

EINFÜHRUNG IN DIE ARBEITSWEISE VON GASTURBINENREGLERN

Vortrag am KHD-Fortbildungsseminar

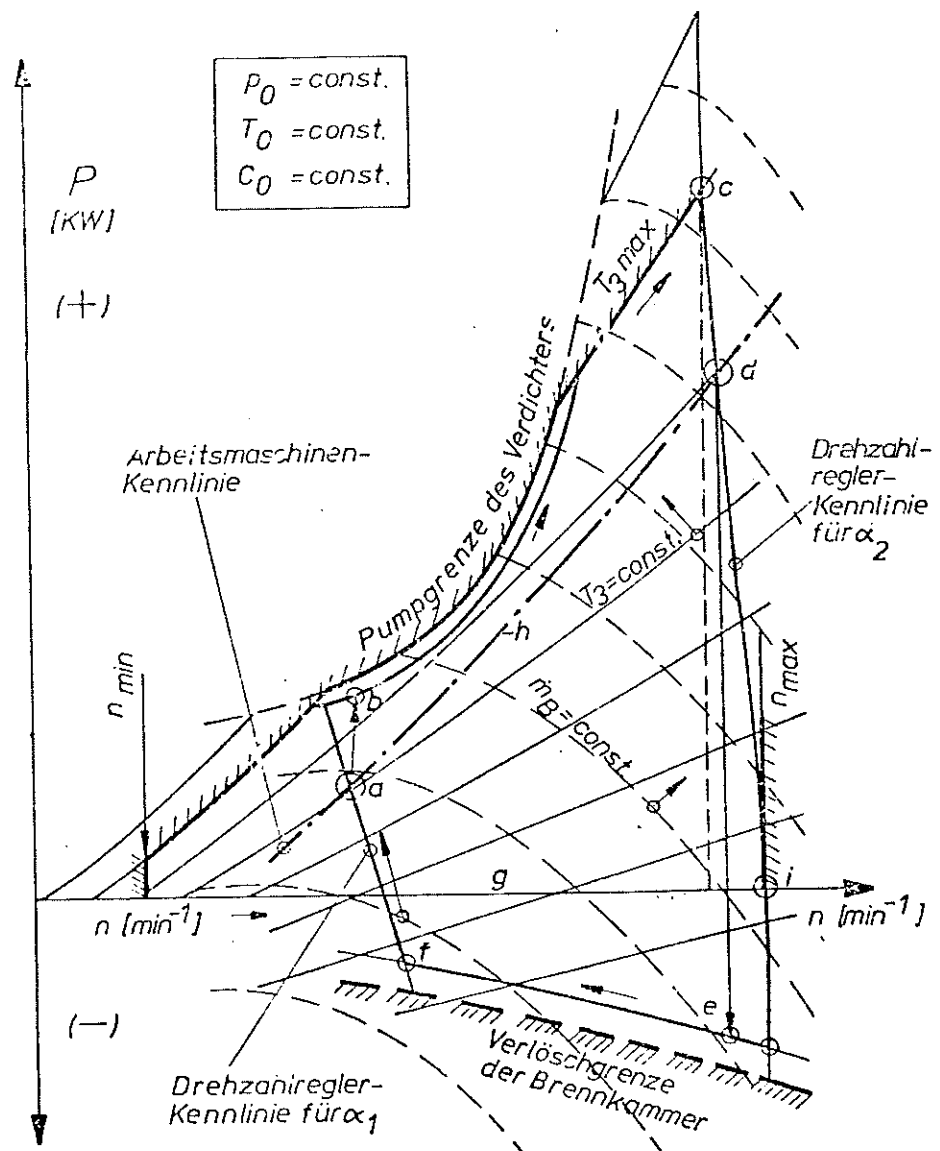
Referent: Ing. E. Christian

A Aufgaben der Regelung

Aufgabe der Regelung ist es, die Drehzahl der Gasturbine auf einem einzustellenden Wert zu halten, die Turbine vor Überhitzung zu schützen und ein "Pumpen" des Verdichters zu verhindern.

Die Vorgänge, die zu den hier aufgezeigten Aufgaben führen, lassen sich am besten anhand des Leistungskennfeldes einer Gasturbine erklären.

In diesem Leistungskennfeld, hier in der Abbildung für eine Einwellengasturbine, sind die Leistungen, Kraftstoffverbräuche und Temperaturen im Verhältnis zu den Drehzahlen dargestellt.



Da die Festigkeit des Laufradwerkstoffes mit zunehmender Temperatur abnimmt und infolge der Fliehkraft erhebliche Beanspruchungen am Laufrad auftreten, muß die Temperatur in der Turbine auf einen höchstzulässigen Wert begrenzt werden.

Außerdem neigen Verdichter bei bestimmten Betriebszuständen zum sogenannten Verdichterpumpen. Das sind intervallartige Druckstöße im Verdichter, die dadurch entstehen, daß der Verdichter bei Unterschreiten der für den Betriebspunkt vorgesehenen Abnahmemenge vorübergehend seine Förderung einstellt oder daß sogar ein Rückströmen in den Verdichter eintritt. Derartige Stöße sind sehr gefährlich und müssen vermieden werden.

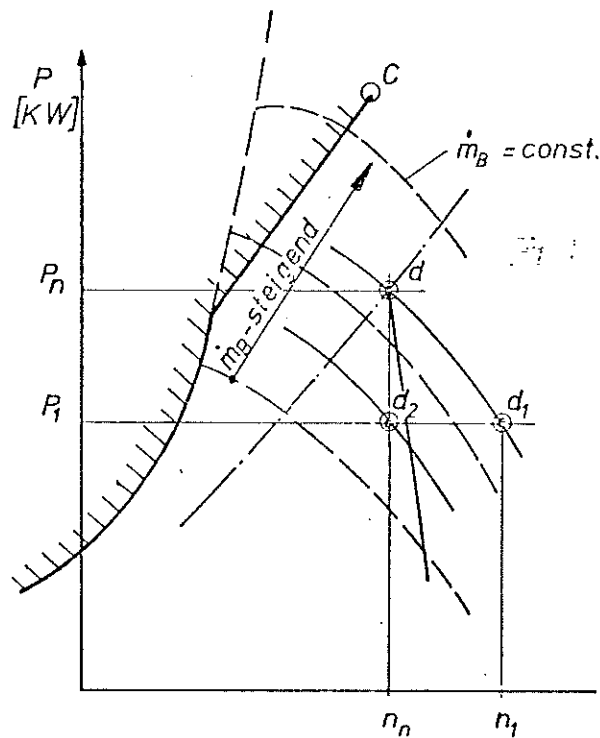
Im Kennfeld ist die Linie, welche den normal zu betreibenden Bereich vom Pumpbereich abgrenzt, als Pumpgrenze dargestellt. Das Auslegen der Turbinenregelung muß nun so gestaltet werden, daß beim Hochfahren der Turbine bis zum endgültigen Betriebspunkt - das ist der Punkt der eingestellten Drehzahl - die obere Temperaturgrenze $T_3\text{-max}$ und die Pumpgrenze nicht überschritten werden.

Die Grenze, bei welcher ein Verlöschen der Brennkammer eintritt, ist im Diagramm als Verlöschgrenze dargestellt. Der Regler muß auch hier eine Einrichtung haben, die das Unterschreiten der Verlöschgrenze verhindert.

Da von dem Leistungsabnehmer (angetriebene Maschine) in gewissen Grenzen die Einhaltung einer einzustellenden Drehzahl verlangt wird, ist es eine wesentliche Aufgabe des Reglers, diese Bedingung zu erfüllen.

Die Beanspruchung der Laufräder und Schaufeln infolge der Fliehkraft nimmt mit dem Quadrat der Drehzahl zu. Auch hier muß der Regler die schützende Aufgabe übernehmen, die Drehzahl auf ein Maximum zu begrenzen.

Aus dem Leistungskennfeld der Gasturbine ist leicht zu erkennen, daß bei einem Lastabwurf in einem bestimmten Betriebspunkt (z. B. "d") bei gleicher Brennstoffzumessung die Drehzahl erheblich auf n_1 ansteigen würde.



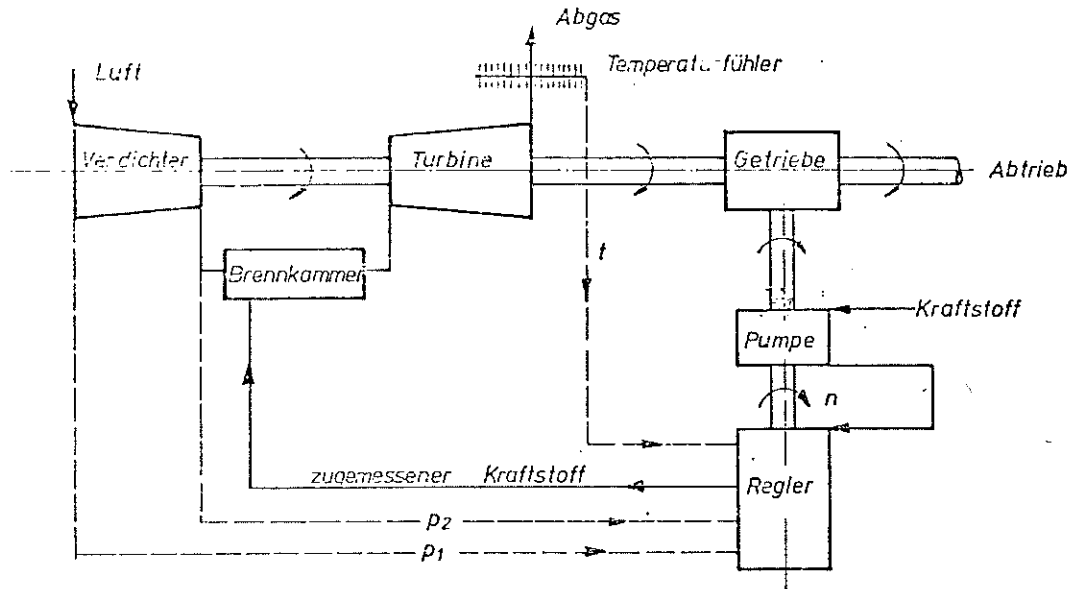
Der Betriebspunkt würde sich auf der zugeordneten Linie gleichen Kraftstoffbedarfs ($\dot{m}_B = \text{const.}$ -Linie) nach Punkt d_1 bewegen. Ausgehend von der neu geforderten geringeren Leistung P_1 würde sich dann eine dementsprechend höhere Drehzahl n_1 einstellen.

Aus dem Schaubild ist nun leicht zu erkennen, daß die gleiche Drehzahl nur dann gehalten werden kann, wenn die Kraftstoffmenge \dot{m}_B reduziert, d. h. Punkt d_2 einer tiefer liegenden Linie gleichen Kraftstoffbedarfs angefahren wird.

Die hier aufgezeigten Vorgänge würden bei Belastung der Turbine entsprechend umgekehrt verlaufen.

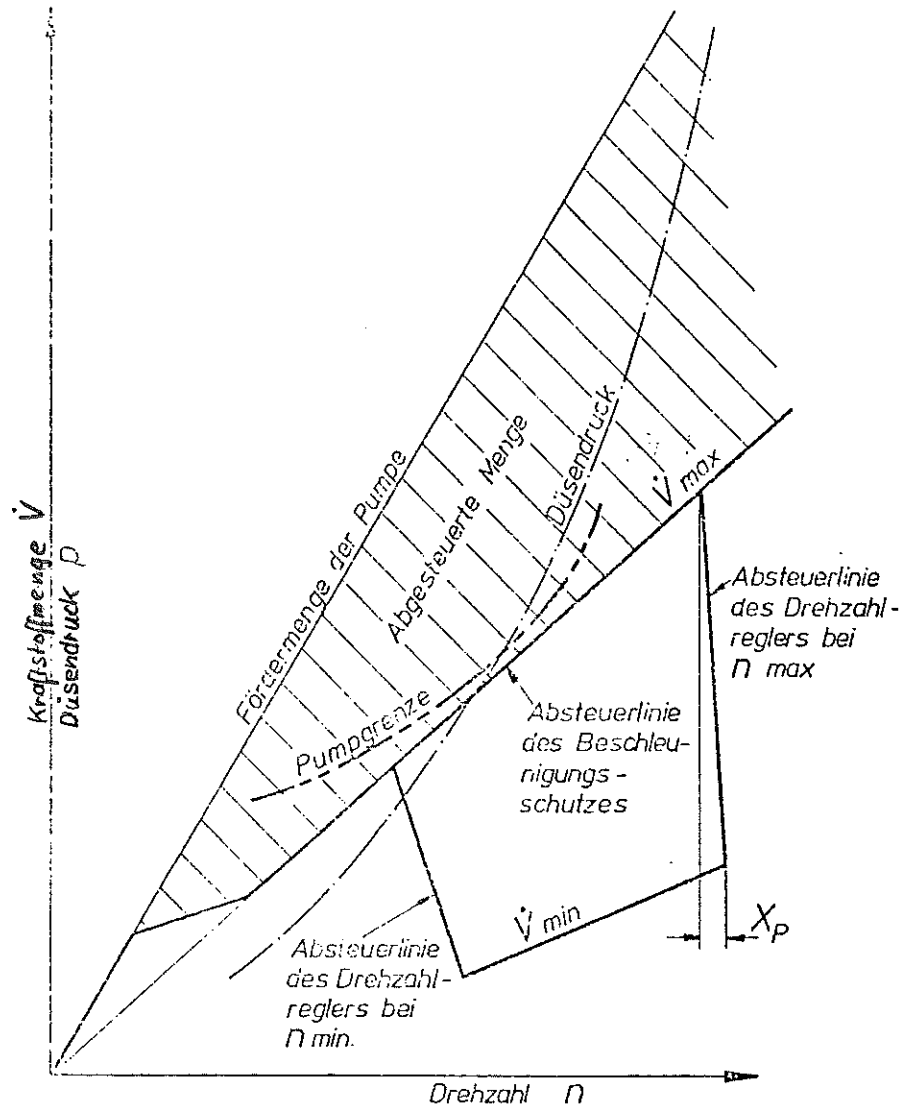
Die ganze Regelmechanik läuft nun darauf hinaus, durch entsprechend dosierte Kraftstoffzumessung all die geforderten Betriebsbedingungen zu steuern.

Um dies zu ermöglichen, müssen dem Regler entsprechende Signale zugeleitet werden, die dieser dann entsprechend dem geforderten Steuergesetz verarbeitet und umsetzt.



Das wesentlichste Signal ist hierbei die Drehzahl der Turbine, da ja gerade die Drehzahl geregelt werden soll. Diese wird - im allgemeinen über das Getriebe herabgesetzt - im Regler laufend mittels eines Drehzahlmeßwerkes gemessen und mit dem Sollwert verglichen. Der Regler setzt dieses Meßergebnis dann in eine dementsprechende Kraftstoffzumesung um.

Für die Steuerung des Hochfahrvorganges werden vielfach die Drücke p_1 und p_2 vor und hinter dem Verdichter herangezogen. In gewissen Fällen muß die Abgastemperatur der Turbine noch gemessen und im Regler umgesetzt werden.



Aus dem Leistungskennfeld der Gasturbine kann anhand des Kraftstoffbedarfs der Gasturbine ein Reglerkennfeld abgeleitet werden. Die Kraftstoffpumpe muß so bemessen sein, daß sie mehr liefert, als das Triebwerk benötigt. Die Pumpenfördermenge sollte bei Nenndrehzahl etwa 4 bis 5 mal so hoch wie der Triebwerksbedarf im Vollastpunkt sein. Das ist erforderlich, weil zum Anlassen und Hochfahren der Turbine bei niederen Drehzahlen eine verhältnismäßig hohe Kraftstoffmenge benötigt wird. In gewissen Fällen muß sogar im unteren Drehzahlbereich die Kraftstoffmenge noch angehoben werden (z. B. T 216).

Andererseits muß die Maximalmenge für den Kraftstoff so in Grenzen gehalten werden, daß die Pumpgrenze des Verdichters nicht erreicht wird und auch keine überhöhten Temperaturen in der Turbine entstehen können (\dot{V}_{\max} -Linie).

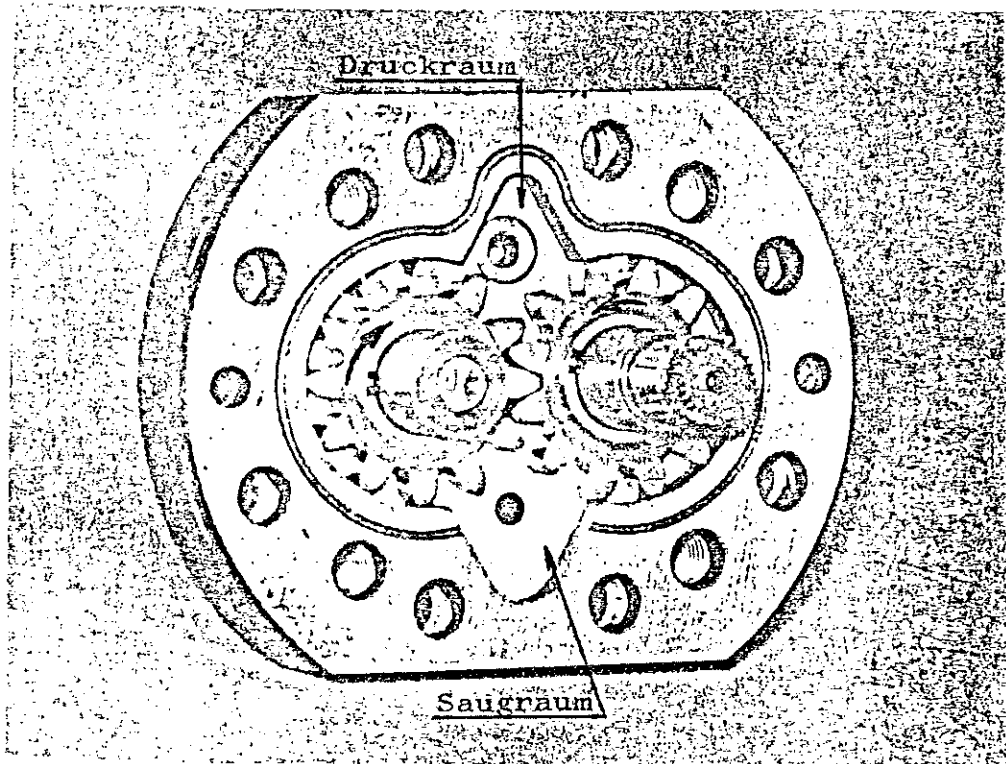
Das abgebildete Reglerkennfeld entspricht etwa dem der T 216. Man erkennt dabei die im unteren Drehzahlbereich bis an die Pumpenmenge angehobene \dot{V}_{\max} -Linie.

Die im Kennfeld schraffierte Menge wird vom Regler abgesteuert und geht wieder vor die Pumpe zurück. Die Drehzahlregelung selbst spielt sich dann in dem von \dot{V}_{\max} und \dot{V}_{\min} sowie den Absteuerlinien für n_{\max} und n_{\min} begrenzten Feld ab.

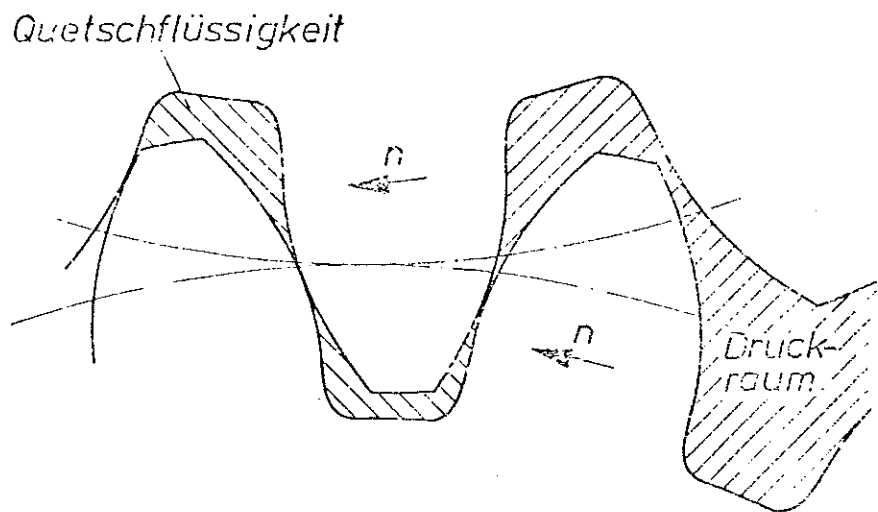
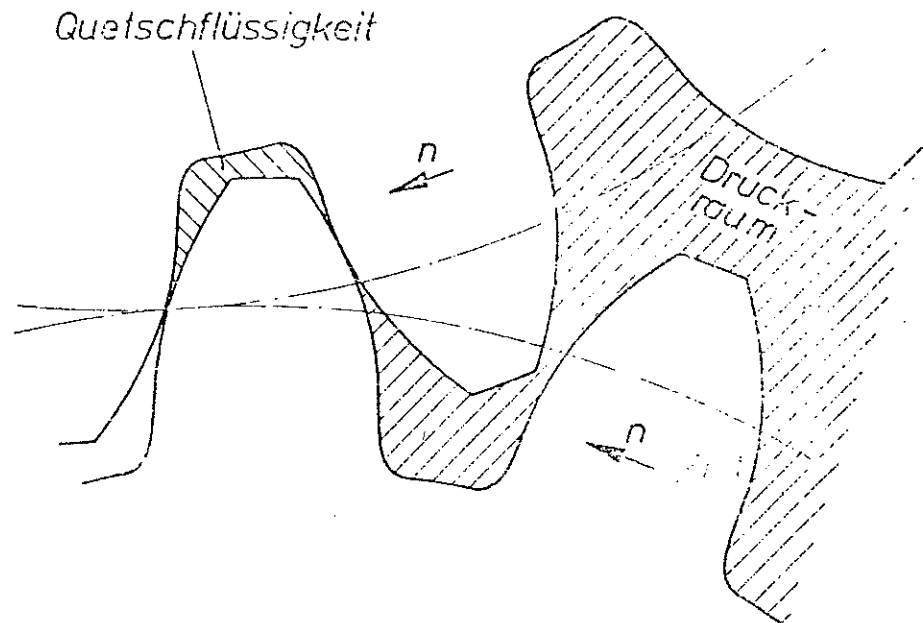
B. Begriffe und Bauelemente der Regelung

1. Pumpen

Allgemein üblich und zweckmäßig sind hier die Zahnradpumpen, weil diese als Verdrängerpumpen bei verhältnismäßig niedrigen Pulsationsschwankungen eine ihrer Drehzahl proportionale Fördermenge haben. Diese Fördermenge ist zudem nur in geringen Grenzen vom Gegendruck an der Pumpe abhängig, wobei die Radspiele eine Durchsatzminderung entsprechend dem erhöhten Gegendruck verursachen.



Die Förderung bei den Zahnradpumpen ist darauf zurückzuführen, daß die Zähne kontinuierlich die Zahnücken des Gegenrades füllen, wobei die zu fördernde Flüssigkeit in den Druckraum gepreßt wird. Auf der anderen Seite, dem Saugraum, geben die Zähne wieder die Zahnücken frei, die sich dann wieder mit neuer Flüssigkeit füllen. Der atmosphärische Druck oder der Druck einer Vordruckpumpe sorgen dafür, daß sich der Saugraum wieder auffüllt. Der Transport des Fördermittels in den Druckraum geschieht dann in den Zahnücken.



In der Übergangszone von Druck- und Saugraum liegt eine Quetschzone. Hier entstehen zwischen Zahn und Zahnlücke Kammern, die durch die Zahnflanken in sich abgeschlossen sind und nur im Rahmen des Zahnspieles Verbindung zum Druck- oder Saugraum haben. Infolge der Volumenänderungen können in diesen Kammern Drücke entstehen, welche die Lager erheblich belasten. Mit der Anordnung von Quetschtaschen, die die Volumen der einzelnen Kammern ausgleichen und dabei noch eine Entleerung in den Druckraum gestatten, können die Druckstöße abgebaut werden.

Die Fördermenge \dot{V} einer Zahnradpumpe errechnet sich überschlägig

$$\dot{V} = 0,0036 \text{ m}^3 \cdot z \cdot b \cdot \omega \cdot \lambda \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{h}} \right]$$

wobei bei unseren Pumpentypen der Liefergrad mit $\lambda = 0,9$ gesetzt werden kann.

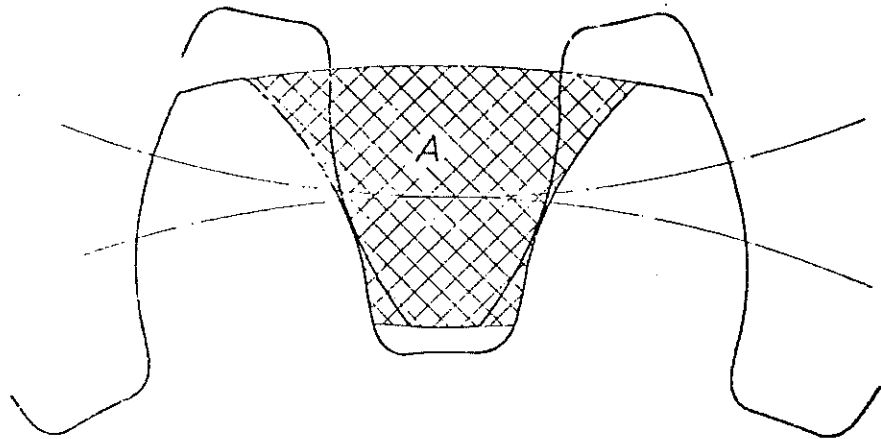
m = Modul in mm

b = Radbreite in mm

z = Zähnezahl

ω = Winkelgeschwindigkeit in s^{-1} } beim gleichen Rad

Für genauere Rechnungen kann ein Verfahren herangezogen werden, bei welchem nach Aufriß der Zahngeometrie die wirksame Fläche ausplanimetriert werden muß.



A = wirksame Fläche (schraffiert) in mm^2

b = Radbreite in mm

n = Drehzahl in min^{-1}

$$\dot{V}_{\text{theor.}} = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot A \cdot z \cdot b \cdot n \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{h}} \right]$$

$$\dot{V}_{\text{tats.}} = \dot{V}_{\text{theor.}} \cdot \lambda$$

Die Leistung der Pumpe errechnet sich mit:

$$P = 0,0277 \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{ges.}}} \text{ [Watt]}$$

wobei \dot{V} in $\frac{\text{dm}^3}{\text{h}}$ und Δp in bar

gesetzt werden muß.

η ges kann man etwa mit 0,7 annehmen.
Die Lagerbelastung errechnet sich mit

$$F_L = 0,07 \cdot b \cdot d_K \cdot \Delta p \quad [N]$$

wobei b = Radbreite in mm
und d_K = Kopfkreisdurchmesser in mm ist.

Bei der Anordnung der Lager ist zu beachten, daß sich die Schmiernuten auf der Seite des Druckraumes befinden. Eine umgekehrte Anordnung würde die Funktion des Lagers stören und mit Sicherheit zum "Fressen" führen.

Die Schmierung der Lager erfolgt bei unseren Pumpen durch das Fördermittel. Dabei wird das Fördermittel, vom Druckraum ausgehend, radial durch den Axialspalt nach innen zum Lagerzapfen gedrückt.

Als Sommerfeldzahl $S_o = \frac{P_L \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ für IP4 kann

30 bis 40 als günstig angesehen werden.

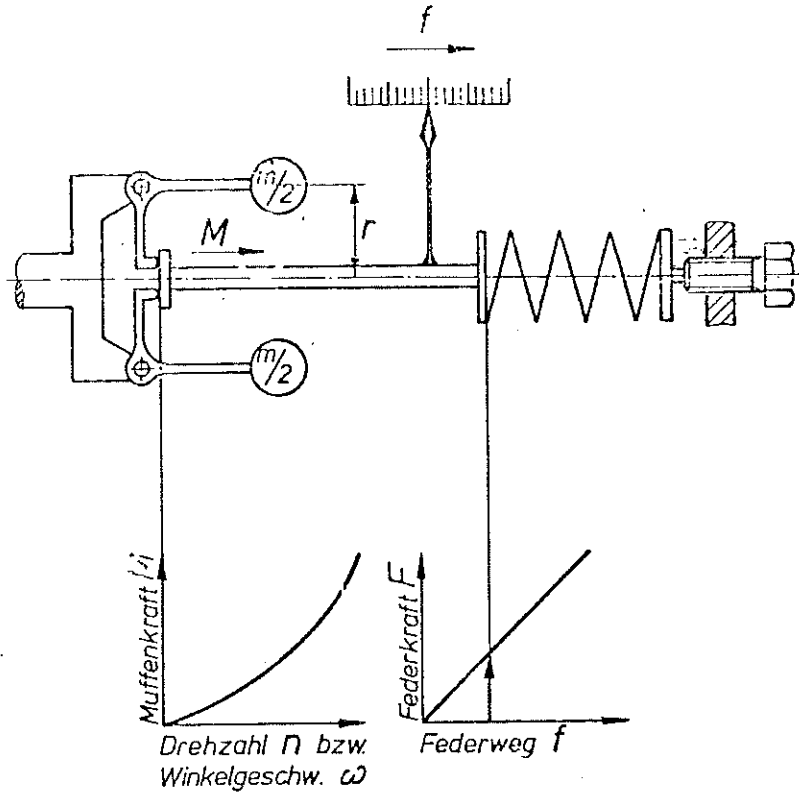
($\psi = \Delta d_{\max}/d_{\min}$ = Relatives Lagerspiel

$P_L = \frac{F_L}{A}$, wobei $A = d_L \cdot L$ = Lagerfläche

η = dynamische Zähigkeit, ω = Winkelgeschwindigkeit)

2. Drehzahlmeßwerke

Die Messung der Drehzahl geschieht im allgemeinen mechanisch über ein Fliehkraft-Meßwerk.



Die Muffenkraft M entspricht dabei dem Quadrat der Drehzahl bzw. der Winkelgeschwindigkeit.

$$M = i \cdot m \cdot r \cdot \omega^2$$
$$= \frac{i \cdot m \cdot \pi^2}{900} \cdot r \cdot n^2$$
$$\left[\frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} = \text{N} \right]$$

Hierbei ist: i = das Übersetzungsverhältnis der Hebel am Fliehgewichtsdrehpunkt

m = Masse beider Fliehgewichte in kg

r = augenblicklicher Radius des Fliehgewichtsschwerpunktes in m

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \text{Winkelgeschwindigkeit in sec.}^{-1}$$

$$n = \text{Drehzahl in sec}^{-1}$$

Eine Feder hält dieser Muffenkraft das Gleichgewicht.
Dabei entsteht die Federkraft

$$F = C \cdot f$$

wobei C = Federrate (Federkonstante) in N/mm
f = Federweg in mm ist.

