

DIE REGELUNG DER KRAFTMASCHINEN

UNTER BESONDERER BERÜCKSICHTIGUNG
DER SELBSTTÄTIGEN WASSERTURBINENREGELUNG

VON

ING. DR. TECHN. GUSTAV FABRITZ
RAVENSBURG

MIT 457 TEXTABBILDUNGEN



WIEN
VERLAG VON JULIUS SPRINGER
1940

ISBN-13:978-3-7091-9736-3 e-ISBN-13:978-3-7091-9983-1
DOI: 10.1007/978-3-7091-9983-1

ALLE RECHTE, INSBESONDERE DAS DER ÜBERSETZUNG
IN FREMDE SPRACHEN, VORBEHALTEN

COPYRIGHT 1940 BY JULIUS SPRINGER IN VIENNA
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1940

Vorwort.

Die Entwicklung selbsttätiger Regelungseinrichtungen für Wasserturbinen ist in den letzten zwei Jahrzehnten durch die Anforderungen gekennzeichnet, die sich aus dem in steigendem Maß gepflegten Bau von Großkraftanlagen sowie der damit betriebenen Verbundwirtschaft ergeben haben und welche die Aufgaben wesentlich über den ursprünglichen Zweck der Regelung, Energieanforderung und Darbot über die Drehzahl, bzw. unter Aufrechterhaltung des Gefälles abzugleichen, hinausgehen lassen. Neben Maßnahmen zur wirtschaftlichen Herstellung der Regelungseinrichtungen selbst, deren Weg durch die Schaffung des unabhängig vom Arbeitsvermögen des Reglers geeigneten Einheitssteuerwerkes in Verbindung mit der Einführung der Vorsteuerung größerer Steuerventile gekennzeichnet ist, erfordern die mit steigender Ausbaugröße wachsenden Leistungen zur Verstellung der Leitvorrichtungen Vorkehrungen, die dazu bestimmt sind, den Eigenverbrauch der Regelungseinrichtung im Betrieb auf ein Mindestmaß herabzusetzen. Durch weitgehende Einführung der Selbststeuerung für die zur Betriebserhaltung notwendigen Vorgänge und darüber hinaus auch für jene zum Wechsel der Betriebsform wurden die Voraussetzungen geschaffen, die die Sicherheit des Betriebes in erhöhtem Ausmaße von der Aufmerksamkeit der Bedienung unabhängig machen und dank der physikalisch begünstigten Möglichkeit eines schnellen Maschineneinsatzes der hydraulischen Großkraftanlage den Charakter einer Augenblicksreserve geben lassen. Die weitest getriebene Anwendung der Selbststeuerung zu dem vorerwähnten Zweck liegt bei Pumpspeicherwerken vor und ermöglicht dort in Zeiten von wenigen Minuten den Übergang vom Pumpenbetrieb zum Turbinenbetrieb mit Abgabe der Volleistung.

Übergeordnete Anforderungen sind in der letztzeitlichen Entwicklung durch das Verlangen nach planmäßiger selbstgesteuerter Leistungsaufteilung entstanden. Hier verdient die Erfassung der Drehzahl über elektrische Schwingungskreise an Stelle mechanischer Pendel besonders vermerkt zu werden.

Von den mit der vorstehend gekennzeichneten Entwicklung sich stellenden Aufgaben sowie den zu ihrer Verwirklichung eingeschlagenen Wegen möge im nachfolgenden in einer vergleichenden und ordnenden Darstellung ein Bild gegeben werden, zunächst hinsichtlich der geleisteten konstruktiven Arbeit, die wie kaum ein anderes Schaffensgebiet schöpferische Ingenieur Tätigkeit im wahren Sinne des Wortes verlangt.

Durch das Entgegenkommen der führenden Firmen — denen ich an dieser Stelle für ihre großzügige Unterstützung meinen verbindlichsten Dank aussprechen möchte — war es möglich, die Entwicklung überwiegend bis zu den letzten der Ausführung übergebenen Bauformen zu verfolgen und damit das Erreichte zu kennzeichnen. So steht zu hoffen, daß der erste Teil des Werkes, die *Konstruktionslehre*, nicht nur dem mit dem Fach noch nicht Vertrauten eine geschlossene Darstellung des Wissensgebietes vermittelt, sondern auch dem in diesem tätigen Ingenieur manche Anregung und Bestätigung seiner Wege bringen wird.

Die auf dem Gebiete der selbsttätigen Wasserturbinenregelung geleistete wissenschaftliche Arbeit läßt die theoretische Erfassung der zwischen den Wirkgrößen bestehenden Zusammenhänge in einer Weise zu, die bei der Durchführung gestellter Aufgaben der Mutmaßung enthebt und Unsicherheiten ausscheidet. Die hier gegebenenfalls zu besonderem Einfluß gelangende Massenträgheit des Betriebsmittels sowie die Elastizität der geschlossenen Wasserführung kann in einer praktisch genügenden Näherung berücksichtigt werden; im Zusammenhang damit

