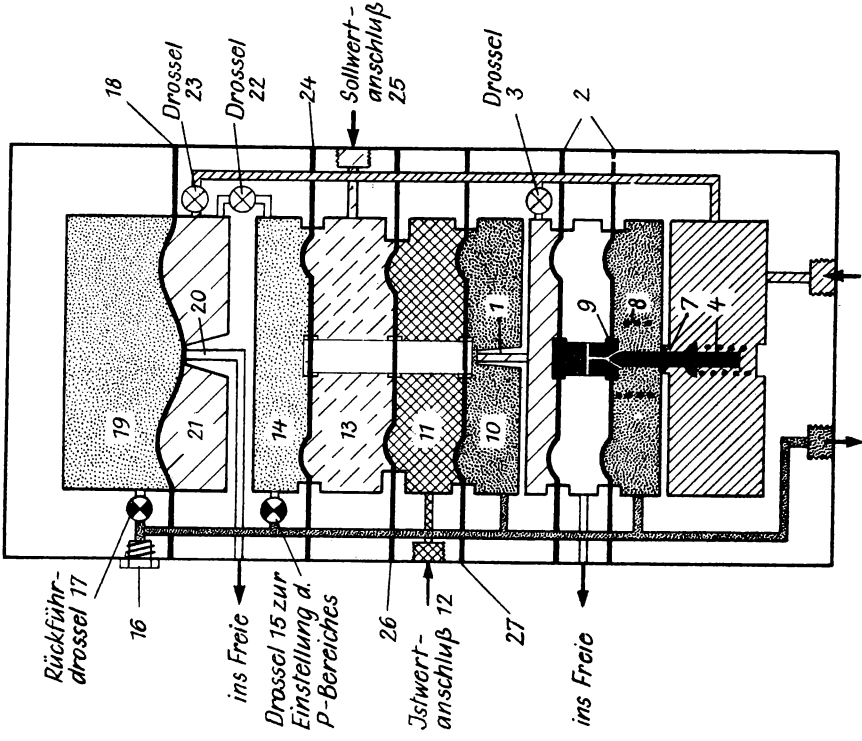


Bild 92
Aufbau des pneumatischen PI-Reglers (nach DRD)
zum Stellglied Zuluft 12 bis 2 kg/cm^2

Entsprechend der Differenz von Soll- und Istwert wird die Düse 1 mehr oder minder stark gedrosselt, wodurch sich in der Kammer 10 ein Druck aufbaut, der auf die Unterseite der Membran 27 wirkt und die Druckkräfte auf die untereinander verbundenen Membranen 24, 26 und der Oberseite von Membran 27 stets kompensiert. Dieser Druck ist gleichzeitig am Stellglied wirksam.

Das Abdecken der Düse 1 bewirkt ein Aufstauen der dauernd durch die Drossel 3 strömenden Druckluft, so daß die Doppelmembran 2 nach unten ausweicht und dabei einen Doppelkegel 4 vom Einlaßsitz 7 abhebt. Dabei strömt Druckluft zum Stellglied und gleichzeitig in die Kammer 10. Bei Freigabe der Düse 1 sinkt der Druck auf der Oberseite der Doppelmembran 2 so weit, daß die Feder 8 die Membran 2 nach oben drücken kann. Dadurch wird der Einlaß 7 geschlossen und der Auslaß 9 geöffnet, durch den dann zwischen der Doppelmembran 2 hindurch Druckluft ins Freie entweicht.

Wir bemerken noch, daß der untere Teil im Bild 92 nur dazu dient, größere Luftvolumina zum Betrieb von Stellmotoren bereit zu stellen, auf die eigentliche Wirkungsweise des Reglers jedoch keinen Einfluß hat.

Bei Gleichheit von Sollwert und Istwert werden von diesen Drücken entgegengesetzt gleiche Kräfte auf die miteinander verbundenen Membranen 24, 26 und 27 ausgeübt. Damit Gleichgewicht besteht, müssen auch die Drücke in der Kammer 10 und 14 einander entsprechen.

Einstellung des P-Bereiches

Über die Drossel 15, die als Druckteiler wirkt, gelangt ein dem Stelldruck proportionaler Druck in Kammer 14. Dadurch wird Membran 24 und der damit verbundene Stempel mehr oder weniger nach unten bewegt. Die Düse 1 wird stärker abgedeckt, und der Stelldruck steigt an. Kammer 14 ist also im Sinne einer Mitkopplung geschaltet, d.h., die Verstärkung wird größer, wenn wir Drossel 15 weiter öffnen. Bleibt Drossel 15 geschlossen, so hat der Regler die Verstärkung 1.

Einstellung des I-Anteils

Über Drossel 17 gelangt der Stelldruck auch in Kammer 19, die ein relativ großes Volumen hat. Die weiche Membran 18 dient in Verbindung mit der Einlaßdrossel 23 und der Auslaßdüse 20 nur dazu, den Druck in die Kammer 21 genau gleich dem Druck in Kammer 19

zu machen. Gleichzeitig wirkt der Druck in Kammer 21 (über Drossel 22) auch auf die Membran 24.

Wir hatten bereits gesehen, daß Kammer 14 und Membran 24 im Sinne einer Mitkopplung wirken. Der eben beschriebene Wirkungsweg (Drossel 17, Kammer 19, Kammer 21, Drossel 22, Kammer 14) wirkt ebenfalls als Mitkopplung. Wegen des engen Düsenquerschnittes von Drossel 17 und des großen Volumens von Kammer 19 ist diese Mitkopplung jedoch verzögert, d.h., die Verstärkung beginnt bei kleinen Werten und wird im selben Maße erhöht, wie der Druck in Kammer 19 ansteigt. Daraus resultiert insgesamt ein integrales Verhalten, das an Drossel 17 einstellbar ist.

Die Einstellung des P- und I-Anteils sind übrigens nicht ganz voneinander unabhängig.

Wir erwähnen noch, daß man in ähnlicher Weise einen I-Regler, differenzierende Einrichtungen und auch einen PID-Regler aufbauen kann, worauf wir jedoch nicht eingehen.

II. Teil: Elektrische Bauelemente

In diesem Teil der Lehrbriefreihe wollen wir einige wichtige elektrische Bauelemente bzw. Einrichtungen behandeln, die bei Problemen der Automatisierung häufig benötigt werden.

Das 4. Kapitel befaßt sich mit einigen Meßverfahren, während im 5. Kapitel auf einige einfache elektrische Recheneinrichtungen eingegangen wird. Im 6. Kapitel haben wir die speziellen Forderungen zu erörtern, die an die in Reglern benutzten Verstärker gestellt werden. Im 7. Kapitel gehen wir schließlich auf wichtige elektrische Stellglieder ein.

Ehe wir auf die einzelnen elektrischen Bauelemente übergehen, wollen wir eine allgemeine Übersicht über Vor- und Nachteile elektrischer Bauelemente geben.

16) Vor- und Nachteile elektrischer Bauelemente

1. Vorteile

Elektrische Spannung ist in jedem Industriebetrieb vorhanden und läßt sich bekanntlich leicht umwandeln.

Fast alle Meßgrößen lassen sich in elektrische Größen umformen. Elektrische Größen können mit relativ einfachen Mitteln über größere Entfernungen übertragen werden.

Der z.B. als Spannung gegebene Meßwert kann unter Benutzung einer der bekannten Verstärkertypen in dem erforderlichen Maße verstärkt werden. Heute kann man Verstärker praktisch für alle benötigten Verstärkungsfaktoren und Ausgangsleistungen bauen. Die meisten elektrischen Bauelemente reagieren vergleichsweise schnell. Wichtig ist ferner, daß die elektrischen Bauelemente bzw. deren Bestandteile in großen Serien gefertigt werden. Die damit gebauten Geräte sind im Vergleich zu entsprechenden mechanischen gewöhnlich billiger.

2. Nachteile

Eine Reihe von elektrischen Bauelementen bzw. von deren Einzelteilen sind nicht so robust wie vergleichbare mechanische Teile; das gilt z.B. für Elektronenröhren und Stromtore. Durch geeignete Maßnahmen kann man aber diese Nachteile weitgehend beseitigen.

Der Antrieb des Stellgliedes erfolgt gewöhnlich durch einen Elektromotor; wegen dessen verhältnismäßig hoher Drehzahl benötigt man Untersetzungsgetriebe. Weiterhin ist bei einem elektrischen Stellmotor das auf die Stellgliedachse bezogene Trägheitsmoment des Motors unter Umständen viel höher als das entsprechende Trägheitsmoment eines hydraulischen Stellantriebes.

In explosionsgefährdeten Räumen sind elektrische Bauelemente unerwünscht. Falls sie nicht zu vermeiden sind, muß man eine explosionssichere Bauweise vorsehen.

4. Kapitel: Elektrische Meßverfahren

[171] Einfache Anordnung zur elektrischen Fernübertragung

Zunächst betrachten wir eine einfache Anordnung zur Übertragung von Meßwerten (Bild 93). Sie kann etwa als elektrische Benzinuhr oder als elektrisches Manometer benutzt werden. Die beiden Enden eines Potentiometers mit dem Widerstand R_g und der Länge ℓ sind durch zwei Leitungen mit den Widerständen r eines Kreuzspulinstrumentes verbunden. Der Potentiometerschleifer ist über eine dritte Leitung, in der auch die Gleichspannungsquelle U_E liegt, zur Verbindungsleitung der beiden Kreuzspulen geführt. Aus dem Ausschlag des Zeigers des Kreuzspulinstrumentes kann man auf die Lage x des Potentiometerschleifers R_g schließen. Will man eine bestimmte Skalencharakteristik haben, so fällt in der Praxis

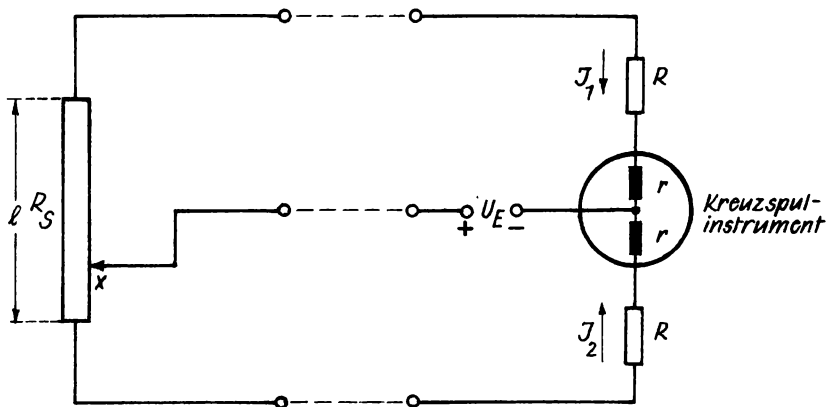


Bild 93
Schema einer einfachen elektrischen Fernübertragung

das Schaltschema komplizierter aus. Wir bemerken noch, daß der Einfluß der Leitungswiderstände durch die beiden Widerstände R dargestellt ist, und erhalten dann für die Ströme

$$J_1 = \frac{U_E}{R + r + R_S \left(1 - \frac{x}{l}\right)}$$

$$J_2 = \frac{U_E}{R + r + R_S \frac{x}{l}}$$

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{R + r + R_S \frac{x}{l}}{R + r + R_S \left(1 - \frac{x}{l}\right)}$$

Durch Auswertung dieser Beziehung können wir die Skala des Kreuzspulinstrumentes in x -Werten eichen.

Bei der angegebenen Schaltung nach Bild 93 können nur Potentiometerstellungen (Wege, Winkelwerte) in einem begrenzten Bereich übertragen werden. Diese Anordnung ist nicht zyklisch, obwohl wir drei Verbindungsleitungen zwischen dem Geber R_S und dem Kreuzspulinstrument haben.

[18] Ringpotentiometer

Wir betrachten nun eine Schaltung, die in bezug auf die Verbindungsleitungen zwischen Geber und Meßeinrichtung symmetrisch ist. Im Bild 94 verwenden wir einen Ringwiderstand, der mit einer

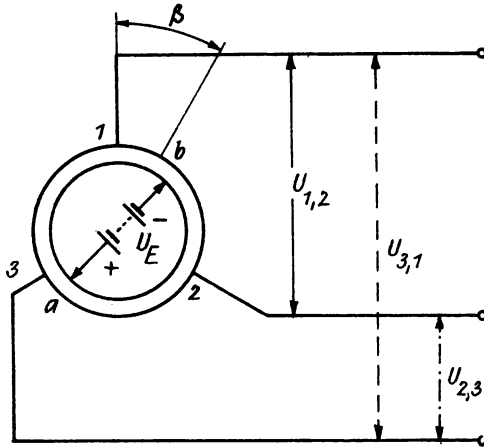


Bild 94
Ringpotentiometer

gleichmäßigen, geschlossenen Wicklung versehen und an drei um 120° versetzten Stellen angezapft ist. Auf der Kontaktbahn gleiten zwei diametral gegenüberliegende Schleifer, an denen die Speisespannung U_E der Anordnung liegt. Die Anordnung kann daher im Gegensatz zu der vorher beschriebenen durchgedreht werden und ist damit zyklisch. Die Leerlaufspannung zwischen den Anzapfungen 1 und 2 bezeichnen wir mit $U_{1,2}$ usw., so

daß die im Bild 95 eingezeichneten Abhängigkeiten für den Fall

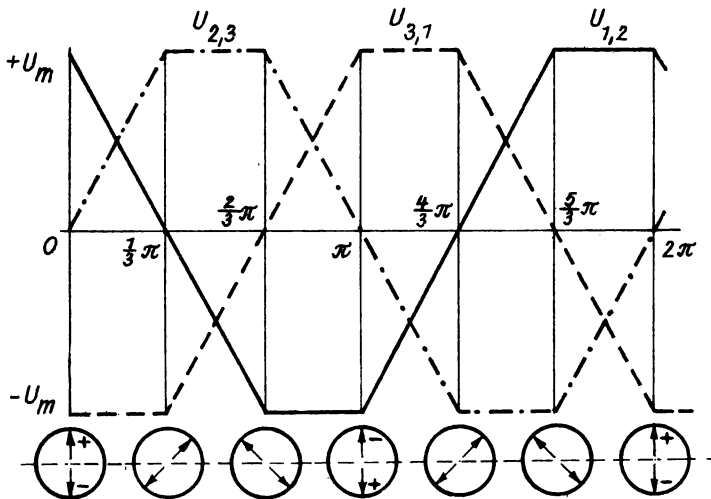


Bild 95
Leerlaufdiagramm

gelten, daß auf der Empfängerseite zwischen den Punkten 1,2; 2,3 und 3,1 unendlich große Widerstände liegen. Wir wollen aber auf der Empfangsseite eine Messung mit einem Kreuzspulinstrument durchführen, das im vorliegenden Falle natürlich drei Spulen besitzen muß. Da diese einen endlichen Widerstand haben, werden die aus geraden Stücken bestehenden Leerlaufkurven verzerrt, und es ergeben sich z.B. für $U_{1,2}$; $U_{2,3}$; $U_{3,1}$ die folgenden Kurven (Bild 96).