Im Gleichgewichtszustand ist $M = F$ und somit

$$\frac{i \cdot m \cdot \pi^2}{900} \cdot r \cdot n^2 = C \cdot f$$

Diese Gleichung nach f aufgelöst ergibt:

$$\frac{i \cdot m \cdot \pi^2}{900 \cdot C} \cdot r \cdot n^2 = f$$

$$\frac{i \cdot m \cdot \pi^2}{900 \cdot C} = K \quad \text{ist in einem Reglertyp immer konstant.}$$

r variiert mit f je nach Stellung der Fliehgewichte und der Muffe.

n die Drehzahl ist veränderlich.

Damit ergibt sich die Beziehung

$$f = K \cdot r \cdot n^2,$$

d. h. die Stellung der Muffe, als Maß für die Drehzahl, ist abhängig vom Quadrat der Drehzahl und linear von der Lage der Fliehgewichtsschwerpunkte.

Aus der Abbildung ist zu ersehen, daß der Vergleich zwischen Sollwert und Istwert durch die Stellung der Muffe ausgedrückt werden kann. Dabei entspricht dem Sollwert irgend eine vorzubestimmende Kraft F der Feder.

Diese Muffenbewegung wird im Regler nun dazu benutzt, die Steuerung der Kraftstoffzumessung zu veranlassen.

Wie anhand des Leistungskennfeldes für die Turbine und des Reglerkennfeldes bereits erklärt wurde, ist bei Lastabwurf eine Minderung der einzuspritzenden Kraftstoffmenge nötig, wenn die Drehzahl der Turbine nicht übermäßig ansteigen soll. Das bedeutet, daß bei Lastabwurf erst einmal eine Drehzahlerhöhung eintritt, weil infolge der erhöhten Fliehkraft am Meßwerk die Feder noch mehr gespannt wird. Gleichzeitig wird aber vom Regler verlangt, daß er im gleichen Maße die Kraftstoffzufuhr so drosselt, daß zumindest annähernd die ursprüngliche Drehzahl wieder erreicht wird. Dieser Vorgang verläuft bei Belastung der Turbine, also bei Leistungszunahme, umgekehrt.

Das bedeutet, daß bei Erhöhung der Federspannung (Drehzahlerhöhung) eine Drosselung und bei Verminderung der Federspannung (Drehzahl senkung) eine Anhebung des Kraftstoffdurchsatzes erreicht werden muß.

3. Die Kraftstoffzumessung

Diese erfolgt allgemein über einen Steuerschieber, welcher in einer Steuerbuchse Steuerschlitze oder Steuerbohrungen freigibt. Je nach Form der Steuerschlitze oder Anordnung der Steuerbohrungen können der Absteuercharakteristik bestimmte Formen gegeben werden.

Die Durchflußmenge durch die Absteuerquerschnitte errechnet sich nach der Gleichung für Blenden

$$\dot{V} = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

wobei A = die Absteuerfläche

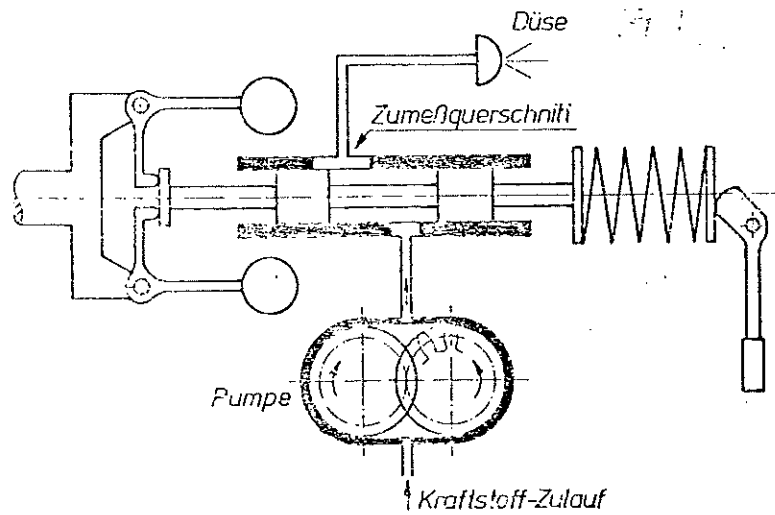
ρ = die Dichte des absteuernden Mediums

Δp = die Druckdifferenz vor und hinter dem Absteuerquerschnitt

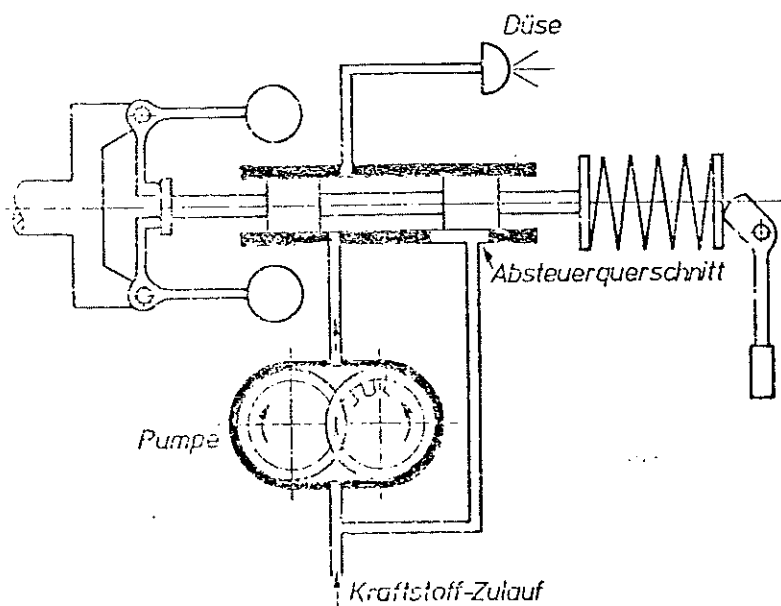
μ = die Ausflußzahl

darstellt.

μ ist abhängig von der Form und Qualität (Scharfkantigkeit) des Absteuerquerschnittes.



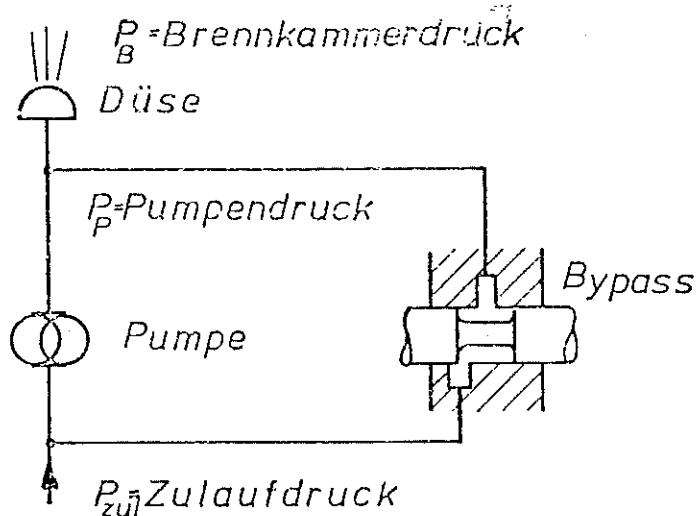
Direkte Kraftstoffzumessung



Kraftstoffzumessung mittels Bypass

Bei der direkten Zumessung wird der von der Pumpe geförderte Kraftstoff durch die Steueröffnung dosiert und an die Brennkammer weitergeleitet.

Die zugemessene Menge entspricht dabei der Fläche der Steueröffnung, wenn man die Druckdifferenz als konstant ansieht. Bei Drehzahlanstieg veranlaßt die Muffenbewegung eine Verkleinerung des Kraftstoffdurchsatzes, was eine Reduzierung der Drehzahl bewirkt (T 112 bis T 312; T 114; T 117).

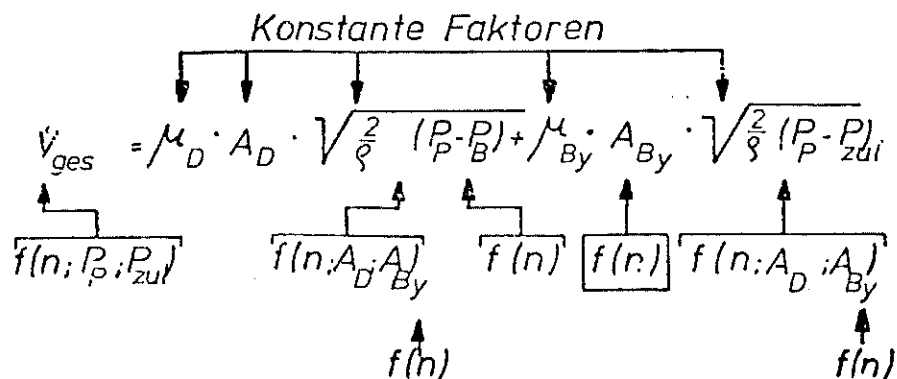


Druckdifferenz an Düse $\Delta P_D = P_P - P_B$

Durchfluß an Düse $\dot{V}_D = \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P_D}$

Druckdifferenz an Bypass $\Delta P_{By} = P_P - P_{zul}$

Durchfluß an Bypass $\dot{V}_{By} = \mu_{By} \cdot A_{By} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P_{By}}$



Die hier im Bild gezeigte Anordnung des Zumeßorgans hinter den Fliehgewichten ist schematisch und entspricht in ihrer Ausführung nicht den bei uns üblichen konstruktiven Gestaltungen.

Bei der Zumessung über Bypass wird der Kraftstoff von der Pumpe direkt zur Düse gefördert. Der über das Meßwerk gesteuerte Schieber öffnet bei steigender Drehzahl den Absteuerquerschnitt und gibt damit den Rückfluß für einen Teil des Kraftstoffes vor die Pumpe frei. Dadurch senkt sich der Druck im System und der Kraftstoffdurchsatz an der Einspritzdüse wird damit geringer. Die Folge ist eine Absenkung der Drehzahl.

In dem Bild auf Seite 15 ist das System einer solchen Bypass-Steuerung noch einmal schematisch dargestellt.

Aus dem Aufbau der Funktionsgleichung ist zu erkennen, daß der Durchfluß in der Düse zur Brennkammer

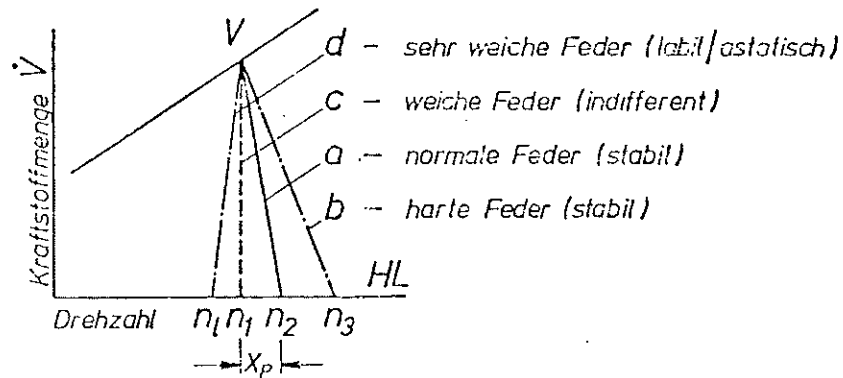
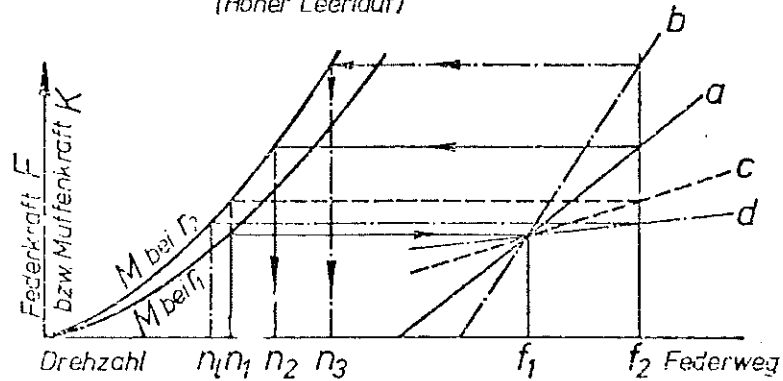
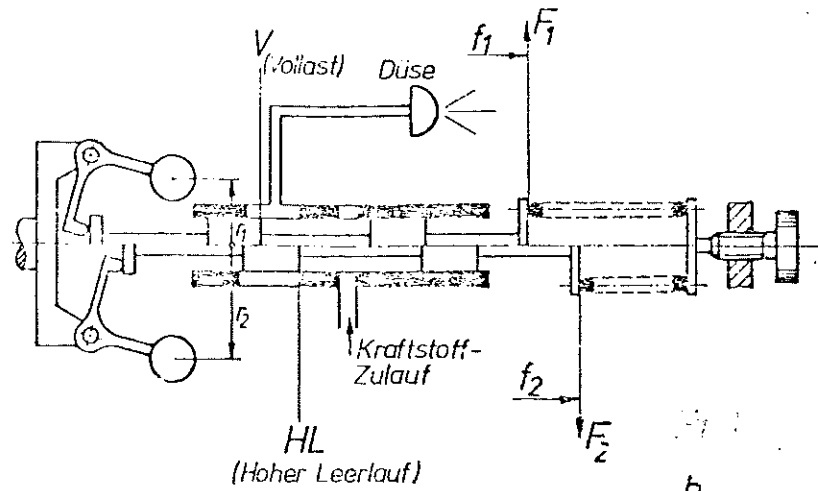
$$\dot{V}_D = \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_P - P_B)}$$

von einer Vielzahl abhängiger Größen bestimmt wird, wobei A_{By} , der Steuerquerschnitt des Bypass als Funktion von der Drehzahl den Haupteinfluß ausübt.

4. Der P-Bereich

Wie eingangs schon erwähnt, ist die Funktionskurve der Muffenkraft über die Drehzahl eine Parabel.

Dies trifft aber nur zu, wenn der Radius des Schwerpunktes vom Fliehgewicht unverändert bleibt. Durch die Bewegung der Muffe verändert sich aber auch die Stellung der Fliehgewichte und damit auch deren Schwerpunktradien. Damit stellt sich eine Funktionskurve ein, die zwischen den beiden Grenzparabeln für r_1 und r_2 liegt.



Die Feder muß nun so ausgelegt sein, daß sie bei jeder Stellung der Fliehgewichte mit Sicherheit die Fliehkraft bzw. Muffenkraft ausgleicht. Sie darf keinesfalls zu weich ausgelegt werden, weil sonst die Gefahr besteht, daß ihre Federrate übersteuert wird, was zu einer zu starken Drosselung der Kraftstoffzufuhr und damit zu starkem Drehzahl-einbruch oder sogar Abstellen der Maschine führt.

Derartige Betriebsverhältnisse zeigen sich bei Verwendung der Federn C und d.

Die Feder C ist theoretisch so ausgelegt, daß bei Lastabwurf die Drehzahl n_1 erhalten bleiben müßte. Diese Voraussetzung könnte allerdings nur für den Betriebspunkt bei n_1 zutreffen, weil bei n_2 der Kraftanstieg zwischen r_1 und r_2 wesentlich größer ist als bei n_1 . Hier wäre die Feder schon zu weich und würde zu sehr drosseln, ein Vorgang, der anhand der Feder d verdeutlicht werden kann.

Diese Feder d ist derart weich, daß sie die Kraftstoffzufuhr soweit drosselt, daß sich eine niedrigere Drehzahl einstellt. Bei weiterer Vergrößerung von r_2 würde die Kraftstoffzufuhr noch mehr gedrosselt und damit die Drehzahl noch weiter herabgesetzt, bis dann schließlich ein Abstellen der Maschine erfolgt.

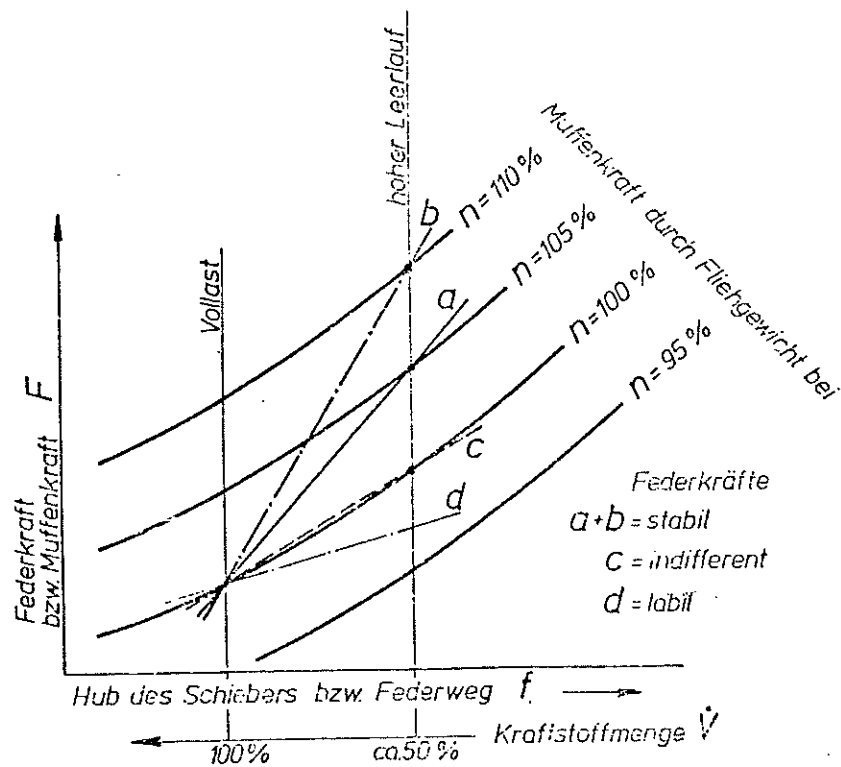
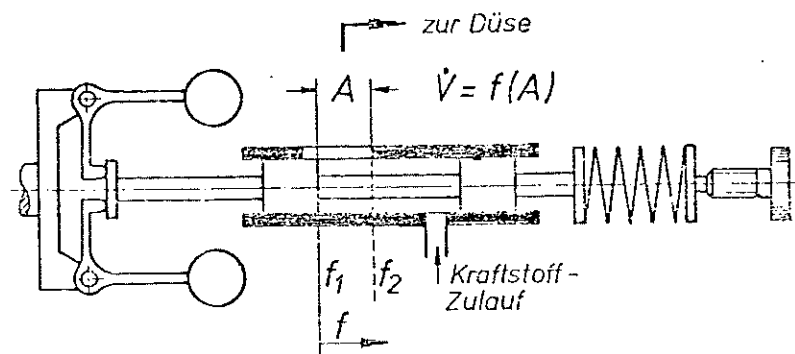
Im Falle der Feder C würde bei n_1 die Kraftstoffzufuhr übermäßig gedrosselt, so daß die Drehzahl erst einmal in ein Gebiet niedriger als n_1 absinken würde. Darauf würde der Regler infolge seiner empfindlichen Feder spontan reagieren und den Kraftstoffdurchsatz wieder anheben, was der Regler dann sofort wieder mit einer entsprechenden Gegenregulation - weniger Kraftstoff - beantworten würde. Es treten dabei laufend Drehzahlschwankungen auf, die man mit "Sägen" bezeichnet.

Um ein derart unruhiges Drehzahlverhalten zu vermeiden, legt man die Regelfeder so aus, daß bei der Muffenbewegung von r_1 bis r_2 mit Sicherheit die Feder eine größere Kraftzunahme erfährt als sie zur Erhaltung der Drehzahl erforderlich wäre. Die Folge davon ist dann, daß sich bei Entlastung der Turbine eine höhere Drehzahl n_2 oder n_3 einstellt. Dieses Verhalten ist anhand der Federn a und b dargestellt.

Den Grad dieses Drehzahlanstieges innerhalb des vorgesehenen Leistungsbereiches bezeichnet man als Proportionalität oder p-Bereich, früher Ungleichförmigkeitsgrad. Er wird durch den Wert X_p dargestellt und im allgemeinen in Prozent ausgewiesen.

Um ein ruhiges Betriebsverhalten zu sichern, sollten Proportionalitätsbereiche über 3 % angestrebt werden.

Der Einfluß der Federrate läßt sich auch sehr gut an folgendem Bild erkennen.



Hier ist die Federkraft = Muffenkraft in Abhängigkeit vom Hub des Steuerschiebers (Muffenweg) bzw. in Abhängigkeit von der einzuspritzenden Kraftstoffmenge \dot{V} für verschiedene Drehzahlen n dargestellt. Dabei wurde davon ausgegangen, daß bei Entlastung der Turbine von Vollast auf hohen Leerlauf, - das ist der Leerlauf bei Absenkung aus Vollast - Maximaldrehzahl - eine Kraftstoffabsenkung von 100 % auf 50 % erforderlich wird.

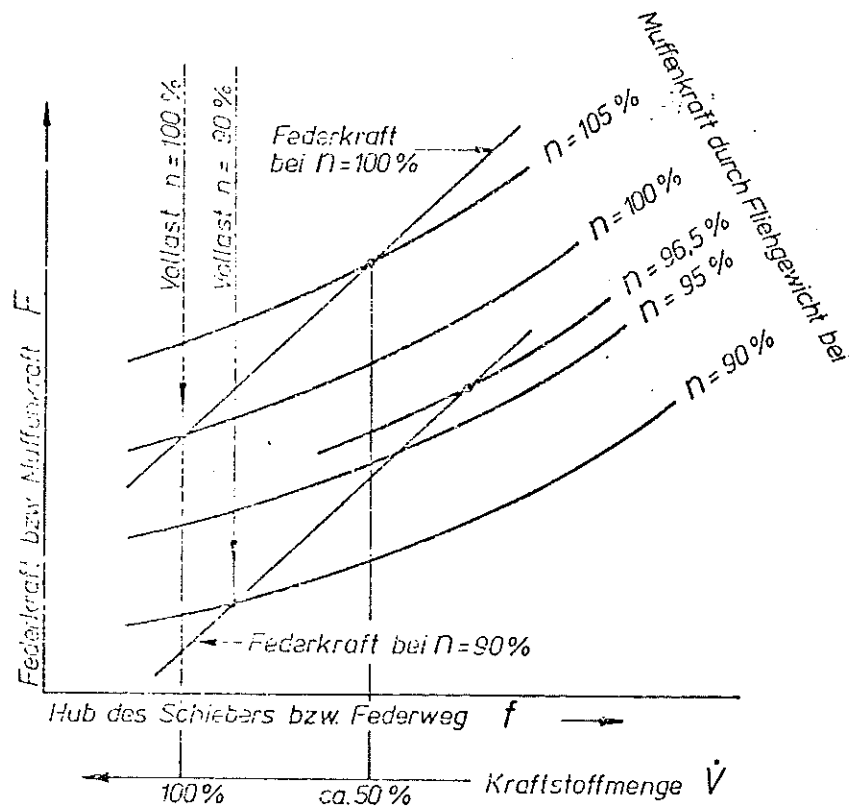
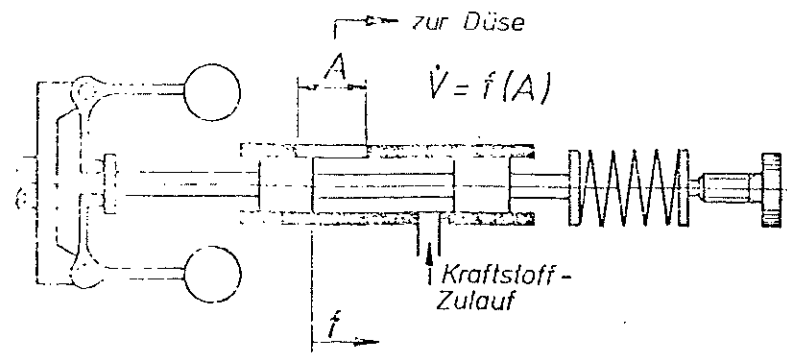
Die Kennlinien der Federn sind strichpunktiert eingezeichnet. Man erkennt hier, daß bei den harten Federn a und b die Drehzahlen von 100 % auf 105 % bzw. 110 % ansteigen, was einem P-Bereich von 5 % bzw. 10 % entspricht.

Bei der weichen Feder C würde kein Drehzahlanstieg erfolgen. Durch die schon erwähnte Empfindlichkeit würde der Regler sich indifferent verhalten und zum Sägen neigen.

Die extrem weiche Feder d hat sogar eine Drehzahlabsenkung zur Folge. Mit ihr wird die Kraftstoffzufuhr extrem stark gedrosselt, obwohl eine Drehzahlabsenkung als Gegenreaktion doch eine Erhöhung der Kraftstoffzufuhr verlangt. Die Folge davon ist, daß dieser Vorgang kontinuierlich zur maximalen Drosselung der Kraftstoffzufuhr und endlich zum Stillstand der Maschine führt.

Dieses Verhalten nutzt man, wie später noch erläutert wird, bei der Konzipierung von Sicherheitsreglern. Dort baut man derart weiche Federn ein, die beim Überschreiten einer Grenzdrehzahl von der Fliehgewichts-Kraftzunahme übersteuert werden. Der dabei einsetzende Schnappeffekt wird dann für die Betätigung der Sicherheitseinrichtung genutzt.

Im gleichen Diagramm läßt sich sehr gut ein Vorgang verfolgen, welcher sich bei Entspannung der Regelfeder abspielt, um damit die Drehzahl herabzusetzen.



Im Bild hier sind die Kennlinien der Feder als Parallelen zu erkennen, was bedeutet, daß es sich bei diesem Fall immer um die gleiche Feder mit gleicher Federrate (gleiche Steigung) handelt. Lediglich die Lage der Kennlinien ist ein Maß für die Vorspannung der Feder.

Wird nun bei $n = 100\%$ die Turbine derart entlastet, daß nur noch ein Kraftstoffbedarf von ca. 50% vorliegt, dann würde im vorliegenden Fall die Drehzahl auf 105% ansteigen, also + 5%.

Durch Absenkung der Drehzahl wird auch der Kraftstoffbedarf \dot{V} der Turbine in tiefere Bereiche verschoben. Das gilt für die eingestellte Nenndrehzahl sowie auch für die dazugehörige Leerlaufdrehzahl. Bei Absenkung der Vollastdrehzahl auf 90 % ist logischerweise eine geringere Kraftstoffmenge als bei 100 % nötig. Das gilt analog auch für den Leerlauf.

Hier würde ein Lastabwurf bei entsprechend reduzierter Kraftstoffmenge einen Drehzahlanstieg auf 96,5 % bewirken, das sind + 7,2 %.

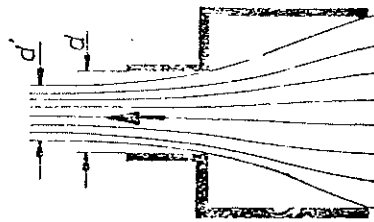
Daraus ist zu erkennen, daß ein angegebener p -Bereich nur für einen ganz bestimmten Betriebspunkt zutrifft. Außerdem hat die Proportionalität die Tendenz, sich bei niedrigeren Drehzahlen entsprechend zu vergrößern und umgekehrt.

5. Düsen und Blenden

Zur Beeinflussung von Druck und Durchsatz werden in den Regelgeräten oft Düsen oder Blenden eingesetzt. Selbst die Steuerschlitze oder Steuerbohrungen in den Zumeßorganen können als Blenden betrachtet werden und unterliegen den gleichen physikalischen Gesetzen.

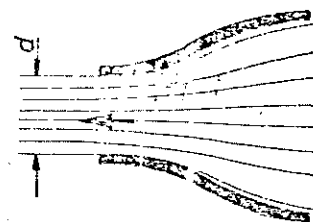
Die Durchflußmenge hat eine parabolische Funktionskurve. Sie ist abhängig von der Quadratwurzel aus der Druckdifferenz und verhält sich linear zum Düsenquerschnitt. Bei scharfkantigen Düsen entsteht je nach Qualität dieser Kante eine mehr oder minder große Einschnürung des Austrittsstrahles, was bei der Berechnung des Düsenquerschnittes mit Berücksichtigt werden muß. Es darf hier nur der tatsächliche Durchmesser des Strahlers d' in die Berechnung einbezogen werden. Außerdem entstehen Durchsatzverluste, weil die Ausflußgeschwindigkeit infolge von Reibung gebremst wird. Beide Faktoren, Strahleinschnürung und Reibung, sind in der sogenannten Ausflußzahl (dimensionslos) berücksichtigt, so daß für A der tatsächliche Düsenquerschnitt anzugeben ist. μ bewegt sich zwischen 0,6 für rechtwinklig scharfe Übergänge und 0,98 für glatte, gerundete, ineinan-

der übergehende Düseneingänge. Weil die Ausflußzahl erheblich von der Form und Qualität der Düse abhängt, verwenden wir in unseren Systemen grundsätzlich Düsen und Blenden mit scharfen Übergängen, die zwar kleinere Durchsätze ergeben, dafür aber eine exakt reproduzierbare Ausflußzahl gewährleisten.



scharfkantiger Übergang

$$\mu = 0,6 \text{ bis } 0,64$$



glatter gerundeter Übergang

$$\mu \approx 0,98$$

Durchflußmenge pro Zeiteinheit

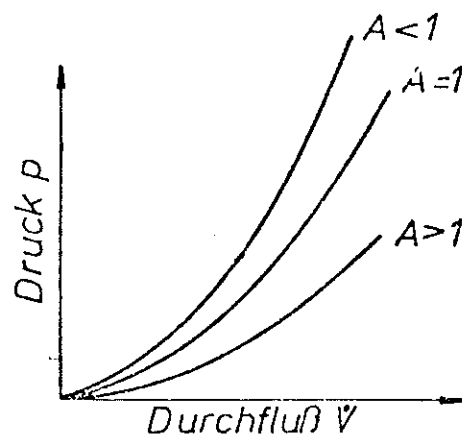
$$V = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} \text{ Düsenaustrittsfläche}$$

ρ = Dichte des Mediums

Δp = Druckdifferenz vor und hinter Düse

μ = Ausflußzahl



Die Durchsatzmenge einer Düse errechnet sich nach der Gleichung

$$\dot{V} = 0,8485 \mu \cdot A \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

A = Düsenquerschnitt in mm^2

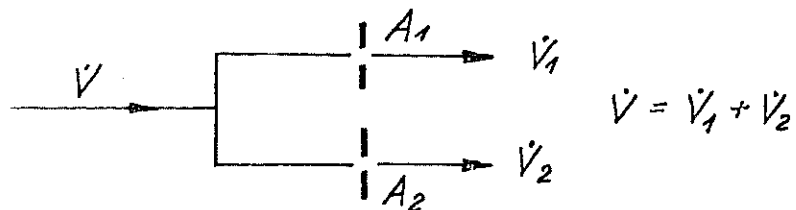
Δp = Druckdifferenz in bar

ρ = Dichte in $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ oder $\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$

Diese Gleichung trifft nur für Düsen und Blenden mit kurzen Durchtrittsöffnungen zu.