erschien es wertvoll, neben einer die bekannt gewordenen Verfahren nach dem Grade ihrer allgemeinen Anwendbarkeit ordnenden Darstellung die verschiedenen Grenzbedingungen an den Rohrleitungsenden praktischen Voraussetzungen entsprechend zu formulieren. In bezug auf die Verfahren zur Ermittlung der Geschwindigkeitsabweichungen bei Laständerungen sowie hinsichtlich der Bedingungen für die Stabilität wurden teilweise neue Erkenntnisse gebracht; Bestehendes wurde zusammengefaßt. Es ist verständlich, daß die Behandlung des Stoffes, der seinem Wesen nach als Grenzgebiet zu werten ist, verschiedentlich in andere Fachgebiete, insbesondere auf jenes der Elektrotechnik übergreifen mußte, um die erforderliche Abrundung des Gesamtbildes zu erzielen. Hier war es notwendig, manche Kenntnisse aus dem vorerwähnten Gebiet vorauszusetzen; die Unterlagen, soweit sie nicht als grundlegend und daher bekannt angenommen werden dürfen, sind erwähnt. Im übrigen wurde versucht, die Ausführungen des theoretischen Teiles auf eine Form zu bringen, die dem ausübenden Ingenieur die Anwendung ohne weitere Kenntnis der einschlägigen Literatur ermöglichen soll und ihn gleichzeitig auf das Wesentliche hinweist. Durch eine Reihe von Beispielen, denen praktische Ausführungen unterlegt sind und die u. a. meines Wissens bisher noch nicht gezeigte Anwendungen der Theorie darstellen, soll dies noch erleichtert werden. Für den Studierenden dürfte durch den ausgedehnten Literaturnachweis einer gründlichen Unterrichtung, insbesondere in bezug auf die Grundlagen der gebrachten Verfahren, der Weg gewiesen sein.

Dem Wunsch des Verlages nachkommend, wurde eine kurze Darstellung der Regelungseinrichtungen für Dampfturbinen und Dampfmaschinen der Konstruktionslehre der Wasserturbinenregelung angefügt, wobei soweit als möglich Überschneidungen mit den Ausführungen bestehender Buchwerke vermieden wurden.

Ich möchte an dieser Stelle allen meinen Mitarbeitern, die mich durch Mitteilung ihrer Erfahrungen und Erkenntnisse in liebenswürdiger Weise unterstützt haben, meinen besten Dank sagen, so Herrn Dipl.-Ing. F. JÄGER, Berlin, für seine Mitteilungen hinsichtlich der Auslegung des elektrischen Teiles der Selbststeuerung, Herrn Dr. W. PUTZ, Berlin, für die Bearbeitung des Abschnittes C des zweiten Teiles, sowie Herrn Dr.-Ing. R. UNTERBERGER, Jena, für seine Mitarbeit bei der mathematischen Behandlung der Probleme des zweiten Teiles des Werkes. Herrn Dipl.-Ing. G. BERTEL, Ravensburg, bin ich für die Durcharbeitung der Beispiele des Abschnittes E zu Dank verpflichtet, ebenso und nicht zuletzt dem Verlag, der sowohl meinen Wünschen hinsichtlich der Ausstattung des Werkes in jeder Weise Rechnung getragen sowie in Würdigung der Schwierigkeiten, die sich dem in der Praxis Stehenden bei der zeitlichen Durchführung eines derartigen Unternehmens entgegenstellen, eine fast zweijährige Verzögerung in der Fertigstellung des Manuskripts hingenommen hat.

Ravensburg, im Mai 1940.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Teil.

Die Konstruktion selbsttätiger Regler.

	Seite
I. Grundlagen der selbsttätigen Regelung	1
a) Drehzahlmesser	2
1. Mechanische Pendel	2
2. Elektrische Drehzahlmessung	7
3. Hydraulische Drehzahlmessung	8
b) Gefälls- und Druckmessung	10
c) Grundsätzliche Auslegungen mittelbarer Regelungseinrichtungen	10
II. Druckölversorgung	19
a) Grundsätzliche Formen	19
b) Zahnradpumpen	22
c) Pumpenantriebe	26
d) Druckbegrenzungseinrichtungen	27
e) Druckspeicher	29
f) Zubehör	37
III. Druckölverteilung	38
a) Steuerventile	38
b) Vorsteuerungen	41
c) Konstruktionsgrundsätze	49
IV. Steuerung	54
a) Die Drehzahlleistungscharakteristik	54
b) Grundsätzliche Auslegung	56
c) Gebräuchliche Ausführungsformen	57
1. Rückführende Steuerungen mit rein mechanisch erzielter Nachgiebigkeit	57
2. Rückführende Steuerungen mit hydraulischer Durchbildung der Nachgiebigkeit	60
3. Nachgiebige Rückdrängung	63
4. Steuerungen mit Beschleunigungsstabilisierung	67
5. Sonderformen	70
6. Antrieb des Drehzahl- (Beschleunigungs-) Messers	73
V. Hilfseinrichtungen	74
a) Zur Führung der Regelung nach dem Wasserstand	74
b) Hilfseinrichtungen zur Einführung der Arbeitskolbenbewegung in die Steuerung	81
c) Anzeigevorrichtungen	82
VI. Verstellwerke	83
a) Hydraulisch betätigte Arbeitswerke	83
Bemessung der Triebwerke	89
b) Mechanische Handregelungen	90
c) Hydraulische Handsteuerungen	94
d) Steuerverbindung: Druckölkreis-Handregelung	97
VII. Ausführungsformen	99
a) Normalregler	100
b) Kleinregler	105
VIII. Regler für besondere Zwecke	109