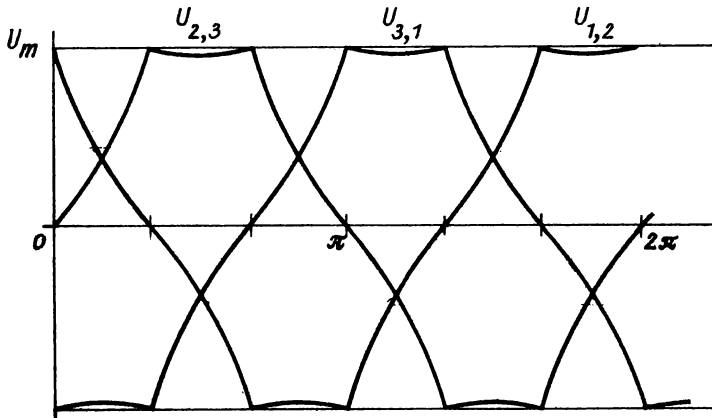


Bild 96
Diagramm der Spannungen $U_{1,2}$; $U_{2,3}$; $U_{3,1}$ nach Anschluß des Kreuzspulinstrumentes

Die durch die Belastung hervorgerufene Verzerrung des Verlaufs der Ströme in den Verbindungsleitungen in Abhängigkeit vom Drehwinkel ruft einen Einstellfehler des Kreuzspulinstrumentes hervor, der etwa $1...2^\circ$ beträgt. Dazu kommen natürlich noch Fehler durch Reibung und Fertigungsungenauigkeiten.

[19] Drehmelder

In den vorhergehenden Abschnitten haben wir die Fernübertragung unter Benutzung von Gleichstrom untersucht, wobei der Geber aus einem OHMSchen Widerstand bestand.

Jetzt wollen wir Anordnungen zur elektrischen Fernübertragung mit Wechselstrom betrachten.

Hierzu werden häufig als Drehmelder (Selsyne) ¹⁾ bezeichnete induktive Bauelemente benutzt.

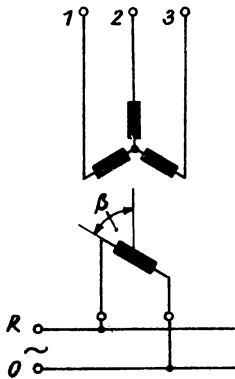
Wir betrachten

Geberanordnungen,
Geber-Empfängeranordnungen und
Geber-Steuerempfängeranordnungen.

Drehmeldergeber

Der motorähnliche Drehmeldergeber besteht aus einem lamellierten genuteten Stator und einem ebenfalls lamellierten und genuteten Rotor (Bild 97).

Der Stator trägt eine dreiphasige Wicklung, während der Rotor eine einphasige Wicklung besitzt, die über zwei Schleifringe mit Wechselstrom gespeist wird.



Diese Spannung U_{\sim} erzeugt im Rotoreisen einen Magnetfluß

$\Phi_r = \Phi_{\max} \sin \omega t$, dessen Richtung mit der Achse der Rotorwicklung zusammenfällt. Durch diesen Magnetfluß werden in den drei auf dem Stator befindlichen Phasenwicklungen Wechselspannungen induziert, deren Amplituden von den mechanischen Winkeldifferenzen β , $\beta + 120^\circ$, $\beta + 240^\circ$ zwischen der Lage der Phasenwicklungen des Stators und der Lage der Achse der Rotorwicklung abhängen.

Bild 97
Drehmeldergeber

Verdreht man den Rotor, so ändern sich die Leerlaufspannungen $E_{1,2}$; $E_{2,3}$; $E_{1,3}$ nach Bild 98. Wir erhalten bei geeigneter Bewicklung von Rotor und Stator in guter Annäherung Sinuskurven. Stellen wir einen festen Winkel β ein, z.B. $\beta = 120^\circ$, so sehen wir unmittelbar, daß

$$E_{1,2} + E_{2,3} + E_{3,1} = 0$$

ist.

1) Selsyn ist eine Abkürzung von selbstsynchronisierend

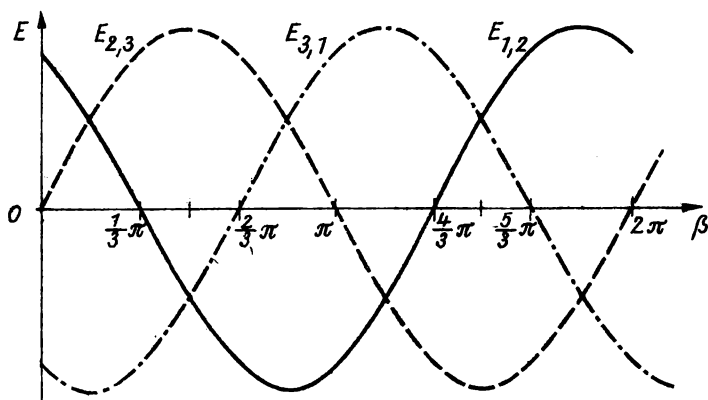


Bild 98
Leerlaufspannungen eines Drehmeldergebers

Zu beachten ist, daß die drei Spannungen $E_{1,2}$; $E_{2,3}$; $E_{3,1}$ nur gleichphasig bzw. gegenphasig sein können, während sich die Scheitelwerte der Spannungen, wie aus Bild 98 zu erkennen ist, in Abhängigkeit vom mechanischen Drehwinkel β ändern.

In allen drei Phasen wird in jeder Periode gleichzeitig die Maximalspannung erreicht.

Dieses 3-Phasensystem ist also kein Drehfeldsystem im üblichen Sinne.

In einem symmetrischen Drehstromsystem dagegen besitzt nämlich die Spannung zwischen zwei Leitern gegenüber der Spannung zwischen zwei anderen Leitern eine konstante zeitliche Phasendifferenz von $\pm 120^\circ$.

120] Zusammenschaltung von Drehmeldergeber und Drehmelderempfänger (Elektrische Welle)

1. Unbelastete elektrische Welle

Zur Fernübertragung von Winkelwerten benötigt man zwei Drehmelder gleicher Bauart (Bild 99).

Der Rotor des Drehmelderempfängers liegt an derselben Wechselspannung wie der Geberrotor. Um die folgenden Betrachtungen möglichst einfach zu gestalten, setzen wir voraus, daß Geber und Empfänger von genau dem gleichen Aufbau und gleicher Größe sind. Die Netzwechselspannung erzeugt in den Rotorwicklungen des Drehmeldergebers und des Drehmelderempfängers Magnetflüsse

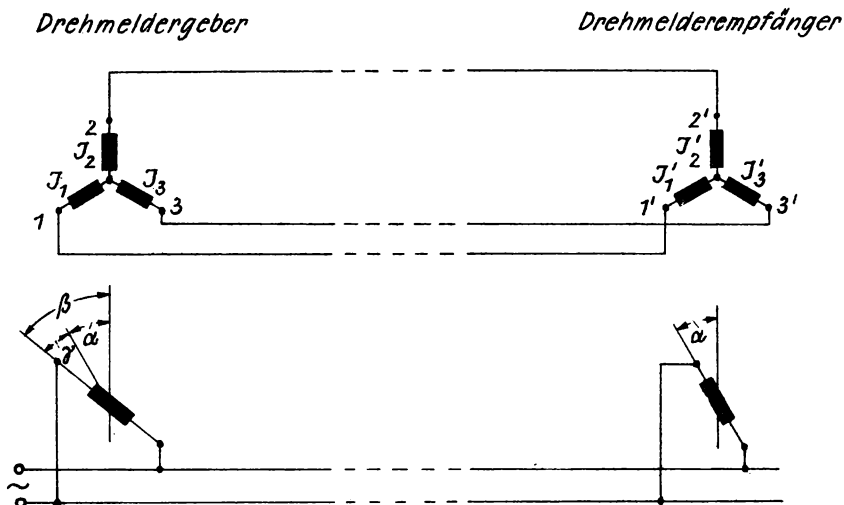


Bild 99
Zusammenschaltung zweier Drehmelder

$\Phi_r = \Phi_m \sin \omega t$, die in Richtung der Rotorachse liegen. Durch diese Magnetflüsse werden in den auf den Statoren befindlichen Phasenwicklungen Spannungen induziert, deren Größen von den Lagen der Phasenwicklungen der Statoren zu den Lagen der Rotorwicklungen abhängen. Wenn $\alpha = \beta$ ist, dann sind die Spannungen 1,3 bzw. 1', 3', usw. gleich groß, aber entgegengesetzt gerichtet. Dementsprechend sind die Ströme in den Verbindungsleitungen (1 - 1', 2 - 2', 3 - 3') gleich Null.

Wird dagegen der Geberrotor gegenüber dem Empfängerrotor um einen Winkel $\gamma = \beta - \alpha$ verdreht (s. Bild 99) und dann festgehalten, so werden in den Phasenwicklungen von Geber und Empfänger verschiedene große Spannungen induziert. In den Verbindungsleitungen fließen daher Ausgleichsströme.

Die hierdurch entstehenden Magnetfelder in den Statoren erzeugen mit den Motorfeldern in Geber und Empfänger entgegengesetzte, gleichgroße, rückdrehende Momente.

Ist nun der Rotor des Empfängers nicht festgebremst, so wird er sich nach einer Drehung des Geberrotors um den Winkel γ ebenfalls um den Winkel γ zu verdrehen suchen. Bei einer Drehung des Geberrotors nach einer Willkürlich vorgegebenen Zeitfunktion $f(t)$ strebt der Empfängerrotor danach, die Funktion $f(t)$ zu

reproduzieren. Dieses Verhalten der Anordnung erklärt die Bezeichnung „Elektrische Welle“.

Nun wollen wir uns eine genauere Kenntnis der Wirkungsweise einer solchen elektrischen Welle verschaffen, wobei wir, wie schon bemerkt, voraussetzen, daß Geber und Empfänger den gleichen Aufbau und die gleiche Größe haben sollen.

Ändern sich die Scheitelwerte der Phasenspannungen in Abhängigkeit vom Drehwinkel des Rotors nach dem Sinusgesetz, so erhalten wir

$$\left. \begin{aligned} E_{1g} &= E_m \cos \beta \\ E_{2g} &= E_m \cos (\beta - 120^\circ) \\ E_{3g} &= E_m \cos (\beta - 240^\circ) \end{aligned} \right\} \text{für den Geber} \quad (\text{IV}, 1)$$

$$\left. \begin{aligned} E_{1e} &= E_m \cos \alpha \\ E_{2e} &= E_m \cos (\alpha - 120^\circ) \\ E_{3e} &= E_m \cos (\alpha - 240^\circ) \end{aligned} \right\} \text{für den Empfänger} \quad (\text{IV}, 2)$$

Hierbei bedeutet E_m die maximal auftretende Phasenspannung. Als Größen der resultierenden Spannungen in den entsprechenden Wicklungen der Statoren bei einer Winkeldifferenz $\gamma = \beta - \alpha$ erhalten wir

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= E_{1e} - E_{1g} = E_m (\cos \alpha - \cos \beta) \\ &= 2 E_m \sin \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \frac{\beta - \alpha}{2} \\ \Delta E_2 &= E_{2e} - E_{2g} = E_m [\cos (\alpha - 120^\circ) - \cos (\beta - 120^\circ)] \\ &= 2 E_m \sin \left(\frac{\alpha + \beta}{2} - 120^\circ \right) \sin \frac{\beta - \alpha}{2} \quad (\text{IV}, 3) \\ \Delta E_3 &= E_{3e} - E_{3g} = E_m [\cos (\alpha - 240^\circ) - \cos (\beta - 240^\circ)] \\ &= 2 E_m \sin \left(\frac{\alpha + \beta}{2} - 240^\circ \right) \sin \frac{\beta - \alpha}{2} \end{aligned}$$

Aus diesen Beziehungen ersieht man, daß auf den rechten Seiten der obigen Gleichungen der Ausdruck $\frac{\beta - \alpha}{2}$ erscheint. Es existiert also nur ein Winkelpaar $\alpha = \beta$, bei denen der Ausdruck $\sin \frac{\beta - \alpha}{2}$

verschwindet, und zwar bei Synchronlage von Geber und Empfänger. Die elektrische Welle ist daher im Bereich von $0 \dots 360^\circ$ selbstsynchronisierend und besitzt in diesem Bereich nur eine einzige stabile Gleichgewichtslage. Mit $\beta - \alpha = \gamma$ können wir die obigen Gleichungen folgendermaßen schreiben:

$$\begin{aligned}\Delta E_1 &= 2 E_m \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ \Delta E_2 &= 2 E_m \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 120^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ \Delta E_3 &= 2 E_m \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 240^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2}\end{aligned}\tag{IV,4}$$

Nun wollen wir die Ströme J_1, J_2, J_3 (s. Bild 99) berechnen. Wir bezeichnen den Scheinwiderstand jeder Phasenwicklung mit Z , was wir deshalb tun können, weil wir gleichen Aufbau und gleiche Größe von Geber und Empfänger voraussetzen. Dann ist unter Vernachlässigung der Widerstände in den Verbindungsleitungen der Phasenwiderstand $2 Z$. Bei kleinen Geschwindigkeiten $\frac{d\alpha}{dt}$ und $\frac{d\beta}{dt}$ und fehlender Sättigung in den Drehmeldern kann man annehmen, daß sich die Ströme in den Phasenwicklungen entsprechend den Phasenspannungen ändern. Für die Phasenströme erhalten wir unter Benutzung von (IV,4)

$$\begin{aligned}J_1 &= \frac{\Delta E_1}{2 Z} = \frac{E_m}{Z} \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ J_2 &= \frac{\Delta E_2}{2 Z} = \frac{E_m}{Z} \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 120^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ J_3 &= \frac{\Delta E_3}{2 Z} = \frac{E_m}{Z} \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 240^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2}\end{aligned}\tag{IV,5}$$

Da in jedem Zeitmoment und bei einem beliebigen Winkel γ die Summe der Phasenströme gleich Null ist, kommt man ohne eine vierte Verbindungsleitung zwischen den beiden Drehmeldern aus. Setzt man den Geberrotor fest und dreht den Empfängerrotor, wodurch man den Winkel γ ändert, so kann man auf Grund der eben angegebenen Gleichungen die Phasenströme in Abhängigkeit von γ rechnerisch ermitteln.

Nun haben wir zu fragen, wie groß die bei der Drehung des Empfängerrotors auftretenden synchronisierenden Momente ausfallen.

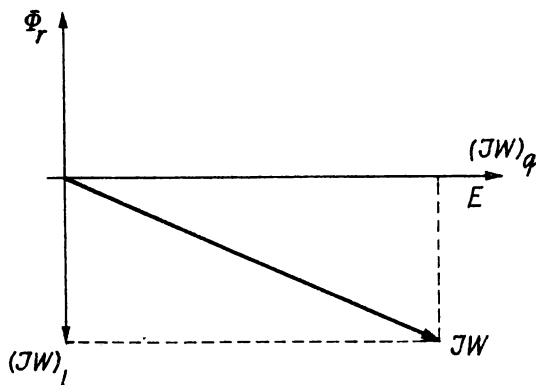


Bild 100
Vektordiagramm

Wie schon erwähnt, entstehen die Momente infolge der Wechselwirkung des Statorfeldes mit dem Rotorfelde. Das durch die Phasenströme J_1, J_2, J_3 hervorgerufene resultierende Statorfeld kann man in zwei Komponenten zerlegen, nämlich in eine längs der Rotorachse wirkende Komponente $(JW)_L$

und eine senkrecht dazu liegende $(JW)_q$. Die Längskomponente führt zu einer Schwächung des Rotorflusses. Die Queramperewindungen dagegen bewirken mit dem Rotorfluß ein synchronisierendes Moment, dessen mittlere Größe sich aus

$$M_{\text{syn}} = c \Phi_r (JW)_q \cos \psi_1 \quad (\text{IV}, 6)$$

ergibt, ψ_1 kennzeichnet dabei die zeitliche Phasenverschiebung zwischen Stator- und Rotorfluß.