Für parallelgeschaltete Düsen gilt die Gleichung

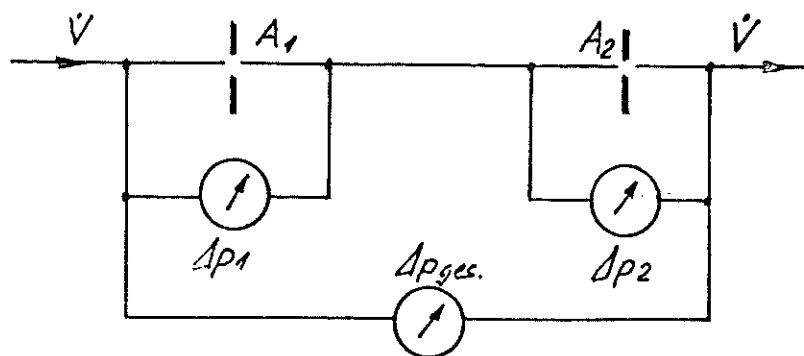
$$\dot{V} = 0,8485 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} (\mu_1 \cdot A_1 + \mu_2 \cdot A_2 \dots)$$



Für in Reihe geschaltete Düsen gelten die Gleichungen:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p_{\text{ges.}}$$



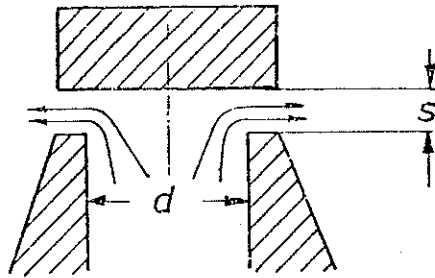
6. Düse und Prallplatte

Für die Steuerung von Drücken und Durchsätzen werden oft Düsen mit Prallplatten angewendet. Auch bei einer solchen veränderlichen Blende gilt die allgemeine Düsengleichung, wobei allerdings anstelle der Ausflußzahl μ der Wert μx gesetzt werden muß.

X bedeutet hierbei das Verhältnis von Ringspalt $d \cdot \pi \cdot s$ zum Düsenquerschnitt $\frac{d^2 \pi}{4}$

$x = 1$ wenn $s = \frac{d}{4}$ oder wenn Ringspalt = Düsenquerschnitt.

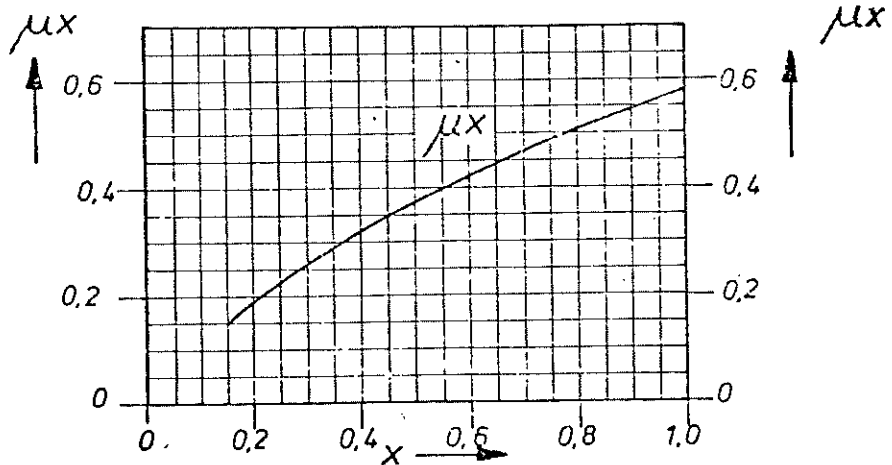
$x = 0$ wenn Düse durch Prallplatte verschlossen.



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

$$x = \frac{4 \cdot s}{d}$$

$$\dot{V} = \mu x \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$



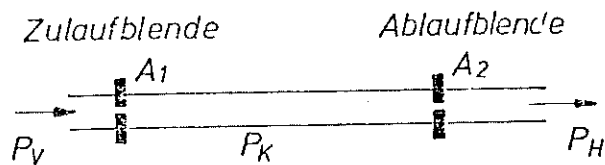
Die Krafteinwirkung durch das Medium auf die Prallplatte ist im geschlossenen Zustand

$$F = \Delta p \cdot A$$

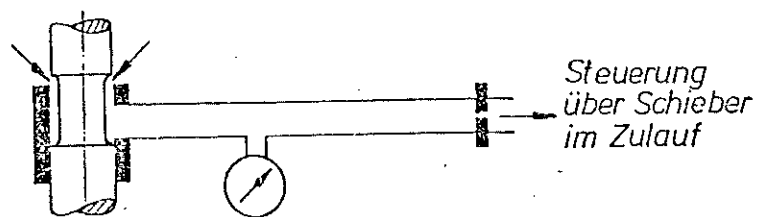
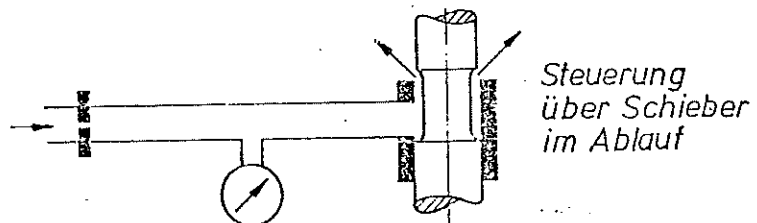
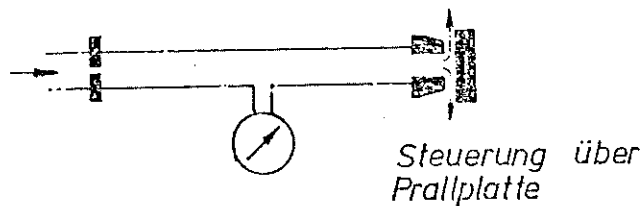
und steigt nach dem Abheben bis auf das Zweifache.

7. Das Zwei-Blenden-System

Bei diesem System wird durch Anordnung von zwei in Reihe geschalteten Blenden in dem dazwischenliegenden Leitungstück - auch Kammer genannt - ein Druck erzeugt, der in seinem Wert zwischen der Druckdifferenz vor und hinter der Kammer liegt. Dieser Kammerdruck kann durch die Bemessung der Blendenquerschnitte moduliert werden.



$$\dot{V} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_V - P_K)} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_K - P_H)}$$



Ist p_V der Druck vor der Kammer und P_H der Druck hinter der Kammer, dann errechnet sich der Kammerdruck nach folgender Gleichung:

$$P_K = \frac{P_V \cdot \mu_1^2 A_1^2 + P_H \cdot \mu_2^2 \cdot A_2^2}{\mu_1^2 A_1^2 + \mu_2^2 \cdot A_2^2}$$

Bei zwei gleichgroßen Blenden, also $A_1 = A_2$ und $\mu_1 = \mu_2$ ergäbe sich dann

$$P_K = \frac{\Delta p}{2} = \frac{P_V - P_H}{2}$$

Stattet man in einem solchen System eine dieser Blenden mit einem veränderbaren Querschnitt (z. B. Prallplatte auf Düse oder Steuerschieber) aus, dann hat man damit die Möglichkeit, den Kammerdruck kontinuierlich zu verändern. Bei der Steuerung über Prallplatte müßte dann in der Funktionsgleichung $(\mu x)^2$ anstelle μ^2 gesetzt werden.

Derartige Systeme nutzt man, um mechanische Signale in Form von Hüben in Drucksignale zu verwandeln, die andererseits dann wieder in Kräfte bzw. Hübe umgesetzt werden können.

Da der Kammerdruck von P_V und P_H abhängt, ist es oft erforderlich, daß man die Druckdifferenz $P_V - P_H$ konstant hält, um damit reproduzierbare Kammerdrücke zu bekommen.

8. Die Laminardrossel

Im Gegensatz zu Düsen und Blenden haben Laminardrosseln im Verhältnis zu ihrem Querschnitt erheblich größere Längen. Grundbedingung für deren Berechnung ist, daß laminare Strömung über die Reynold'sche Zahl nachgewiesen wird.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} < 2320 \quad (\text{dimensionslos})$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \text{kinematische Zähigkeit in } \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = \text{Stokes}$$

$$1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = 1 \text{ cSt (Zentistokes)}$$

d = Drosseldurchmesser in cm.

v = Durchflußgeschwindigkeit in cm/s

Die erforderliche Druckdifferenz ergibt sich zu

$$\Delta p = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot l \cdot \nu \cdot \rho \cdot v}{d^2} \quad [\text{bar}]$$

bei den obengenannten Dimensionen. Dabei ist

die Dichte in $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ oder $\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ und

l die Drossellänge in cm einzusetzen.

Unter Anwendung der Gleichung $\dot{V} = v \cdot \frac{d^2 \pi}{4}$ ergibt sich der Durchsatz mit

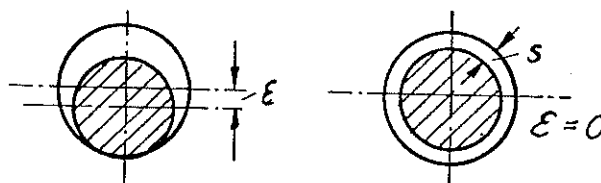
$$\dot{V} = 1472,6 \frac{\Delta p \cdot d^4}{l \cdot \nu \cdot \rho} \quad \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

wobei in dieser Gleichung die gleichen Dimensionen angewendet werden müssen.

Eine besondere Form der Drosseln ist die sogenannte

Ringspaltdrossel.

Bei ihr wird das Medium durch einen ringförmigen Spalt geleitet.



Praktisch entstehen derartige Drosseln bei

jedem Steuerschieber oder Kolben, der mit einem definierten Spiel in einem Zylinder gelagert ist. Durch die Lage des Kolbens im Zylinder ergeben sich verschiedene Durchsätze, die nach folgender Formel berechnet werden können:

$$\dot{V} = 15708 \frac{\Delta p \cdot d \cdot s^3}{l \cdot \nu \cdot \rho} \left(1 + 1,5 \frac{\epsilon}{s} \right) \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

bei Anwendung der gleichen Dimensionen wie oben, wobei ϵ = Exzentrizität in cm

s = Ringspaltbreite in mm bei Konzentrität bedeutet.

Für $\epsilon = 0$ ergibt sich damit

$$\dot{V} = 15708 \frac{\Delta p \cdot d \cdot s^3}{l \cdot \nu \cdot \rho} \quad \text{als Minimum}$$

und $\epsilon = s$

$$\dot{V} = 39270 \frac{\Delta p \cdot d \cdot s^3}{l \cdot \nu \cdot \rho} \quad \text{als Maximum.}$$

Im Gegensatz zu den kurzen Blenden und Düsen werden Laminaerdrosseln wegen ihrer zusätzlichen Abhängigkeit von der Zähigkeit des Durchflußmediums in unseren Regelorganen möglichst vermieden und nur in ganz speziellen Fällen angewendet.

9. Druckumformer

Zur Umwandlung von Druck in Kraft und Weg werden im allgemeinen Kolben, Bourdonrohre, Membranen und Bälge benutzt.

9.1 Kolben

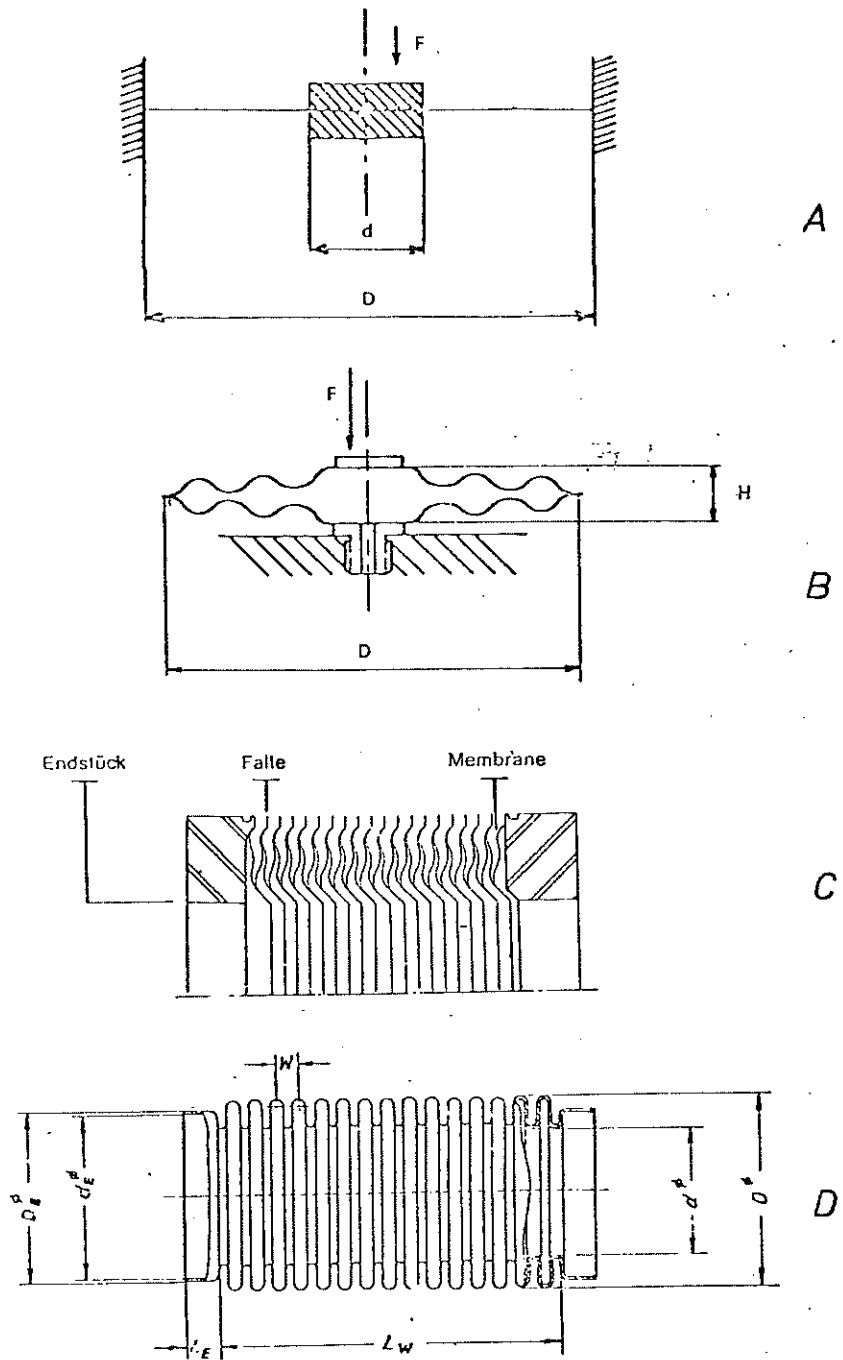
Diese sind reibungsbehaftet und haben außerdem Ringspalt-durchlässe. Sie können also nur dort eingesetzt werden, wo Undichtheiten keine Rolle spielen und genügend Kraft vorhanden ist, um die Reibungskräfte unschädlich zu machen.

9.2 Rohrfedern oder Bourdonfedern

Diese bestehen aus einem gekrümmten Rohr mit meist ovalem Querschnitt und werden für Drücke zwischen 0,5 und 10^4 bar genutzt.

Beim Einleiten eines Druckes vergrößert sich der Krümmungshalbmesser der Rohrachse. Zur Übertragung der Bewegung ist ein Hebelwerk erforderlich. Rohrfedern sind - abgesehen vom Hebelwerk - nicht reibungsbehaftet, sie sind absolut dicht. Wegen ihrer aufwendigen Einbaukonstruktion und auch etwas schwierigen Auslegung wurden sie bisher in unseren Regelgeräten nicht eingesetzt.

9.3 Membranen (Abb. A)



Diese sind reibungsfrei und absolut dicht. Außerdem haben sie, abhängig von Form und Werkstoff, eine Federcharakteristik. Sie sind als Flach-, Well- und Rollmembranen verwendbar.

Rollmembranen erlauben größere Hübe als Flachmembranen. Sie sind wegen der geforderten Rolleigenschaft aus Elastomeren hergestellt und erlauben keine hohen Drücke.

Well- und Flachmembranen können aus Elastomeren oder auch aus metallischem Werkstoff hergestellt werden. Um die Biegsamkeit derartiger Membranen nicht zu beeinträchtigen, soll $d < 0,8 D$ sein.

Die aktive Membranfläche errechnet sich nach folgender Gleichung:

$$A_W = \frac{D^2 \pi}{12} \left(1 + \frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2} \right)$$

Das Hubvolumen bei einem Hub h beträgt dann

$$V = A_W \cdot h$$

Aus zusammengesetzten Wellmembranen entstehen dann die Druckmeßdosen (Abb. B), die in Blöcke zusammengefaßt werden können und je nach Anzahl ihrer Elemente eine geringere Federrate haben und einen entsprechend größeren Hub zulassen.

9.4 Metallfaltenbälge (Abb. C und D)

Diese sind die in unseren Reglern am häufigsten angewendeten Elemente für die Umwandlung von Druck in Kraft und Weg. Sie sind nicht reibungsbehaftet und lassen eine absolute Abdichtung zu. Auch sie haben eine Federcharakteristik, die nicht immer linear verläuft. Man unterscheidet 2 Arten von Metallfaltenbälgen:

9.4.1 die geschweißten Bälge (Abb. C)

Diese werden aus einzelnen Membranen zusammengeschweißt. Diese Membranen sind in der Regel aus nichtrostendem Stahl. Aufgrund der Herstellungstechnik sind die Bälge zwar teuer, aber auch für hohe Drücke bei niedrigen Federraten geeignet.

9.4.2 die hydraulisch geformten Bälge (Abb. D)

Diese werden im allgemeinen in Form von Wellrohren aus Bronzelegierungen oder Edelstahl hergestellt. Es gibt auch derartige Bälge aus Teflon.

Im Verhältnis zu den geschweißten Bälgen liegen bei gleichen Bauvolumen die Federraten höher und die zulässigen Drücke und Hübe niedriger; sie sind aber in der Herstellung wesentlich preisgünstiger als geschweißte Bälge.

Die in unseren Reglern allgemein verwendeten Bälge sind hydraulisch geformte Bälge aus Beryllium-Kupfer. Die wirk-
same Fläche eines derartigen Balges und das Hubvolumen er-
rechnet sich nach den unter 9.3 genannten Gleichungen für
Membranen.

Der maximal mögliche Druck und die Federcharakteristik
hängen von Werkstoff und Wanddicke ab, wobei die Federkenn-
linie je nach Formgebung der Wellen gekrümmt verlaufen kann.
Der maximal mögliche Hub hängt von der Anzahl der Wellen ab,
desgleichen auch die Federrate. Wegen der Knickgefahr sollte
 $L_w/D = 1$ möglichst nicht überschritten werden.

Für die Umrechnung der Federrate (gilt bei gekrümmter Feder-
kennlinie nur in einem Punkt) gilt:

$$C_1 \cdot Z_1 = C_2 \cdot Z_2,$$

wobei C = Federrate in N/mm,

Z = Anzahl der Wellen.

Außenbeaufschlagung, d. h. Außendruck $>$ Innendruck, ist
günstiger als Innenbeaufschlagung, weil zu hoher Innendruck
Aufbauchung verursachen kann.

Im Betrieb sollen Bälge nicht mehr als 40 % des Tabellen-
wertes gezogen und nicht mehr als 60 % des Tabellenwertes
gedrückt werden.

Wirksam am Balg wird grundsätzlich nur der Differenzdruck

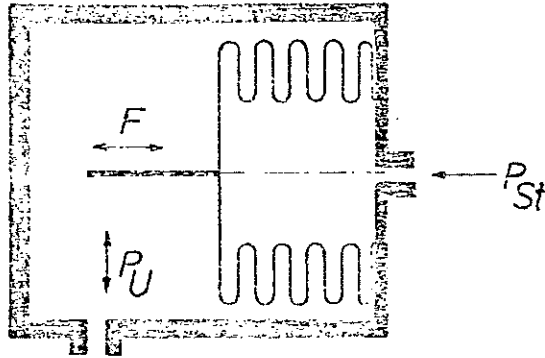
$$\Delta p = p_a - p_i \quad \text{bei Außenbeaufschlaung bzw.}$$

$$\Delta p = p_i - p_a \quad \text{bei Innenbeaufschlagung,}$$

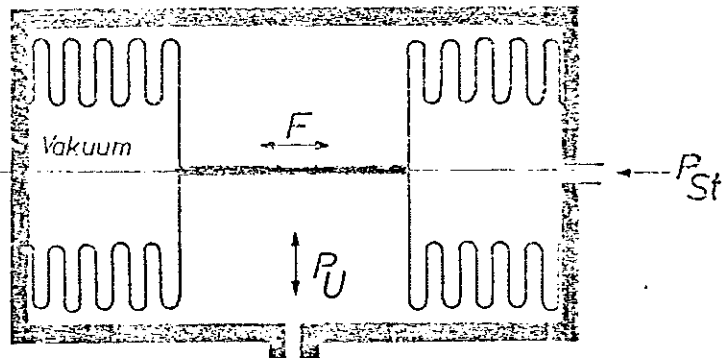
wobei P_a = Außendruck und P_i = Innendruck bedeutet.

Die erzeugte Kraft wird dann

$$F = \Delta p \cdot A_W$$



$$F = (P_{St} - P_U) \cdot A_W$$



$$F = P_{St} \cdot A_W$$

In unseren Reglern werden verschiedentlich Bälge verwendet, die zwar einerseits mit einem Signaldruck oder Steuerdruck P_{St} beaufschlagt, auf der anderen Seite aber einem wechselnden Umgebungsdruck P_U ausgesetzt sind.

In einem solchen Fall stellt sich eine Kraft ein von der Größe

$$F = (p_{st} - p_u) \cdot A_w$$

d. h., die Kraft ist mit abhängig vom Umgebungsdruck.

Oft sind Schwankungen des Umgebungsdruckes für die Steuerfunktion des Balges schädlich, nämlich dann, wenn man ausnahmslos nur den Steuerdruck zur Einleitung einer Steuerfunktion heranziehen kann. In einem solchen Fall wird mit dem Steuerbalg ein gleichflächiger Vakuumbalg in Reihe angeordnet. Da beide Bälge gleichgroße Wirkflächen haben, erfolgt damit ein Kraftausgleich, wodurch der Druckeinfluß durch den Umgebungsdruck auf den Steuerbalg wieder aufgehoben wird.

Diesen Vorgang kann man an folgender Gleichung erklären:

$$F = \underbrace{p_{st} \cdot A_w - p_u \cdot A_w}_{\text{Steuerbalg}} + \underbrace{p_u \cdot A_w}_{\text{Vakuumbalg}} = p_{st} \cdot A_w$$

Die Federraten der beiden Bälge addieren sich in diesem Fall zu einer Gesamtfederrate

$$C_{ges.} = C_{st} + C_{vac.}$$

10. Differenzdruckregler

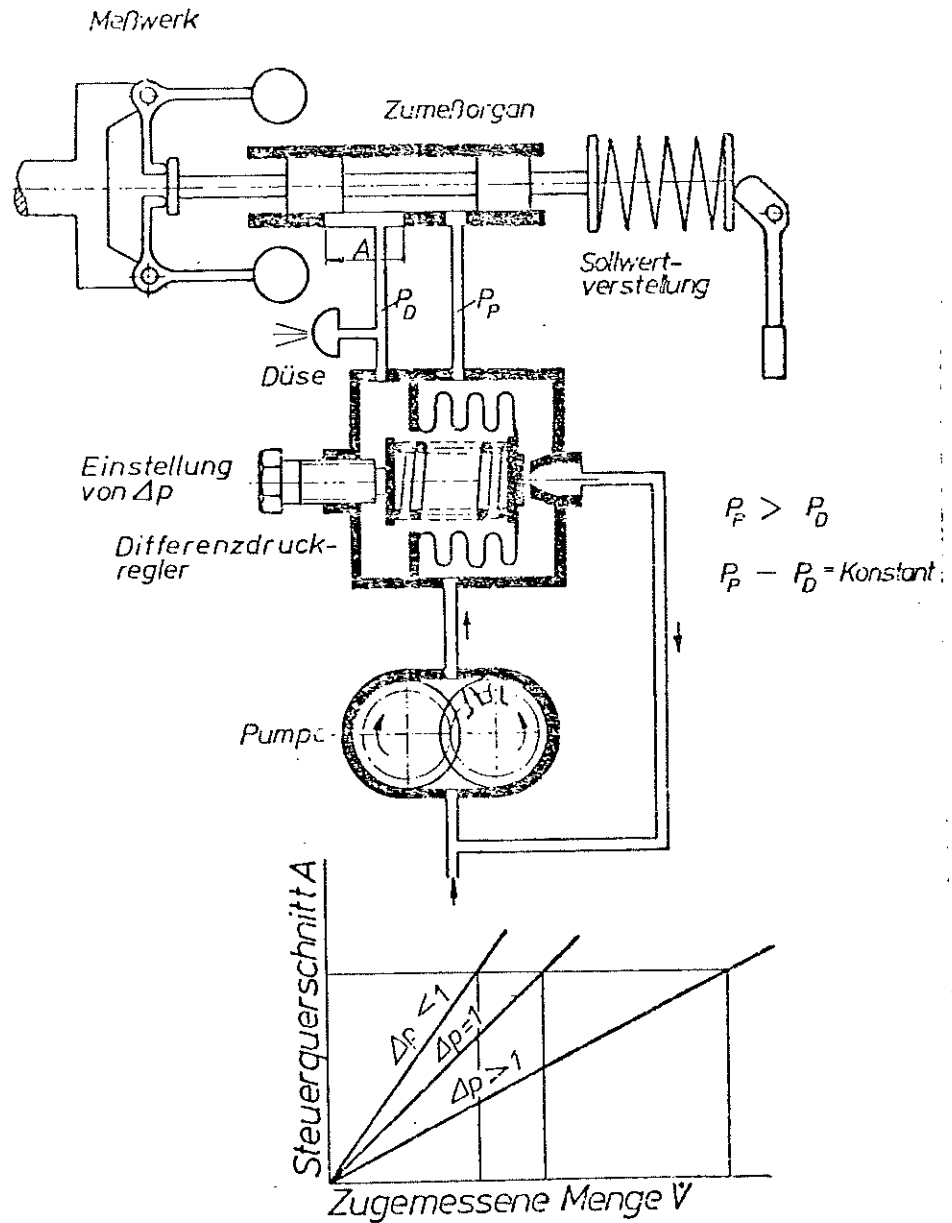
Wie eingangs (in Abschnitt 3) schon gesagt wurde, errechnet sich der zugemessene Kraftstoff analog der Blendengleichung

$$\dot{V} = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

Dies bedeutet, daß \dot{V} auch von $\sqrt{\Delta p}$ mitbestimmt wird. Druckschwankungen vor und nach dem Zumeßorgan führen damit auch zu entsprechenden Schwankungen bei der Durchsatzmenge bzw. Einspritzmenge.

Die Durchsatzmenge muß aber genau der Stellung des Steuerschiebers entsprechen und in jeder Stellung reproduzierbar sein, andernfalls könnte keine genaue Absteuerlinie mehr erzielt werden.

Eine derartige Funktion läßt sich nur erreichen, wenn man Δp konstant hält, dann ist nämlich $\mu \cdot A$ nur noch die einzige Veränderliche dieser Blendengleichung.



Um dies zu ermöglichen, schaltet man parallel zum Zumeßorgan einen Differenzdruckregler, welcher bewirkt, daß die Druckdifferenz vor und hinter dem Zumeßschlitz immer auf dem gleichen Wert gehalten wird.

Es handelt sich dabei um ein hydraulisch betätigtes Ventil, welches vom Pumpendruck P_p einerseits und vom Druck hinter dem Zumeßschlitz P_D zuzüglich einer Federkraft andererseits gesteuert wird und bei überwiegendem Pumpendruck einen By-pass zwischen P_p und P_{zul} zur Pumpensaugseite freigibt.

Ist $P_p \cdot A_w > P_D \cdot A_w + F_F$, dann wird P_p abgesteuert, bis der Gleichgewichtszustand $P_p \cdot A_w = P_D \cdot A_w + F_F$ wieder hergestellt ist und das Ventil schließt.

Es ist zu erkennen, daß die Höhe des Differenzdruckes $P_p - P_D = \Delta p$ durch die Kraft der Feder bestimmt wird.

$$\Delta p = \frac{F_F}{A_w}$$

Hierbei ist die geringe Krafteinwirkung durch den Ventilquerschnitt vernachlässigt.

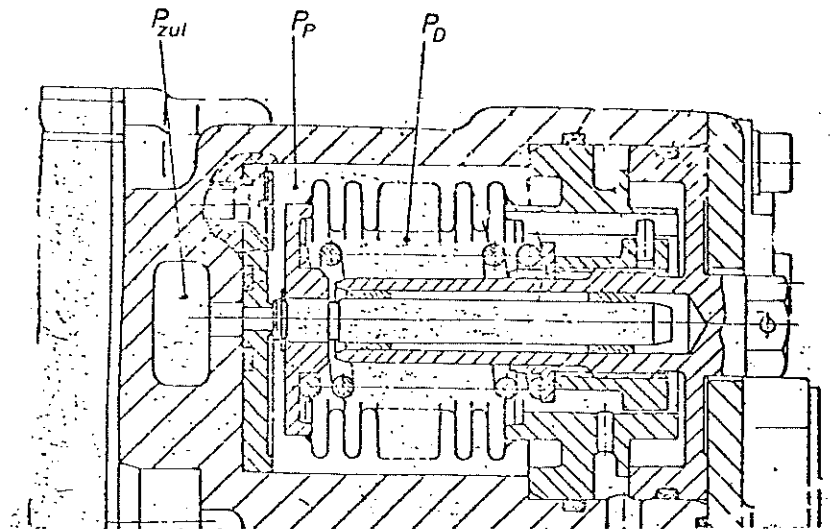
Durch Veränderung der Vorspannkraft F_F der Feder läßt sich Δp anheben oder absenken, was, wie aus dem Schaubild zu erkennen ist, dann zu einer entsprechenden Änderung der zugemessenen Menge \dot{V} führt.

Diese Möglichkeit wird zur Korrektur der Einstellung des Gesamtreglers mit herangezogen.