	Seite
IX. Die Regelung der Kaplan turbine	112
a) Grundsätzliches	112
b) Laufschaufeltriebwerke	114
c) Steuerungseinrichtungen	115
d) Abstimmung der Regelgeschwindigkeit von Leit- und Laufradverstellung	118
e) Druckölbereitstellung	122
f) Sonderbauformen	122
X. Die Regelung der Freistrahlturbine	124
a) Grundsätzliches	124
b) Triebwerke	128
c) Handregelungen	130
d) Druckölbereitstellung	131
e) Steuerventile	132
f) Steuerwerke	134
g) Ausführungsformen	136
h) Regelungen mit Nebenauslaß	145
XI. Steuerregler	148
XII. Selbststeuerung	158
A. Grundsätzliche Formen der Betriebsführung von Wasserkraftanlagen und ihr Anwendungsbereich	158
a) Örtliche Handbedienung der Kraftwerke in Einzelvorgängen	159
b) Bedienungsverfahren örtlicher Selbststeuerung von Wasserkraftwerken	160
1. Selbstgesteuerter laufender Betrieb	160
2. Selbststeuerung der Maßnahmen zum Betriebswechsel	161
3. Vollselbsttätiger Betrieb von Wasserkraftmaschinenätzen	161
c) Die Fernbedienung als Betriebsverfahren	162
1. Zusammengefaßte Ortsbedienung	162
2. Ferngesteuerter Teilbetrieb	162
3. Fernbedienter Vollbetrieb	163
B. Maßnahmen zur Sicherung des laufenden Betriebes der Anlage sowie zur Bereitschaftshaltung der örtlichen Selbststeuerung	164
a) Mechanischer Teil	164
1. Sicherung des Pendelantriebes	164
2. Sicherung der Druckölversorgung	166
3. Selbsttätige Verriegelungen	171
4. Selbsttätige Windkesselabsperrentile	172
5. Schnellschlußeinrichtungen	178
6. Selbstschlußeinlaßorgane	178
7. Selbsttätige Bremsenrichtungen	190
8. Unabhängige Sicherheitseinrichtungen für Freistrahlturbinen	193
9. Sicherheitsregler	195
10. Lagerüberwachung	196
b) Elektrischer Teil	197
1. Schutzeinrichtungen	197
2. Fehlermeldung	198
c) Anwendung auf Großregleranlagen	199
C. Maßnahmen für die Selbststeuerung des Anlaufes und Drehzahlabgleiches	208
1. Anlaufformen	208
2. Wahl der Maschinengattung	208
3. Selbsttätige Anlaufsteuerungen	209
4. Drehzahleinstellung von Synchrongeneratoren	214
D. Die Zuschaltung der Synchronmaschine	215
a) Spannungsvergleich	215
b) Phasenvergleich und Zuschaltbefehl	216
c) Verfahren zur Zuschaltung von Synchrongeneratoren	216
E. Verfahren zusammenhängender Schalt- und Steuerfolgen	220
F. Bedienungsstände für die Betriebsführung in Wasserkraftwerken	222
G. Eigenbedarfsstromquellen	223
H. Die Steuerstromkreise	224
J. Elektrische Hilfsantriebe	225

	Seite
K. Anwendungsformen der Selbststeuerung	225
a) Selbstgesteuerter Teilbetrieb	225
b) Fernbediente Anlagen	228
1. Niederdruckanlagen	228
2. Fernbedienter Betrieb ohne Einbezug des Hauptabsperrorgans in die Selbststeuerung	229
3. Fernbedienter Betrieb mit durchgängiger Selbststeuerung der Vorgänge zum planmäßigen Betriebswechsel und im Gefahrenfall mit Einbezug des Hauptabsperrorgans	233
L. Speicherpumpwerke	244
a) Allgemeines	244
b) Auslegung	245
c) Betriebsausrüstung	246
1. Selbststeuereinrichtung einer hydraulisch-mechanischen Kupplung	246
2. Be- und Entlüftungssteuerungen	248
3. Schnellschlußeinrichtungen	251
d) Ausführungsformen der Selbststeuerung	252
1. Wechsel der Betriebsform durch handbediente Steuerung	252
2. Selbstgesteuerter Teilbetrieb	254
3. Durchgängige örtliche Selbststeuerung	258
M. Fernsteuerung	262
N. Fernmessung	265
O. Selbsttätige Steuerung auf optimalem Wirkungsgrad	266
P. Lastverteilung	270
XIII. Mittel zur Betriebsbeobachtung	272
Die Werksprüfung selbsttätiger Regelungseinrichtungen	273
Der gestörte Regler	274
XIV. Die Regelung der Dampfturbinen	274
a) Anordnungen	274
b) Vorsteuerung	275
c) Auslegung der Ventilantriebe	279
d) Ausbildung der Steuerventile	282
e) Druckölversorgung	282
f) Stabilisierung	282
g) Schlußzeit der Regelung	283
h) Gesamtaufbau der Steuerungseinrichtungen	283
i) Schnellschlußeinrichtungen	287
k) Sicherheitsregler	290
l) Steuerungsauslegungen	291
1. Kondensationsturbine	291
2. Gegendruckturbine	292
3. Einfachentnahmeturbine	293
4. Zweifachentnahmeturbine	295
5. Sonderformen	296
m) Sondersteuerungen	297
n) Unmittelbar lastabhängige Regelung der Dampferzeugung	299
XV. Die Regelung der Dampfmaschinen	299
a) Indirekte Achsenregler	299
b) Indirekte Federpendelregler	305
c) Schnellschlußeinrichtungen	307
d) Sondereinrichtungen	307
e) Öldrucksteuerungen	309

Zweiter Teil.

Die Theorie der selbsttätigen Wasserturbinenregelung.

A. Druckschwankungen in geschlossenen Wasserführungen	312
a) Allgemeines	312
b) Die Ermittlung der Druckschwankungen unter Berücksichtigung der Elastizität von Wasser und Rohrwandung	314
1. Verfahren	314