Der Winkel ψ ist durch das Verhältnis von Wirk- und Scheinwiderstand der Phasenwicklungen gegeben, das für eine vorliegende Konstruktion und Betriebsfrequenz der Drehmelder konstant ist. Da $\psi = 90^\circ + \psi_1$ ist, können wir also schreiben

$$M_{\text{syn}} = c \Phi_r (JW)_q \sin \psi, \quad (\text{IV}, 7)$$

wobei Φ_r der magnetische Fluß des Rotors und c eine Konstante ist. Wir müssen nun noch $(JW)_q$ ermitteln.

Unter Benutzung von (IV,5) ergibt sich für den Geber

$$\begin{aligned} (JW)_1 &= A \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ (JW)_2 &= A \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 120^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2} \\ (JW)_2 &= A \sin \left(\beta - \frac{\gamma}{2} - 240^\circ \right) \sin \frac{\gamma}{2} \end{aligned} \quad (\text{IV}, 8)$$

Die Phasenströme des Empfängers besitzen die entgegengesetzte Richtung wie die des Gebers. Man kann also die eben angeführten, aber mit einem Minuszeichen versehenen Gleichungen für den Empfänger verwenden.

Zur Bestimmung der Querkomponente der Amperewindungen benutzt man die Summe der Projektionen der Amperewindungen der einzelnen Phasenwicklungen auf die zur Achse der Rotorwicklung senkrechte Richtung, und wir erhalten damit für den Geber

$$\begin{aligned} (JW)_{qG} &= A \sin \frac{\gamma}{2} \left[\sin(\beta - \frac{\gamma}{2}) \sin \beta + \sin(\beta - \frac{\gamma}{2} - 120^\circ) \sin(\beta - 120^\circ) \right. \\ &\quad \left. + \sin(\beta - \frac{\gamma}{2} - 240^\circ) \sin(\beta - 240^\circ) \right] \\ &= \frac{3}{4} A \sin \gamma \end{aligned} \quad (IV,9)$$

Analog erhalten wir für den Empfänger

$$(JW)_{qE} = - \frac{3}{4} A \sin \gamma \quad (IV,10)$$

Die Drehmomente von Geberrotor und Empfängerrotor, die sich auf Grund des Fehlerwinkels γ ergeben, besitzen also nach (IV,7), (IV,9), (IV,10) entgegengesetzte Vorzeichen. Daher bewegen sich die Rotoren von Geber und Empfänger immer so, daß sich der Fehlerwinkel γ so weit als möglich verkleinert.

Aus den Formeln (IV,7) und (IV,10) ergibt sich schließlich

$$\begin{aligned} M_{syn} &= \frac{3}{4} c A \Phi_r \sin \psi \sin \gamma \\ &= K w E_m \Phi_r \sin \psi \sin \gamma \\ &= M_{max} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (IV,11)$$

wobei K eine Konstante und w die Windungszahl einer Phasenwicklung sind.

Im Bild 101 beschränken wir uns jedoch auf die Angabe der Leistungsaufnahme einer elektrischen Welle in Abhängigkeit vom Differenzwinkel.

Das synchronisierende Moment ist also bei vorgegebener Konstruktion und Speisespannung nur vom Fehlerwinkel γ abhängig und nicht vom Winkel α bzw. β . Im Bild 102 ist die Abhängigkeit des

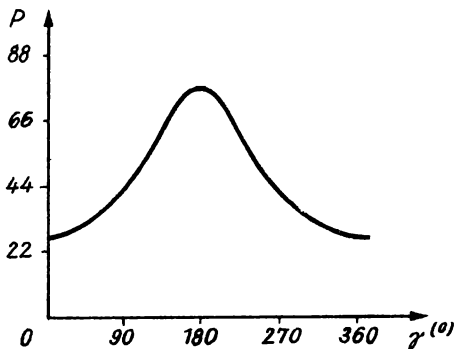


Bild 101
Scheinleistungsaufnahme = $f(\gamma)$

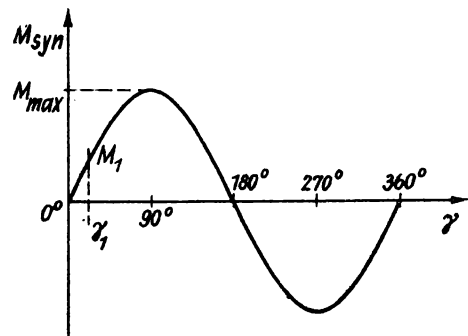


Bild 102
Drehmomentenkurve

synchronisierenden Momentes von dem Fehlerwinkel γ dargestellt. Man erkennt, daß das synchronisierende Moment beim Fehlerwinkel 0° , 180° und 360° Null ist. Indessen ist das Gleichgewicht bei $\gamma = 180^\circ$ nicht stabil. Beim Auftreten einer kleinen Störung, die einen Fehlerwinkel $180^\circ + \Delta\gamma$ zur Folge hat, ergibt sich ein synchronisierendes Moment, das mindestens einen der beiden Drehmelder in Bewegung setzt und zu einem Fehlerwinkel von $\gamma = 0^\circ$ oder $\gamma = 360^\circ$ führt.

Wir haben uns hier mit dem statischen bzw. quasistatischen Verhalten einer elektrischen Welle befaßt, d.h., wir haben vorausgesetzt, daß sich die Drehmelder ausreichend langsam bewegen, wobei wir die zusätzlichen Induktionerscheinungen vernachlässigen konnten. Bei größeren Drehgeschwindigkeiten sind wir aber dazu nicht mehr berechtigt. Dies zeigen genauere Rechnungen, die wir wegen ihres Umfanges unterdrücken müssen.

2. Verhalten einer elektrischen Welle unter Last

Nun wollen wir untersuchen, wie sich eine elektrische Welle unter realen Betriebsbedingungen verhält. Eine elektrische Welle wird in ihrer Genauigkeit durch eine Last immer beeinträchtigt. Im günstigsten Falle fehlt das äußere Moment, und wir haben nur den Einfluß der Reibung zu diskutieren.

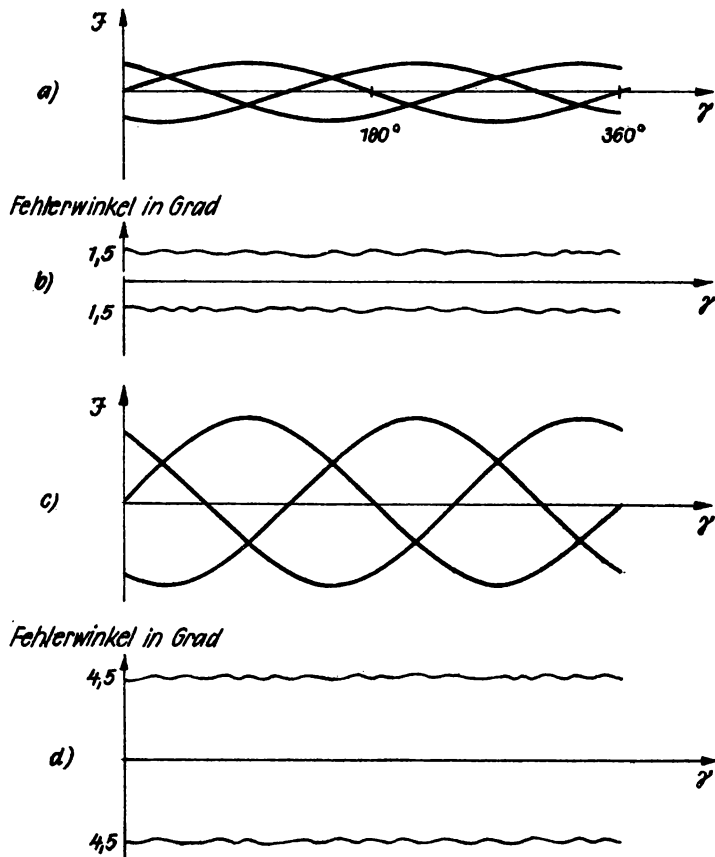


Bild 103a, b, c, d

- a) Verlauf der Phasenströme für den unbelasteten Drehmelder
- b) Verlauf des Folgefehlers für den unbelasteten Drehmelder
- c) Verlauf der Phasenströme für den belasteten Drehmelder (M_1)
- d) Verlauf des Folgefehlers für den belasteten Drehmelder (M_1)

Den Folgefehler einer unbelasteten elektrischen Welle mißt man, indem man Geber- und Empfängerläufer in eine Trommel einbaut. Die Trommel rotiert im Uhrzeigersinn, der Geberrotor im Gegenuhrzeigersinn, und der Empfänger wird elektrisch nachgeführt.

Der dabei auftretende Folgefehler wird mittels einer Lichtzeigeranordnung registriert, und man erhält dann den Folgefehler z.B. für den Hinlauf, der im wesentlichen durch Reibung bedingt ist. Entsprechend gewinnt man nach Umkehren der Drehrichtung von Trommel

und Geberrotor die Fehlerkurve für den Rücklauf (Bild 103b), gleichzeitig kann man die Phasenströme aufzeichnen (Bild 103a). Wir können nun auch ein äußeres Lastmoment vorgeben und fragen, wie es sich auf die Größe des Folgefehlers auswirkt. Dazu betrachten wir nochmals das Bild 102. Bei dem Lastmoment M_1 ergibt sich ein Folgefehler γ_1 , zu dem die Phasenströme nach Bild 103c gehören. Tritt daher an der nachlaufenden Empfängerachse ein Lastmoment auf, so erhöht sich entsprechend der Folgefehler.

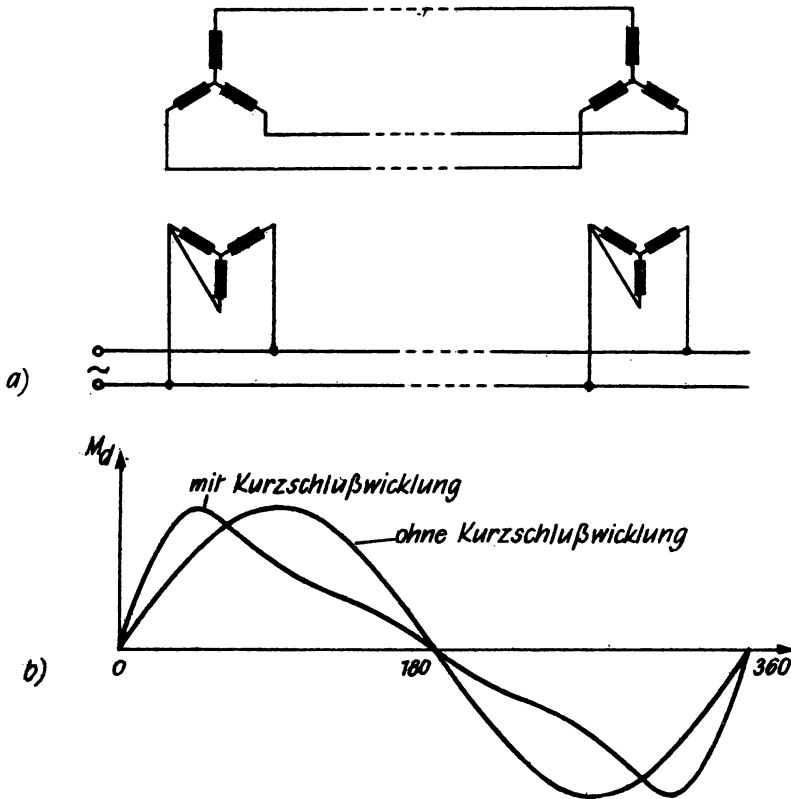


Bild 104a, b

- a) Prinzipschaltung eines Gebers mit kurzgeschlossenem Rotor
- b) Zugehörige Momentenkurve (schematisch)

Um den Folgefehler zu verkleinern, entwickelte man Anordnungen, bei denen man in der Nähe der Nulllage ($\beta - \alpha \approx 0$) einen steileren

Drehmomentenanstieg bekommt. Dazu bringt man auf dem genuteten Rotor eine Kurzschlußwicklung an. Eine mögliche Ausführung ist im Bild 104a angegeben, während Bild 104b die zugehörige Momentenkurve zeigt.

Schließlich geben wir Ihnen in der Tabelle 4 die Hauptdaten eines Drehmelders für 50 Hz und eines für 500 Hz.

Tabelle 4		
Hersteller	R F T 70/80/6	Askania 127-205 A-1
Frequenz	50 Hz	500 Hz (!)
Leistungsaufnahme	20 VA	19 VA
Synchron.Moment	9 cm g/° Drehung	2 cm g/° Drehung
Einstellfehler	$\pm 1,5^\circ$	$\pm 1,5^\circ$
Gehäusedurchmesser	68 mm	33 mm
Gehäuselänge	78 mm	57 mm
Gewicht	700 g	145 g

[21] Drehmelder im Folgeregler

Die eben beschriebene Methode ist auf die Übertragung kleiner Momente beschränkt. Aus der Tabelle 4 ersehen Sie nämlich, daß man zur Übertragung größerer Momente mittels einer elektrischen Welle offensichtlich große Drehmelder braucht. Man kann nun aber bei gleichbleibender Genauigkeit das Lastmoment oder bei gleichbleibender Last die Genauigkeit erhöhen, wenn man den beiden Drehmeldern statt der 360° -Achse eine $\frac{360^\circ}{n}$ -Achse zuordnet. Man benötigt dann allerdings Zusatzeinrichtungen (Synchronisierungseinrichtungen), um zu verhindern, daß der Geber aus irgend welchen Gründen gegenüber dem Empfänger um $\frac{360^\circ}{n}$ oder ein Vielfaches davon verdreht ist.

Bei großen Genauigkeitsforderungen und hohen Lastmomenten ist aber auch dieses Verfahren nicht mehr brauchbar. Man muß also einen anderen Weg einschlagen. Wir wollen dabei die Forderung fallen lassen, daß die elektrische Welle Winkel und Moment überträgt. Wir werden uns bei der zu besprechenden Anordnung darauf beschränken, daß ein Drehmelderanordnung eine Spannung abgibt, die den Fehlerwinkel zwischen Geberstelle und Empfängerstelle mißt.

Diese Fehlerspannung U_F geben wir auf einen Folgeregler, dem die Aufgabe zufällt, einen aufgetretenen Fehlerwinkel so weit als möglich zu verkleinern und gleichzeitig das geforderte Lastmoment aufzubringen (Bild 105).