Differenzdruckregler gibt es bei uns bisher in 2 Ausführungen.

10.1 Balggesteuert

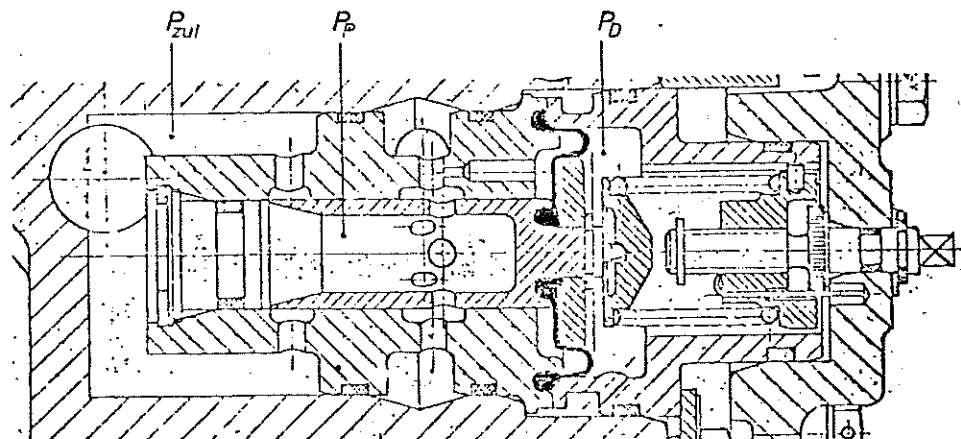
Bei dieser Bauart wird die Steuerung über einen Metallfaltbalg durchgeführt. Federbalg und Einstellfeder addieren sich in ihren Federraten und Kräften. Abgesteuert wird über ein Plattenventil, welches im Verhältnis zur Wirkfläche des Balges eine sehr kleine Absteuerfläche hat, deren Krafteinwirkung vernachlässigt werden kann.



Steuerung durch Balg

10.2 Membrangesteuert (frühere Ausführung)

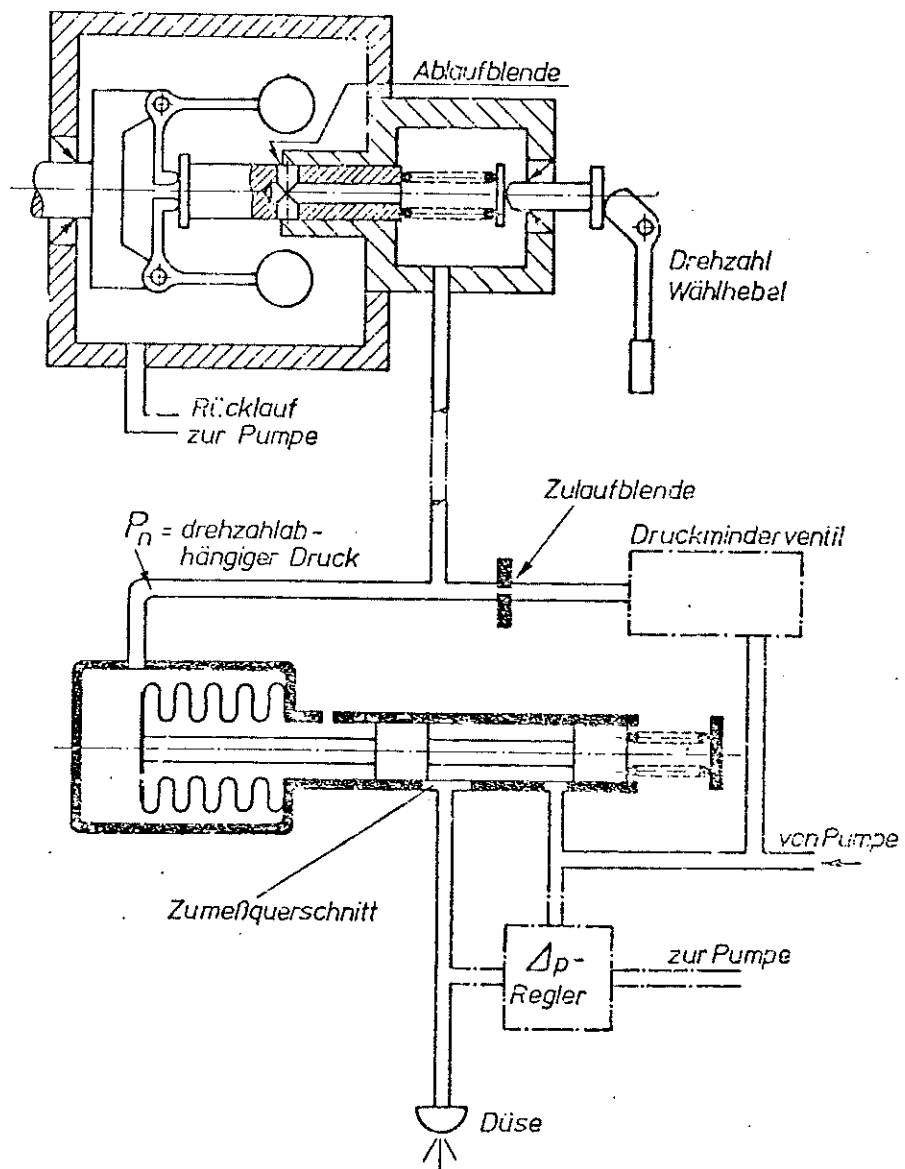
Hier wird die Steuerung über eine Membran durchgeführt, wobei in unserem Fall eine gewellte Membran aus gewebeverstärktem Fluorsilikon verwendet wurde. Das Absteuerventil ist ein Schieberventil mit Ringspalt-Absteuerquerschnitt. Wegen der Elastomer-Membran können nur geringe Differenzdrücke (bis 4 bar) zugelassen werden.



Steuerung durch Membrane

11. Mittelbare Kraftstoffzumessung

An den bisherigen Beispielen wurde gezeigt, daß die Fliehk-
gewichtsmuffe direkt den Steuerschieber des Kraftstoffzu-
meßorgans verschiebt und entsprechend der geforderten Zu-
messung den Steuerschlitz öffnet oder schließt.



In manchen Fällen ist es notwendig, das Meßwerk von der Zumeßeinrichtung zu trennen, und zwar:

- a) wenn zur Unterdrückung von Reibungsfehlern (Hysterese) der Stellvorgang mit verstärkter Kraft durchgeführt werden soll,
- b) wenn aus Platzgründen Meßwerk und Regler getrennt angeordnet werden müssen.

In solchen Fällen werden Meßwerk und Zumeßorgan hydraulisch miteinander verbunden.

Die Steuerung des Zumeßschiebers erfolgt hierbei über einen Balg, den man zur Vernachlässigung der Reibungskräfte ausreichend groß auslegen kann. Desgleichen kann durch Auswahl eines langhübigen Balges ein entsprechend langer Steuerweg vorgesehen werden.

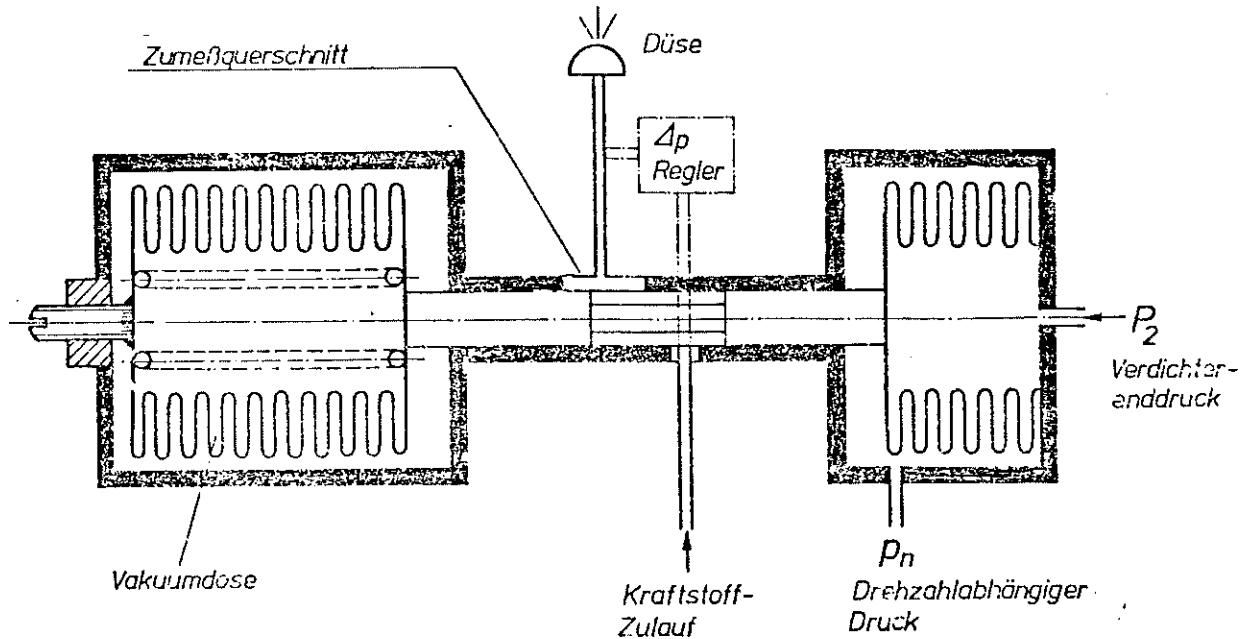
Die Steuerung des Balges wird dabei über ein 2-Blenden-System veranlaßt (s. Abschnitt 7), wobei von den Fliehkraftgewichten eine schiebergesteuerte Blende, die entweder als Ablaufblende oder als Zulaufblende angeordnet ist, verstellt wird und die Modulation des Kammerdruckes übernimmt. Der Kammerdruck erzeugt dann die Stellkraft am Balg, welche von der Kraft einer Einstellfeder zuzüglich der Federkraft des Balges im Gleichgewicht gehalten wird.

12. Der Beschleunigungsschutz

Wie anfangs (in Teil A) bereits erwähnt wurde, muß beim Hochfahren bzw. Beschleunigen der Turbine die einzuspritzende Kraftstoffmenge so in Grenzen gehalten werden, daß weder die Pumpgrenze des Verdichters, noch die maximal zulässige Temperatur in der Turbine überschritten werden. Derartige Einrichtungen zur Begrenzung der Einspritzmenge während des Hochfahrens bezeichnet man als Beschleunigungsschutz, weil durch Herabsetzung der Kraftstoffzufuhr das Beschleunigungsvermögen der Turbine eingeschränkt wird.

12.1 Verdichterdrucksteuerung

Da der Verdichterdruck P_2 kontinuierlich mit der Drehzahl ansteigt und zudem noch in Bezug auf die Drehzahl die gleiche Tendenz aufweist, wie sie der \dot{V}_{\max} -Linie des Reglerkennfeldes entspricht, nutzt man diese Eigenschaft zur Steuerung der Kraftstoffzufuhr beim Hochfahren.

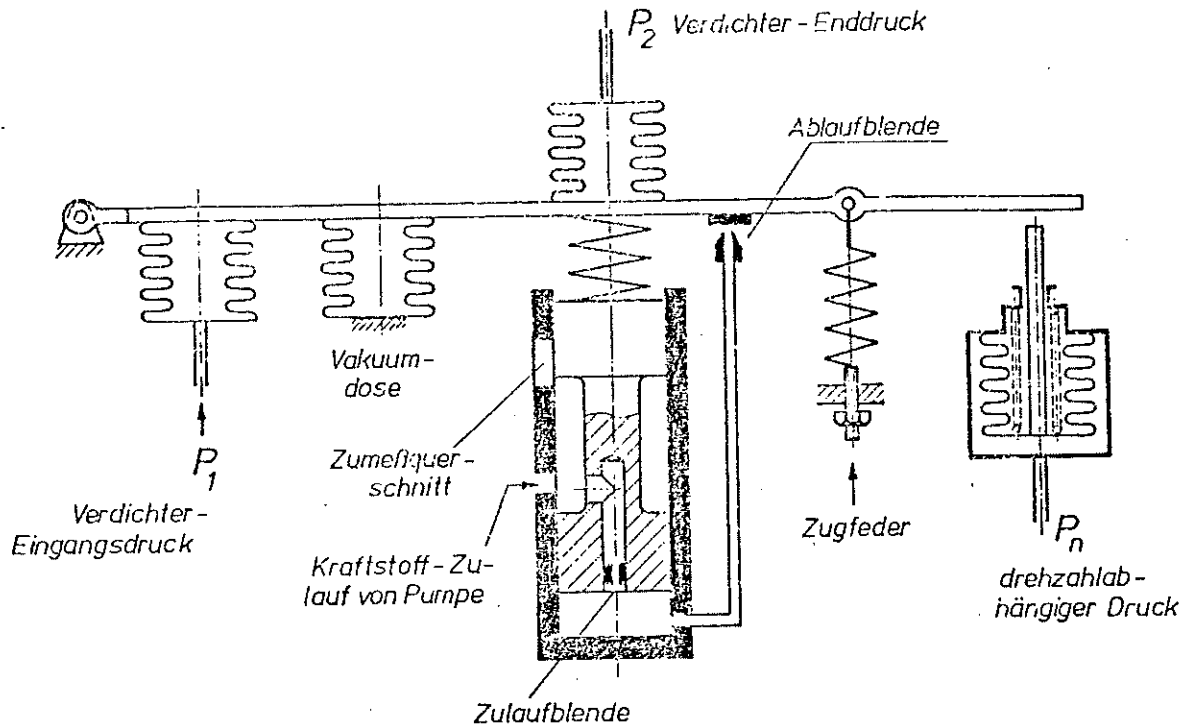


12.1.1 Im vorliegenden Fall (T 117) wird die zugemessene Kraftstoffmenge über einen Metallfaltenbalg gesteuert, welcher entsprechend der Druckdifferenz $\Delta p = P_2 - P_n$ den Zumeßquerschnitt freigibt.

In der Beschleunigungsphase überwiegt der Verdichterdruck P_2 den drehzahlabhängigen Druck P_n und öffnet entsprechend dem Druckanstieg von Δp kontinuierlich zunehmend den Zumeßquerschnitt.

Nach Beendigung des Beschleunigungsvorganges und Überschreiten der eingestellten Drehzahl überwiegt dann P_n und verringert, dem geforderten Bedarf entsprechend, den Zumeßquerschnitt.

Eine gleichgroße Vakuumdose, in Reihe geschaltet, sorgt für die Kompensation möglicher Umgebungsdruckschwankungen. Aus Platzgründen und zur Vereinfachung der Konstruktion ist die Feder, welche mit den Balgvorspannungen zusammen die Kraft aus $P_2 - P_n$ ausgleicht, in der Vakuumdose angeordnet.



12.1.2 Bei dem hier abgebildeten System (T 312) werden die gleichen Funktionen durch Hebel übertragen. Das Zumeßorgan wird dabei hydraulisch durch ein Zwei-Blenden-System gesteuert, wobei als Ablaufblende eine Düse mit Prallplatte verwendet wird.

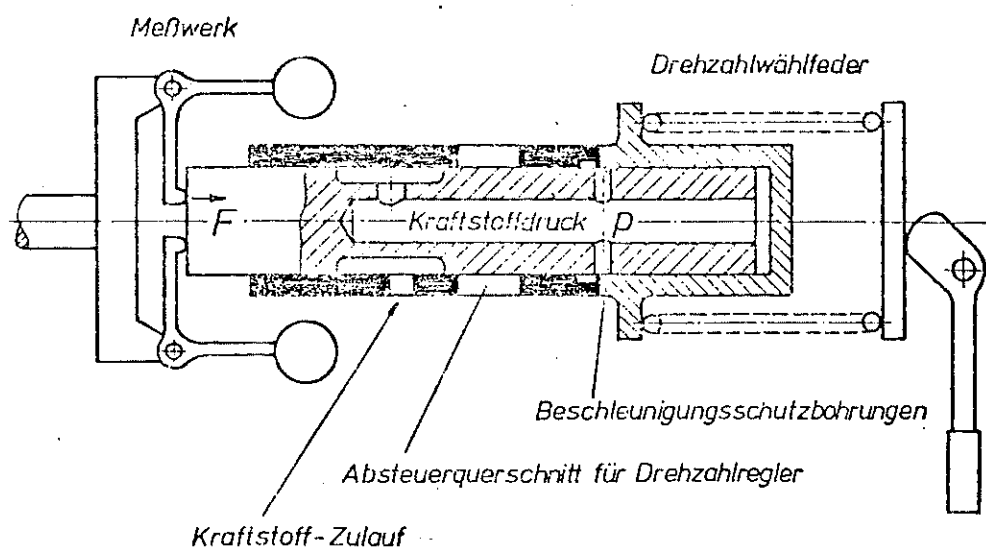
P_2 sucht hier die Ablaufblende zu schließen. Dabei steigt der Kammerdruck an und schiebt den Steuerschieber gegen die Kraftausgleichsfeder. Bei dieser Bewegung öffnet der Schieber solange den Zumeßquerschnitt, bis ein Kräfteausgleich zwischen Ausgleichsfeder und P_2 -Balg-Kraft stattgefunden hat. An der Prallplatte stellt sich dann dem neuen Kammerdruck entsprechend ein kleinerer Ablaufquerschnitt ein.

Auch in diesem System wirkt der drehzahlabhängige Druck P_n über einen Steuerbalg an dem Hebel, gegenläufig zum Verdichterdruck P_2 . Bei Überschreiten der eingestellten Drehzahl überwiegt das von P_n erzeugte Moment und bewirkt eine Vergrößerung des Ablaufquerschnittes an der Prallplatte. Dadurch wird der Kammerdruck abgesenkt, so daß die Ausgleichsfeder den Steuerschieber in Richtung "zu" verschiebt. Die Folge ist eine geringere Kraftstoffzumesung und damit verbunden eine Absenkung der Drehzahl.

Zum Ausgleich der Umgebungsdruckschwankungen wird in diesem System noch eine Vakuumdose angeordnet. Außerdem wird P_1 (Druck vor Verdichter) noch zur Steuerung mit herangezogen.

Da die Prallplatte nur geringe Steuerhübe erfordert, sind - im Gegensatz zum unter 12.1.1 vorgestellten System - hier die Hübe der Bälge wesentlich kürzer. Das hat den Vorteil, daß die Bälge in bezug auf die Verformung weniger beansprucht werden und daß auch kürzere Bälge mit weniger Wellen eingebaut werden können.

12.2 Die Fliehkraftsteuerung



$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Kraft durch Fliehkichte} \quad F = K_1 \cdot n^2 \\
 \text{Kraft durch Kraftstoffdruck} \quad F = K_2 \cdot \dot{V}^2
 \end{array} \right\} \begin{array}{l}
 \text{infolgedessen} \\
 \text{bzw.}
 \end{array} \quad \begin{array}{l}
 n^2 \cong \dot{V}^2 \\
 n \cong \dot{V}
 \end{array}$$

Bei dem hier gezeigten System (T 216) wird in der Beschleunigungsphase die Kraft der Fliehgewichte zur Steuerung des Kraftstoffdurchsatzes herangezogen.

Die Fliehgewichte erzeugen dabei am Steuerschieber eine Kraft

$$F_F = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot i = m \cdot r \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{30^2} \cdot i$$

Da die Masse m , der Radius r und die Übersetzung i in einer Betriebslage immer konstant sind, kann man die Verhältnisse auch in folgender Gleichung darstellen:

$$F_F = K_1 \cdot n^2$$

Diese Kraft F_F wird beim Hochfahren der Turbine kompensiert von der Kolbenkraft F_K , welche durch die Druckdifferenz

$$\Delta p = p_p - p_{zul.} \text{ erzeugt wird.}$$

$$F_K = A_K (p_p - p_{zul.})$$

Der Kolben oder Steuerschieber arbeitet dabei als Druckbegrenzungsventil, wobei bei Ansteigen des Druckes auf

$\Delta p > \frac{F_F}{A_K}$ der überschüssige Kraftstoff durch die Beschleunigungsschutzbohrungen abgesteuert wird. Auf diese Weise stellt sich während der Beschleunigungsphase ein Druck ein, welcher der Fliehgewichtskraft proportional ist, nämlich

$$\Delta p = \frac{F_F}{A_K}$$

Die Auswirkungen an der Einspritzdüse lassen sich dann wie folgt erklären.

Die einzuspritzende Menge ist bei dem vorliegenden, durch Bypass geregelten System ausschließlich vom Druck Δp abhängig, denn alle anderen Größen der Gleichung

$$\dot{V} = \mu \cdot A_D \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

sind konstant. A_D ist dabei der Querschnitt der Einspritzdüse.

Somit kann man auch schreiben

$$\dot{V} = K \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{oder}$$
$$\Delta p = \frac{\dot{V}^2}{K^2}$$

Die Kolbenkraft ergibt sich, wie eingangs erwähnt

$$F_K = \Delta p \cdot A_K = \frac{\dot{V}^2}{K^2} \cdot A_K$$

Nun ist $\frac{A_K}{K^2} = K_2$ gerätebezogen konstant

und man kann schreiben

$$F_K = K_2 \cdot \dot{V}^2$$

Da sich die Kräfte $F_K = F_F$ im Gleichgewicht halten, ist $K_1 \cdot n^2 = K_2 \cdot \dot{V}^2$, und da K_1 und K_2 für einen Gerätetyp immer die gleichen Werte haben, entspricht

$$n^2 \cong \dot{V}^2$$

oder $n \cong \dot{V}$.

Während dem Hochfahrvorgang sind die Absteuerquerschnitte für den Drehzahlregler geschlossen. Erst wenn die Steuerkappe die Beschleunigungsschutzbohrungen bis auf einen geringfügigen Querschnitt verschlossen hat, wird der Absteuerquerschnitt (in diesem Fall Bohrungen) für den Drehzahlregler freigegeben. Im Betriebspunkt überwiegt dann die Kraftwirkung der Fliehkraftgewichte ($F_F > F_K$).

Der Schieber liegt dann stirnseitig in der Steuerkappe an. Schieber und Kappe werden dann durch die Kraftwirkung der Fliehkraftgewichte gegen die Wählfeder verschoben, wobei der Absteuerquerschnitt am Zumeßorgan entsprechend dem Bedarf der Maschine geöffnet wird. Durch diese Querschnittsöffnung wird Δp abgesenkt, was zur Folge hat, daß weniger Kraftstoff durch die Düse eingespritzt wird und die Drehzahl sinkt. Dieser Vorgang spielt sich bei Belastung der Turbine dann umgekehrt ab.

13. Multipliziereinrichtungen

Wie aus den vorangegangenen Betrachtungen hervorgeht, werden für die Zumessung des Kraftstoffes im wesentlichen 2 Steuerfunktionen herangezogen:

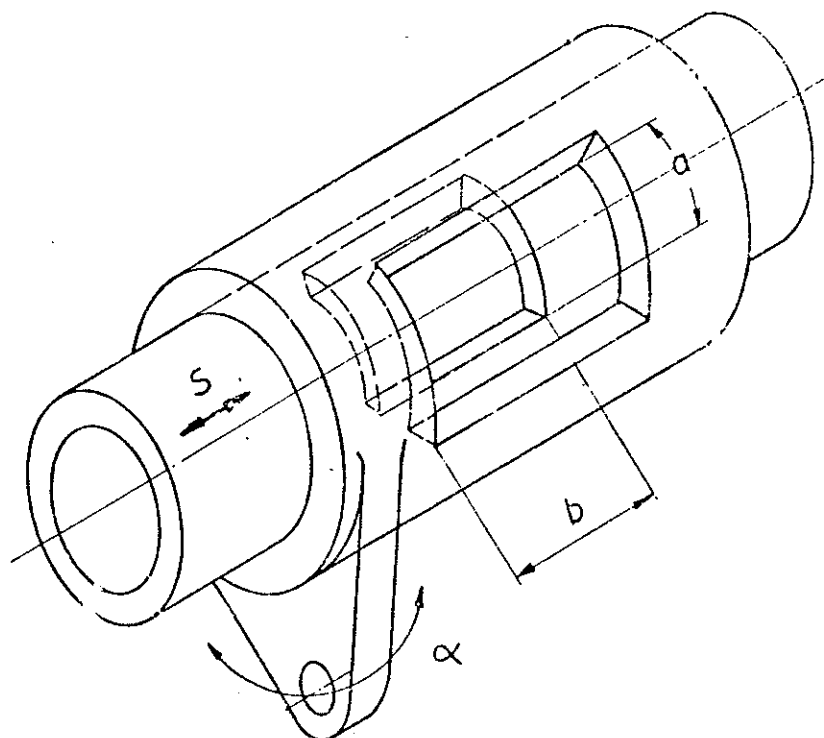
- a) die Steuerfunktion für die Drehzahlregelung,
- b) die Steuerfunktion für den Beschleunigungsvorgang.

Beide Steuerfunktionen müssen dann über mechanische Stell-einrichtungen in einen entsprechenden Zumeßquerschnitt ver-wandelt werden.

Bei den bisher (unter 12.1) erklärten Systemen wurde für die Steuerung des Zumeßquerschnittes die Differenz von P_2 und P_n bzw. die Differenz derer Drehmomente herangezogen.

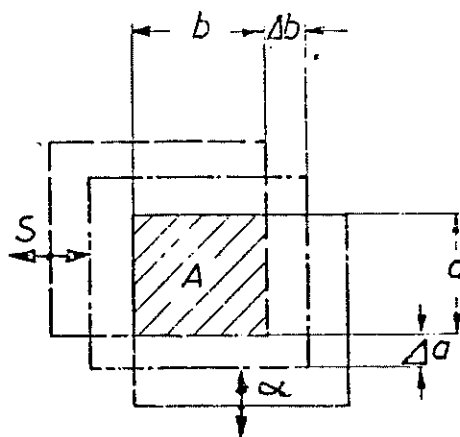
In bestimmten Fällen ist es aber erforderlich, durch Multiplikation beider Funktionen den notwendigen Zumeßquerschnitt zu erzeugen. Dies kann durch folgende Verfahren ermöglicht werden:

13.1 Multiplizieren im Zwei-Wege-Verfahren



$$A = a \cdot b$$

\uparrow \uparrow
 $f(\alpha)$ $f(s)$



Werden zwei übereinanderliegende Öffnungen in zwei Richtungen gegeneinander verschoben, dann entsteht durch Multiplikation beider Verschiebewege (a mal b) eine Fläche A . Jede Veränderung einer dieser Strecken bedeutet eine entsprechend proportionale Veränderung der Fläche.

Wird beispielsweise die Fläche $A = a \cdot b$ um Δb vergrößert, dann verhält sich

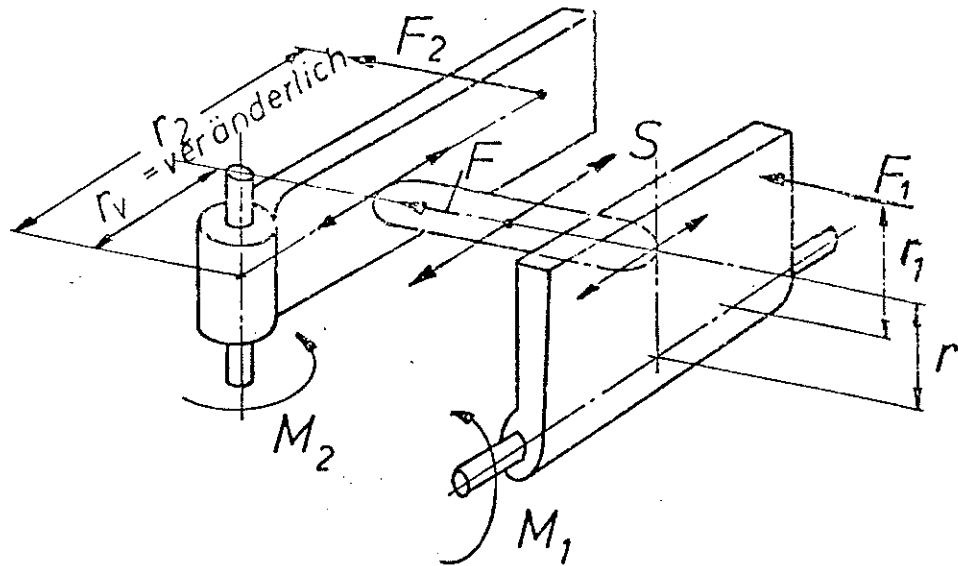
$$\frac{a(b + \Delta b)}{a \cdot b} = \frac{b + \Delta b}{b}$$

d. h., die Flächenvergrößerung ist der Längerverschiebung proportional. Um die neue Fläche zu bekommen, muß A mit dem Faktor $1 + \frac{\Delta b}{b}$ multipliziert werden.

Der gleiche Vorgang spielt sich genau so bei einer Veränderung der Strecke a ab. Man führt damit durch Verschieben in der einen oder anderen Richtung eine Multiplikation durch.

Im allgemeinen verwendet man für derartige Einrichtungen zylindrische Steuerschieber und -Buchsen, wobei die Öffnungsstrecke b durch den Hub des Schiebers S und die Öffnungsbreite a durch den Drehwinkel α des Schiebers bestimmt wird.

13.2 Multiplizieren im Hebelverfahren



$$\frac{F_1 \cdot r_1}{r} = \frac{F_2 \cdot r_2}{r_v}$$

$$F_2 = \frac{r_1}{r \cdot r_2} \cdot F_1 \cdot r_v$$

↑
↑
↑

Konstant
Veränderlich
Veränderlich

Bei der hier gezeigten Einrichtung (T 112) wird die Multiplikation einer Kraft über ein Hebelsystem bewirkt. Dabei bewegt sich eine Stelze in einem konstanten Abstand r parallel zur Drehachse eines Hebels in Richtung S .

Aus konstruktiven Gründen kann der Bewegungsablauf S auch leicht gekrümmt verlaufen, was bei einer Führung der Stelze in einen Hebel gegeben ist.

Bei gradliniger Bewegung überträgt die Stelze in jeder Stellung die Kraft

$$F = \frac{F_1 \cdot r_1}{r}$$

auf einen zweiten Hebel. Dabei ist F allein abhängig von F_1 , denn r_1/r ist konstant (Ausnahme: bei gekrümmter Bahn ist r entsprechend veränderlich).

Der zweite Hebel ist nun so angeordnet, daß die Stelze in ihrer Bewegungsrichtung senkrecht zur Drehachse geführt wird, so daß F mit dem veränderlichen Hebelarm r_v ein veränderliches Drehmoment erzeugt. Dieses Drehmoment bewirkt dann am festen Hebelarm r_2 eine Kraft F_2

$$F = \frac{F_2 \cdot r_2}{r_v}$$

aus $F = \frac{F_1 \cdot r_1}{r} = \frac{F_2 \cdot r_2}{r_v}$ folgt

$$F_2 = \frac{r_1}{r \cdot r_2} \cdot F_1 \cdot r_v$$

Dabei ist: $\frac{r_1}{r \cdot r_2}$ für den Gerätetyp ein konstanter Faktor

F_1 eine veränderliche Kraft, die in das System eingeleitet wird.

r_v ein veränderlicher Hebelarm, der vom Weg S der Stelze abhängt.