	Seite
2. Innere Randbedingungen	318
3. Einfluß der Rohrreibung	320
4. Gestufte Leitungen	321
5. Obere Randbedingungen	324
6. Verzweigte Leitungssysteme	326
7. Untere Randbedingungen	327
c) Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Druckwellen	332
d) Druckschwankungen in unelastischen Leitungssystemen	335
e) Die Anlaufzeit der Rohrleitung	339
B. Die Drehzahlschwankungen des drehenden Systems bei Laständerungen	340
a) Allgemeines	340
b) Die Vernachlässigung der Massenträgheit des Betriebswassers	341
c) Die Berücksichtigung der Massenträgheit geschlossen geführter Wassersäulen ...	345
1. Analytische Methode	345
2. Graphisches Verfahren	346
d) Druck- und Drehzahl-gewährleistungen	348
C. Das Verhalten der Synchronmaschinen	349
a) Leerlauf	349
b) Belastung	349
c) Spannungsregelung	350
d) Der Stromerzeuger bei schnellen Laständerungen	352
Plötzliche Entlastungen	352
Plötzliche Belastungen	353
1. Motorlast	354
2. Stoßweise Widerstandsbelastung	354
e) Der Stromerzeuger bei Kurzschlüssen	354
f) Die Anforderungen des Parallellaufes und Verbundbetriebes	354
D. Die Stabilität der mittelbaren Regelung	355
a) Selbststabilisierung	355
1. Selbststabilisierung der unregelmäßigten Turbine	355
2. Einfluß der Selbststabilisierung bei Regelung der Turbine	356
b) Die Stabilitätsbedingungen unter Berücksichtigung der Massenträgheit geschlossen geführter Wassersäulen	357
1. Nachgiebige Rückführung	359
2. Nachgiebige Rückdrängung	360
3. Beschleunigungsstabilisierung	362
c) Der Einfluß der Vorsteuerung auf die Stabilität	364
1. Einfache Vorsteuerung ohne Berücksichtigung der Massenträgheit des Rohrleitungsinhaltes	364
2. Doppelte Vorsteuerung	365
3. Einfluß von T_r	365
d) Die Stabilität von Abhängigkeitssteuerungen	366
1. Freistrahlturbinen	366
2. Kaplan-turbinen	367
3. Doppelte Verkettung der Steuerkreise	368
E. Anwendungen	369
1. Rohrleitungsturbine mittlerer Schnellläufigkeit mit Durchfluß-Verbundregler ..	369
2. Freistrahlturbine mit Windkessel-Doppelregelung	371
3. Hochdruckspeicherungspumpe	374
4. Rohrleitungsturbine relativ hoher Schnellläufigkeit mit vorgeschalteter Selbstschlußdrosselklappe	375
5. Zusammengesetztes Leitungssystem mit Rohrbruchklappen innerhalb der Leitungen	378

Verzeichnis der Konstruktionsgruppen (Ordnungszahlen).

100 Führungsorgane.

- 101 Mechanische Fliehkraftpendel.
- 120 Direkt wirkende Drehzahlverstellung.
- 130 (418) Massenring bei Beschleunigungsmessern.
- 140 Hydraulische Drehzahlmessung.
- 150 Druckmeßeinrichtungen.
- 160 Pendelbremsen.
- 165 Pendelantriebe (mechanisch).
- 170 Pendelmotor (elektrische Pendelantriebe).
- 171 Pendeldynamo.
- 180 Übersetzungsgetriebe im Pendelantrieb.

200 Druckölversorgung.

- 201 Arbeitsölpumpen.
- 202 Zusätzliche (Verbund-) Pumpe.
- 205 (*h*), Windkessel (Hilfs-).
- 210 Zahnradpumpen-Konstruktionseinzelheiten.
- 218 Starrer Pumpenantrieb.
- 219 Vorsteuerpumpe.
- 220 Sicherheitsventil.
- 230 Schalteinrichtungen zum Windkessel.
- 240 Druckluftversorgung des Windkessels.
- 260 Rückschlagventil.
- 280 Windkesselüberwachungs- und Prüfeinrichtungen.
- 290 Filter.
- 296 Kühler.
- 298 Zentralschmierung.
- 299 Luftverdichter (Druckluftkessel).

300 Steuerventile.

- 301 Hauptkolben (304 Drosselbunde).
- 303 Laufbüchse.
- 320 Vorsteuerung (erste).
- 330 Zweite Vorsteuerung.
- 340 Beschleunigungssteuerung.
- 360 Umlauf- und Hilfsventile.
- 380 Mittel zum Wechsel der Reglerschließrichtung.
- 390 Dreh- (Schüttel-) Antriebe.

400 Steuerwerk.

- 410 Nachgiebige Rückführung (mechanisch).
- 420 Nachgiebige Rückführung (hydraulisch).
- 430 Federsystem hiezu.
- 450 Einrichtung zur Herbeiführung einer dauernden Ungleichförmigkeit (starre Rückführung).

460 Drehzahlverstellung (*h* = Hand, 590 = motorisch).

470 Öffnungsbegrenzung (*h* = Hand, 590 = motorisch).

480 Einrichtungen zur gesetzmäßigen Veränderung der Regelgeschwindigkeit.

500 Hilfseinrichtungen.

- 501 Schwimmereinrichtungen (mechanisch).
- 510 Schwimmereinrichtung mit mechanischer Übertragung.
- 520 Schwimmereinrichtung mit hydraulischer Übertragung.
- 523 Luftpumpe.
- 530 Hilfseinrichtungen im Rahmen der Selbststeuerung.
- 540 Ölbremsen.
- 544 Hilfsölpumpe.
- 545 Öldruckrelais.
- 550 Schwimmereinrichtung mit elektrischer Übertragung.
- 560 Rückführgestänge.
- 580 Anzeigevorrichtungen.
- 590 Motore.
- 591 Hubmagnete (Hubmotore).
- 592 Tachometer (*a* Federkupplung).
- 593 Kontaktdynamo.
- 595 Handpumpe.
- 597 Manometer.
- 598 Endschalter.
- 599 Hilfsturbine.

600 Triebwerke und Handregelungen.

- (615) Regelhebel.
- (519) Regelwelle.
- 630 Druckwasserbetätigte Arbeitswerke.
- 640 Drehkolbentriebe.
- 650 Hydraulische Handsteuerung.
- 660 Mechanische Handregelung.
- 670 Kupplungseinrichtungen.
- 680 Übersetzungsgetriebe zu den Handregelungen.
- 690 Abhängigkeitsschaltungen.

800 Sicherheitspendel.

810 Elektrische Belastungsregler.

- 811 Elektrodenpaket.
- 812 Gegengewicht.
- 815 Kühlwasserventil.

900 Regler für Kaplan-Turbinen.

- 901 Laufradtriebwerke.
- 920 Ölzuführung zum Laufradservomotor.
- 930 Leitradsteuerventile.
- 940 Laufradsteuerventile.
- 950 Druckölversorgung.
- 970 Abhängigkeitssteuerung.
- 990 Hilfsölversorgung.