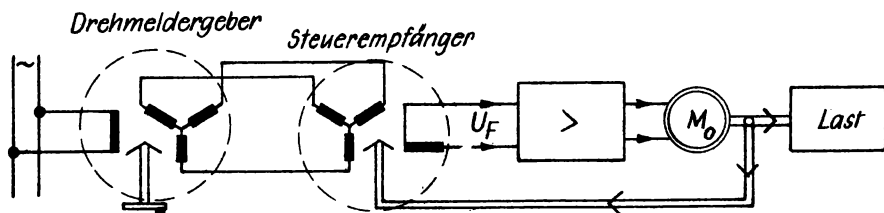


Bild 105
Drehmelder im Folgeregler

Die am Steuerempfänger (früher auch Drehmelderbrücke genannt) auftretende Fehlerspannung U_F steuert nämlich nach Verstärkung durch den Verstärker V den Motor M_0 aus, der das erforderliche Lastmoment nach Größe und Richtung aufbringt.

Wir verwenden auch hier einen Drehmeldergeber, genau wie im Abschnitt [20]. Seine dreiphasige Wicklung ist mit der dreiphasigen Wicklung eines Steuerempfängers verbunden. Diese unterscheidet sich von dem Drehmelderempfänger dadurch, daß ihre Rotorwicklung nicht an der Speisespannung liegt. Vielmehr wird die an ihr auftretende Spannung U_F benützt, um den Folgeregler zu betätigen.

In bezug auf die Wirkungsweise der Geber-Steuerempfängeranordnung ist folgendes zu sagen: Das Rotorfeld des Gebers induziert in den Phasenwicklungen des Stators (wobei wir für Geber und Steuerempfänger die gleiche Baugröße und die gleichen Wicklungen im Dreiphasenteil voraussetzen) die Spannungen

$$\begin{aligned} E_1 &= E_m \cos \beta = E_m \cos (\alpha + \gamma) \\ E_2 &= E_m \cos (\beta - 120^\circ) \\ E_3 &= E_m \cos (\beta - 240^\circ) = E_m \cos (\beta + 120^\circ) \end{aligned} \quad (\text{IV}, 12)$$

Da von dem Steuerempfänger wegen der fehlenden Erregung keine zusätzlichen Spannungen induziert werden, erhält man für die Ströme

$$J_1 = \frac{E_1}{2Z}; \quad J_2 = \frac{E_2}{2Z} \quad \text{und} \quad J_3 = \frac{E_3}{2Z} \quad (\text{IV},13)$$

Die Statorfelder induzieren in der einphasigen Rotorwicklung des Steuerempfängers die folgenden Spannungen:

$$\begin{aligned} E_1' &= A J_1 \cos \alpha \\ E_2' &= A J_2 \cos (\alpha - 120^\circ) \\ E_3' &= A J_3 \cos (\alpha - 240^\circ) \end{aligned} \quad (\text{IV},14)$$

A ist ein Proportionalitätsfaktor, wobei wir annehmen, daß wir uns nicht im Gebiet der Sättigung befinden.

Als resultierende Spannung U_F an den Klemmen der Rotorwicklung ergibt sich

$$U_F = E_1' + E_2' + E_3' = A \left[J_1 \cos \alpha + J_2 \cos (\alpha - 120^\circ) + J_3 \cos (\alpha - 240^\circ) \right] \quad (\text{IV},15)$$

Unter Benutzung der Beziehung (IV,12) und (IV,13) erhalten wir

$$U_F = \frac{A E_m}{2Z} \left[\cos \beta \cos \alpha + \cos (\beta - 120^\circ) \cos (\alpha - 120^\circ) + \cos (\beta + 120^\circ) \cos (\alpha + 120^\circ) \right] \quad (\text{IV},16)$$

Nach einfachen trigonometrischen Umformungen ergibt sich

$$U_F = U_m \cos (\beta - \alpha) = U_m \cos \gamma,$$

wobei $\frac{3}{4} \frac{A E_m}{Z} = U_m$ ist.

Die Spannung U_F hängt also vom Kosinus der Winkeldifferenz von Geber und Steuerempfänger ab. Haben Geber und Steuerempfänger die gleiche Winkellage, so bekommen wir die Maximalspannung. Sind sie um 90° gegeneinander versetzt, so wird $U_F = 0$. Bei Betrieb des Folgereglers arbeitet man immer so, daß $U_F \approx 0$ bleibt. Das ist schon deshalb zweckmäßig, weil positiven bzw. negativen

Fehlerwinkeln γ Spannungen entsprechen, die sich in der Phasenlage um 180° unterscheiden. Mit solchen Anordnungen erhält man, natürlich unter der Voraussetzung guter Fertigung der Drehmelder, recht genau arbeitende Folgeregler, bei denen der Winkelfehler wesentlich kleiner als 1° bleibt.

5. Kapitel: Einfache elektrische Recheneinrichtungen

Den 1. Lehrbrief dieser Reihe begannen wir mit der Besprechung einiger einfacher mechanischer Recheneinrichtungen. Wir wollen nun untersuchen, wie man einfache Rechenoperationen mit elektrischen Mitteln verwirklichen kann. Sie erhalten damit einen gewissen Einblick in den Aufwand, der bei der gerätemäßigen Verwirklichung einer Recheneinrichtung in dem einen oder anderen Falle notwendig ist.

[22] Addition

Die Addition läßt sich elektrisch mit verschiedenen Methoden verwirklichen.

1. Summation mittels Potentiometerschaltung

Am einfachsten ist die Summation mit Hilfe von Potentiometern durchzuführen. Im Bild 106 sind x , y und z die zu summierenden Größen, die durch die Verschiebung der Potentiometerschleifer gebildet werden.

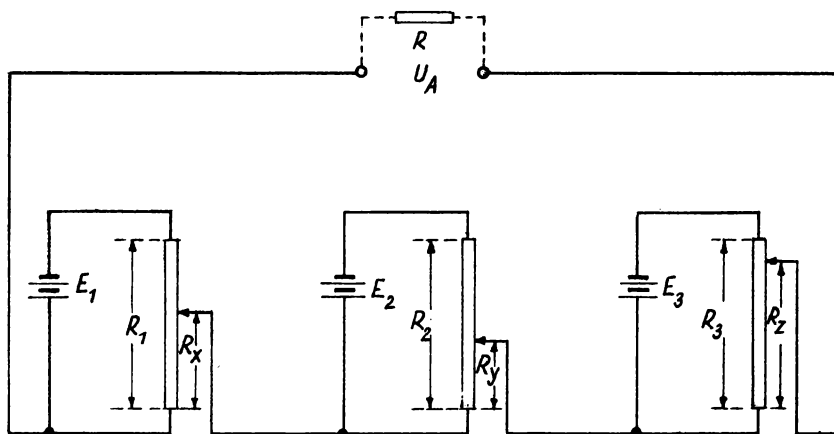


Bild 106
Summation mittels Potentiometerschaltung

Die Leerlaufsummenspannung U_A beträgt

$$U_A = E_1 \frac{R_x}{R_1} + E_2 \frac{R_y}{R_2} + E_3 \frac{R_z}{R_3}$$

Wenn $E_1 = E_2 = E_3 = E$ und $R_1 = R_2 = R_3 = R$ ist, so ergibt sich

$$U_A = E \left(\frac{R_x + R_y + R_z}{R} \right)$$

U_A ist also der Summe aus den einzelnen Summanden proportional. Das Verfahren ist nur dann hinreichend genau, wenn das Meßgerät, mit dem die Spannung U_A gemessen wird, einen genügend hohen Eingangswiderstand besitzt, so daß man praktisch im Leerlauf arbeitet.

2. Summation mittels Brückenordnung

Häufig verwendet man zur Summation eine Brückenordnung, etwa die nach Bild 107. Hier sind die zu summierenden Größen x , y , z durch ihnen proportionale Widerstände R_x , R_y und R_z gegeben, die, hintereinander geschaltet, in einem der Brückenarme (R_2) liegen.

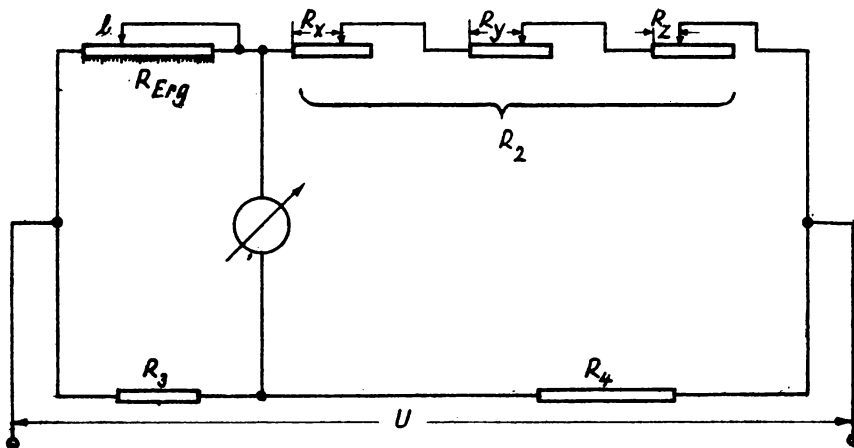


Bild 107
Summation mittels Brückenschaltung

Die Widerstände R_3 , R_4 sind konstant, und der Widerstand R_1 wird so eingestellt, daß Brückengleichgewicht erreicht wird. Dann gilt

$$R_{Erg} = \frac{R_3}{R_4} R_2 = \frac{R_3}{R_4} (R_x + R_y + R_z) = k_1 (R_x + R_y + R_z)$$

Wenn

$$R_x = k_2 x, \quad R_y = k_2 y, \quad R_z = k_2 z,$$

so gilt schließlich

$$R_{\text{Erg}} = k_1 k_2 (x + y + z) = k (x + y + z)$$

3. Summierverstärker

Oft fallen die zu summierenden Werte als einseitig geerdete Gleichspannung an. In einem solchen Falle können wir eine Summierung mit Hilfe von Gleichspannungsverstärkern mit hoher Verstärkung vornehmen. Die Grundsaltung dazu zeigt Bild 108. Der Verstärker muß eine Phasenumkehr bewirken. Grundsätzlich können beliebig viele Spannungen summiert werden, die wir mit $E_1 \dots E_n$ bezeichnen.

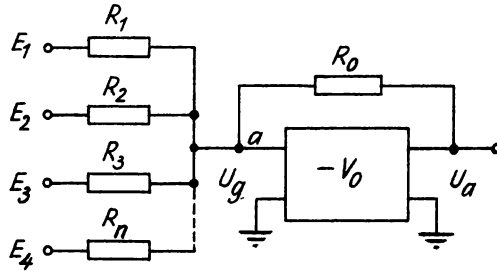


Bild 108a
Schaltung eines Summierverstärkers

Dann erhalten wir aus dem Knotenpunktsatz für Punkt a im Bild 108a

$$\frac{U_g - E_1}{R_1} + \frac{U_g - E_2}{R_2} + \dots + \frac{U_g - E_n}{R_n} + \frac{U_g - U_a}{R_o} = 0$$

Nun ist aber $U_a = -V_o U_g$ (V_o = Verstärkung)

$$\text{und } U_g = -\frac{U_a}{V_o},$$

so daß sich ergibt

$$-\left(\frac{U_a}{V_o} + E_1\right) \frac{1}{R_1} - \left(\frac{U_a}{V_o} + E_2\right) \frac{1}{R_2} - \dots - \left(\frac{U_a}{V_o} + E_n\right) \frac{1}{R_n} - \left(\frac{U_a}{V_o} + U_a\right) \frac{1}{R_o} = 0$$

Daraus folgt

$$U_a \left[\frac{1}{R_o} + \frac{1}{V_o} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_o} \right) \right] = - \left(\frac{E_1}{R_1} + \frac{E_2}{R_2} + \dots + \frac{E_n}{R_n} \right)$$

Für den Zusammenhang zwischen Ausgangsspannung U_a und den Eingangsspannungen gilt

$$U_a = \frac{-R_o}{1 + \frac{1}{V_o} \left(1 + \frac{R_o}{R_1} + \frac{R_o}{R_2} + \dots + \frac{R_o}{R_n} \right)} \left(\frac{E_1}{R_1} + \frac{E_2}{R_2} + \dots + \frac{E_n}{R_n} \right)$$

Für sehr große Verstärkung, d.h., $V_o \rightarrow \infty$, folgt:

$$U_a = - \left(E_1 \frac{R_o}{R_1} + E_2 \frac{R_o}{R_2} + \dots + E_n \frac{R_o}{R_n} \right)$$

Die Eingangsspannungen werden also mit Maßstabsfaktoren oder Gewichten versehen summiert, die sich durch Wahl der Widerstände R_v beliebig einstellen lassen. Für eine einzige Eingangsgröße (Bild 108b) gilt

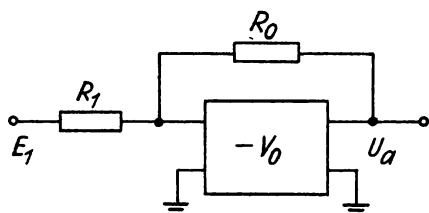


Bild 108b
Summierverstärker mit nur einer Eingangsgröße

$$U_a = - E_1 \frac{R_o}{R_1 + \frac{R_o}{V_o}}$$

und für $V_o \rightarrow \infty$

$$U_a = - E_1 \frac{R_o}{R_1}$$

Wir bemerken noch, daß die Widerstände R_o und R_v auch beliebig komplex sein können, und werden später auf diese Tatsache zurückkommen.

4. Summation mittels Drehmelderanordnung

Um mit Hilfe von Drehmeldern eine Summation von Winkeln durchzuführen, verwenden wir die Schaltung nach Bild 109.

Der Rotorgeber wird um den Winkel α verdreht, dementsprechend ändern sich die in den drei Phasenleitungen induzierten Spannungen. Durch die fließenden Ströme wird der Differentialdrehmelder erregt, dessen sekundäre Dreiphasenwicklung mit der Dreiphasenwicklung des Empfängers verbunden ist. Wenn wir jetzt den

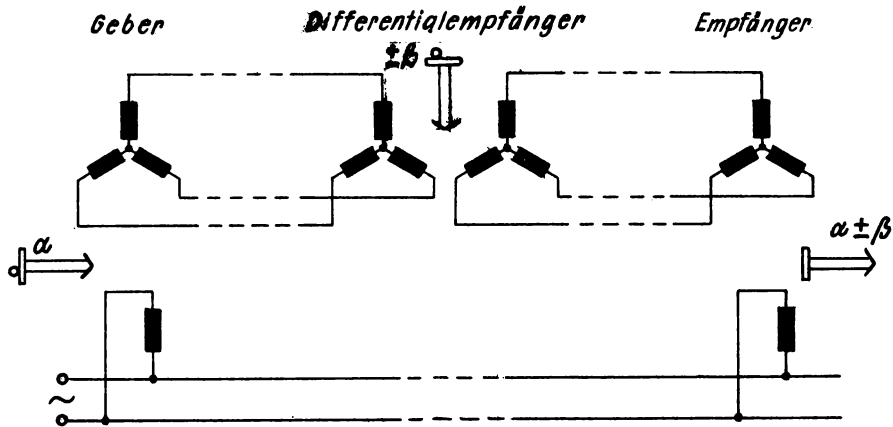


Bild 109
Schaltung einer Drehmelderanordnung zur Addition
bzw. Subtraktion von Winkelwerten

Differentialdrehmelder um den Winkel $\pm \beta$ verdrehen, erkennt man, daß sich der Empfänger um den Winkel $\alpha + \beta$ verdreht.