Werden F_1 und r_v mit irgend einem Faktor multipliziert, so wird diese Multiplikation auch in gleichem Maße bei F_2 wirksam.

Während das System als Ausgangsgröße in erster Linie eine Kraft erzeugt und aus konstruktiven Gründen an dieser Stelle auch keine großen Hübe zuläßt, ist es nur zur Steuerung kleiner Hübe geeignet, so z. B. von Prallplattensystemen. Allerdings bietet das System die Möglichkeit der Eingabe einer Wegfunktion und einer Kraftfunktion.

14. Die Isodromsteuerung

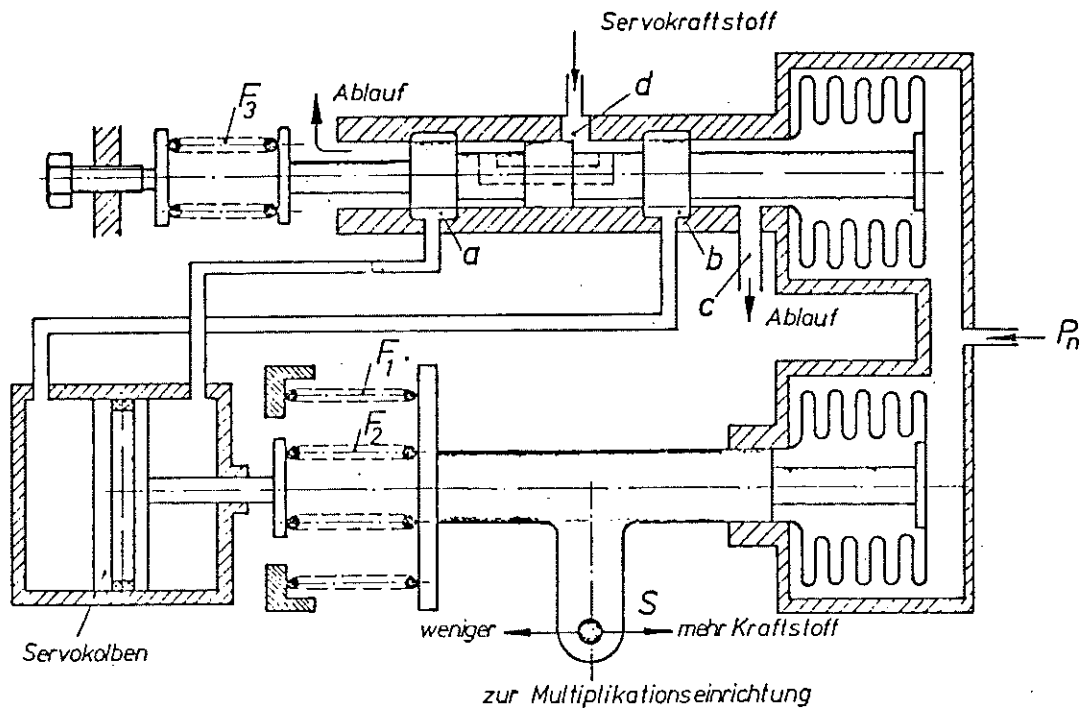
Wie bereits vorher (unter Absatz 4) erklärt wurde, legt man zur Verhinderung eines instabilen Regelverhaltens die Regelfeder so hart aus, daß bei Entlastung der Maschine ein geringer Drehzahlanstieg erfolgt und dann auch erhalten bleibt. Den Grad dieses Drehzahlanstieges bezeichnet man als Proportionalität und ein Regler, der diese Eigenschaft zeigt, bezeichnet man deswegen auch als Proportionalitätsregler oder P-Regler.

Bei verschiedenen Anwendungsfällen ist es nun erforderlich, bei jedem Belastungsgrad die Drehzahl genau auf dem gleichen Wert zu halten (z. B. Stromerzeugungsantriebe, bei welchen die Frequenz genau gehalten werden muß). Damit wird es auch erforderlich, eine Einrichtung zu schaffen, die den Drehzahlanstieg des P-Reglers kompensiert und die Drehzahl wieder auf ihren ursprünglich vorgegebenen Wert zurückführt.

Ein derartiger Vorgang wird durch den Einbau einer sogenannten Isodromsteuerung oder Gleichlaufsteuerung (griech: iso = gleich, dromos = Lauf) erreicht.

In dem vorliegenden Beispiel wird die Kraftstoffdosierung über eine Multipliziereinrichtung gesteuert. Dabei erfolgt eine Weg-Eingabe durch einen P_n -beaufschlagten Balg, dessen Kraft durch die Federn F_1 und F_2 ausgewogen wird. Mit dem proportionalitätsbedingten Drehzahlanstieg bei Lastabwurf steigt auch entsprechend der drehzahlabhängige Druck P_n an.

Der Drehzahlanstieg selbst ist darauf zurückzuführen, daß der Turbine mehr Kraftstoff zugeführt wird, als sie zur Erhaltung der Drehzahl benötigt. Wenn nun die erhöhte Drehzahl auf die ursprüngliche Ausgangsdrehzahl zurückgeführt werden soll, dann bedeutet das, daß die Kraftstoffzufuhr entsprechend gesenkt werden muß.



Bei steigendem P_n -Druck muß demnach weniger Kraftstoff zugeführt werden. Es wird also erforderlich, zur Absenkung der Kraftstoffzufuhr die Federkraft von $F_1 + F_2$ entsprechend zu reduzieren. Hierzu dient die Ausgleichsfeder F_2 , die mit einem Kolben hydraulisch eingestellt wird. Ein Steuerschieber (Isodromschieber) veranlaßt dabei die Verstellung dieses Isodromkolbens, wobei der Steuerschieber ebenfalls von einem P_n -beaufschlagten Balg betätigt und gegen die Feder F_3 ausgewogen wird.

Steigt P_n über den Wert an, welcher der eingestellten Drehzahl entspricht, dann wird der Isodromschieber gegen die Kraft der Feder F_3 verschoben und öffnet die Steuerquerschnitte zu den Kanälen a und b . Dabei fließt Servokraftstoff - das ist druckreduzierter Kraftstoff, dessen Druck

durch ein Druckminderventil konstant gehalten wird - durch den Kanal a, verschiebt den Servokolben nach links und entlastet die Feder F_2 . Der auf der anderen Kolbenseite zu verdrängende Kraftstoff fließt über Kanal b und den Ablauf C zurück in den Regler bzw. vor die Pumpe. Durch die Entlastung der Feder F_2 und die daraus folgende Minderung der zugeführten Kraftstoffmenge wird nun die Drehzahl und damit auch P_n abgesenkt, und zwar so lange, bis die Kraft von F_3 die P_n -Kraft so auswiegt, daß der Isodromschieber beide Steuerquerschnitte zu den Kanälen a und b wieder verschließt. Die Drehzahl im Auslegungspunkt entspricht damit genau der Einstellung von F_3 .

Bei Belastung der Turbine läuft der hier beschriebene Vorgang umgekehrt ab.

Es ist leicht zu erkennen, daß bei einer großen Regelabweichung, d. h. bei einem großen Lastabwurf, auch ein entsprechend großer P_n -Anstieg erfolgt und daß dadurch der Isodromschieber auch einen größeren Hub durchführt, als es bei einem geringeren Lastabwurf der Fall wäre. Ein größerer Hub bewirkt dabei auch eine größere Öffnung der Steuerquerschnitte zu den Kanälen a und b und damit auch einen größeren Kraftstoffdurchsatz zum Servokolben. Dieser hat wiederum eine kürzere Stellzeit bzw. eine schnellere Stellgeschwindigkeit an der Strecke S zur Folge.

Die Geschwindigkeit, mit der sich die Stellgröße verändert, ist somit von der Regelabweichung abhängig. Sie ist zudem noch während des Stellvorganges, entsprechend der zunehmenden Verringerung der Steuerquerschnitte, kontinuierlich abnehmend. Man kann auch dazu sagen, daß die Stellgeschwindigkeit von dem aufsummierten Produkt aus Regelabweichung und Zeit abhängt, dem sog. zeitlichen Integral der Regelabweichung.

Eine Regeleinrichtung mit einem derartigen Verhalten bezeichnet man als integral wirkender Regler oder I-Regler.

Die Kombination eines P-Reglers mit einem I-Regler zur Rückführung der Drehzahl auf die Ausgangsdrehzahl (Nenn-drehzahl) bezeichnet man dann als P I-Regler.

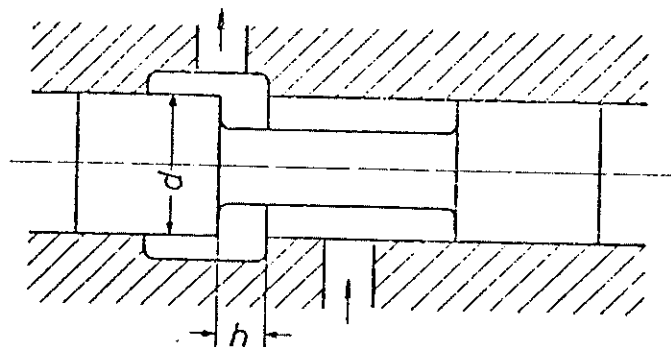
Da die Isodromsteuerung nur in der Phase der Drehzahlregelung wirksam ist, sorgt in der Startphase und im unteren Drehzahlbereich eine Schiebersteuerung (d) für die Ab-sperrung des Servokraftstoffes. Dadurch wird eine Anstauung im Servodrucksystem hervorgerufen und anderen mit Servokraftstoff arbeitenden Organen frühzeitig Servodruck zur Verfügung gestellt.

In der fortgeschrittenen Beschleunigungsphase (Hochfahr-vorgang) fließt der Servokraftstoff dann durch den geöff-neten Kanal b und spannt dabei über den Servokolben die Feder F_2 vor, bis dann im Auslegungspunkt das endgültige Einregeln erfolgt und der Isodromschieber die Steuerkanten zu den beiden Kanälen a und b schließt.

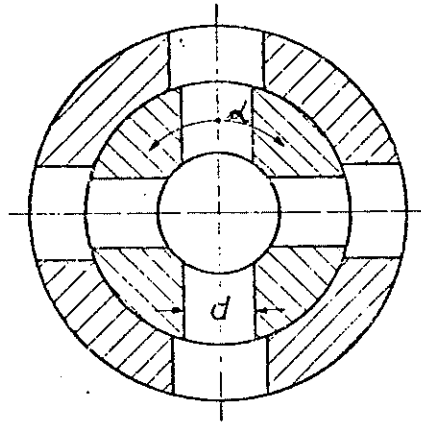
15. Ventile

15.1 Schieberventile

Hubschieber-Ventil



Drehschieber-Ventil



Hier unterscheidet man entsprechend ihrer Betätigungsrichtung die Hubschieberventile oder Hubkolbenventile, die durch Verschiebung eines Schiebers oder Kolbens in Achsrichtung, und die Drehschieberventile, die durch Verdrehung ihres Kolbens betätigt werden.

Schieberventile sind hydraulisch gut auszugleichen, d. h., sie können relativ einfach druckunempfindlich gemacht werden, wenn man den Schieber beiderseits flächengleich mit dem gleichen Druck beaufschlägt.

Weil derartige Ventile aus eingepaßten Zylindern bestehen, sind immer Ringspaltdurchgänge vorhanden, so daß diese Ventile nie vollständig dicht abschließen.

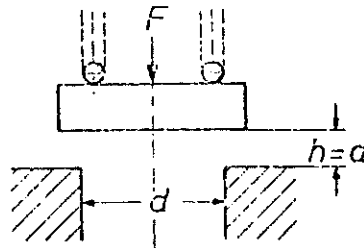
Die Durchsätze berechnen sich auch hier nach der allgemeinen Düsengleichung

$$\dot{V} = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_V)}$$

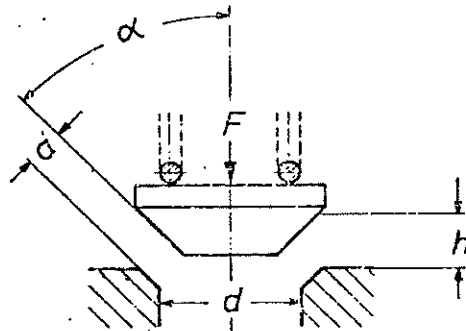
wobei beim Hubschieberventil $A = d \cdot \pi \cdot h$ und die Ausflußziffer mit $\mu = 0,8$ gesetzt werden kann. Beim Drehschieberventil ist A die Summe aller Bohrungsquerschnitte im Schieber.

15.2 Sitzventile

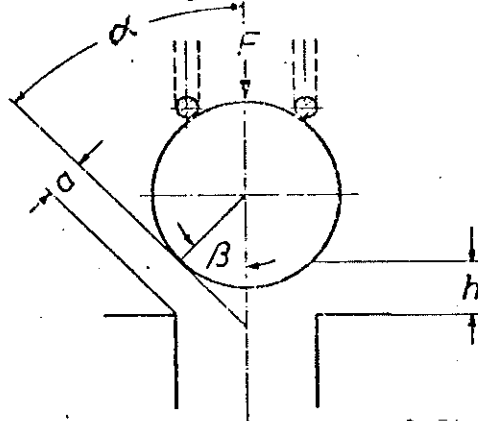
Platten- oder Tellerventil



Kegelventil



Kugelventil



Je nach Form des schließenden Ventilkörpers unterscheidet man hier Platten oder Tellerventile, Kegelventile und Kugelventile. Derartige Ventile schließen dichter als Schieberventile. Sie können bei Verwendung von Elastomeren an einer ihrer Sitzflächen sogar absolut dicht sein. Die auf die Ventilkörper wirkenden Kräfte durch den Flüssigkeitsdruck müssen allerdings mit in die Berechnung einbezogen werden. Dabei bringt der hydraulische Kraftausgleich oft konstruktive Schwierigkeiten mit sich.

Auch bei diesen Ventilen werden die Durchsätze nach der (unter 15.1 genannten) allgemeinen Durchflußgleichung berechnet.

Bei Kegelventilen und Kugelventilen wird

$$a = \frac{h}{\sin \alpha} \quad \text{oder} \quad a = \frac{h}{\cos \beta}$$

Bei Platten-Ventilen ist $\alpha = 90^\circ$ und damit wird $\sin \alpha = 1$ und damit $a = h$.

Man kann damit für die Fläche allgemein setzen

$$A = \frac{d \cdot \pi \cdot h}{\sin \alpha} = \frac{d \cdot \pi \cdot h}{\cos \beta}$$

daraus ergibt sich der Durchsatz mit:

$$\dot{V} = \mu \frac{d \cdot \pi \cdot h}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_v - p_H)}$$

Auch bei diesen Ventilen kann $\mu = 0,8$ gesetzt werden.

15.3 Die Auslegung von federbelasteten Ventilen

Sitzventile und auch Hubschieberventile werden in den meisten Fällen durch Federkraft geschlossen.

Ist $\Delta p_o = p_v - p_H$ die Druckdifferenz vor und hinter dem geschlossenen Ventil, dann beträgt die Öffnungskraft

$$F_o = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \Delta p_o$$

(F_o in daN ; d in cm ; Δp_o in bar)

Auf diese Kraft muß die Ventildfeder vorgespannt werden, wenn das Ventil bei F_o öffnen soll.

Bei der Öffnung des Ventils steigt die Federkraft um $\Delta F = h \cdot c$ an, wobei h der Hub des Ventils und c die Federrate der Ventildfeder bedeutet.

Bei geringen Hüben, also bei gering geöffnetem Ventil, kann

man davon ausgehen, daß auch hier die Ventilkraft

$$F_1 = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \Delta p_1$$

nach der gleichen Formel gerechnet werden kann. Genau genommen steigt allerdings durch die Strömung die auf den Ventilteller wirkende Kraft etwas mehr an.

Durch den Kraftzuwachs der Feder $\Delta F = h \cdot c$ muß sich dementsprechend auch die Druckdifferenz Δp_0 um Δp erhöhen, so daß

$$\Delta F = h \cdot c = \Delta p \cdot \frac{d^2 \pi}{4}$$

gesetzt werden kann. Daraus errechnet sich

$$h = \frac{\Delta p \cdot d^2 \cdot \pi}{4 \cdot c}$$

aus $A = \frac{d \cdot \pi \cdot h}{\sin \alpha}$ wird dann

$$A = \frac{d \cdot \pi \cdot \Delta p \cdot d^2 \cdot \pi}{\sin \alpha \cdot 4 \cdot c} = \frac{d^3 \pi^2 \Delta p}{\sin \alpha \cdot 4 c} = 2,4674 \frac{d^3 \cdot \Delta p}{c \cdot \sin \alpha}$$

In die Durchflußgleichung eingesetzt, erhält man

$$\dot{V} = \frac{d^3 \pi^2 \Delta p \cdot \mu}{\sin \alpha \cdot 4 c} \sqrt{\frac{2}{g} (\Delta p_0 + \Delta p)}$$

oder

$$\dot{V} = 3,489 \frac{d^3 \Delta p \cdot \mu}{c \cdot \sin \alpha} \sqrt{\frac{\Delta p_0 + \Delta p}{g}}$$

bzw.

$$\Delta p^3 + \Delta p_0 \cdot \Delta p^2 = \left(\frac{\dot{V} \cdot c \cdot \sin \alpha}{3,489 \cdot d^3 \cdot \mu} \right)^2 \cdot g$$

Anhand dieser Gleichung kann dann bei Vorgabe der geforderten Durchflußmenge \dot{V} oder des höchstzulässigen Druckanstieges Δp die Auslegung des Ventiles vorgenommen werden. Dabei sollte die Ventilgeschwindigkeit

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V} \cdot \sin \alpha}{d \cdot \pi \cdot h}$$

$2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ nicht überschreiten und h sollte kleiner als $\frac{d}{4}$ sein.

Durch die Veränderung des Druckes in Abhängigkeit vom Durchsatz ergibt sich bei diesen Ventilen ebenfalls eine Ungleichförmigkeit analog dem P-Bereich der Drehzahlregelung.

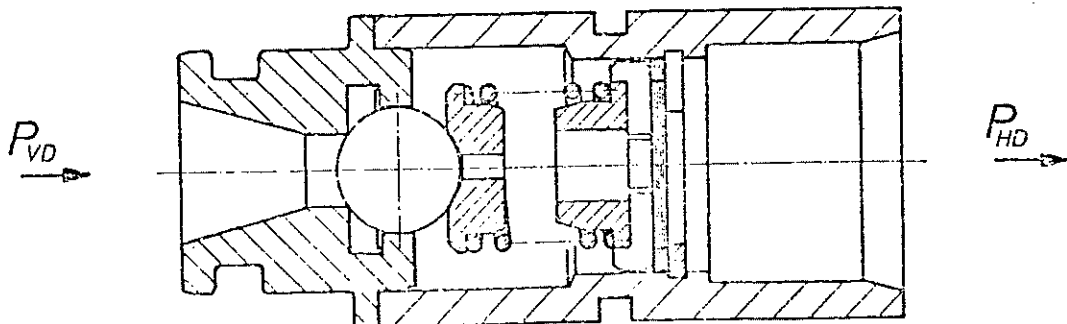
Dabei errechnet sich

$$x_p = \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \cdot 100 (\%)$$

16. Ventile als Funktionseinheiten

16.1. Druckstufenventile oder Differenzdruckventile

In den Reglern werden u. a. Hilfsorgane, wie Zweiblendensysteme und Kraftverstärker betrieben, die gleichermaßen von der reglerinternen Pumpe gespeist werden und allgemein schon in der Anfahrphase einen erhöhten Druck verlangen. Durch die bei unseren Kleingasturbinen oft verwendeten Verdampferdüsen, die keinen großen hydraulischen Widerstand zu erzeugen vermögen, läßt sich kein ausreichender Druck im Reglerinneren aufbauen, der dazu ausreichen würde, die inneren Hilfssysteme einwandfrei zu betreiben. Deswegen baut man in die Leitung zwischen Reglerausgang und Einspritzdüse (Verdampferdüse) ein sogenanntes Druckstufenventil oder auch Differenzdruckventil ein, welches ein für den Betriebsdurchsatz nahezu konstantes Druckgefälle erzeugt.



Dieses Druckstufenventil (bei der T 117 eingesetzt) ist im Prinzip ein Kugelrückschlagventil, bei welchem die Federrate so ausgelegt ist, daß bei zwei vorgegebenen Durchsatzwerten jeweils auch zwei zugeordnete Druckdifferenzen bzw. Druckstufen zustandkommen.

Ober die Gleichung
$$A_{1,2} = \frac{\dot{V}_{1,2}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1,2}}}$$

können die entsprechenden Ventilquerschnitte bestimmt werden, wobei $\mu = 0,8$ angenommen werden kann.

Aus der vorliegenden Geometrie des Ventiles können anhand der ermittelten Durchflußquerschnitte A_1 und A_2 die zugeordneten Öffnungshöhe h_1 und h_2 des Ventiles berechnet werden (s. Abs. 15.3).

Die entsprechenden Federkräfte erhält man dann nach der Gleichung

$$F_{1,2} = \Delta p_{1,2} \cdot \frac{d_v^2 \cdot \pi}{4}$$

worin d_v der Ventildurchmesser ist.

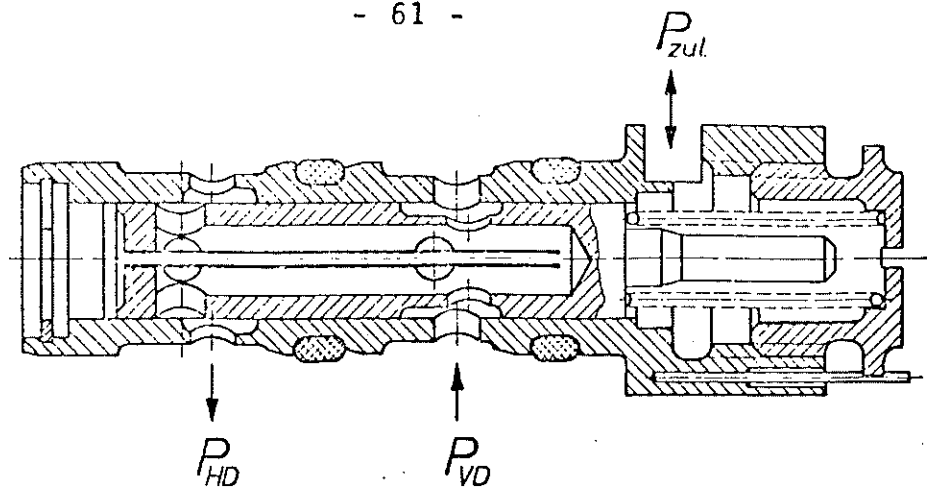
Für die erforderliche Federrate erhält man dann die Gleichung

$$C = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \frac{F_2 - F_1}{h_2 - h_1}$$

16.2 Druckhalteventile

Eine weitere Möglichkeit im Reglerinneren, einen ausreichend hohen Druck zum Betreiben der Hilfssysteme zu erzeugen, bietet das Druckhalteventil. Im Gegensatz zum Druckstufenventil staut das Druckhalteventil erst einmal einen vorgegebenen Druck vor dem Reglerausgang an und gibt danach den Durchfluß zur Düse frei, ohne eine nennenswerte Druckstufe zu erzeugen.

Bei dem hier abgebildeten Druckhalteventil wird die Steuerung über einen Kolben (Schieber) vorgenommen. Der Kraftstoff wird hier durch eine Laminardrossel vor den Kolben geleitet, wobei Kraftstoffdruck p_{VD} mal Kolbenfläche einer einstellbaren Feder das Gleichgewicht hält.



Die Laminardrossel, in Form eines Kapillarrohres, bewirkt dabei eine Dämpfung der Ventilbewegung. Ohne diese Dämpfung würde das Ventil leicht zu Schwingungen neigen, die sich dann ungünstig auf das ganze Regelsystem auswirken.

Die Feder ist nun so eingestellt, daß bei einem vorgegebenen Druck P_{VD} der Durchfluß nach P_{HD} gerade freigegeben wird.

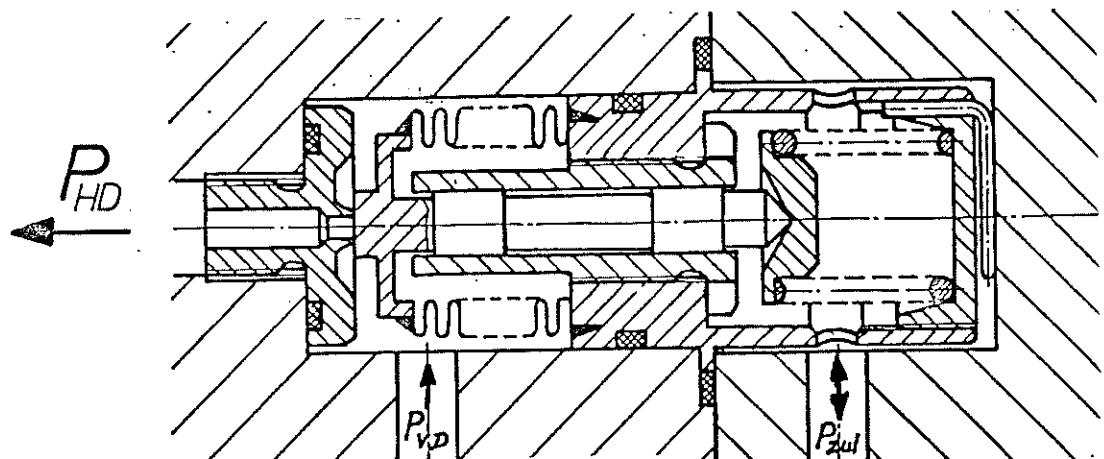
Für die Federkraft gilt die Gleichung

$$F = (P_{VD} - P_{zul}) \cdot \frac{d_k \cdot \pi}{4}$$

wobei d_k der Kolbendurchmesser ist.

Bei erhöhten Durchsätzen wird auch bei diesem Ventil durch die Zunahme der Federkraft ein entsprechend angehobener Druck P_{VD} notwendig (P-Bereich), was auch eine entsprechende Anhebung des Druckes P_{HD} bewirkt.

Da es mit diesem Ventil jedoch möglich ist, einen ganzen Ringquerschnitt freizugeben, kommt man hier mit relativ kurzen Hüben aus, so daß auch für größere Durchsatzschwankungen keine nennenswerten Druckunterschiede in Kauf genommen werden müssen.



Bei dem hier gezeigten Druckhalteventil erfolgt die Steuerung über einen Faltenbalg. Das Ventil selbst ist ein Plattenventil.

Auch hier wird die Feder so eingestellt, daß bei einem vorgegebenen Druck P_{VD} der Durchflußquerschnitt nach P_{HD} von der Ventilplatte freigegeben wird.

Die Federkraft an diesem Steuerpunkt beträgt dann

$$F = (P_{VD} - P_{zul}) \cdot A_B$$

wobei A_B der wirksame Balgquerschnitt ist.

Da die Durchflußbohrung an der Ventilplatte im Verhältnis zur Balgwirkfläche sehr klein ist, ergibt sich auch ein sehr geringer unbedeutender Druckeinfluß an der Platte, der rechnerisch vernachlässigt werden kann.

Weil bereits ein Hub von einem Viertel des Bohrungsdurchmessers den vollen Querschnitt freigibt, kommt man auch bei dieser Ventilkonzeption mit einem sehr geringen Hub aus, was wiederum nur eine geringe Ungleichförmigkeit im Druck hervorruft.

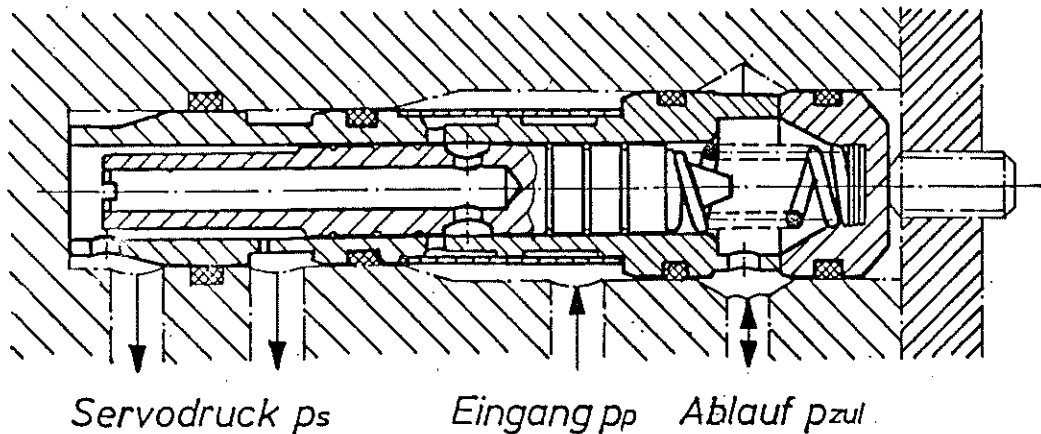
Auch bei diesem Ventil wird eine Dämpfung dadurch bewirkt, daß zur Ventilation des Balginnenraumes lediglich ein engbemessener Ringspalt zwischen Führungsstange und Buchse angeordnet ist.

16.3 Druckminderventil

Im Prinzip funktionieren Druckminderventile in umgekehrter Weise wie Druckhalteventile. Während beim Druckhalteventil der Steuerquerschnitt durch den Vordruck P_{VD} geöffnet wird, bewirkt beim Druckminderventil der reduzierte Druck P_H oder P_S ein Schließen des Ventiles.

Verwendet werden Druckminderventile in Reglern, um für die Regler-Hilfssysteme (Zweiblendensysteme, Kraftverstärker) einen konstanten, etwas reduzierten Arbeitsdruck zu erzeugen.

Außerdem werden sie als Vorschaltventile benötigt, um bei wechselndem oder erhöhtem Zulaufdruck den Regelungen einen gleichbleibenden reduzierten Druck zuführen zu können.