1000 Freistrahlturbinenregler.

- 1001 Düsentriebwerke (Nadelstange).
- 1008 Ausgleichskolben.
- 1010 Strahlableitertriebwerke.
- 1020 Nadel- (Strahlableiter-) Handregelung.
- 1030 Düsensteuerventile.
- 1040 Ablenkersteuerventile.
- 1050 Düsenadelnachlaufeinrichtungen.
- 1070 Abhängigkeitssteuerung.
- 1090 Nebenauslässe.

1100 Steuerregler.**1200 Selbststeuerung.**

- 1201 Pendelriemenbruchsicherung.
- 1210 Überwachungseinrichtungen zur Druckölversorgung.
- 1230 Hilfspumpen- (Windkessel-) Steuerung.
- 1240 Notpumpensteuerungen.
- 1248 Notpumpe.
- 1250 Verriegelungen.
- 1260 Selbsttätige Windkesselabsperrventile.
- 1269 Schalthahn.
- 1270 Freifallschützen.
- 1280 Mechanische Falleinrichtungen.
- 1290 Hydraulische Schnellschlußschützen.
- 1300 Heberkammerbelüftungen.
- 1310 Drosselklappensteuerungen (mechanisch).
- 1320 Drosselklappensteuerungen (hydraulisch).
- 1330 Umlaufschiebersteuerungen.
- 1340 Dichtungsschlauchsteuerungen.
- 1350 Kugelschiebersteuerungen.
- 1370 Füllschieberantriebe.
- 1380 Absperrschiebersteuerungen.
- 1390 Mechanisch wirkende Bremseinrichtungen.
- 1400 Bremsdüsensteuerungen.
- 1420 Unabhängige Sicherheitseinrichtungen für Freistrahlturbinen.
- 1430 Sicherheitsregler.
- 1440 Temperaturwächter.
- 1441 Strömungsanzeiger.
- 1450 Selbsttätige Anlaufsteuerungen.
- 1458 Anfahrpumpe.
- 1459 Stillstandspumpe.
- 1465 Abstellsteuerungen (Schnellschluß).
- 1470 Anlaufsteuerungen für Kaplan-Turbinen.
- 1480 Anlaufsteuerungen für Freistrahlturbinen.
- 1490 Spaltwassersteuerung.
- 1495 Anlaufblockierungen (L = Lageröl, K = Kühlwasser).

1500 Elektrische Steuer-, Überwachungs- und Schutzseinrichtungen.

- 1501 Überstromschutz.
- 1502 Überlastschutz (G = Generator, T = Transformator).

- 1503 Überspannungsschutz \sim .
- 1504 Überspannungs- (Drehzahl-) Schutz =.
- 1505 Differentialschutz.
- 1506 Windungsschlußschutz.
- 1507 Gestellschlußschutz.
- 1508 Spannungsrückgangsschutz.
- 1509 Transformator- (Buchholz-) Schutz.
- 1510 Zeitrelais.
- 1515 x (f) Hilfsrelais (Fernsteuer-).
- 1520 Generator.
- 1521 Erregermaschine.
- 1522 Verstellwiderstand.
- 1523 Hilfserregermaschine.
- 1524 Feldschwächung (Entregung).
- 1525 Spannungsmesser (G = Generator, N = Netz).
- 1526 Spannungsregler.
- 1527 Steuerung hierzu (h = Handsteuerung, f = Fernsteuerung).
- 1528 Stromregler.
- 1530 Hauptschalter.
- 1531 Schaltschütz hierzu.
- 1535 Wahlschalter (Handsteuerung = h , Ortselfbststeuerung = o , Fernsteuerung = f).
- 1536 Betätigungsschalter (Generatorbetrieb = g , Phasenschieber = ph , Stillstand = s).
- 1540 Befehlsschalter (a = aus, e = ein).
- 1541 e (a) Anfahrrelais (Abstell-).
- 1543 a (b) Anlaufüberwachung (a = Anlauf, b = Betrieb).
- 1545 Verriegelungsschalter.
- 1546 Arbeitskontakt.
- 1547 Ruhekontakt.
- 1548 Schaltschütz.
- 1550 Hilfsstromversorgung.
- 1551 Tachometerdynamo.
- 1552 Batterie.
- 1557 Geber.
- 1558 Empfänger.
- 1559 Druckknopf.
- 1560 ($6I$) Signal, akustisch (optisch).
- 1562 Fallklappen.
- 1570 Frequenzvergleichsgruppe.
- 1571 Steuerregler.
- 1572 Voreilregler.
- 1573 Regulierwiderstand.
- 1575 Parallelschaltgerät.
- 1588 Spannungsspule.
- 1589 Stromspule.
- 1590 Zwischenrelais.
- 1591 Hauptkontakt.
- 1592 Hilfskontakt.

1600 P , (T) Spetcher-Pumpe (Turbine).

- 1601 Hydraulische Kupplung.
- 1602 Pumpenlaufrad.
- 1603 Turbinenlaufrad.
- 1605 Steuer- und Betätigungseinrichtungen zur hydraulischen Kupplung.
- 1620 Entleerungsschiebersteuerung.
- 1625 Warmwasserschieber.
- 1628 Füllschieber.
- 1640 Schwimmerschaltung (Belüftung).
- 1650 Entleerungsschaltung.