Entsprechendes gilt für eine Anordnung mit zwei Gebern und einem Differentialdrehmelderempfänger.

Wir sehen unmittelbar, daß man mit Hilfe der Verfahren 1, 2 und 4 auch eine Subtraktion vornehmen kann.

[23] Multiplikation und Division

1. Multiplikation unter Verwendung von Potentiometern

Das einfachste Schema ist im Bild 110a gegeben. Unter der Voraussetzung, daß der Innenwiderstand der Stromquelle vernachlässigbar klein ist und daß U_A mit einem Meßinstrument sehr hohen Widerstandes gemessen wird, ergibt sich die folgende Beziehung

$$U_A = \frac{U R_X R_Y}{R_1 R_2 + R_X (R_1 - R_X)}$$

Mit $R_x = k_1 x$ und $R_y = k_2 y$ erhalten wir

$$U_A = \frac{U k_1 k_2 x y}{R_1 R_2 + k_1 x (R_1 - k_1 x)}$$

Damit wir eine möglichst genaue Multiplikation erhalten, muß der erste Summand des Nenners groß sein gegen den zweiten. Das erreicht man, indem man die Bedingung $R_2 \gg R_1$ erfüllt, und erhält näherungsweise

$$U_A \approx \frac{U k_1 k_2 x y}{R_1 R_2} = K x y ,$$

wenn $\frac{U k_1 k_2}{R_1 R_2} = K$ ist.

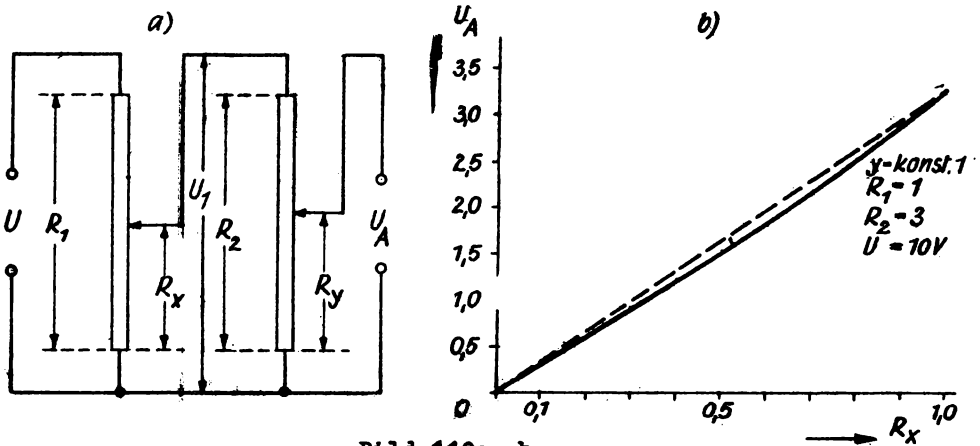


Bild 110a, b

- a) Potentiometerschaltung zur Multiplikation
b) Spannungsverlauf bei belastetem Potentiometer

2. Multiplikation mittels Brückenschaltung

Nicht nur für die Addition, sondern auch für die Multiplikation kann man eine Brückenschaltung verwenden (Bild 111). Die zu

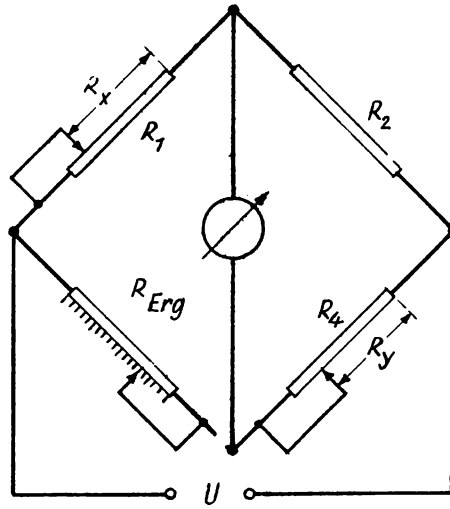


Bild 111
Multiplikation mittels Brückenschaltung

multiplizierenden Größen x und y werden durch Verschiebung der Schleifer an den Widerständen R_1 und R_4 dargestellt, wobei man die Teilwiderstände R_x und R_y abgreift. Der Widerstand R_2 ist konstant. Der Widerstand R_3 wird so verändert, daß sich Brückengleichgewicht ergibt, und an der an ihm angebrachten Skale wird das Ergebnis abgelesen. Für das Brückengleichgewicht gilt die Beziehung

$$R_x R_y = R_2 R_{\text{Erg}}$$

Nun ist $R_x = k_1 x$ und $R_y = k_1 y$, so daß man schreiben kann

$$R_{\text{Erg}} = \frac{R_x R_y}{R_2} = \frac{k_1^2}{R_2} x y = k x y$$

Der Widerstand R_{Erg} ist also dem Produkt $x y$ proportional.

3. Division mittels Brückenschaltung

Mit Hilfe einer Brückenschaltung (Bild 112) können wir auch eine Division durchführen. Der Widerstand R_4 ist konstant, während der Widerstand R_2 veränderlich gemacht wird. Damit erhalten wir

$$R_{\text{Erg}} = \frac{R_x R_4}{R_y} = R_4 \frac{x}{y}$$

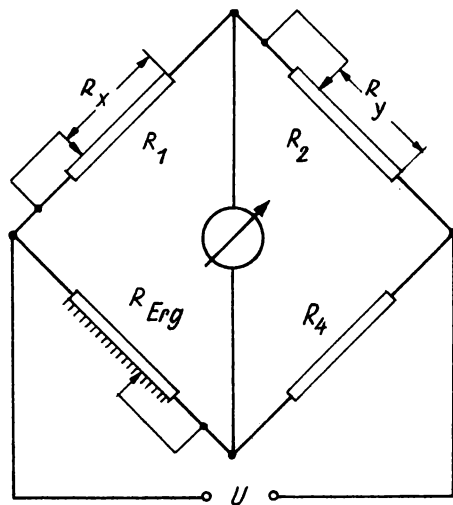


Bild 112
Division mittels Brückenschaltung

4. Multiplikation und Division unter Verwendung von Meßwerken

Wir können aber sowohl eine Multiplikation als auch eine Division unter Verwendung entsprechend ausgebildeter elektrischer Meßinstrumente durchführen.

Zur elektrischen Multiplikation zweier Größen x und y , die durch die ihnen proportionalen Ströme J_x und J_y gegeben sind, können wir ein elektrodynamisches Gerät mit zwei Rähmchen benutzen. Eins der beiden Rähmchen ist fest, das andere beweglich. Wir erhalten ein Drehmoment M_d

$$M_d = k_1 J_x J_y$$

Besitzt das Gegenmoment der Stromzuführung eine lineare Charakteristik, so dreht sich der bewegliche Rahmen um den Winkel α

$$\alpha = k_2 J_x J_y$$

Der Drehwinkel α ist dann mit $J_x = k_3 x$ und $J_y = k_4 y$ dem Produkt $x y$ proportional. Es gilt

$$\alpha = k_2 k_3 k_4 x y = k x y$$

Eine Division können wir mit Hilfe eines Kreuzspulinstrumentes vornehmen. Sein bewegliches Organ besitzt zwei Spulen, die um einen bestimmten Winkel gegeneinander verdreht sind.

Wie wir hier nicht ableiten wollen (siehe dazu z.B. J.STANEK, Technik elektrischer Meßgeräte, S. 165, VEB Verlag Technik Berlin 1957), gilt in einem gewissen Bereich annähernd die Beziehung

$$\alpha = \psi \left(\frac{J_x}{J_y} \right)$$

Mit $J_x = k_2 x$ und $J_y = k_3 y$ ergibt sich schließlich

$$\alpha = \psi \left(\frac{k_2 x}{k_3 y} \right) = k \psi \left(\frac{x}{y} \right)$$

Bei den betrachteten Rechenanordnungen, die als Brückenschaltung ausgeführt waren, muß die Rechnung durch Betätigung des Ergebniswiderstandes erfolgen. Will man das Rechenergebnis an anderer Stelle verwenden, so fügt man einen Folgeregler hinzu, dessen Motor das Ergebnispotentiometer so verstellt, daß die Brückenspannung zu einem Minimum wird. Von einem mit dem Ergebnispotentiometer gekuppelten zweiten Potentiometer kann man dann das Ergebnis der Rechenoperation als Spannung entnehmen.

[24] Differentiation

1. Differentiation mittels Tachometergenerators

a) Gleichstromtachometergenerator

Im 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“ lernten Sie auf Seite 60 einen Tachogenerator kennen, der eine Gleichspannung abgibt. Er wird, vor allem bei Folgereglern benutzt, um die Drehgeschwindigkeit einer Welle zu messen, mit der er starr gekuppelt ist.

Die Höhe der abgegebenen Gleichspannung soll in jedem Zeitmoment der augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit der Welle proportional sein. Verschiedenen Drehrichtungen der Welle muß die entgegengesetzte Polarität der abgegebenen Spannung entsprechen. Es muß also die Beziehung gelten

$$U_A = K_T \frac{d\varphi_E}{dt} ,$$

dabei ist φ_E der Drehwinkel der mit dem Tachogenerator gekuppelten Welle und K_T ein Proportionalitätsfaktor.

Als Tachometergeneratoren verwendet man kleine Gleichstromneben-schlußmaschinen. Mit ihnen gelingt es, die oben angegebene Beziehung, also Proportionalität von Drehgeschwindigkeit und Anker-spannung, annähernd zu erfüllen. Es stören aber Temperaturände-rungen, weil sich dadurch die Wicklungswiderstände und damit zumindest der Erregerfluß ändern. Man baut deshalb auch Tachogene-

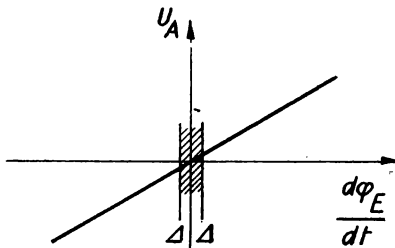


Bild 113
Verlauf der Spannung U_A in

Abhängigkeit von $\frac{d\varphi_E}{dt}$

ratoren, bei denen zur Erzeugung des Erregerflusses Permanentma-gnete benutzt werden. Eine weitere Fehlerquelle ist dadurch gegeben, daß störende Übergangswiderstände zwischen Bürsten und Kollektor auftreten, wodurch man in der Nähe der Drehzahl Null eine Art tote Zone erhält (s. Bild 113).

Die Spannung U_A verläuft in Ab-

hängigkeit von $\frac{d\varphi_E}{dt}$ nach der gezeichneten Geraden.

Nach Bild 113 gibt der Tachogenerator in beiden Richtungen bei gleichen Drehgeschwindigkeiten eine Spannung gleicher Größe ab. In der Praxis ist dies von vornherein gewöhnlich nicht der Fall, so daß die Tachometermaschine erst justiert werden muß. Mitunter macht sich auch der Umstand nachteilig bemerkbar, daß infolge der bei kleinen Maschinen niedrigen Lamellenzahl die vom Anker abgegebene Spannung einen starken Oberwellenanteil enthält, dessen Frequenz mit der Drehzahl steigt. Bei Folgereglern verwendet man gelegentlich zwei Tachometermaschinen. Dabei wird die eine von der Geberwelle, die andere von der Lastwelle angetrieben, die vom Stellmotor des Folgereglers betätigt wird. Die von den beiden Tachometermaschinen abgegebenen Spannungen werden gegeneinander geschaltet. Für die Differenz der von den beiden Generatoren ab-gegebenen Spannungen gilt die Beziehung

$$\Delta U = K_{T1} \frac{d\varphi_E}{dt} - K_{T2} \frac{d\varphi_A}{dt}$$

Besitzen die beiden Tachometermaschinen genau die gleiche Charakteristik, so gilt

$$\begin{aligned}\Delta U &= K_T \frac{d}{dt} (\varphi_E - \varphi_A) \\ &= K_T \frac{d\varepsilon}{dt}\end{aligned}$$

Der Augenblickswert der Spannung ΔU ist also der zeitlichen Änderung der Regelabweichung ε proportional.

b) Wechselstromtachometergenerator

Als Wechselstromtachometergenerator verwendet man meistens eine Induktionsmaschine vom Typ der Ferrarismaschine. Die Konstruktion ist im Bild 114 dargestellt.

Ein Schema für die Wicklung einer Ferraristachometermaschine zeigt Bild 115.

Angetrieben wird die dünne Aluminiumglocke, während die Wicklungen und das Magnetgestell einschließlich des Magnetkernes innerhalb der Glocke ruhen. Diese Konstruktion besitzt offensichtlich zwei Vorzüge:

Das Trägheitsmoment ist gering und es wird kein Kollektor benötigt.

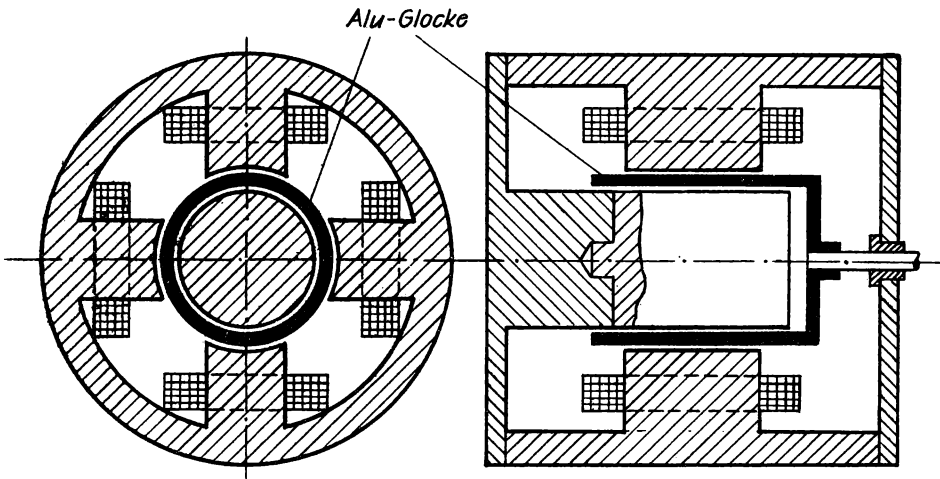


Bild 114
Konstruktion eines Ferraristachometerdynamos

Die Ausgangsspannung $U_{A\sim}$ ist bei ausreichend niedrigen Drehzahlen der Drehgeschwindigkeit annähernd proportional, und ihre Frequenz bleibt gleich der Frequenz der Erregerspannung, während die Phase bei Drehrichtungswechsel um etwa 180° springt.