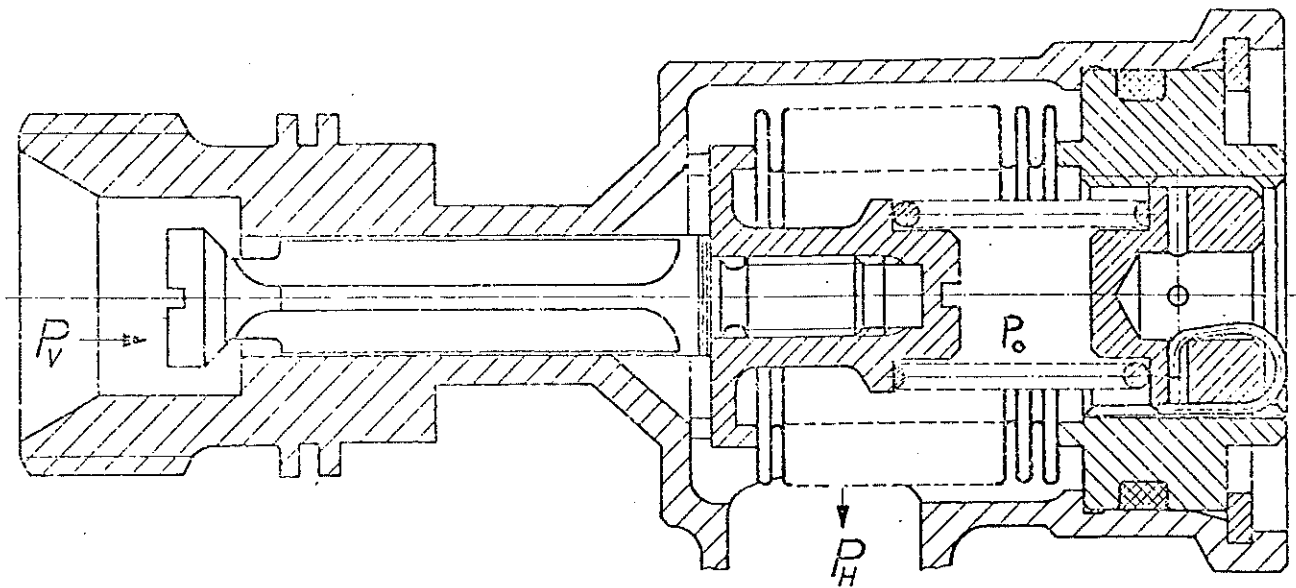
Bei dem hier gezeigten Druckminderventil, welches, auch als Servodruckventil bezeichnet, in den Reglern als Druckregler für die Hilfssysteme eingebaut ist, handelt es sich um ein kolbengesteuertes Ventil nach dem Schieberprinzip. Bei diesem Ventil verschiebt der reduzierte Druck P_S - hier Servodruck genannt - den Kolben gegen die Einstellfeder und sucht dabei den Steuerquerschnitt am Eingang P_p (Pumpendruck) zu schließen.

Auch für dieses Ventil gilt die Gleichung

$$\dot{V}_{1,2} = \mu \cdot A_{1,2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{S1,2} - P_{zul})}$$

wobei A_1 und A_2 offene Ventilquerschnitte für bestimmte Betriebspunkte sind.

Bei einem Anstieg von P_S infolge geringerer Kraftstoffabnahme (geringerer Bedarf) wird die Feder entsprechend mehr gespannt und durch die Verschiebung des Kolbens der Ventilquerschnitt entsprechend verkleinert. Dadurch stellt sich ein geringerer Durchsatz \dot{V} ein. Durch die erhöhte Federkraft kommt dabei auch ein analog erhöhter Servodruck P_S zustande, was bedeutet, daß auch ein derartiger Druckregler als P-Regler gewertet werden kann.



Das in diesem Bild dargestellte Druckminderventil ist eine außerhalb der Regelung angeordnete Einheit, welcher dem Regler bzw. dessen Pumpe bereits einen reduzierten, annähernd gleichbleibenden Vordruck anliefern soll. Diese Einheit ist, nebenbei bemerkt, noch mit einem Sicherheits-Oberdruckventil mit Entlüftungseinrichtung gekoppelt.

Dieses Druckminderventil wird über einen Faltenbalg gesteuert, wobei der reduzierte Druck P_H über die Balg-Wirkfläche gegen eine Feder drückt und ein Kegelventil zu schließen sucht.

Kräftegleichgewicht liegt vor, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

$$F = F_B + F_F = (p_H - p_0) \cdot A_B + (p_V - p_H) \frac{d_V^2 \pi}{4}$$

Dabei ist A_B die Balgwirkfläche,
 d_V der Ventilsitzdurchmesser,
 F_B die Federkraft des Balges,
 F_F die Federkraft der Feder.

Zur Auslegung des Ventiles müssen ebenfalls zwei Durchsatzwerte \dot{V}_1 und \dot{V}_2 und deren zugeordnete Druckdifferenzen $\Delta P_{1;2} = (P_V - P_{H 1;2})$ vorgegeben sein. Dabei muß ΔP_2 , wegen der Federkraftzunahme bei verringertem Durchsatz \dot{V}_2 , einen höheren Wert annehmen.

Ober die Gleichung

$$h_{1;2} = \frac{\dot{V}_{1;2} \cdot \sin \alpha}{\mu \cdot d_v \cdot \tilde{\nu} \sqrt{\frac{2}{g} (P_V - P_{H 1;2})}} \quad (\text{s. Abs. 15.2})$$

können dann die zugeordneten Öffnungshübe h_1 und h_2 errechnet werden.

Die Gesamtfederrate erhält man dann aus der Gleichung

$$C_{\text{ges}} = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \frac{F_2 - F_1}{h_1 - h_2}$$

und damit die Federrate der Feder

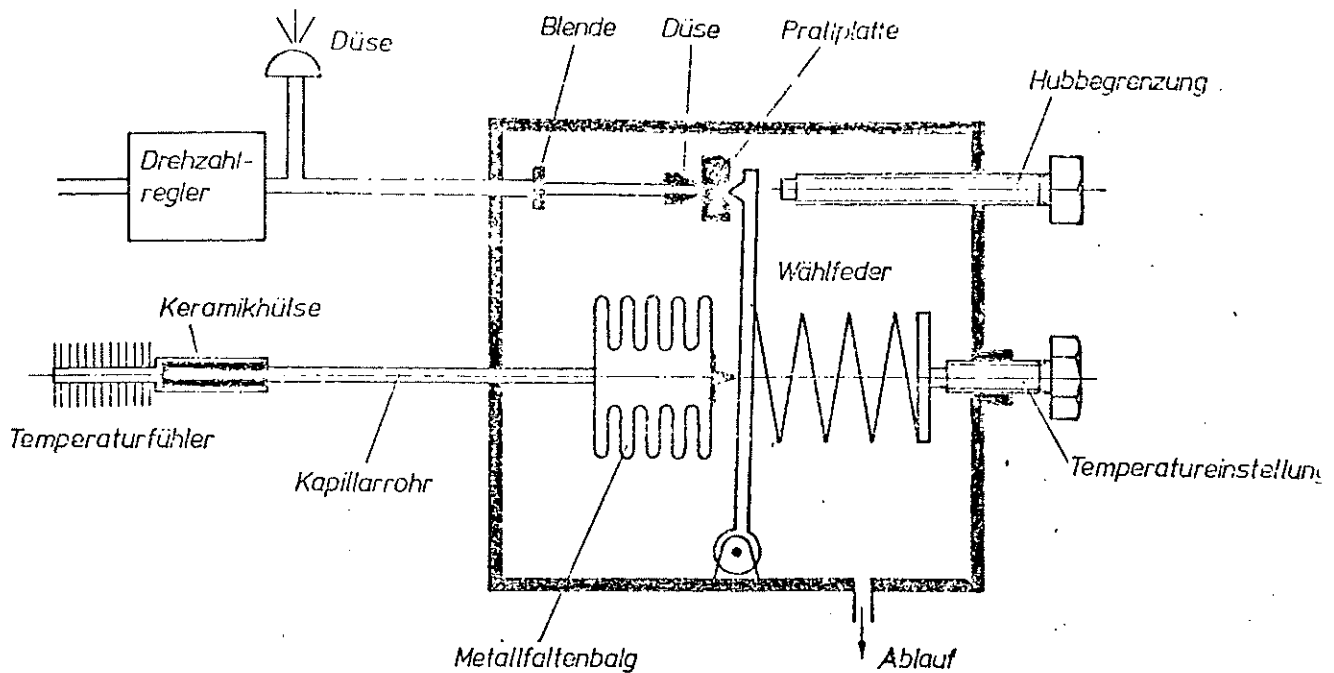
$$C_F = C_{\text{ges}} - C_{\text{Balg}}$$

17. Temperaturbegrenzer

Wie in der Einführung schon erwähnt, muß die Kraftstoffmenge nicht nur wegen des Verdichterpumpens, sondern in bestimmten Bereichen auch zur Vermeidung zu hoher Temperaturen eingegrenzt werden.

Dieses ermöglicht u. a. ein Temperaturbegrenzer, welcher bei zu hoher Turbinentemperatur einen Bypass zwischen Einspritzleitung und Pumpeneintritt öffnet und damit den Druck vor der Düse absenkt, was eine Verringerung des Kraftstoffdurchsatzes und eine Absenkung der Drehzahl zur Folge hat.

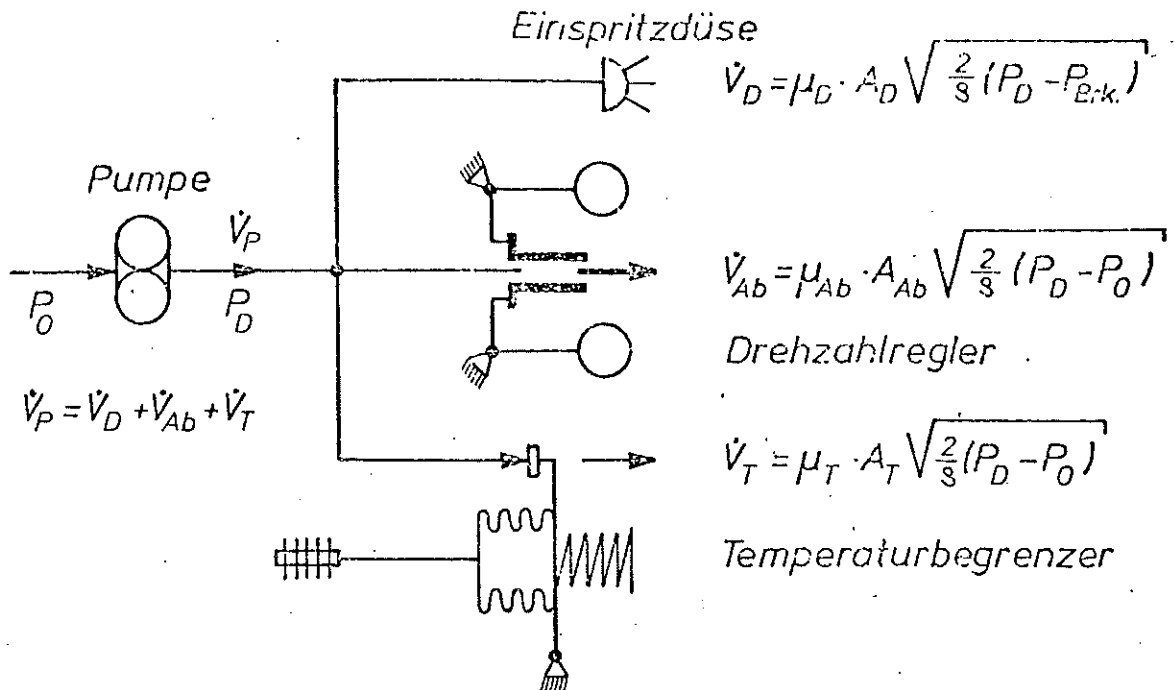
Gemessen wird die Temperatur am Abgasstutzen der Turbine, weil hier konstruktiv ein guter Zugang ist und dort außerdem die Temperaturen nicht so hoch sind wie in der Turbine.



Der gerippte Temperaturfühler ist über ein Kapillarrohr (geringe Füllmasse) mit einem Metallfaltenbalg verbunden und unter Vakuum mit Quecksilber gefüllt. Zur Dämpfung der Wärmeleitung ist hinter dem Fühler eine Keramikhülse angeordnet.

Bei den am Fühler herrschenden Temperaturen um 650°C bildet sich Quecksilberdampf, welcher innerhalb des Fühlersystems bei dieser Temperatur einen Dampfdruck von ca. 35 bar erreicht.

Dieser Druck wirkt über die wirksame Balgfläche auf die Wählfeder, die ihrerseits wieder über einen Hebel ein Plattenventil verschließt. Durch eine entsprechende Wählfeder Vorspannung läßt sich nun ein temperaturabhängiger Punkt einstellen, bei welchem die Prallplatte abhebt und den Bypass freigibt. Eine vorgeschaltete Blende sorgt dafür, daß der Druckabfall nicht zu hoch wird und verhindert damit ein plötzliches Verlöschen der Brennkammer.



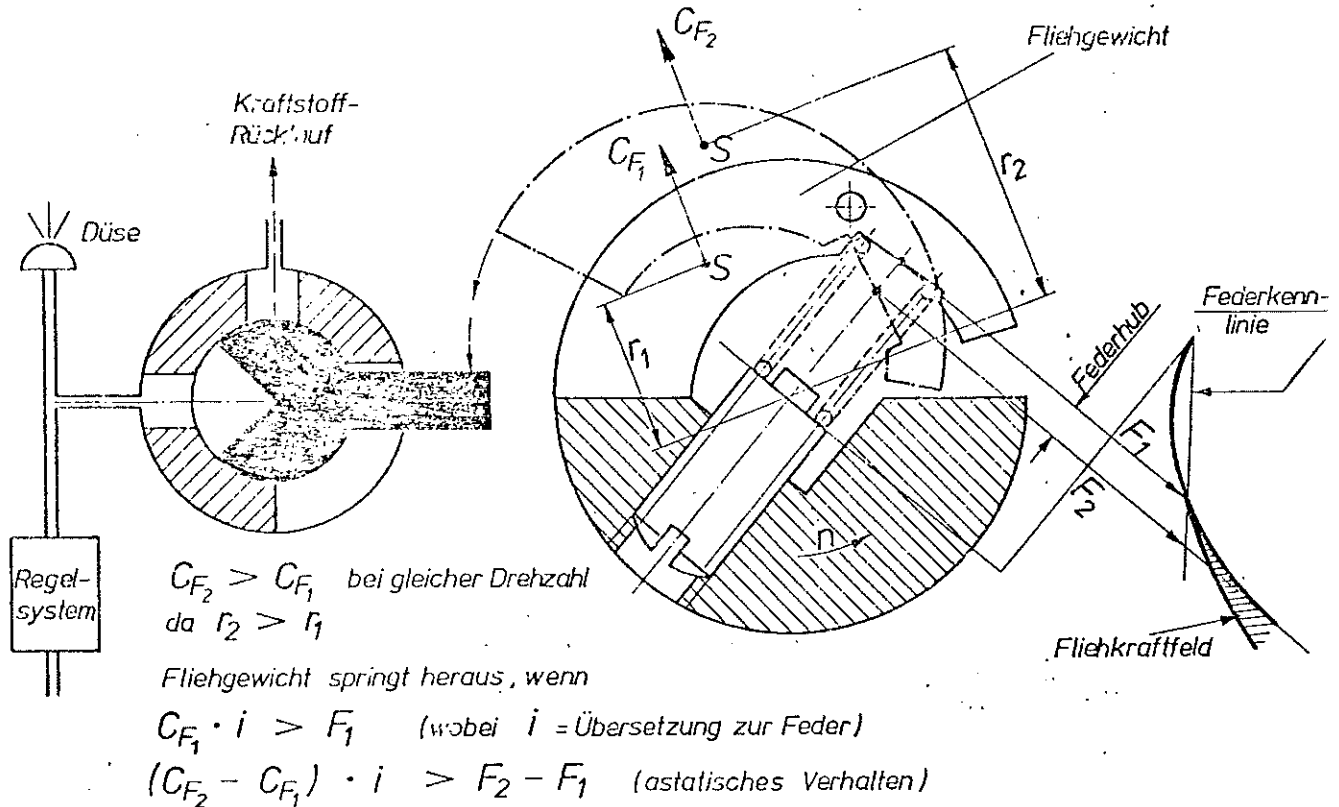
Aus dem hier abgebildeten Verteilungsschema für eine Bypassregelung mit zusätzlichem Temperaturbegrenzer läßt sich ersehen, daß die rechnerische Auslegung des gesamten Systems von vielerlei Faktoren abhängt, wovon die Größen A_{AB} , A_T , p_{Brk} und P_D zudem noch als Veränderliche auftreten.

18. Der Schnellschluß

In jedem Regelsystem können Störungen auftreten, welche die ordnungsgemäße Absenkung der Drehzahl durch den Drehzahlregler verhindern. Ein "Durchgehen" der Maschine wäre dann die Folge.

Die Überschreitung der höchstzulässigen Drehzahl bewirkt dann derart große Massenkräfte in den drehenden Teilen der Turbine (Rotor), daß für diese Teile allerhöchste Bruchgefahr besteht. Derartige Brüche können zum Zerreißen der ganzen Turbine führen (Lebensgefahr!).

Deswegen baut man allgemein Schnellschlußeinrichtungen ein, die bewirken, daß bei Überschreiten einer Grenzdrehzahl die Maschine zum Stillstand kommt.



Bei dem hier gezeigten Schnellschlußsystem wird die Kraft F_1 der Wählfeder so eingestellt, daß sie, bei einer zugeordneten Drehzahl, der Fliehkraft C_{F_1} des Fliehwichtes gerade noch das Gleichgewicht hält.

Steigt danach die Drehzahl weiter an, dann vergrößert sich dabei auch die Fliehkraft entsprechend dem Quadrat der Drehzahl. Dabei wird auch die eingestellte Federkraft F_1 überwunden, und das Fliehwicht beginnt sich radial nach außen zu bewegen. Durch diese Bewegung wird nun gleichzeitig auch eine Verlagerung des Schwerpunktes nach außen, d. h. eine Vergrößerung des Schwerpunktradius von r_1 nach r_2 eingeleitet, was zusätzlich noch eine weitere Fliehkraftzunahme bewirkt.

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

└─ Kraftzunahme durch n-Änderung
└─ Kraftzunahme durch Radienänderung

Die Wählfeder ist nun so ausgelegt, daß deren Federrate (Kraftzunahme pro Federweg) wesentlich kleiner ist (weiche Feder), als die durch die Radienänderung verursachte Fliehkraftzunahme. In diesem Fall wird also bewußt ein astatistisches Regelverhalten durch eine extrem weiche Feder hervorgerufen, so wie es eingangs schon (im Abs. 4) bei der Erklärung des P-Bereiches angedeutet wurde.

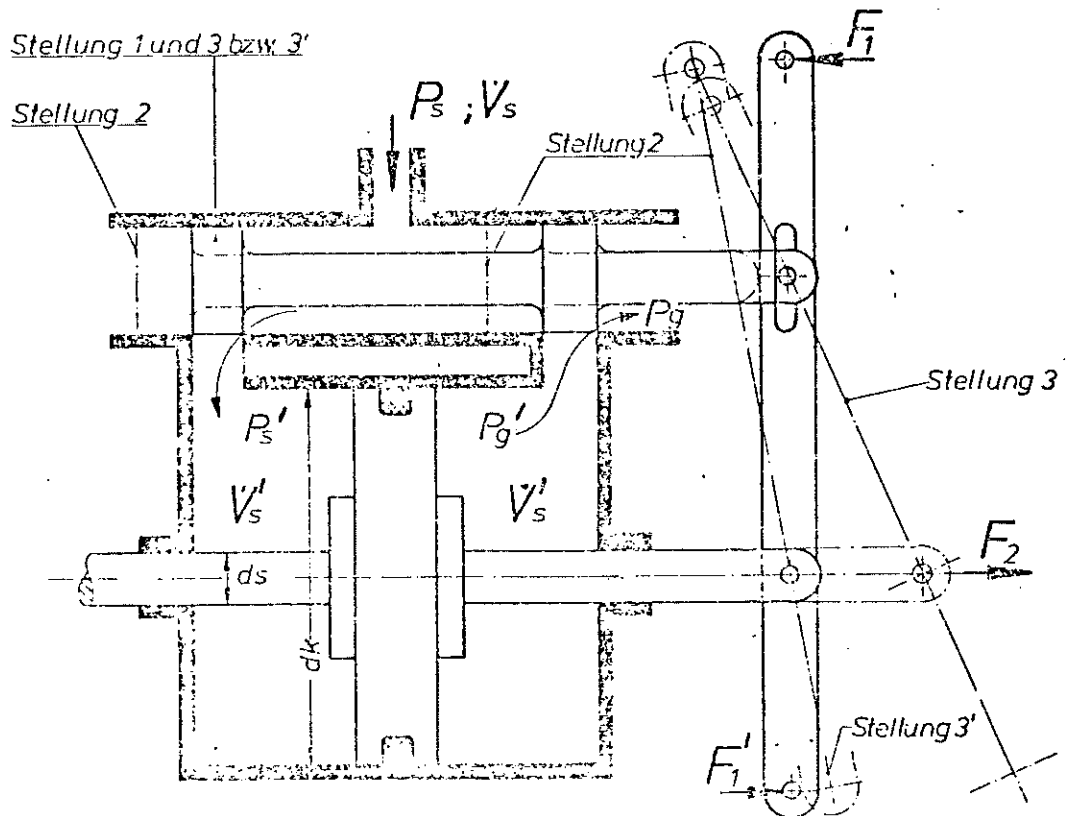
Unter diesen Umständen fliegt das Fliehwicht nun schlagartig in seine Außenlage und reißt beim Umlaufen dann ein Drehschieberventil auf, welches einen Kurzschluß zwischen Düsenleitung und Pumpenzulauf herstellt. Damit wird der Kraftstoffdruck vor der Düse derart stark abgesenkt, daß die Brennkammer erlischt und die Turbine stehenbleibt.

19. Kraftverstärker oder Servomotore

Diese haben die Aufgabe, geringe Stellkräfte in bedarfsentsprechend starke Stellkräfte zu verwandeln. Eine solche Maßnahme wird erforderlich, wenn relativ kleine Reglerausgangskräfte als Steuerkräfte auf Ventile oder ähnliche, geregelte Organe, die einen hohen Kraftbedarf haben, einwirken sollen. Außerdem nutzt man Kraftverstärker zum Unterdrücken von Reibungsfehlern (Hysterese) bei besonders reibungsempfindlichen Stellelementen.

Mit der zu verstärkenden Kraft F_1 bzw. F_1' wird über ein Gestänge (Hebel) eine Schiebersteuerung betätigt. Dabei öffnet der Schieber je nach Wirkungsrichtung von F_1 bzw. F_1' 2 Steuerquerschnitte, die zu den Zylinderräumen vor und hinter dem Stellkolben führen. Hierdurch fließt über den einen Querschnitt Servoflüssigkeit mit dem Servodruck P_S zum Stellkolben und schiebt diesen in die entsprechende Richtung. Über den anderen Querschnitt kann die durch die

Kolbenbewegung verdrängte Servoflüssigkeit wieder abfließen. Bei diesem Bewegungsvorgang wird durch Kolben und Gestänge der Steuerschieber so lange wieder zurückgeführt, bis beide Steuerquerschnitte geschlossen sind und damit der Stellvorgang beendet ist.



Die maximal mögliche Stellkraft F_2 am Stellkolben ergibt sich aus

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_s^2) (P_s' - P_g')$$

Dabei sind P_s' und P_g' die um die Strömungswiderstände in den Steuerquerschnitten und -Leitungen veränderten Drücke P_s und P_g

$$P_s \geq P_s' \quad \text{und} \quad P_g \leq P_g'$$

Die Strömungsverluste in den Steuerquerschnitten können am Steuerquerschnitt selbst mit Hilfe der Düsen- oder Blenden-gleichung (Abs. 5) ermittelt werden.

Für die Spaltverluste am übrigen geläppten Schieberquerschnitt ist die Gleichung der Ringspaltdrossel (Abs. 8) anzuwenden.

Die Druckdifferenz Δp_K vor und hinter dem Kolben errechnet sich aus

$$\Delta p_K = \frac{F_{2 \text{ vorh}} + F_R}{A_K}$$

wobei $F_{2 \text{ vorh}}$ die zu überwindende Stellkraft, F_R die Reibkraft von Kolben und Gestänge und $A_K = \frac{(d_K^2 - d_s^2) \cdot \pi}{4}$ der wirksame Kolbenquerschnitt bedeutet.

Die Geschwindigkeit, mit der sich der Stellkolben verschiebt, ist vom eingeleiteten Stellweg am Steuerschieber abhängig. Sie nimmt während des Stellvorganges entsprechend der Verringerung des Steuerquerschnittes kontinuierlich ab.

Demnach kann die genaue Stellzeit nur aus dem Integral einer Funktion des eingeleiteten Stellhubes ermittelt werden.

$$T = K \int_0^s f(s) ds$$

C. Bauarten von KHD-Regelungen

1. Die Regelung der T 216

Diese Regelung wurde in den Jahren 1958 bis 1960 für eine Kleingasturbine mit einer Leistung von 72 kW entwickelt.

Es handelt sich hierbei um eine Bypassregelung, bei welcher der Kraftstoff mit Pumpendruck direkt zur Düse gefördert wird. Der über den Bedarf hinausgehende Kraftstoff wird dabei vom Regler abgesteuert.

Die Kraftstoffpumpe ist dabei eine Zahnradpumpe, welche bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ einen Volumenstrom von ca. 300 l/h erbringt.

Beim Anfahren der Turbine verschließt eine auf der Muffe angeordnete Feder das Absteuersystem des Beschleunigungsschutzes. Außerdem werden durch die Wirkung der Drehzahlwählfeder die Absteuerbohrungen des Drehzahlreglers geschlossen gehalten. Dadurch wird die gesamte Pumpenmenge vor die Einspritzdüse gefördert. Die Einspritzmenge entspricht in diesem Bereich der Pumpenmenge.

Bei steigender Drehzahl baut sich dann in der Düsenleitung ein Druck auf, der den Steuerschieber des fliehkraftgesteuerten Beschleunigungsschutzes (s. Abs. B 12.2) gegen die Kraft der Muffenfeder verschiebt. Dabei beginnen sich die Absteuerbohrungen des Beschleunigungsschutzes zu öffnen, wodurch der Druck in der Düsenleitung abgesenkt und die Einspritzmenge herabgesetzt wird (Bereich a - a' im Reglerkennfeld). Diese Phase dauert so lange, bis die Kraft der Fliehkraft der Druckkraft am Steuerschieber das Gleichgewicht hält und die beiden Muffenhülsen anliegen, d. h. die Muffenfeder unwirksam wird (Punkt a' der \dot{V}_{\max} -Linie).

Von diesem Punkt an verläuft die \dot{V}_{\max} -Linie nach der Beziehung $\dot{V} \hat{=} n$ (siehe Abs. B. 12.2). Dabei wird der zwischen der Pumpenlinie und \dot{V}_{\max} -Linie anfallende Kraftstoff vom Beschleunigungsschutz weggesteuert.

Wenn nun (in Punkt b im Reglerkennfeld) die eingestellte Drehzahl 3000 min^{-1} ($\hat{=} 50000 \text{ min}^{-1}$ an der Turbine) erreicht ist, dann überwiegt die Kraft der Fliehgewichte und verschließt die Absteuerbohrungen des Beschleunigungsschutzes. Bei voller Belastung der Turbine stellt sich dabei ein Druck von ca. 40 bar in der Düsenleitung ein. Der Düsendurchsatz beläuft sich dann auf ca. 80 l/h.

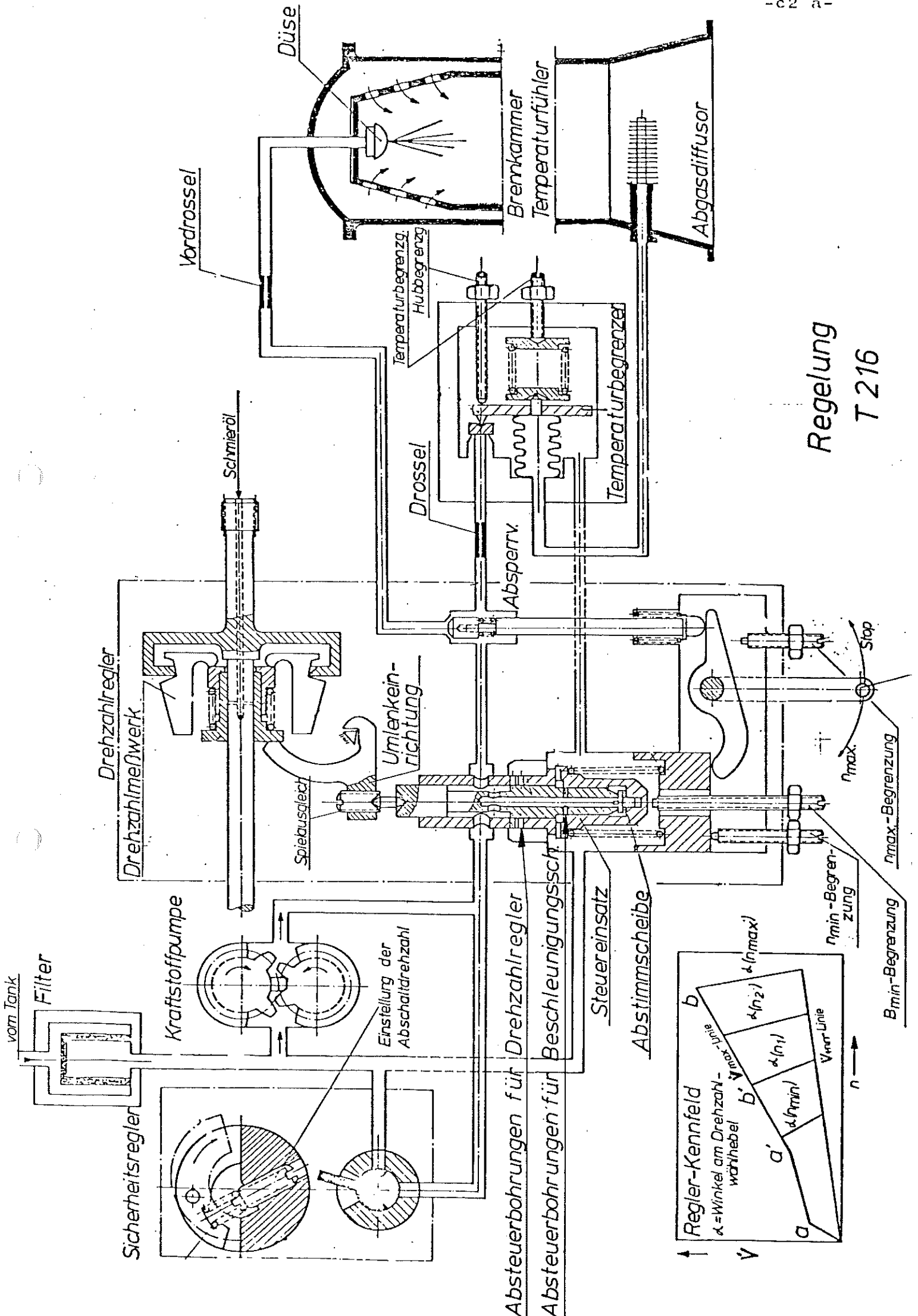
Steigt nun die Drehzahl weiter an, dann wird der Steuerschieber von der Fliehgewichtskraft gegen die Wählfeder verschoben. Dabei öffnen sich nacheinander die Absteuerbohrungen des Drehzahlreglers, wodurch der Kraftstoffdruck im System abgesenkt und die Einspritzmenge herabgesetzt wird, bis die eingestellte Drehzahl wieder erreicht ist.