1660	Entlüftungssteuerung.	1760	Ventilantriebe.
1675	Blockierventil.	1770	Handantriebe.
1680	Steuerung auf optimalem Wirkungsgrad.	1780	Schnellschlußeinrichtungen.
1685	Mechanische Umsteuerung.	1790	Hilfsleinrichtungen.
1688	Hydraulische Umsteuerung.	1800 Dampfmaschinen.	
1700 Dampfturbinen.		1801 (1802)	Einlaßexzenter (Auslaßexzenter).
1710	Druckregler mit mechanischer Übertragung.	1803	Steuerwelle.
1711	Hilfsgetriebe.	1804	Hydraulischer Verstellantrieb.
1720	Druckregler mit hydraulischer Vorsteuerung.	1810	Rückführung.
1740	Strahlrohrregler.	1820	Verstelleinrichtung zum hydraulischen Getriebe.
1750	Druckregler mit elektrisch-hydraulischer Steuerung.	1840	Schnellschlußeinrichtungen.
		1850	Öldrucksteuerungen.
		1870	Druckölversorgung.

Ausführende Firmen.

- [1] Constructions électriques et mécaniques *Als-Thom*, Paris.
- [2] Maschinenfabrik *Andritz A. G.*, Andritz-Graz.
- [3] *ASEA A. B.*, Westeras-Schweden.
- [4] *Askania-Werke A. G.*, Berlin-Friedenau.
- [5] Maschinenfabrik *Augsburg-Nürnberg A. G.*, Nürnberg.
- [6] Maschinenfabrik vorm. *Th. Bell und Cie.*, Kriens-Luzern.
- [7] *Brown-Boveri & Cie.*, Baden-Schweiz/Wien.
- [8] Ateliers des *Charmilles S. A.*, Genf.
- [9] *J. C. Eckhardt A. G.*, Stuttgart.
- [10] *Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft*, Berlin/Wien.
- [11] *Escher Wyss Maschinenfabriken A. G.*, Zürich.
- [12] *Escher Wyss Maschinenfabrik G. m. b. H.*, Ravensburg.
- [13] *Finshyttan A. B.*, Finshyttan-Schweden.
- [14] *Jahns Regulatoren G. m. b. H.*, Offenbach.
- [15] Werkstaden *Kristineham*, Schweden.
- [16] *Kvaerner Brug A. B.*, Norwegen.
- [17] *F. Neumeyer A. G.*, München.
- [18] *Neyret Belier et Piccard Pictet*, Grenoble.
- [19] *Dr. A. Proell G. m. b. H.*, Dresden.
- [20] *Siemens-Schuckert-Werke*, Berlin/Wien.
- [21] *J. Storek*, Maschinenfabrik, Brtinn.
- [22] *Franco Tosi S. A.*, Legnano.
- [23] *J. M. Voith*, Maschinenfabrik, Heidenheim/St. Pölten.
- [24] *Woodward Governor Co.*, Rockford (Illinois), USA.

Die Konstruktion selbsttätiger Regler.

I. Grundlagen der mittelbaren Regelung.

Selbsttätige Regelungen dienen der Absicht, einen charakteristischen Betriebswert ohne äußeren Zugriff möglichst gleichbleibend zu erhalten, bzw. einer bestimmten Gesetzmäßigkeit zu unterwerfen, wobei die Erfüllung dieser Bedingungen an sich Zweck der Regelung sein kann oder dank bestehender mechanischer oder physikalischer Abhängigkeiten Mittel zur Steuerung anderer Betriebsgrößen wird. So bildet bei der rotierenden Energieumwandlung (z. B. Kraftmaschine mit Arbeitsmaschine oder elektrischem Generator gekuppelt) die zeitliche Veränderung der Drehzahl ein Maß für den Unterschied ein- und ausgeleiteter Energie, während bei Übereinstimmung die Beharrung der Drehzahl sich einstellt. Eine Regelung auf gleichbleibende Drehzahl wirkt daher im Sinne der Abgleichung von Leistungszufuhr und Bezug; andererseits werden durch die Einhaltung einer bestimmten Drehzahl der Kraftmaschine die Bedingungen für einen geordneten Betrieb unmittelbar bzw. über elektrische Netze angeschlossener Arbeitsmaschinen geschaffen. Die *Drehzahl* stellt sich somit als eine jener charakteristischen Betriebsgrößen dar, denen zu dem vorgenannten Zweck die *Führung* der Regelung übertragen werden kann. (Zugeführte Leistung [Beaufschlagung] = Regelwert, Drehzahl = Führungsgröße.)

Dort, wo die Möglichkeit der Anpassung des Verbrauches an eine bestimmte oder optimal erzeugbare *Leistung* gegeben ist, wird letztere zur Führungsgröße der Regelung. Für nicht speicherfähige Wasserturbinenanlagen etwa, deren wirtschaftlichste Ausnützung bei restloser Verarbeitung des jeweiligen Wasserdarbetes bei normalem Gefälle gegeben ist, erscheint dann zur Führung der Regelung die Lage des Oberwasserspiegels berufen, nachdem Änderungen dieses als Kriterium für die Verschiedenheit von zufließender und verarbeiteter Wassermenge genommen werden können; die praktische Konstanthaltung des Meßspiegels sichert die Abarbeitung der jeweils verfügbaren Wassermenge bei höchstmöglichem Gefälle, also die jeweils größtmögliche Leistungsausbeute.

Für Dampfkraftmaschinen kann der *Druck* eines über die Maschine belieferten dampfverbrauchenden Netzes maßgebend für die Beaufschlagung der Maschine bzw. ihrer Stufen werden. Die Gleichhaltung des Heißdampfdruckes bildet die Voraussetzung für die Einhaltung einer bestimmten Heiztemperatur, bzw. für eine mengen- und verhältnismäßig geordnete Belieferung der angeschlossenen Einrichtungen.

Neben Drehzahl und Druck können u. a. die *Temperatur* unmittelbar, die sekundlich strömende *Menge* von Flüssigkeiten oder Gasen, *Strom*, *Spannung* und *elektrische Leistung* als Führungsgrößen selbsttätiger Regelungen auftreten. Im Rahmen der Kraftmaschinenregelung kommt insbesondere den letztgenannten Betriebsgrößen erhöhte Bedeutung zu, insofern als die moderne Verbundwirtschaft elektrischer Anlagen und Netze besondere Anforderungen hinsichtlich Spannungshaltung bzw. Strom- und Leistungsverteilung stellt.