Als Nachteil einer solchen Wechselstromtachometermaschine ist anzusehen, daß die Phase der Ausgangsspannung gegen die der

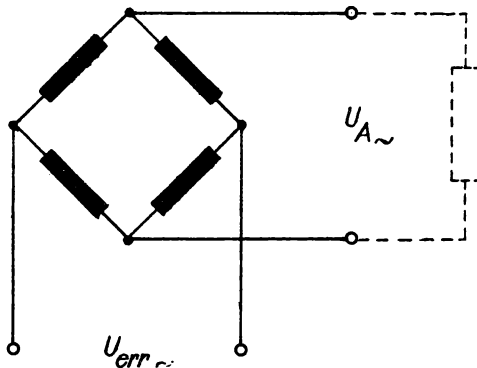


Bild 115

Wicklungsschema einer Ferraristachometermaschine

Erregerspannung um einen gewissen Winkel verschoben ist. Weiterhin tritt bei Fabrikationsungenauigkeiten auch bei ruhender Glocke eine Spannung auf, die natürlich unerwünscht ist. Man kann sie durch Symmetrierung mittels zusätzlicher Schaltelemente (Widerstände, Kondensatoren) meist auf einen nicht mehr störenden Wert herabdrücken. Wie bei den Gleichstrom-

tachometermaschinen ergibt sich auch hier ein beträchtlicher Temperaturfehler, und zwar vor allem durch die Erwärmung der Glocke. Man kann ihn mindern, wenn man als Material für die Glocke nicht wie üblich Aluminium, sondern ein Material mit kleinerem Temperaturkoeffizienten verwendet.

c) Verwendung einer Brückenschaltung

Die Benutzung eines Tachogenerators hat jedoch an der Motorachse ein zusätzliches, häufig unerwünschtes Lastmoment zur Folge.

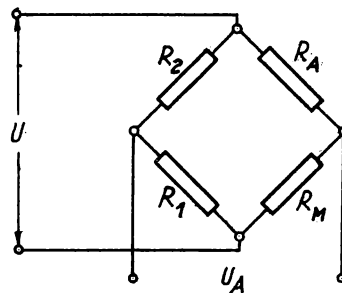
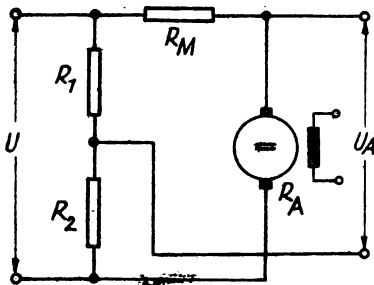


Bild 116, 116a

Schaltung zur Gewinnung einer der Motordrehzahl proportionalen Spannung

Verwendet man einen Gleichstrommotor, so kann man sich aber mit Hilfe der Schaltung von Bild 116 eine der Motordrehzahl proportionale Spannung verschaffen. Bei ruhendem Motoranker ergibt sich für das Brückengleichgewicht die folgende Bedingung:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_M}{R_A} \quad \text{bzw.} \quad R_M = \frac{R_1 R_A}{R_2}$$

Bei Drehung des Ankers wird in seiner Wicklung die Spannung E induziert, wobei $E = \text{konst.} \frac{d\alpha}{dt}$ ist. Um die Ausgangsspannung U_A zu ermitteln, betrachten wir das Bild 116b und finden unter Berücksichtigung der angegebenen Gleichgewichtsbedingung

$$U_A = \frac{(R_M + R_1) E}{R_1 + R_2 + R_A + R_M} = \frac{\left(\frac{R_1 R_A}{R_2} + R_1\right) E}{R_1 + R_2 + R_A + \frac{R_1 R_A}{R_2}}$$

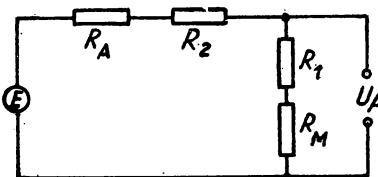
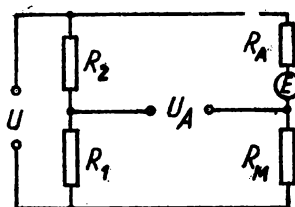


Bild 116b
Ersatzschaltungen

2. Differentiation mittels RC-Schaltung

In den Lehrbriefen "Grundlagen der Regelungstechnik" fanden wir bereits die im Bild 117 dargestellte Schaltung. Es gilt hier

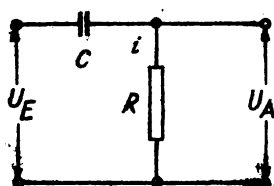


Bild 117
RC-Schaltung zur
Differentiation

$$U_E = U_C + U_A \quad \text{bzw.} \quad \frac{dU_E}{dt} = \frac{dU_C}{dt} + \frac{dU_A}{dt}$$

Weiter gilt

$$U_A = i R = \frac{dU_C}{dt} \quad \text{oder} \quad \frac{dU_C}{dt} = \frac{U_A}{RC}$$

Mit den obigen Formeln ergibt sich

$$\frac{dU_E}{dt} = \frac{U_A}{RC} + \frac{dU_A}{dt}$$

Bei genügend kleinem RC kann man das zweite Glied auf der rechten Seite vernachlässigen und erhält angenähert

$$U_A \approx RC \frac{dU_E}{dt} = T \frac{dU_E}{dt}$$

Um aber den Fehler der Differentiationsanordnung genauer kennen-zulernen, gehen wir auf die Differentialgleichung dieses Gliedes zurück, die wir schon aus dem 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“, Seite 47, kennen und schreiben sie in der Form

$$RC \frac{dU_A}{dt} + U_A = RC \frac{dU_E}{dt}$$

Setzen wir voraus, daß sich die Eingangsspannung U_E nach einer Rampenfunktion ändert, daß also gilt

$$\frac{dU_E}{dt} = \text{konst.},$$

so erhalten wir für U_A den Ausdruck

$$U_A = RC \frac{dU_E}{dt} \left(1 - e^{-\frac{t}{RC}}\right)$$

U_A ist also nicht proportional $\frac{dU_E}{dt}$, sondern es tritt ein Fehler

auf, der durch den Ausdruck $-RC e^{-\frac{t}{RC}}$ bestimmt wird.

Wir sehen, daß der Differentiationsfehler um so kleiner wird, je kleiner die Zeitkonstante RC wird. Aber im gleichen Maße vermindert sich auch die Ausgangsspannung U_A .

3. Differenzierverstärker

Die eben erwähnten Nachteile (zu kleine Ausgangsspannung bzw. zu ungenaue Differentiation) sind oft störend. Aus diesem Grunde

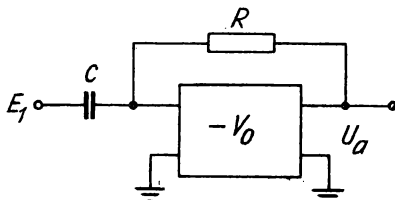


Bild 118

Schaltung eines Differenzierverstärkers

verwendet man häufig einen Differenzierverstärker (Bild 118). Ebenso wie eine Summierung kann man nämlich auch eine Differentiation unter Verwendung eines Gleichspannungsverstärkers vornehmen.

Wir gehen hierzu von dem Summierungsverstärker (Bilder 108a,b) aus. Dort hatten wir für den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße den Ausdruck

$$U_a = - E_1 \frac{R_0}{R_1}$$

unter der Voraussetzung $V_0 \rightarrow \infty$ abgeleitet.

R_0 und R_1 waren komplexe Widerstände.

Wird nun $R_0 = R$ und $R_1 = \frac{1}{pC}$ gewählt, dann erhält man

$$U_a = - E_1 p R C \text{ oder, wenn wir für } p = \frac{d}{dt} \text{ setzen, } U_a = - RC \frac{dE_1}{dt}.$$

Mit dieser Schaltung (Bild 118) ist also eine genaue Differentiation möglich, wenn der Verstärkungsfaktor V_0 sehr groß wird.

Die Verwendung eines Verstärkers erlaubt also:

1. Eine Vergrößerung der Ausgangsspannung;
2. Eine Verminderung des Einflusses von Schwankungen des Verstärkungsfaktors V_0 auf die Größe der Ausgangsspannung.

(25) Integration

1. Integrationsmittel

Im 1. Lehrbrief „Grundlagen der Regelungstechnik“ haben wir eine Anordnung zur Integration kennengelernt, und zwar unter Verwendung rein elektrischer Mittel (Seite 47, Bild 24), ohne daß wir damals auf diesen Punkt besonders hingewiesen haben.

Um die Eignung dieser Schaltung (Bild 119) als Integrationsglied zu erkennen, schreiben wir

$$i = C \frac{dU_C}{dt}$$

Der Spannungsabfall am Widerstand wird

$$U_R = i R = RC \frac{dU_C}{dt}$$

Weiter gilt $U_E = U_C + U_R = U_A + U_R$.

Nach Einsetzen erhalten wir

$$\frac{dU_A}{dt} + \frac{U_A}{RC} = \frac{U_E}{RC}$$

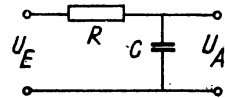


Bild 119
Integrierschaltung

(V,1)

Wählt man die Zeitkonstante $T = RC$ hinreichend groß, so kann das zweite Glied auf der linken Seite vernachlässigt werden, und

man erhält angenähert

$$\frac{dU_A}{dt} \approx \frac{U_E}{RC} = \frac{U_E}{T}$$

oder

$$U_A \approx \frac{1}{T} \int_0^t U_E dt$$

Auch bei der Integrationsschaltung wollen wir uns einen genaueren Überblick über den entstehenden Integrationsfehler verschaffen.

Setzen wir eine sprungförmige Änderung von U_E voraus, so müßte die Spannung U_A linear mit der Zeit anwachsen. Als Lösung der Gleichung (V,1) erhalten wir jedoch eine Exponentialfunktion, so daß wir mit einem mit der Zeit t ansteigenden Fehler zu rechnen haben.

Um das einzusehen, schreiben wir

$$\begin{aligned} U_A &= U_E \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) \\ &= U_E \left[1 - \left\{1 - \frac{t}{T} + \frac{1}{2!} \left(\frac{t}{T}\right)^2 - \frac{1}{3!} \left(\frac{t}{T}\right)^3 + \dots\right\}\right] \\ &= U_E \left[\frac{t}{T} - \frac{1}{2!} \left(\frac{t}{T}\right)^2 + \frac{1}{3!} \left(\frac{t}{T}\right)^3 - \dots\right] \end{aligned}$$

Der Ausdruck $U_E \left(\frac{t}{T}\right)$ stellt den genauen Ausdruck für die Integration dar, während der Rest der konvergenten Reihe, mit dem quadratischen Glied $\frac{1}{2!} \left(\frac{t}{T}\right)^2$ beginnend, den zeitabhängigen Integrationsfehler ergibt.

Man entnimmt daraus, daß die Integrationsgenauigkeit um so besser ist, je größer die Zeitkonstante RC gewählt wird. Gleichzeitig vermindert sich aber entsprechend der Wert für das Integral der Spannung U_A .

2. Integrationsverstärker

Wir wollen nun noch untersuchen, ob wir nicht auch für die Integration mittels einer Verstärkerschaltung zu genaueren Ergebnissen kommen.

Ebenso wie durch Verwendung hoch verstärkender Gleichstromverstärker eine genaue Summation und Differentiation durchgeführt werden kann, ist damit auch eine genaue Integration zu verwirklichen.

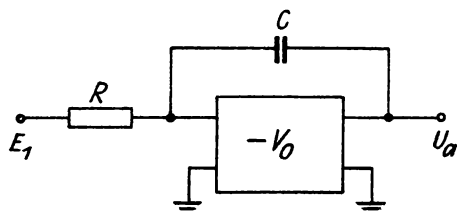


Bild 119a

Schaltung eines Integrierverstärkers

($V_0 = 10^4 \dots 10^7$), so ist eine genügend genaue Integration bei ausreichender Höhe der Ausgangsspannung durchführbar. Wir bemerken noch, daß man durch Verwendung mehrerer Eingänge mit entsprechenden Eingangswiderständen $R_1 \dots R_n$ auch das Zeitintegral einer Summe von Eingangsspannungen bilden kann. Schließlich weisen wir darauf hin, daß der Wert V_0 ein negatives Vorzeichen besitzt (Gegenkopplung).

Bild 119a zeigt dazu die Schaltung. Ist $R_1 = R$ und

$R_0 = \frac{1}{pC}$, so ergibt sich

$$U_a = -E_1 \frac{1}{pRC} \quad \text{und mit}$$

$$\frac{1}{p} \triangleq \int dt$$

$$U_a = -\frac{1}{RC} \int E_1 dt$$

Benutzt man Verstärker mit großem Verstärkungsfaktor

126) Rechenoperationen verschiedener Art

Häufig benötigt man auch noch andere elektrische Rechenglieder, von denen wir nur noch drehmelderähnliche Anordnungen besprechen wollen.

1. Drehmelderanordnung als Rechenglied

Wir hatten bei der Behandlung des Drehmeldergebers bereits gesehen, daß wir z.B. zwischen den Phasenwicklungen 1 und 2 eine Wechselspannung erhalten, deren Amplitude sich bei Drehung des Rotors um den Winkel α sinusförmig ändert. Es ergibt sich also

$$U_A = U_m \sin \alpha$$

Die positiven und negativen Werte des Sinus lassen sich auseinanderhalten, da sich die entsprechenden Wechselspannungen in der Phase um 180° unterscheiden.

Will man Drehmelder als Rechenglieder benutzen, so rüstet man sie zweckmäßigerweise mit für diese Anwendung geeigneten Wicklungen aus. Bild 120 zeigt eine Möglichkeit.

Das Rechenglied ist auf dem Rotor wie auf dem Stator mit zwei um 90° versetzten Wicklungen versehen. An eine Rotorwicklung

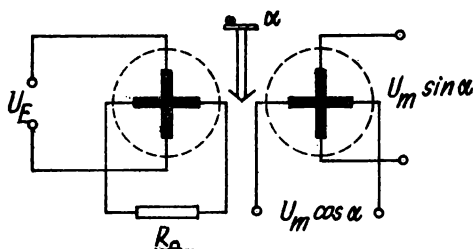


Bild 120

Drehmelderordnung als Rechenglied

Kosinus des eingestellten Winkels α entspricht. Der dazu gekreuzten Wicklung entnehmen wir eine Spannung, die dem Sinus des Winkels α entspricht.

wird die Erregerspannung gelegt, die senkrecht dazu befindliche Wicklung wird mit einem geeigneten Widerstand R_o belastet. Wir können also, wie in Bild 120 angedeutet, der einen Wicklung eine Spannung entnehmen, die dem

2. Drehmelderordnung als Koordinatenwandler

Mit Hilfe solcher induktiver Rechenglieder kann man auch eine Koordinatenwandlung vornehmen. Ist nämlich ein Punkt in der

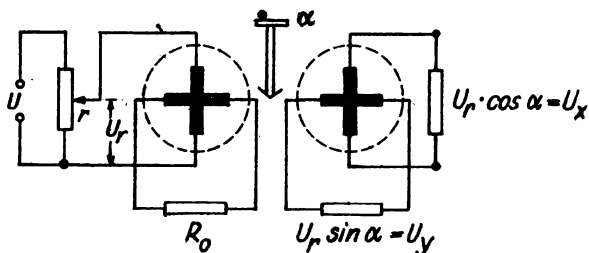


Bild 121

Drehmelderordnung als Koordinatenwandler
(Polarkoordinaten in Kartesische Koordinaten)

Ebene in Polarkoordinaten α und r gegeben, so kann man die Kartesischen Koordinaten $x = r \cos \alpha$ und $y = r \sin \alpha$ mit Hilfe der Anordnung von Bild 121 ermitteln.