Dieser Vorgang spielt sich bei der Entlastung der Turbine ab, weil in diesem Zustand ein Oberangebot an Kraftstoff auftritt, welches die Steigerung der Drehzahl bewirkt. Durch die Auslegung der Regelfeder zeigt der Drehzahlregler ein proportionales Verhalten (s. Abs. B. 4), wobei sich bei völligem Lastabwurf im sog. hohen Leerlauf eine Drehzahl von 3060 min^{-1} bis 3100 min^{-1} einstellt.

Der Vorgang verläuft umgekehrt bei Belastung der Turbine.

Durch entsprechende Vorspannung der Drehzahlwählfeder lassen sich in gewissen Grenzen niedrigere Absteuerdrehzahlen einstellen, wobei $n_{\min} \sim 1200 \text{ min}^{-1}$ für das vorliegende Gerät möglich ist. Bei dieser Drehzahl steigert sich bei völligem Lastabwurf die Drehzahl auf 1500 min^{-1} bis 1650 min^{-1} .

Man sieht daran, daß im unteren Drehzahlbereich der Drehzahlanstieg bzw. die Proportionalität wesentlich höher ist als im Nenn-Drehzahlbereich.



Regelung
T 216

Zum Abstellen der Turbine dient ein Absperrventil, welches in die Düsenleitung geschaltet ist und den Kraftstoffzufluß zur Düse sperrt.

Mit einer Vordrossel, die ebenfalls in die Leitung zur Düse eingebaut ist, läßt sich der Düsendruck und damit auch der Düsendurchsatz an die Bedarfsverhältnisse der Turbine anpassen.

Die Bewegung des Federtellers für die Drehzahlwählfeder wird durch die n_{\min} - und n_{\max} -Begrenzungsschrauben in den Endlagen fixiert. Eine B_{\min} -Begrenzungsschraube schränkt den Hub des Steuerschiebers ein, so daß nur eine maximal begrenzte Kraftstoffmenge abgesteuert werden kann. Hierdurch wird die \dot{V}_{\min} -Linie aufrechterhalten und ein Verlöschen der Brennkammer verhindert.

Parallelgeschaltet zum Drehzahlregler ist bei diesem System noch ein Temperaturbegrenzer angeordnet, der bei Temperaturen im Abgasdiffusor über 645°C einen Bypass öffnet und damit den Kraftstoffdruck und den Kraftstoffdurchsatz absenkt (s. Abs. B 17). Eine vorgeschaltete Drossel verhindert dabei einen zu plötzlichen Druckabfall und ein Verlöschen der Brennkammer.

Ein Sicherheitsregler in Form eines astatisch wirkenden Schnellschlusses schließt die Düsenleitung bei unzulässig hoher Drehzahl kurz und stellt damit die Turbine ab (s. Abs. B 18). Die Ansprechdrehzahlen liegen im vorliegenden Fall zwischen 3250 und 3550 min^{-1} . Die Regelung wiegt $4,7 \text{ kg}$.

2. Die Regelung T 216 für Gasbetrieb

1964 wurde für den Gasbetrieb der T 216 eine Zusatzregelung entwickelt.

Bei dieser Konzeption nutzt man den Düsendruck der bestehenden T 216-Regelung dazu, um damit ein Gas-Zumeßventil zu steuern. Es handelt sich dabei um ein Schieberventil, welches nacheinander Steuerbohrungen öffnet, die dem vorgege-

benen Steuergesetz entsprechen und die erforderliche Gasmenge zur Brennkammer bestimmen.

Die Betätigung des Steuerschiebers erfolgt dabei mit dem Düsendruck der T 216-Regelung über einen Stellbalg gegen eine Einstellfeder, was bedeutet, daß der Hub des Schiebers dem Düsendruck proportional ist.

Während das normale Kraftstoffsystem in der Kette

Tank - Regelung - Düse - Brennkammer

abläuft, arbeitet das vorgenannte Gasregelsystem in einem Kreislauf

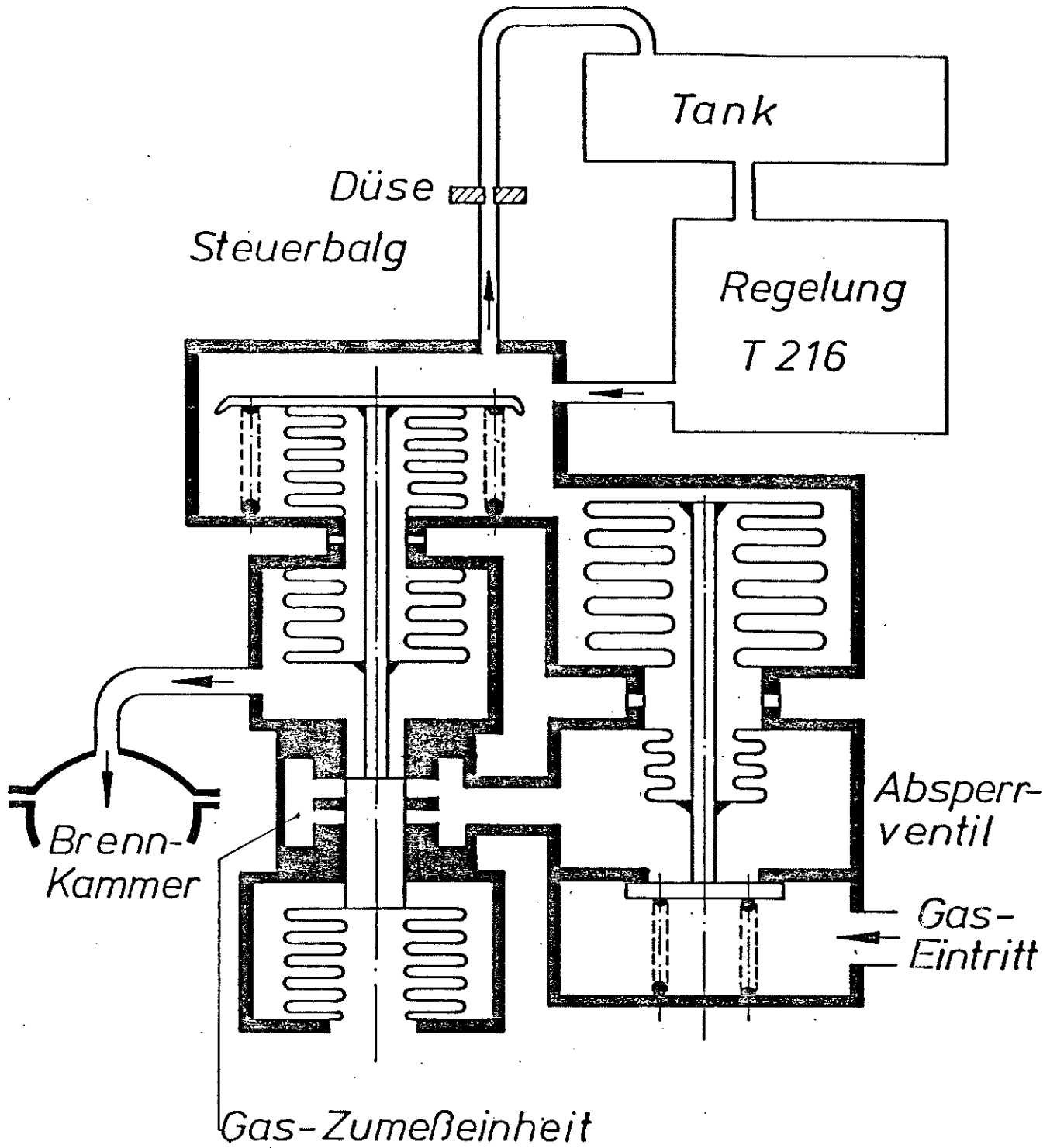
Tank - Regelung - Gasregelventil - Düse -
Tank.

Das bedeutet, daß der Kraftstoff nur zum Erzeugen eines Regeldruckes entsprechend dem Düsendruck genutzt und dann wieder in den Tank zurückbefördert wird, wo er erneut dem Kreislauf zufließt.

Dieser Regeldruck hat somit die gleiche Charakteristik wie der Einspritzdruck der flüssigkeitsbetriebenen Turbine. Die bei der Flüssigkeitsregelung notwendige Einspritzdüse zur Brennkammer wird beim Gasregler durch eine Blende gleicher Charakteristik ersetzt, die dann am Ausgang des Steuerbalgsystems zum Tank angeordnet ist.

Der Zufluß zum Gas-Zumeßventil wird noch von einem hydraulisch gesteuerten Absperrventil unterbunden, wenn der Regeldruck für das Zumeßventil einen bestimmten Wert unterschreitet. Bei stehender Turbine ist damit die Gaszufuhr zum Zumeßventil abgestellt. Dies ist erforderlich, weil das Zumeßventil als Schieberventil keine absolute Gasdichtheit erlaubt und ohne Absperrventil bei stehender Turbine laufend Gas durch Brennkammer und Turbine ins Freie gelangen kann.

Die Gasräume sind beim Absperrventil und beim Zumeßventil an den beweglichen Teilen mit Metallfalgenbälgen abgedichtet.



Zusatzregelung
für Gasbetrieb

3. Die Regelung T 112

Diese Regelung wurde von KHD zwischen 1966 und 1971 für die Kleingasturbine T 112 entwickelt. Dieses Triebwerk leistet bei einer Drehzahl von 64000 min^{-1} 104,5 kW und war als Hilfsgasturbine (APU) für das Flugzeug VAK 191 konzipiert worden.

Bei der Regelung handelt es sich um einen PI-Regler mit der Kraftstoffzumeßeinrichtung, wobei dieser Regler als eigene Komponente von der Kraftstoffpumpe mit Drehzahlmeßwerk und Sicherheitsregler getrennt angeordnet ist.

Die Kraftstoffpumpe ist eine Zahnradpumpe, welche bei einer Drehzahl von 6000 min^{-1} ($\cong 64000 \text{ min}^{-1}$ bei Turbine) im Auslegungspunkt etwa 500 l/h fördert.

Ein als Kugelventil ausgebildetes Sicherheitsventil schützt die Pumpe und die gesamte Regelanlage vor einem unzulässig hohen Pumpendruck.

Das an die Pumpenwelle gekoppelte Drehzahlmeßwerk hat die Aufgabe, über ein Zwei-Blenden-System eine von der Drehzahl abhängige Druckdifferenz $P_n^* = P_n - P_{zul}$ zu erzeugen, welche dem getrennt angeordneten Regler als Drehzahlsignal dient. Die Fliehgewichte geben dabei eine drehzahlabhängige Kraft auf den Steuerschieber, wobei eine gleichgroße Gegenkraft durch den auf die Steuerschieberfläche wirkenden Druck P_n^* das System im Gleichgewicht hält. Der Steuerschieber ist mit Steuerbohrungen (1) versehen, die im Zweiblendensystem als Ablaufblende dienen und von der Wirkung der Fliehgewichte mehr oder weniger geschlossen werden. Steigt beispielsweise P_n^* über den von der Drehzahl bestimmten Wert an, dann öffnet sich durch die Kraftwirkung dieses Druckes entsprechend die Ablaufblende (1) und bewirkt, daß der Druck P_n^* wieder auf seinen, der Drehzahl zugeordneten Wert zurückfällt.

Verbunden mit diesem Drehzahlsignalgeber ist dabei noch ein Sicherheitsregler, der bei Ausfall des Hauptreglers - hydraulisch und mechanisch gesteuert - als Hilfsregler weiterarbeitet.

In diesem Fall verschiebt der steigende Druck P_n^* den Kolben (2) des Sicherheitsreglers gegen eine Einstellfeder (3) und öffnet bei Erreichen eines an dieser Feder eingestellten Druckes Absteuerbohrungen (4), die einen Bypass zwischen P_p = Pumpendruck und P_{zul} = Pumpenzulauf freigeben. Der am Sicherheitsregler eingestellte Druck P_n^* liegt in diesem Fall höher als der für den Auslegungspunkt des Hauptreglers vorgesehene Druck P_n^* . Dadurch beginnt auch die Absteuerung im Sicherheitsregler bei einer entsprechend höheren Drehzahl.

Durch den Bypass wird nun der Druck P_p zum Regler derart abgesenkt und damit die Durchsatzmenge zur Brennkammer soweit verringert, bis sich eine Drehzahl einstellt, die dem am Sicherheitsregler eingestellten P_n^* -Wert entspricht.

Bei plötzlichem Bruch der P_n^* -Leitung bzw. eines im Regler angeordneten P_n^* -Balges bricht der Druck P_n^* zusammen. In diesem Fall läßt sich die Drehzahl nicht mehr herunterregeln, die Turbine würde überdrehen. Um dies zu verhindern, verschiebt bei einer entsprechend hohen Drehzahl, die ebenfalls über der Auslegungsdrehzahl des Hauptreglers liegt, die Kraft der Fliehgewichte den Kolben (2) des Sicherheitsreglers mechanisch gegen die Einstellfeder (3) und öffnet dabei die Absteuerbohrungen (4), wodurch der gleiche Abregelvorgang eingeleitet wird, wie er beim hydraulisch betätigten Sicherheitsregler abläuft. In beiden Fällen arbeitet der Sicherheitsregler als P-Regler, während der Hauptregler PI-Verhalten zeigt.

In dem getrennt angeordneten Hauptregler wird ein Kräftegleichgewicht hergestellt zwischen der resultierenden Kraft der Federn (5 und 6) im Drehzahlregler einerseits und der Kraft des P_n^* -beaufschlagten Metallfaltenbalges (7) andererseits.

Der daraus resultierende Weg wird auf den Steuerhebel (8) eines mechanischen Multipliziergliedes (s. Abs. B 13.2) übertragen.

Eine Balggruppe (9) erzeugt über P_2 und P_1 eine Steuerkraft, die auf den Betriebszustand des Triebwerkes reagiert und den Beschleunigungsvorgang steuern soll (s. Abs. B 12.1). Beiden Bälgen sind Vakuumdosen gegengeschaltet, die den Einfluß von Zulaufdruckschwankungen eliminieren. Das mechanische Multiplizierglied erzeugt dann aus der Steuerkraft der Balggruppe (9) mal dem Abstand des Steuerhebels (8) von dem Drehpunkt eines zweiten Hebels am Zumeßorgan ein Drehmoment. Dieses Drehmoment beeinflusst dann im Zumeßorgan die Zumessung des Kraftstoffes. Es wirkt dabei auf eine prallplattengesteuerte Düse (11), die in einem Zweiblendensystem als Ablaufblende dient und den Kammerdruck (10) zur Steuerung des Zumeßkolbens, der die Zumeßquerschnitte entsprechend freigibt, reguliert.

Das über das Multiplizierglied eingeleitete Drehmoment wird über einen Hebel mit Stelze von einer Feder (12) ausgewogen, die von dem Zumeßkolben entsprechend dem Kammerdruck vorgespannt wird. Steigender Kammerdruck verursacht in diesem System steigenden Kraftstoffdurchsatz und erfordert dafür ein höheres Drehmoment am Prallplattenhebel. Dieses höhere Drehmoment kann durch Steigerung von P_2 oder Entlastung des Steuerbalges im Drehzahlregler, also Absenkung von P_n^* erreicht werden.

Der für das Zweiblendensystem erforderliche Servodruck wird durch ein Druckminderventil konstant gehalten (s. Abs. B 16.3).

Ein Differenzdruckregler (s. Abs. B 10.2) sorgt für eine konstante Druckdifferenz zwischen Pumpendruck P_p und Druck P_{VD} des zugemessenen Kraftstoffes, indem er die überschüssige Pumpenmenge absteuert. Der Differenzdruckregler bewirkt, daß die zugemessene Kraftstoffmenge vom Gegendruck der Brennkammer unabhängig wird und bei jeder Stellung des Zumeßkolbens reproduzierbar der gleiche Durchsatzwert zustandekommt. Hieraus resultiert auch eine lineare Abhängigkeit der zugemessenen Kraftstoffmenge von dem am Zumeßorgan eingeleiteten Drehmoment.

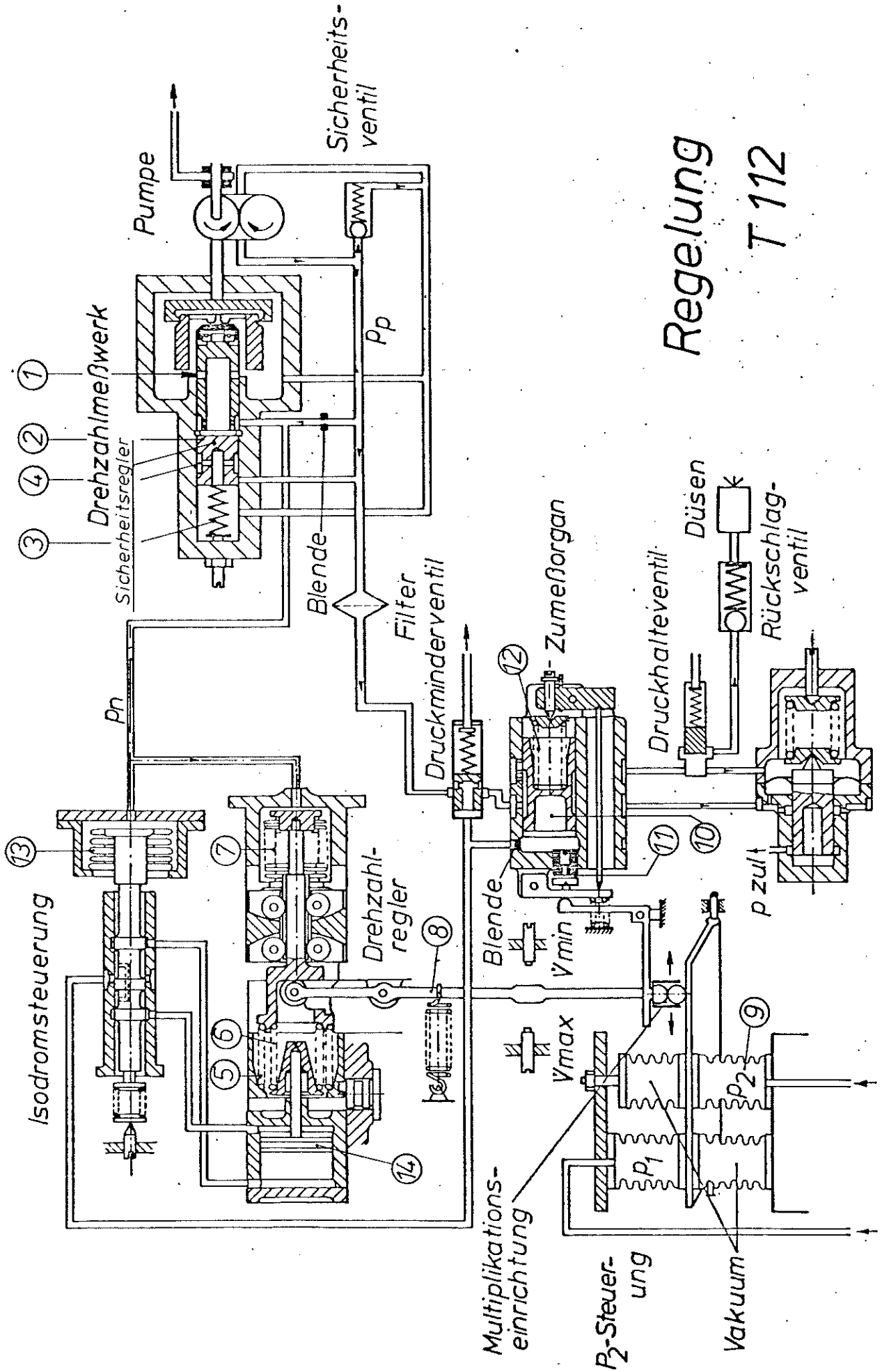
Ein Druckhalteventil (s. Abs. B 16.2) sorgt dafür, daß bei niedriger Drehzahl und kleinem Kraftstoffzufluß ein ausreichend hoher Pumpendruck zum Versorgen des Servosystems angestaut wird.

Bei fest eingestellter Vorspannung der Federn (5 und 6) des Drehzahlreglers würde der Regler als reiner P-Regler arbeiten. Eine Isodromsteuerung (s. Abs. B 14) sorgt dafür, daß die P-Abweichung wieder aufgehoben und die Auslegungsdrehzahl eingehalten wird.

Der über den Sollwert hinausgehende Druck P_n^* verschiebt bei diesem Regelvorgang über einen Balg (13) einen Steuerschieber, der dabei 2 Kanäle zu einem Steuerzylinder freigibt. Hierdurch fließt auf der einen Seite dieses Zylinders Servokraftstoff vor einen Kolben (14), der durch die damit eingeleitete Bewegung die kleine Feder (6) des Drehzahlreglers etwas entspannt. Auf der anderen Seite des Steuerzylinders kann der verdrängte Kraftstoff durch den zweiten Kanal abfließen. Durch den Abbau der Federvorspannung bewirkt der P_n^* -Druck am Drehzahlreglerbalg (7) eine Bewegung am Hebel (8) zum Multiplikationsglied und leitet damit eine Verringerung des Kraftstoffdurchsatzes ein. Dadurch wird die Drehzahl der Turbine soweit gesenkt, bis sich die ursprüngliche Auslegungsdrehzahl wieder eingestellt hat. In diesem Auslegungspunkt sind nämlich die Kanäle der Isodromsteuerung zu. Bei Absinken des Druckes P_n^* verläuft der Vorgang umgekehrt.

Da die Isodromsteuerung integrales Verhalten zeigt - weil der zeitliche Ablauf von der Größe des Stellhubes am Isodromschieber abhängt - wird durch den Einbau der Isodromsteuerung der Regler zum PI-Regler. Sein P-Bereich ist damit Null.

Das Gewicht des Reglers ist 1,8 kg, das der Pumpe 1,1 kg. Der Anwendungsbereich geht in eine Flughöhe bis 11 km, Flugmachzahl 0 + 1.



Regelung T 112

Differenzdruckregler

Die Kraftstoffzulauf­temperatur kann zwischen $- 40^{\circ}\text{C}$ und $+ 72^{\circ}\text{C}$ liegen.

Der Regler und die Pumpe bestanden die zur Flight-Clearance erforderlichen Prüfungen.

4. Die Regelungen der T 312

4.1 Die Regelung I

Diese Regelung wurde 1971 für das Kleintriebwerk T 312 zum Antrieb der Hilfssysteme im Flugzeug Tornado konzipiert. Die T 312 hat bei $n = 64000 \text{ min}^{-1}$ eine Leistung von 102 kW, kurzzeitig auch bis 114 kW.

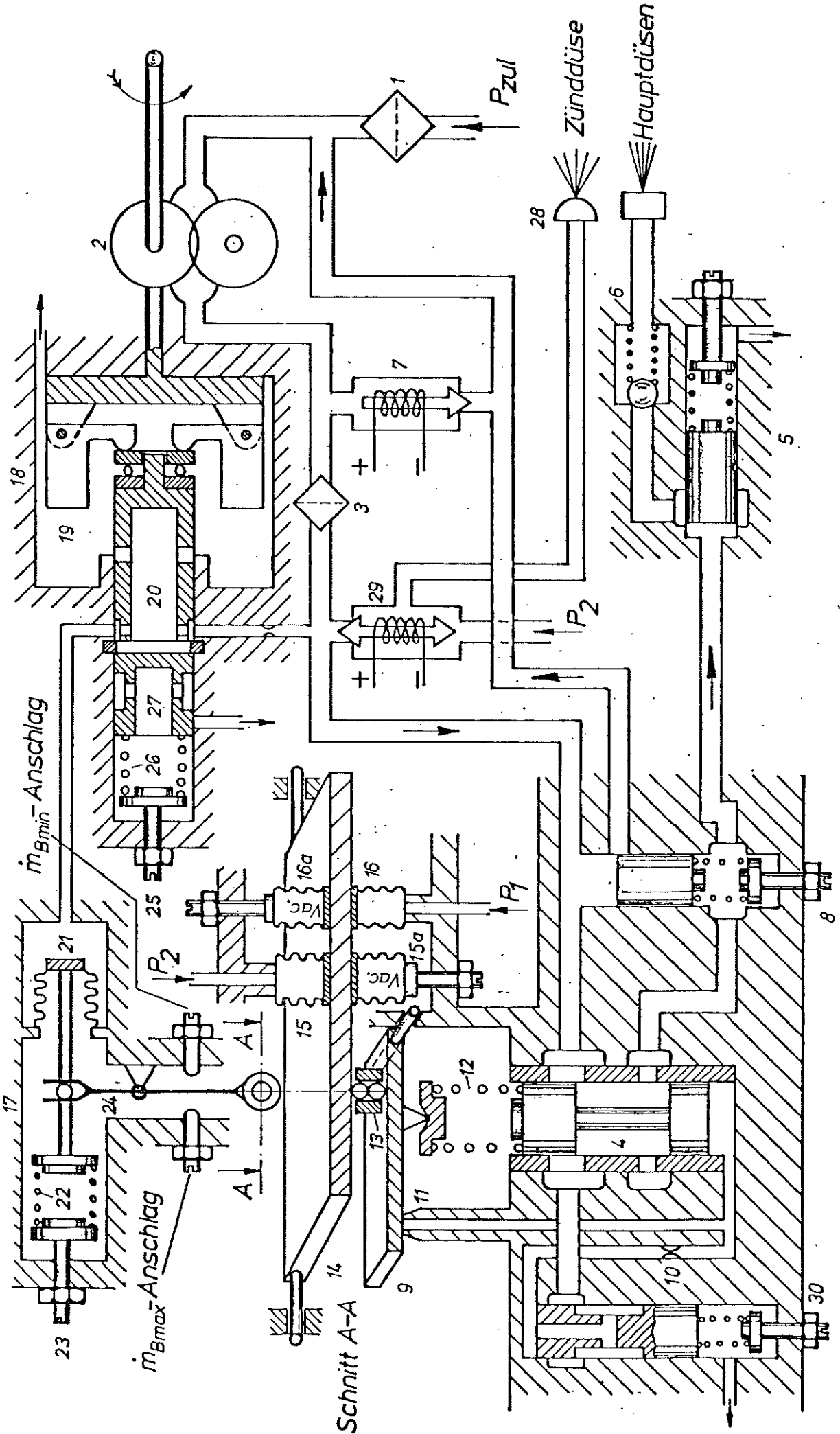
Da das Triebwerk T 312 aus der T 112 abgeleitet wurde, hat man auch bei der Regelung T 312 auf die gleichen Bauelemente der Regelung T 112 zurückgegriffen und dabei auch nahezu das gleiche System weiterverwendet. Lediglich auf die Isodromsteuerung konnte verzichtet werden, weil bei der T 312 die Forderungen an die Drehzahlkonstanz nicht so hoch sind wie bei der T 112.

Die Komponente "Pumpe mit Sicherheitsregler und Drehzahlmeßwerk" ist bei diesem System praktisch die gleiche wie bei der T 112.

Bei der Komponente "Regler" wurde dagegen die Isodromeinrichtung mit Steuerkolben und der Zusatzfeder weggelassen. Damit entfällt bei diesem Regler die Drehzahl-Rückführung, und der Regler arbeitet als einfacher P-Regler - also mit bleibendem P-Bereich.

Auch am Zümeßorgan wurde die Gegenfeder so angeordnet, daß die bei der T 112 gebräuchliche Stelze mit Umlenkhebel - eine Störquelle - entfallen konnte, ohne daß dabei das Funktionsprinzip geändert werden müßte.

Ansonsten sind alle anderen Organe und Elemente und auch deren Funktionen die gleichen geblieben wie bei der Regelung T 112, so daß - abgesehen von der Isodromsteuerung - der gesamte Funktionsablauf der gleiche ist wie bei der Regelung T 11



Schema des Kraftstoffsystems der T312



Das Gewicht des Reglers beträgt 1,6 kg, das der Pumpe 1,1 kg. Er ist für eine Flughöhe von 3000 m ausgelegt und erlaubt Kraftstoffzulauf-Temperaturen zwischen -40°C und $+70^{\circ}\text{C}$. Sein P-Bereich beträgt 5 %.

Die Regelung bestand alle Prüfungen zum Preliminary Qualification Test und auch wesentliche Prüfungen zum Final-Qualification-Test.

4.2 Die Regelung II

Diese wurde 1972 als Ersatz für die bisherige Regelung I konzipiert. Der Grund dazu war eine Vereinfachung des Systems, verbunden mit Festigungs- und Gewichtserleichterungen. Während die bisherige Regelung I keine Austauschbarkeit im Flugzeug zuließ, ist diese Möglichkeit bei der Regelung II gegeben. Die Hauptentwicklungszeit für diese Regelung liegt zwischen 1974 und 1979. Auch an dieser Regelung ist die Kraftstoffpumpe mit Drehzahlmeßwerk und Sicherheitsregler wieder eine eigene Komponente.

Die Kraftstoffpumpe ist auch hier eine Zahnradpumpe, die im Auslegungspunkt bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ ca. 500 l/h fördert. Zum Schutz vor Überlastung ist auch bei ihr ein Überdruckventil angeordnet.

Das an die Pumpe gekoppelte Drehzahlmeßwerk hat auch hier die Aufgabe, eine von der Drehzahl abhängige Druckdifferenz $P_n - P_{\text{zul}} = P_n^*$ zu erzeugen, die dem Kraftstoffregler und dem Sicherheitsregler als Drehzahlsignal dient.

Die Fliehgewichte wirken dabei mit ihrer drehzahlabhängigen Kraft auf einen rotierenden Steuerkolben (S), der in einem Zweiblendensystem die Steuerung der Zulaufblende übernimmt (im Gegensatz zu T 112 und T 312 Regelung I, wo von den Fliehgewichten die Ablaufblende gesteuert wird). Im stationären Zustand steht die Kraft der Fliehgewichte im Gleichgewicht mit der einstellbaren Feder hinter dem Kolben und dem Druck P_n^* auf die Wirkfläche des Kolbens.