Zur Messung der Führungsgröße und Übertragung in eine Form, die zur Impulsgabe an die Steuerung, bzw. zur Betätigung von Regelorganen geeignet ist, sind Mechanismen entwickelt worden, die ihrer Aufgabe entsprechend als *Führungsgorgane* selbsttätiger Regelungseinrichtungen bezeichnet werden können.

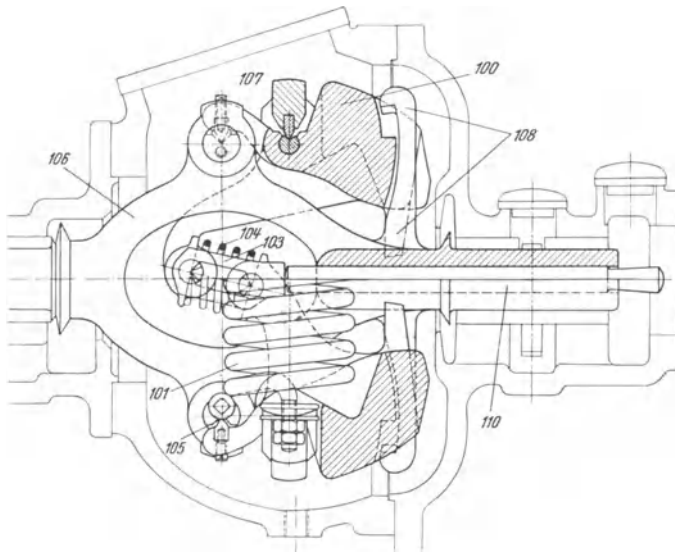


Abb. 1. (Maßstab 1:2,2.)

100 = Fliehwicht, 101 = Gegenfeder, 103, 110 = Übertragungsmechanismus.

der Drehachse zusammenfällt (*Längsfederpendel* Abb. 2). Anstatt die Schwungebene des Fliehwichtsschwerpunktes durch die Drehachse des Pendels zu legen, kann diese auch senkrecht zu ersterer gewählt werden (*Flachpendel* Abb. 3). Eine derartige Anordnung bietet kinematisch einfache Übertragungsmöglichkeiten bei drehender Steuerbewegung.

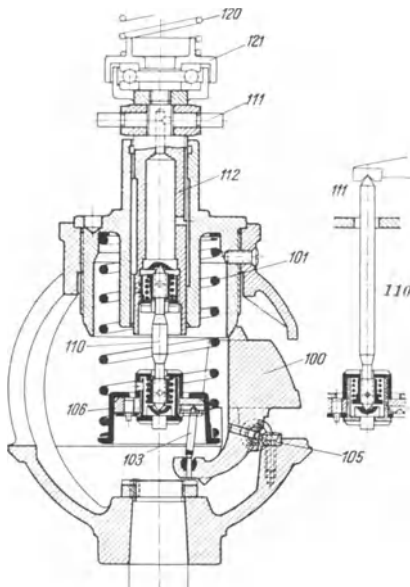


Abb. 2. (Maßstab 1:4.)

100 = Fliehwicht, 101 = Gegenfeder, 103, 106, 112 (111) = Übertragungsmechanismus.

Die statischen Eigenschaften von Fliehkraftpendeln werden zweckmäßig aus den gegenübergestellten Momentenkurven der Federspannungen und Fliehkräfte entnommen, letztere bei gleichbleibender Drehzahl bestimmt.

Für die Momentenkurve der Fliehkräfte läßt sich — unter Voraussetzung einer Form der Schwunggewichte als Körper mit ausgeprägten Hauptachsen — folgende Herleitung geben:

Der die Änderung der Wucht bei Drehung um einen unendlich kleinen Winkel $d\psi$ feststellende Ansatz (Abb. 4)

$$d\left(\frac{\bar{\omega}_1^2}{2} \cdot J_A\right) = -M_C \cdot d\psi,$$

wobei $\bar{\omega}_1$ die gewählte (konstante) Winkelgeschwindigkeit, J_A das auf die Achse A bezogene Trägheitsmoment der Schwungkörper,

M_C das Moment der Fliehkräfte

darstellen, führt auf die lagenabhängige Bestimmungsgleichung für das Moment der Fliehkräfte bei konstantem $\bar{\omega}_1$

$$\frac{\bar{\omega}_1^2}{2} \cdot \frac{dJ_A}{d\psi} = -M_C. \quad (1)$$

Diese Gleichung geht unter Einführung des Schwerpunksträgheitsmoments J_{As} sowie Darstellung des letzteren durch die Hauptträgheitsmomente J_x und J_y über in

$$M_C = \frac{\bar{\omega}_1^2}{2} \cdot [(J_x - J_y) \cdot \sin 2(\alpha + \psi) + m \cdot r \cdot z \cdot \cos \psi]$$

mit

$$z = a - r \cdot \sin \psi \text{ und } m \text{ als Masse des Pendelkörpers.}$$

Bestimmt der Schnittpunkt dieser Kurven zunächst die Gleichgewichtsstellung des Systems bei der zugrunde gelegten Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}_1$, legt andererseits der relative Verlauf der

a) Drehzahlmesser.