Dazu verdrehen wir den Rotor um den Winkel α , während wir den Koordinatenwandler mit der dem Betrag des Widerstandes r entsprechenden Spannung U_r einspeisen. Für den Punkt mit den Polarkoordinaten α_1, r_1 ergeben sich die Kartesischen Koordinaten $x = r_1 \cos \alpha_1$ bzw. $y = r_1 \sin \alpha_1$; wobei $\alpha = r = r_1$ ist.

Wir können das Verfahren auch umkehren, indem wir die um 90° gekreuzten Primärwicklungen mit Spannungen einspeisen und einen

Winkel α so eindrehen, daß am Lastwiderstand R_L die maximale Spannung U_r auftritt, die dem Betrage r im Polarkoordinatensystem entspricht (Bild 122).

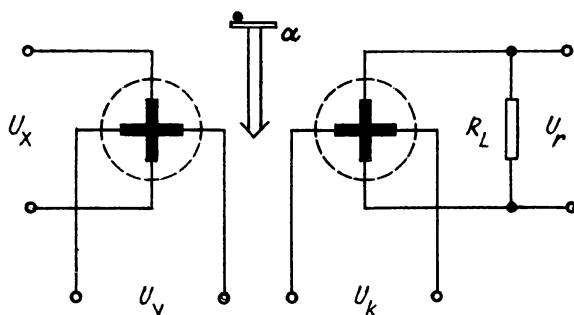


Bild 122
Drehmelderanordnung als Koordinatenwandler
(Kartesische Koordinaten in Polarkoordinaten)

Da, wie wir schon bei der Besprechung der Drehmelder-Brückenordnung bemerkten, die Einstellung eines **Maximums** unscharf ist, drehen wir den Winkel α ein, bei dem die Spannung U_K an der um 90° versetzten Wicklung gleich Null ist.

3. Multiplikationen von Kreisfunktionen

In diesem Zusammenhang wollen wir nun noch auf eine Anwendungsmöglichkeit eingehen, nämlich auf die Multiplikation von Kreisfunktionen.

Um die Funktion

$$U = K U_1 \sin \alpha \sin \beta$$

zu verwirklichen, verwenden wir die folgende Schaltung (Bild 123).

In den ersten Koordinatenwandler (KoWa 1) wird der Winkel α eingedreht, in den zweiten (KoWa 2) der Winkel β . Damit die Schaltung genau arbeitet, darf die Eingangswicklung des Koordinatenwandlers 1 die Ausgangswicklung des Koordinatenwandlers 2 nicht merklich belasten. Man muß also die entsprechenden Wicklungen des Koordinatenwandlers 2 mit wesentlich mehr Windungen versehen als die des Koordinatenwandlers 1. Ist dies nicht möglich, so kann man auch zwischen die beiden Koordinatenwandler einen Transformator mit entsprechend großem Untersetzungsverhältnis schalten.

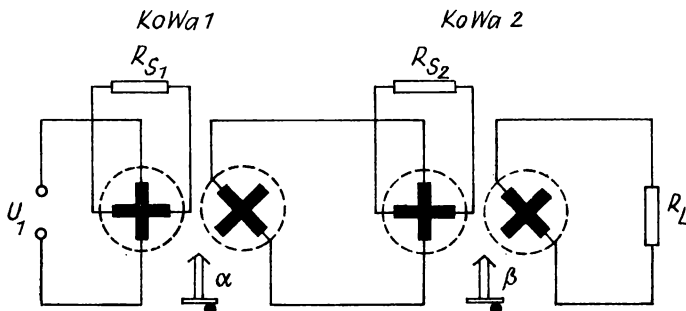


Bild 123

Multiplikationen von Kreisfunktionen mittels Koordinatenwandlers

Die im Bild 123 eingezeichneten Widerstände sollen die Symmetrie der Schaltung erhöhen, um möglichst gute Genauigkeiten zu erreichen.

Offensichtlich kann man diese Schaltung auch benutzen, um die Beziehungen

$$U = K U_1 \cos \alpha \sin \beta$$

$$U = K U_1 \sin \alpha \cos \beta$$

$$U = K U_1 \cos \alpha \cos \beta$$

darzustellen.

4. Das lineare induktive Potentiometer

Wir beschließen die Darlegungen über die Verwendung des Koordinatenwandlers als Rechenglied mit dem sogenannten linearen induktiven Potentiometer. Im einfachsten Falle kann man als induktives Potentiometer einen Drehmeldergeber benutzen, der im Bereich von $\pm 30^\circ$ eine Spannung abgibt, die nahezu proportional dem Drehwinkel ansteigt. Wird über einen größeren Winkelbereich Linearität gefordert, verwendet man auch Rechenglieder in besonderen Schaltungen, mit denen je nach Auslegung der Wicklungen Linearität bis $\pm 60 \dots 70^\circ$ erreicht werden kann (Bild 124a).

Der Primärkreis des linearen induktiven Potentiometers liegt an der Eingangsspannung U_E . In der Sinuswicklung des Sekundärkreises wirken zwei elektromotorische Kräfte. Die eine wird durch die Erregerwicklung a erzeugt und ist proportional $K_1 \sin \alpha$.

Die zweite wird durch die zu a senkrechte Wicklung b hervorgerufen

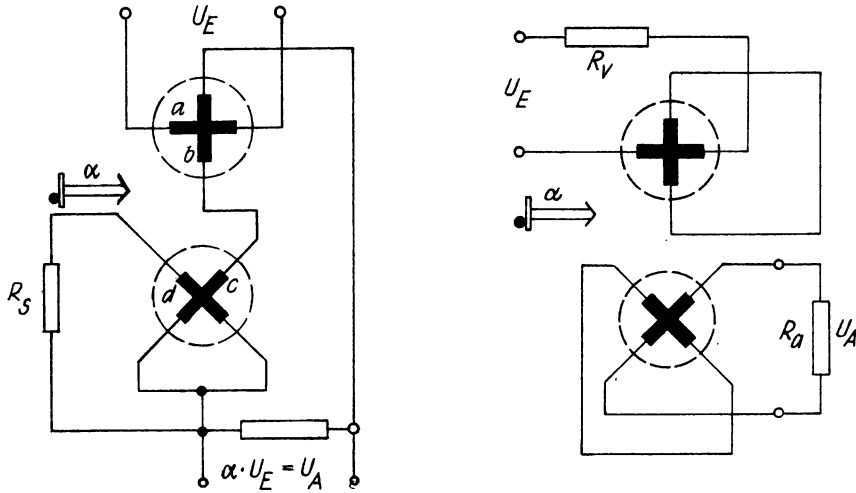


Bild 124a,b
Lineares induktives Potentiometer

und ist einerseits der Erregerspannung U_E und andererseits ($-\cos \alpha$) proportional. Wir erhalten

$$U_A = K_1 \sin \alpha - K_2 U_A \cos \alpha$$

oder

$$U_A = \frac{K_1 \sin \alpha}{1 + K_2 \cos \alpha}$$

Dabei sind K_1 und K_2 Proportionalitätsfaktoren, die man so wählt, daß sich der gewünschte lineare Bereich mit der geforderten Genauigkeit ergibt. Der Widerstand R_S dient wieder zur Erhöhung der Symmetrie und damit zur Erhöhung der Rechengenauigkeit.

Mit der Schaltung nach Bild 124b kann bei geeigneter Auslegung der Winkel α_{\max} etwa 90° erreichen. Hierbei ist bemerkenswert, daß die Linearität dieser Schaltung weitgehend unabhängig von der Belastung ist und daß die Ausgangsspannung einen Phasenwinkel besitzt, der unabhängig vom Drehwinkel α ist.

Beispiel

Wählen wir $K_1 = 1$, $K_2 = 0,5$, so erhalten wir unter Benutzung der angeführten Formel die folgende Tabelle, wobei ΔU_A den Zuwachs von U_A von 10° zu 10° bedeutet.

α	U_A	ΔU_A
10°	0,1165	0,1165
20°	0,232	0,117
30°	0,349	0,115
40°	0,464	0,114
50°	0,578	0,114
60°	0,692	0,111
70°	0,803	0,107
80°	0,91	0,09
90°	1,00	0,067
100°	1,067	

Aus dieser Tabelle erkennen Sie, daß im Bereich von $0 \dots 60^\circ$ eine befriedigende Linearität besteht.

6. Kapitel: Elektrische Verstärker

[27] Anforderungen an die elektrischen Verstärker in Reglern

In den „Grundlagen der Regelungstechnik“ unterschieden wir zwischen Reglern ohne Hilfsenergie und Reglern mit Hilfsenergie. Ein Regler ohne Hilfsenergie bestand nur aus der Meßeinrichtung und dem Stellglied. Ein Regler mit Hilfsenergie enthielt dagegen noch einen Verstärker (Kraftschalter). Die Verwendung eines Verstärkers brachte bei hydraulischen und pneumatischen Anordnungen den Vorteil, daß die gewünschte Betätigung des Stellgliedes schon bei einem viel kleineren Wert der Meßgröße eingeleitet wurde. Das hatte eine Erhöhung der Genauigkeit des Regelvorganges zur Folge.

Unter Verwendung elektrischer Verstärker kann man heutzutage besonders empfindliche Regler aufbauen. Eine ganze Reihe von Regelungsproblemen können nur unter Benutzung elektrischer Verstärker gelöst werden (z.B. pH-Wert-Regelung). Außerdem ist zu berücksichtigen, daß man praktisch alle vorkommenden Regelgrößen in Spannungen oder Ströme umformen kann.

Weiterhin ist es möglich, elektrische Verstärker zu bauen, die große Ausgangsleistungen liefern.

Beim Regelvorgang ergeben sich positive oder negative Regelabweichungen bestimmter Größe. Der elektrische Verstärker muß also die auftretende Regelabweichung nach Größe und Richtung verstärken, weil davon die Art des Eingreifens des Reglers abhängt. Ist die Regelabweichung als Gleichspannung gegeben, so wird der Betrag der Regelabweichung durch die Größe der Spannung dargestellt und ihre Richtung durch das Vorzeichen. Am Ausgang tritt dann die der Regelabweichung entsprechende Spannung, mit dem Verstärkungsfaktor multipliziert, auf, da wir Linearität voraussetzen.

Arbeiten wir mit Wechselstrom, so entspricht der Größe der Regelabweichung die Amplitude der Wechselspannung und der Richtung der Regelabweichung die Phasenlage der Wechselspannung gegenüber einer Vergleichsspannung. Die Phasenlage bedingt dann die Richtung des Eingreifens des Stellmotors. In bezug auf die Vergleichswechselspannung interessiert fast ausnahmslos nur die Phasenverschiebung 0° bzw. 180° . Dadurch unterscheiden sich die in Reglern eingesetzten Verstärker z.B. von den elektroakustischen. Bei den letzteren brauchen die Phasenbeziehungen nicht genauer betrachtet zu werden, da das Ohr auf Phasenverschiebungen nicht anspricht.

Es interessiert uns auch der Frequenzbereich, den ein in einem Regelkreis eingesetzter elektrischer Verstärker übertragen muß.

Meistens haben die Regelverstärker die Eigenschaft eines Tiefpasses, d.h., sie übertragen das Frequenzband $0 \leq \omega \leq \omega_0$. Die Übertragung der Signalfrequenz $\omega = 0$ ergibt sich aus der Notwendigkeit der Verstärkung einer stationären Regelabweichung. Deshalb verwendet man sehr häufig Gleichstromverstärker, die unter Benutzung von Röhren, Transistoren, Transduktoren (Magnetdrosseln), elektrischen Spezialmaschinen aufgebaut werden. Ist die Regelabweichung einer Wechselspannung aufmoduliert, so kann man auch mit Wechselstromverstärkern arbeiten. In der Regelungstechnik wird überwiegend die Amplitudenmodulation angewandt.

Nach diesen einführenden Bemerkungen wollen wir auf die wichtigsten Verstärkertypen eingehen. Da eine außerordentlich hohe Zahl von Varianten bekannt sind, müssen wir uns auf die Behandlung eines charakteristischen Vertreters jeden Typs beschränken und im übrigen auf die Spezialliteratur verweisen. Wir bemerken, daß

wir in diesem Zusammenhange auch einige Beispiele für Modulation und Demodulation behandeln.

[28] Röhrenverstärker für Gleichstrom

Der Aufbau von stabilen Gleichstromverstärkern mit Elektronenröhren bereitet erhebliche Schwierigkeiten. Sie sind im wesentlichen in folgenden Punkten begründet:

1. Außer der Eingangsspannung (Signalspannung) bewirken auch ungewollte langsame Schwankungen der Versorgungsspannungen und der Röhrenkennwerte Änderungen des Ausgangsstromes bzw. der Ausgangsspannung.
2. Bei einem mehrstufigen Gleichstromverstärker kann die Kopplung zwischen zwei Stufen nur galvanisch erfolgen.
Damit nun das Gitter der zweiten Stufe gegenüber der Katode die notwendige negative Vorspannung erhält, muß man besondere Maßnahmen ergreifen: Entweder muß man eine Spannungsquelle benutzen, die eine sehr hohe Spannung abgibt und außerdem geeignete Spannungsabgriffe besitzt, oder man verwendet eine Anzahl getrennter Stromquellen.

Gleichspannungsverstärker wendet man bei Regelungsaufgaben dann an, wenn die Meßeinrichtung einen hohen inneren Widerstand besitzt und wenn die Meßeinrichtung nur eine sehr kleine Leistung abgeben kann.

Den Eingangswiderstand eines Gleichspannungsverstärkers kann man zumindest unter Verwendung von Spezialröhren sehr hoch machen, da man zur Aussteuerung einer Elektronenröhre nur eine außerordentlich geringe Leistung benötigt. Dagegen kann man den Ausgang eines Gleichstromverstärkers relativ niederohmig gestalten.

Wir müssen uns hier auf die nähere Betrachtung eines einzigen typischen Gleichstromverstärkers beschränken, und zwar wählen wir eine symmetrische Schaltung, die unter Berücksichtigung der eingangs angegebenen Gesichtspunkte gute Ergebnisse liefert und auch der Verwendung in einem Regelkreis angepaßt ist (Bild 125).

Die Röhren werden symmetrisch angesteuert, d.h., am Gitter der linken Röhre liegt die Spannung $+\frac{U_e}{2}$ und an der rechten $-\frac{U_e}{2}$. Bei gleichen Röhrensystemen erhöht sich dadurch der Strom in der linken Röhre um den Betrag $+ \Delta J$ und vermindert sich in der rechten

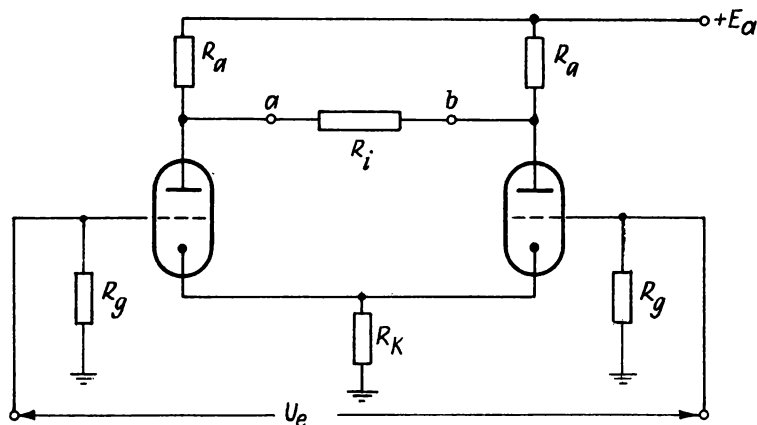


Bild 125
Schaltung eines Gleichstromverstärkers

Röhre um den Betrag ΔJ . Der Spannungsabfall am gemeinsamen Katodenwiderstand R_K bleibt somit konstant und hat keinen Einfluß auf die Anodenströme. Da die Schaltung symmetrisch ist, hebt sich auch der Einfluß der Speisespannung E_a heraus, und wir können für jede Röhre das Ersatzschaltbild (Bild 126) aufstellen.