P_n^* ist dabei bestimmt durch den gesteuerten freien Querschnitt der Zulaufblende im Kolben (S) und durch je eine Ablaufblende in der Kraftstoffpumpe und dem Kraftstoffregler. Beide Ablaufblenden dienen gleichzeitig als ständige Entlüftungen der P_n -Räume. Bei einem vergrößerten Ablauf aus den P_n -Räumen, z. B. durch Bruch des Balges im Drehzahlregler, kann möglicherweise die Größe der Bohrung der Zulaufblende nicht mehr ausreichen, um das Zweiblen-System intakt zu halten. In diesem Fall übernimmt eine etwa auf Bohrungsmitte liegende, umlaufende Steuerkante am Kolben die Steuerfunktion.

Für den Fall, daß der Hauptregler und ein außerhalb der Regelung angeordneter elektronischer Oberdrehzahlschutz versagen sollten, ist in der Pumpenkomponente noch ein Oberdrehzahlventil als Schnellschlußeinrichtung angeordnet. Dieses Ventil ist so eingestellt, daß es bei dem zu einer festgelegten Oberdrehzahl zugeordneten Druck P_n^* öffnet und damit P_n^* begrenzt. Damit wird bei einer Überschreitung der eingestellten Oberdrehzahl das Kräftegleichgewicht am Kolben (S) des Drehzahlmeßwerkes gestört. Die Fliehgewichte springen dabei in ihre äußere Endlage und der Kolben gibt dadurch den maximalen Zulaufquerschnitt zum P_n -Raum frei. Dadurch strömt soviel Kraftstoff über das Oberdrehzahlventil ab, daß der Pumpendruck zusammenbricht und damit auch P_{VD} .

Das im Regler angeordnete Druckhalteventil sperrt dabei den Kraftstoffzufluß \dot{V}_D zur Düse ab und die Brennkammer erlischt.

Im getrennt angeordneten Regler erfolgt dann die Steuerung und Zumessung des maximalen Kraftstoffdurchsatzes in der Beschleunigungsphase und die Regelung der Drehzahl für den Auslegungspunkt. Die Kräfte der Verdichterdrücke P_2^0 am Austritt und P_1^0 am Eintritt erzeugen dabei an einem Hebel (H) - der wegen seiner Form auch Fahne genannt wird - ein Drehmoment, mit welchem am Zumeßorgan der Kraftstoffdurchsatz gesteuert wird. Zur Ausschaltung des Zulaufdruckeinflusses P_{Zul} ist an dieser Fahne außerdem noch eine Vakuumdose angeordnet. P_2^0 und P_1^0 begrenzen dabei im Zusammenwirken mit den Federn (F_1 und F_2) in der Beschleunigungsphase den Kraftstoffdurchsatz dermaßen, daß die Turbine vor Überhitzung ge-

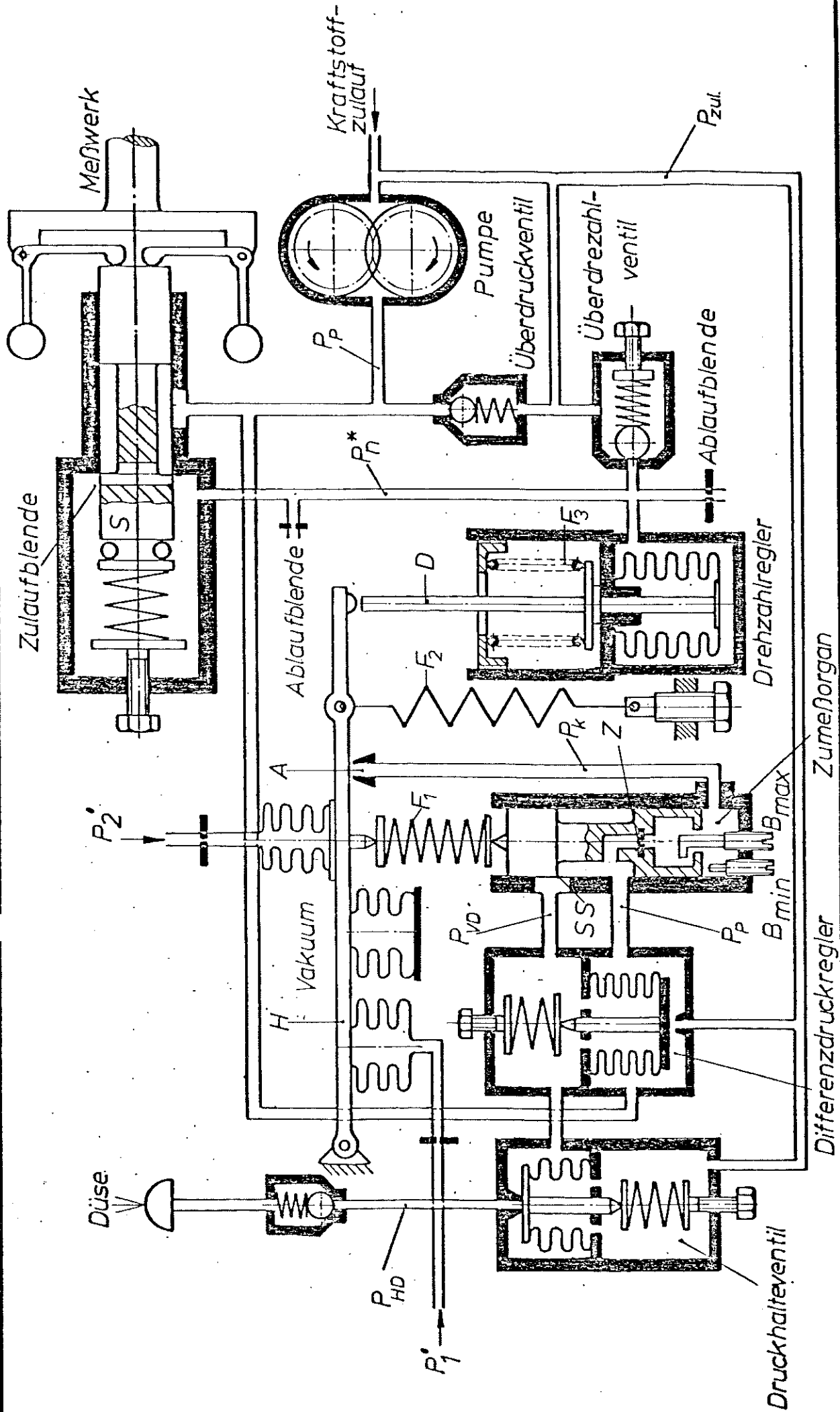
schützt bleibt und Verdichterpumpen vermieden wird.

Auf die Fahne (H) wirkt außerdem noch die Stange (D) des Drehzahlreglers, die über einen Steuerbalg mit der P_n - abhängigen Kraft der Wirkung von P_2^0 entgegenarbeitet. Erst bei Erreichen eines bestimmten P_n^* -Signals wird die Kraft einer im Drehzahlregler angeordneten Druckfeder (F_3) überwunden und die Stange beginnt gegen die Fahne zu drücken. Das Drehmoment an der Fahne bewirkt nun, daß eine an dieser angeordnete Prallplatte die Düsenöffnung der Ablaufblende (A) eines Zweiblendensystems mehr oder weniger öffnet. Dieses Zweiblendensystem befindet sich im Zumeßorgan und wird vom Pumpendruck P_p durch eine Zulaufblende (Z) im Zumeßkolben gespeist.

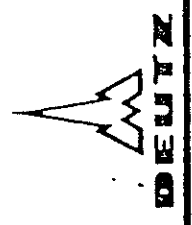
Bei einer Vergrößerung des Fahnenmomentes infolge der Erhöhung des Verdichterdruckes P_2^0 wird der Querschnitt der Ablaufblende (A) durch die Bewegung der Fahne verengt. Dabei baut sich ein höherer Kammerdruck P_K auf, der den Zumeßkolben gegen eine Feder (F_1) verschiebt und dabei den Steuerschlitz (SS) nach P_{VD} entsprechend weiter öffnet. Dadurch gelangt mehr Kraftstoff zur Brennkammer und die Drehzahl steigt. Die von dem Zumeßkolben gespannte Feder (F_1) gleicht dabei das Moment der Fahne wieder aus und sorgt dafür, daß die Ablaufblende (A) des Zweiblendensystems wieder soweit geöffnet wird, daß sich ein den Balgkräften an der Fahne zugeordneter Kraftstoffdurchsatz nach P_{VD} einstellt. Das bedeutet bei steigendem P_2^0 eine Steigerung des Durchsatzes und bei steigendem P_n^* eine Verminderung des Durchsatzes.

Auch diesem Zumeßorgan ist ein Differenzdruckregler (s. Abs. 10.1) beige schaltet. Dieser Δp -Regler wird über einen Balg gesteuert.

Er hat die Aufgabe, die Druckdifferenz $P_p - P_{VD}$ konstant zu halten und steuert dabei die überschüssige Pumpenmenge ab. Bei diesem Differenzdruckregler wird außerdem die Einstellfeder, abhängig von der Temperatur im Regler, durch ein Paket von Bimetallfederscheiben in ihrer Kraft so gesteuert, daß Änderungen in der Dichte des Kraftstoffes ohne nennenswerten Einfluß auf den Kraftstoffdurchsatz \dot{V}_D sind.



Schema der Regelung II-T 312



Das Druckhalteventil - ebenfalls balggesteuert - (s. Abs. B 16.2) hat die Aufgabe, den Druck im Regler so anzustauen, daß dieser zur Erzeugung des Signales P_n^* und des Kammerdruckes $P_K^* = P_K - P_{Zu1}$ ausreicht. Beim Abstellen der Turbine dient außerdem das Druckhalteventil als Rückschlagventil und Sperrorgan zwischen Regler und Brennkammer.

Die Regelung ist ausgelegt für eine Flughöhe bis 3000 m. Die Kraftstoffzulauftemperatur kann zwischen $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ betragen.

Der P-Bereich beträgt ca. 5 %.

Das Gewicht des Reglers ist 1,1 kg, das der Pumpe 1,03 kg. Der Regler enthält insgesamt 301 Teile, davon sind 66 Einzelteile als Fertigungsteile, 94 Normteile und 141 Fremdteile, die von auswärts bezogen werden.

Die Pumpe hat 70 Fertigungsteile, 52 Normteile und 51 Fremdteile.

Die Regelung T 114

Diese Regelung wurde 1973 als Einfachregelung für Kleingasturbinen zwischen 15 und 60 kW Leistung konzipiert. Sie wurde 1974 gebaut und zum Teil auch als Komponente erprobt.

Die in der Regelung integrierte Kraftstoffpumpe ist eine Zahnradpumpe, welche im Auslegungspunkt bei $n = 6000\text{ min}^{-1}$ etwa 200 l/h fördert. Auch hier ist zum Schutze der Pumpe und des Reglers ein Überdruckventil angeordnet.

In diesem System wirken die Fliehgewichte über eine Pinole (P) mit Schleppeinrichtung direkt auf den rotierenden Steuerschieber (S) - rotierend zur Ausschaltung der ruhenden Reibung - des Zumeßorgans. Die Fliehkraft wird dabei durch eine einstellbare Drehzahlwählfeder ausgewogen.

Ein Hebel, der über einen P_2 -Balg gesteuert wird, sorgt dafür, daß in der Hochfahrphase die Kraftstoffzuteilung in Abhängigkeit vom Verdichterdruck P_2 verläuft. Dies ist erforderlich, damit die Turbine nur soviel Kraftstoff bekommt, wie sie zum Beschleunigen benötigt, ohne dabei in die Pumpgrenze zu geraten und ohne zu überhitzen.

Auch hier ist dem P_2 -Balg zur Ausschaltung des Umgebungsdrukkeinflusses ein Vakuumbalg gegengeschaltet.

Ist nach der Beschleunigungsphase der Betriebspunkt erreicht, bei welchem die Drehzahlregelung einsetzt, dann hat die Pinole bereits gegen die Drehzahlwählfeder (F1) einen Hub zurückgelegt und bewirkt nun im Anschlag am Zumeßkolben eine Verschiebung derselben in Richtung "zu". Die damit verbundene Verkleinerung des Zumeßquerschnittes bewirkt eine Verminderung der Durchsatzmenge und damit ein Absenken der Drehzahl.

Auch hier ist dem Zumeßorgan ein Differenzdruckregler beigeschaltet, um die zugemessene Kraftstoffmenge vom Brennkammer-Gegendruck unabhängig zu machen. Außerdem läßt sich durch Veränderung der Druckdifferenz zwischen P_p und P_D die Kraftstoffkennlinie des Zumeßorganes schwenken.

Auf die Anordnung eines Druckhalteventiles konnte bei diesem Konzept verzichtet werden, weil dieses System keine Hilfsysteme hat, die einen angestauten Kraftstoffdruck erfordern.

Zum Abstellen der Turbine ist vor den Düsen noch ein Absperrorgan angebracht.

Sollten Störungen im Regelsystem ein ordentliches Abregeln der Drehzahl verhindern, dann sorgt ein astatisch wirkender Schnellschluß - wie bei der Regelung T 216 - für einen Kurzschluß zwischen Pumpendruck P_p und Zulaufdruck P_{zu} , wenn eine am Schnellschluß einzustellende Oberdrehzahl überschritten wird. Dadurch bricht der Düsendruck zusammen und die Brennkammer erlischt.

Die Regelung hat ein Gewicht von ca. 2,1 kg und einen P-Bereich von 3 %. Die Drehzahl läßt sich zwischen 1500 min^{-1} bis 6900 min^{-1} (50 bis 115 %) wählen.

Beschleunigungsschutz

\dot{V} -Start

B_2 -Verstellung

P_2

B_2 -Baig

Zwischenfeder Drehzahlfeder

\dot{V} -max

F_1

n -max

n -min

n -Wählhebel

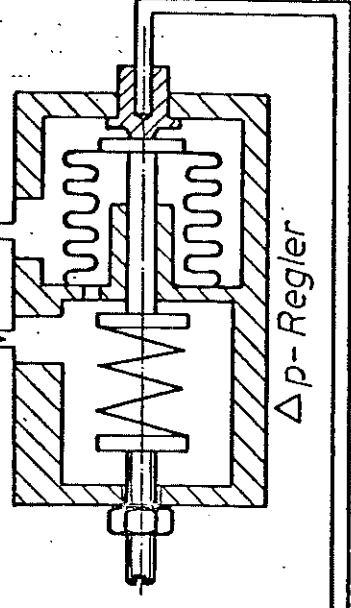
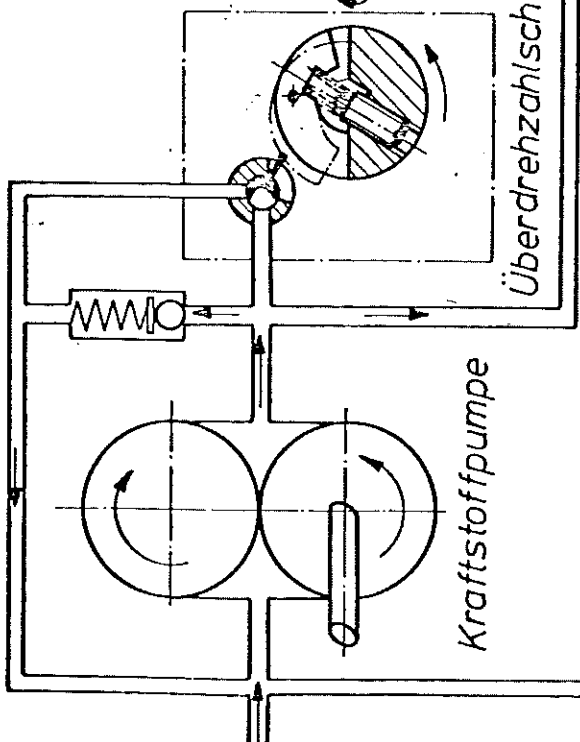
Drehzahlmeßwerk

Vakuumdose
Zumeßorgan

P

S

Δp -Regler



Schema der Regelung T114



Die Regelung T 117

Die Entwicklung dieser Regelung fällt in die Jahre 1976 bis 1979.

Das im Schema dargestellte Regelsystem wurde für ein Kleinstrahltriebwerk für den Drohnenantrieb entwickelt. Dieses Triebwerk liefert bei $n = 50\ 250\ \text{min}^{-1}$ einen Schub von ca. 1100 N.

Das Regelsystem hat dabei die Aufgabe, eine zwischen 80 % und 100 % einstellbare Drehzahl in einem kleinen Proportionalbereich konstant zu halten. Außerdem soll es in der Startphase die Kraftstoffmenge derart begrenzen, daß eine Überhitzung des Triebwerks, sowie ein Pumpen des Verdichters vermieden wird.

Die in der Regelung integrierte Kraftstoffpumpe ist als Zahnradpumpe mit einem Räderpaar aufgebaut und liefert einen etwa der Drehzahl proportionalen Kraftstoffdurchsatz, der im Auslegungspunkt bei $9000\ \text{min}^{-1}$ ca. $500\ \text{dm}^3/\text{h}$ beträgt. Sie hat zum Schutz vor Überlastung bei Störungen im Regelsystem ein Überdruckventil.

Zwischen Pumpenausgang und Eintritt zum Regler ist ein Filter mit 0,025 mm Maschenweite angeordnet.

Das Zumeßorgan dieser Regelung besteht aus einer festen Buchse mit einem Steuerschlitz, in welcher sich ein Steuerkolben bewegt, dessen umlaufende Steuerkante je nach Stellung einen Teil des Steuerschlitzes freigibt.

An der einen Seite des Steuerkolbens ist ein Federbalg befestigt, welcher auf der Balgaußenseite mit dem Signaldruck P_n^* und auf der Balginnenseite mit dem Verdichterenddruck P_2 beaufschlagt wird. Dieser Signaldruck P_n^* ist einerseits von der Drehzahl und andererseits von der Vorspannung der Drehzahlfeder (F_D) abhängig. Er wird mit einem Zwei-Blenden-System erzeugt, welches über das Drehzahlmeßwerk gesteuert wird.

Für dieses System liefert ein Druckminderventil einen reduzierten Pumpendruck von 12 bar an die feste Zulaufblende (Bl 2). Das Drehzahlmeßwerk bewirkt bei Veränderung der Drehzahl eine geringe Verschiebung des von ihm betätigten Steuerkolbens, mit einer entsprechenden Änderung der Spannung an der Drehzahlfeder (F_D). Damit verbunden ist eine Veränderung des in diesem Steuerkolben befindlichen Querschnittes der Ablaufblende. Hierdurch wird im Zwei-Blenden-System ein von der Drehzahl und von der Vorspannung der Drehzahlfeder (F_D) abhängiger Signaldruck P_n erzeugt. Die Drehzahleinstellung erfolgt dabei über die Drehzahlfeder, welche über einen Umlenkhebel gemeinsam mit der Kraftwirkung durch den Signaldruck $P_n^* = P_n - P_{Zul}$ auf den Meßwerkkolben, der der Fliehgewichtskraft das Gleichgewicht hält. Ein Anstieg der Drehzahl einerseits oder eine Entspannung der Drehzahlfeder andererseits führt zum Anstieg des Signaldruckes P_n^* , was beim Zumeßorgan eine Verschiebung des Steuerschiebers in Richtung "zu" bewirkt und zu einer verminderten Kraftstoffeinspritzung und damit zur Reduzierung der Drehzahl führt.

Der auf der Innenseite des im Zumeßorgan angeordneten Balges wirkende Verdichterenddruck P_2 verschiebt den Steuerkolben in Richtung "auf". Bei Zunahme des Druckes P_2 erfolgt somit eine Erhöhung der maximal möglichen Kraftstoffmenge. Damit wird im gesamten Drehzahlbereich die maximale Kraftstoffmenge in Abhängigkeit vom Verdichterenddruck gesteuert, wodurch unzulässige Überhitzung der Turbine sowie das Überschreiten der Pumpgrenze des Verdichters verhindert werden.

Vor Eintritt in diesen Federbalg ist eine Blende (Bl 1) in die P_2 -Leitung eingebaut. Sie soll bei Balgbruch den Eintritt unzulässiger Kraftstoffmengen in die Brennkammer verhindern und damit das Triebwerk vor unkontrollierter Kraftstoffzufuhr schützen.

Auf der anderen Seite des Steuerschiebers der Zumeßeinheit ist eine Vakuumdose (V) angeordnet. Diese hat den gleichen Wirkquerschnitt wie der auf der anderen Seite angeordnete Federbalg für P_2 .

Durch diese Anordnung werden Schwankungen im Zulaufdruck für das Regelverhalten unwirksam gemacht. Die Federcharakteristiken der beiden Bälge am Zumeßorgan sowie die Federrate einer in der Vakuumdose angeordneten Druckfeder bilden zusammen eine Federcharakteristik, welche für den Funktionsverlauf der Einspritzmenge bestimmend ist. Die für den Auslegungspunkt bestimmte Kraftstoffmenge kann mit einer Schraube an der Vakuumdose eingestellt werden. Ein Anschlag für B_{\min} begrenzt die minimale Kraftstoffmenge.

Der Differenzdruckregler hat dabei die Aufgabe, die Druckdifferenz am Zumeßquerschnitt der Zumeßeinheit konstant zu halten, indem er die überschüssige Pumpenmenge zum Pumpeneintritt hin absteuert. Die Größe der Druckdifferenz ist an einer Einstellschraube einstellbar. Durch den Differenzdruckregler wird erreicht, daß die zugemessene Kraftstoffmenge unabhängig vom Druck an den Einspritzdüsen der Brennkammer wird. Außerdem läßt sich durch die Änderung der Druckdifferenz die Kraftstoffkennlinie der Zumeßeinheit schwenken. Diese Kennlinie ist, durch eine entsprechende Ausbildung der Schlitzbreite über dem Hub des Kolbens, der Triebwerkscharakteristik angepaßt.

Das Druckminderventil reduziert den Pumpendruck auf ca. 12 bar und liefert den Steuerkraftstoff für das Zwei-Blenden-System, welches über P_n^* die Zumeßeinheit steuert, sowie für ein Prallplattensystem im Drehzahlgeber, welches die Einstellung der Solldrehzahl besorgt. Wegen der Schmutzempfindlichkeit der Blende (Bl 2) zum P_n -System ist dem Druckminderventil ein Sieb mit 0,04 mm Maschenweite vorgeschaltet.

Die Einstellung des Drehzahlsollwertes erfolgt elektro-hydraulisch mit einem durch Kammerdruck PK beaufschlagten Kolben (K). Dieser Kammerdruck wird in einem Prallplattensystem erzeugt, welches von P_s gespeist und von einem Sollwertgeber (S) gesteuert wird. Im stationären Zustand steht das elektrisch erzeugte Drehmoment am Sollwertgeber im Gleichgewicht mit dem Biegemoment an der Rückführfeder (Biegefeder) (R). Der Kugelkopf der Rückführfeder liegt dabei in der kegeligen Bohrung des Kolbens (K) an. Kammerdruck einerseits sowie

Kraftstoffzulaufdruck plus Kräfte der Drehzahlfeder (F_D) und einer Zusatzfeder (F_2) andererseits halten diesen Kolben im Gleichgewicht. Wird mit Hilfe des Sollwertgebers durch Einleitung eines größeren Drehmomentes die Rückführfeder (R) weiter vorgespannt, so wird damit auch gleichzeitig der Austrittsquerschnitt der Zulaufdüse des Prallplattensystems verkleinert und der Querschnitt an der Ablaufdüse entsprechend vergrößert. Die Folge ist ein entsprechender Abfall des Kammerdruckes und damit auch gleichzeitig eine Verschiebung des Kolbens (K) mit gleichzeitiger Entlastung der Drehzahl- und Zusatzfeder. Bei dieser Verschiebung wird durch die Neigung der Kegelbohrung das Biegemoment an der Rückführfeder solange erhöht, bis sich ein neuer Gleichgewichtszustand einstellt. Durch die Entlastung der Drehzahlfeder wird dann eine Verringerung der Solldrehzahl hervorgerufen. Der Vorgang verläuft umgekehrt, wenn die Solldrehzahl angehoben werden soll. Mit einer Anschlagsschraube für n_{\max} wird die maximale Drehzahl begrenzt. Ein Sieb mit 0,04 mm Maschenweite schützt die Düsen des Prallplattensystems.

Das Differenzdruckventil, welches als Rückschlagventil ausgebildet ist, hat folgende Aufgaben:

- a. Sperrung des Kraftstoffzulaufes zur Brennkammer bei abgestelltem Triebwerk.
- b. Erzeugung einer Druckstufe in Verbindung mit dem Differenzdruckregler, damit bei kleinem Kraftstoffzufluß (niedriger Drehzahl) ein ausreichend hoher Pumpendruck zum Versorgen des Servosystems bzw. des Zweiblendensystems zur Verfügung steht.

Das Zündkraftstoffventil ist als pneumatisch betätigtes Dreiwegeventil in der Regelung integriert.

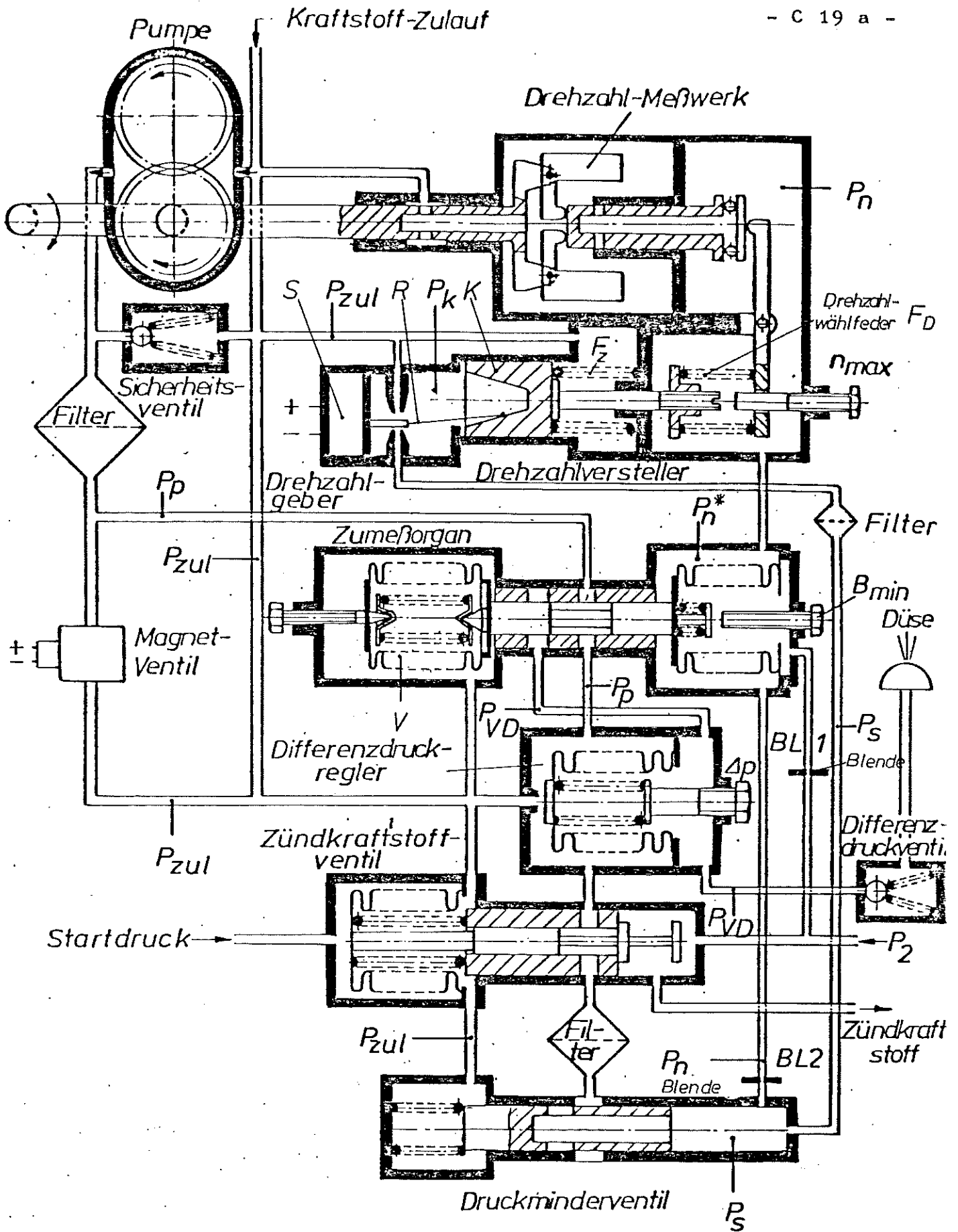
In der Startphase wird der Federbalg dieses Ventils mit Startluft, welche für das Anlassen der Turbine benötigt wird, beaufschlagt. Dabei wird einerseits ein Ventil zwischen Pumpendruckseite und der Leitung zur Zünddüse geöffnet, andererseits ein Ventil zwischen P_2 -Leitung und der Leitung zur

Zünddüse geschlossen. Bei Betätigung dieses Ventils gelangt somit Pumpendruck in die Leitung zur Zünddüse. Nach Abschluß des Startvorganges, also bei Abstellung der Startluft, schließt das Ventil den Kraftstoffzulauf zur Zünddüse. Dabei wird das Ventil zwischen der P_2 -Leitung und der Leitung zur Zünddüse geöffnet. Hierdurch strömt Verdichterluft zur Zünddüse und verhindert während des Betriebes ein Verkoken der Düse.

Das Hauptkraftstoffventil ist ein Magnetventil (stromlos offen), welches an der Regelung angeflanscht ist. Es wird zum Abstellen des Triebwerkes geöffnet und stellt dann eine direkte Verbindung zwischen Pumpendruckseite und Kraftstoffzulauf her. Durch diese Verbindung bricht der Druck im Regelsystem zusammen, so daß kein Kraftstoff mehr in die Brennkammer gelangt und das Triebwerk abstellt.

Die Regelung hat ein Gewicht von 1,6 kg. Eine Besonderheit ist bei diesem Konzept das komplizierte, etwa 600 g schwere Reglergehäuse, in dem die Verbindungskanäle - z. T. zwischen 3 und 4 mm Durchmesser - eingegossen sind. Durch diese Gießtechnik konnte das Gehäuse extrem klein gehalten werden und es brauchte kein besonderer Platz für die Unterbringung von Verschlußstopfen verschwendet werden.

Die Regelung besteht immerhin aus 88 Einzelteiltypen, die z. T. in 26 Komplettierungen enthalten sind. Außerdem wurden 44 Normteiltypen eingebaut. In den Einzelteilen sind 7 Gußteiltypen enthalten.



Schema der Regelung

T117