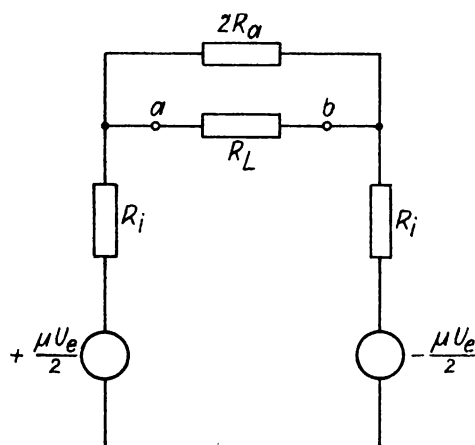


Bild 126
Ersatzschaltbild einer Röhre des Gleichstromverstärkers nach Bild 125

Aus Bild 126 ergibt sich für den Strom, der durch die Parallelschaltung von R_L und $2 R_a$ fließt, folgende Formel

$$J = \frac{\mu U_e}{2 R_i + (R_L \parallel 2 R_a)}$$

$$= \frac{\mu U_e}{2 R_i + \frac{2 R_a R_L}{2 R_a + R_L}}$$

Für den Spannungsabfall an R_L erhalten wir

$$U_a = J (R_L \parallel 2 R_a) = \frac{\mu U_e}{J R_i + \frac{2 R_a R_L}{2 R_a + R_L}} \cdot \frac{2 R_a R_L}{2 R_a + R_L}$$

$$= \frac{\mu U_e}{\frac{2 R_i}{R_L} + \frac{R_i}{R_a} + 1}$$

Für die Verstärkung ergibt sich dann

$$V = \frac{U_a}{U_e} = \frac{\mu}{\frac{2 R_i}{R_L} + \frac{R_i}{R_a} + 1}$$

Der Ausgangswiderstand des Verstärkers ergibt sich aus dem Ersatzschaltbild als der an den Klemmen a-b in die Schaltung hineingemessenen Widerstand

$$R_{aus} = 2 R_i \parallel 2 R_a = \frac{2 R_a R_i}{R_a + R_i}$$

129] Röhrenverstärker mit Zerhacker

Wegen der angedeuteten Schwierigkeiten beim Betrieb von Gleichstromverstärkern geht man häufig folgenden Weg. Man formt die Gleichspannung durch einen Zerhacker in eine Wechselspannung um, die man dann verstärkt. Ein Polaritätswechsel der Gleichspannung entspricht einem Phasensprung der Wechselspannung um 180° , und zwar im Vergleich zur Phase der Erregerwechselspannung des Zerhackers. Nach Bild 127a benötigen wir nur einen Relaiskontakt, der, wenn er geschlossen ist, Gitter und Katode verbindet. Ist der Kontakt offen, so liegt am Gitter eine Spannung, deren Größe von E abhängt.

In der Schaltung von Bild 127b liegt die Relaiszunge einmal an der Spannung E, wobei der Kondensator C_g aufgeladen wird.

In der anderen Lage der Zunge liegt der Kondensator am Gitter der Röhre und am Widerstand R_g , wobei der Kondensator C_g entladen wird.

In der Schaltung nach Bild 127c wird schließlich die Spannung E mit der Schaltfrequenz an die beiden Enden des Transformators mit

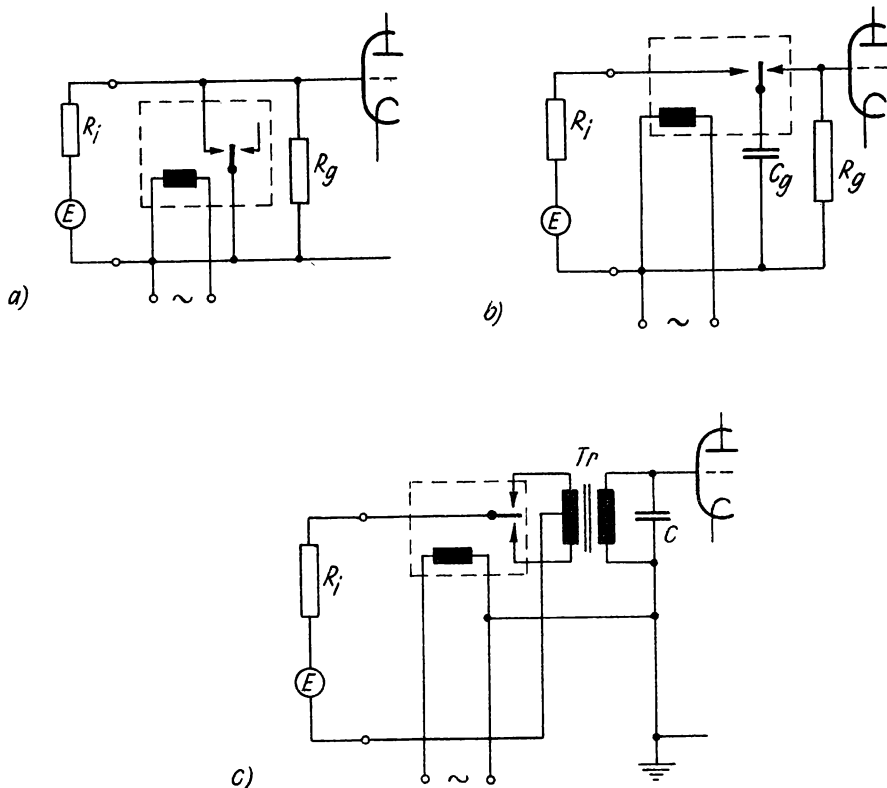


Bild 127a, b, c
Zerhackerschaltungen

Mittelzapfung gelegt. Seine Sekundärseite, die mit einem Kondensator passender Größe belastet ist, liegt im Gitterkreis der Röhre.

Die Auswahl der Zerhackerschaltung ist bedingt durch Anforderungen in bezug auf Nullpunktsicherheit und möglichst geringem Anteil an Oberwellen. Um die letzte Forderung zu erfüllen, muß man gewöhnlich zusätzliche Siebmittel vorsehen.

Bei einer Zerhackerfrequenz von 50 Hz benutzt man bei Regelverstärkern mit Vorteil die sogenannten Doppel-T-Filter ¹⁾, um den

1) H. GÜNTER, Eigenschaften des R-C-Doppel-T-Vierpols, SVT Band 69, VEB Verlag Technik, Berlin 1953.

Oberwellenanteil herabzudrücken. Zunächst betrachten wir ein einfaches Doppel-T-Filter (Bild 128).

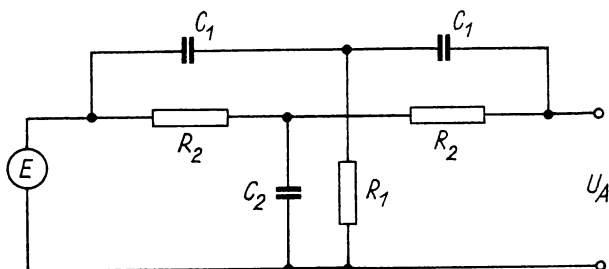


Bild 128
Doppel-T-Filter

Es handelt sich um eine Wechselstrombrücke, die den Vorteil hat, daß sie eine durchgehende Leitung besitzt, also geerdet werden kann. Mit Hilfe der KIRCHHOFFSchen Gesetze oder der Vierpolmatrizen kann man leicht die Abgleichbedingungen herleiten. Im Falle von Bild 128 ergibt sich dafür

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{4} \frac{C_2}{C_1}$$

Meist wählt man $R_2 = 2 R_1$ und $C_2 = 2 C_1$. Dann erhält man für die Frequenz, bei der die Spannung U_A verschwindet,

$$\omega_0 = \frac{1}{R_2 C_1}$$

Für den Frequenzgang von Amplitude und Phase erhalten wir schematisch folgenden Verlauf (Bild 129):

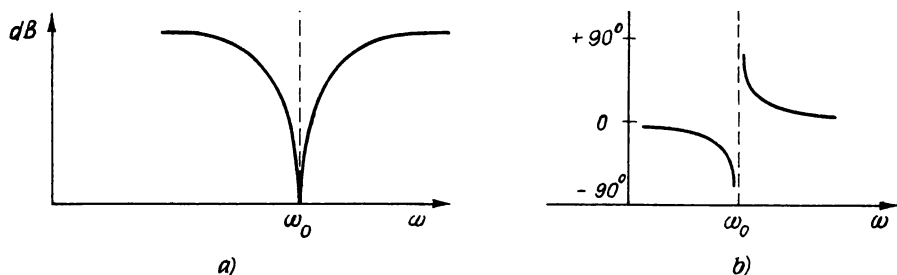


Bild 129
Frequenzgang eines einfachen Doppel-T-Filters
a) Amplitude b) Phase

Man kann nun das Doppel-T-Filter (DTF) entweder zur Gegenkopplung oder als Sperrfilter im Verstärkerzug verwenden.

Die Benutzung des DTF zur Gegenkopplung zeigt Bild 130.

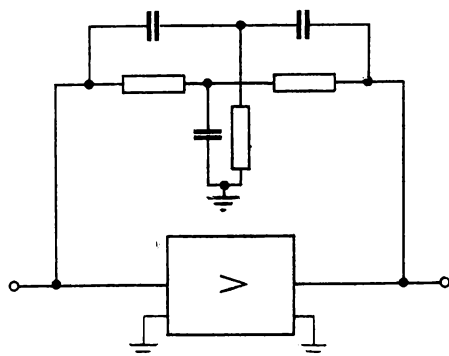


Bild 130
Verstärker mit Gegenkopplung durch
ein Doppel-T-Filter

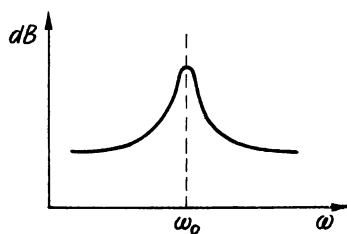


Bild 131
Frequenzgang des Verstär-
kers nach Bild 130 bei
Gegenkopplung durch ein
Doppel-T-Filter

Der vorgesehene Verstärker verstärkt voll nur die Frequenz, bei dem das DTF sperrt. Alle anderen Frequenzen werden in entsprechendem Maße durch Gegenkopplung in ihrer Amplitude geschwächt. Wir erhalten also die Frequenzabhängigkeit der Ausgangsspannung (Bild 131).

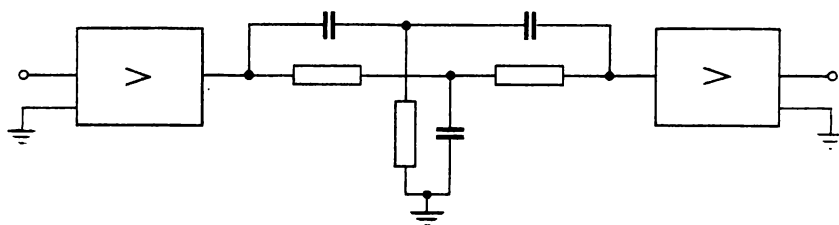


Bild 132
Verstärker mit DTF als Sperrfilter

Liegt das DTF im Verstärkerzuge, siehe Bild 132, dann entspricht der Verlauf der Frequenzabhängigkeit der Amplitude dem im Bild 129 gezeichneten.

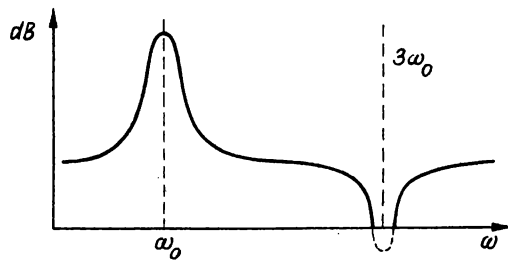


Bild 133
Frequenzgang der Amplitude mit DTF zur Gegenkopplung und DTF im Verstärkerzug

Benutzt man in einem Verstärker ein auf die Grundfrequenz ω_0 abgestimmtes DTF zur Gegenkopplung und ein weiteres DTF im Verstärkerzuge, das auf die Frequenz $3\omega_0$ abgestimmt sein möge, so erhält man schematisch die Frequenzabhängigkeit der Amplitude nach Bild 133.

LITERATURVERZEICHNIS

Bücher

HENGSTENBERG, J.
STURM, B.
WINKLER, O.

Messen und Regeln in der
Chemischen Technik, Springer-Ver-
lag, Berlin, Göttingen, Heidelberg
1957, 1261 S.

WAGNER, B.

Elektronische Verstärker für
industrielle Regelungs- und Steu-
erungsanlagen, VEB Verlag Technik,
Berlin 1955, 176 S.

БРАСЛАВСКИЙ, Д. А.
ЛОГУНОВ, С. С.
ПЕЛЬПОВ, Д. С.

Расчет и конструкция авиационных
приборов, Государственное издатель-
ство оборонной промышленности,
Москва 1954

ШЛЯНДИН, В. М.

Элементы автоматики и телемеха-
ники, Государственное издатель-
ство оборонной промышленности,
Москва 1954

Zeitschriften

Automatisierung, Zeitschrift für Messen, Steuern, Regeln,
VEB Verlag, Berlin

Veröffentlichungen

KLEE, G.

Ausführungsbeispiele und Eigen-
schaften pneumatischer Meßwert-
wandler, Regelungstechnik 2. Jg. 1954,
S. 74 ... 83

CLAUS, G.

Drehmelder und ihre Anwendungen,
Funktechnik 13. Jg., Nr. 19, 20, 21,
23, 24, und 14. Jg., Nr. 2, 3, 4

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
3. Kapitel: Pneumatische Bauelemente (Fortsetzung)	121
14 Transmitter	121
15 Moderner pneumatischer Regler	127
II. Teil: Elektrische Bauelemente	131
16 Vor- und Nachteile elektrischer Bauelemente	131
4. Kapitel: Elektrisches Meßverfahren	132
17 Einfache Anordnung zur elektrischen Fernübertragung ..	132
18 Ringpotentiometer	134
19 Drehmelder	135
20 Zusammenschaltung von Drehmeldergeber und Drehmelder- empfänger (Elektrische Welle)	137
21 Drehmelder im Folgeregler	146
5. Kapitel: Einfache elektrische Recheneinrichtungen	149
22 Addition	149
23 Multiplikation und Division	153
24 Differentiation	157
25 Integration	163
26 Rechenoperationen verschiedener Art	165
6. Kapitel: Elektrische Verstärker	170
27 Anforderungen an die elektrischen Verstärker in Reg- lern	170
28 Röhrenverstärker für Gleichstrom	172
29 Röhrenverstärker mit Zerhacker	174
Literaturverzeichnis	179