1. Mechanische Pendel.

Als drehzahlabhängiges Führungsorgan im Rahmen der eigentlichen Steuerungseinrichtung finden überwiegend *Fliehkraftpendel* Anwendung, Mechanismen, welche die Fliehkräfte umlaufender Massen in Gegenwirkung zu Federkräften setzen und damit eine bestimmte Gesetzmäßigkeit zwischen Drehzahl und Stellung der Fliehwichte herstellen. In der Mehrzahl der Ausführungsformen werden die elastischen Gegenkräfte durch Schraubenfedern hervorgebracht, die entweder in der Richtung der Fliehkräfte der Schwungkörper wirken (*Querfederpendel* Abb. 1), bzw. senkrecht hierzu, wobei die Federachse mit

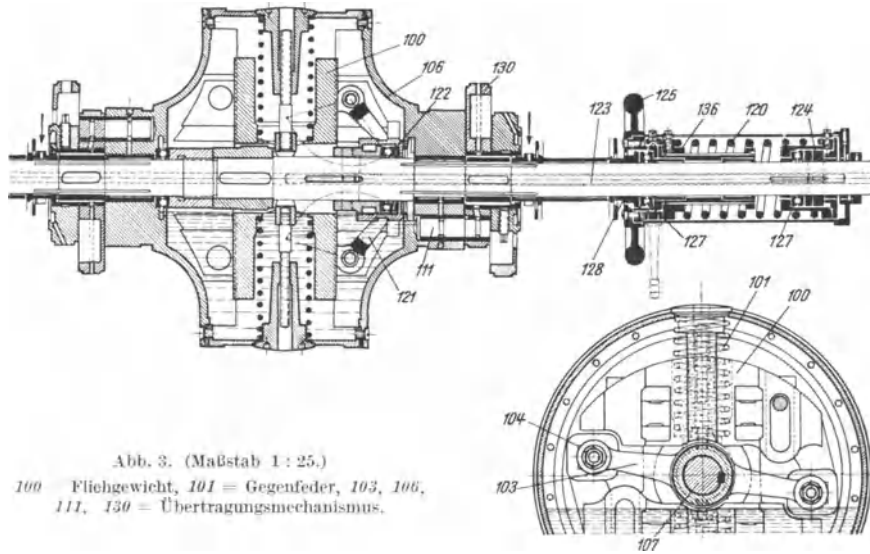


Abb. 3. (Maßstab 1: 25.)
 100 Flihw. 101 = Gegenfeder, 103, 106,
 111, 130 = Übertragungsmechanismus.

Kurven die Art des Gleichgewichtes an der betrachteten Stelle fest (Abb. 5). Werden die bei einer Stellungsänderung um $+\Delta\psi$ bzw. Drehzahländerung um $+\Delta\omega$ geltenden Momentenwerte der Federkräfte (M_F) und Fliehkräfte (M_C) mittels der TAYLORSchen Reihenentwicklung dargestellt, so verlangt die darnach herleitbare Beziehung

$$\frac{\partial M_F}{\partial \psi} > \frac{\partial M_C}{\partial \psi}, \quad (2 a)$$

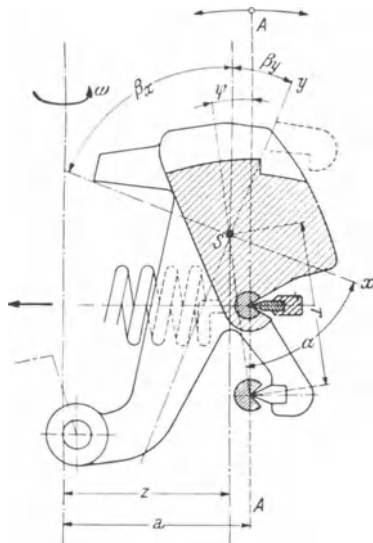


Abb. 4.

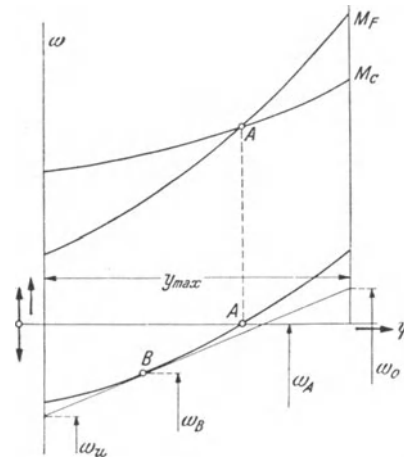


Abb. 5.

falls das System bei einer Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit um $\Delta\omega$ der um $\Delta\psi$ weiter außen liegenden neuen Gleichgewichtslage zustreben soll (statisches Pendel).

Für

$$\frac{\partial M_F}{\partial \psi} = \frac{\partial M_C}{\partial \psi}, \quad (2 b)$$

also

$$M_{F_1} = M_{F_2} = M_F$$

$$M_{C_1} = M_{C_2} = M_C$$

ist das System überhaupt nur bei einer einzigen Winkelgeschwindigkeit im Gleichgewicht, und zwar in allen Lagen. Bei Über- oder Unterschreitung dieser *einen* Winkelgeschwindigkeit geht das System in die obere oder untere Grenzlage (astatisches Pendel).

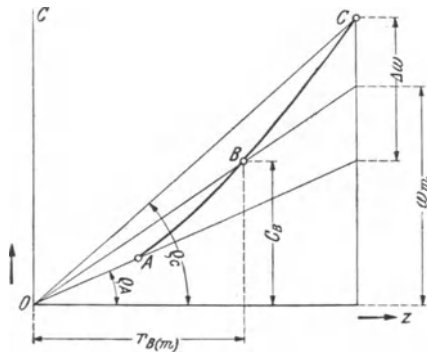


Abb. 6.

Mit Hilfe der M_C - und M_F -Kurven lassen sich auch die für die einzelnen Stellungen des Systems geltenden Gleichgewichtsdrehzahlen angeben, insofern als diese, die Übereinstimmung von Fliehkraft- und Federmoment voraussetzend, die Veränderung der Bezugswinkelgeschwindigkeit ω_1 (ω_A) nach

$$M_{F\psi} = M_{C\psi} \cdot \left(\frac{\omega_\psi}{\omega_1} \right)^2$$

erfordern. Diese Kurve der ω, ψ bildet die Grundlage für die Definition des *Ungleichförmigkeitsgrades des Pendels* als den auf eine mittlere Drehzahl bezogenen Unterschied der Drehzahlen in beiden Endlagen des Hubes.

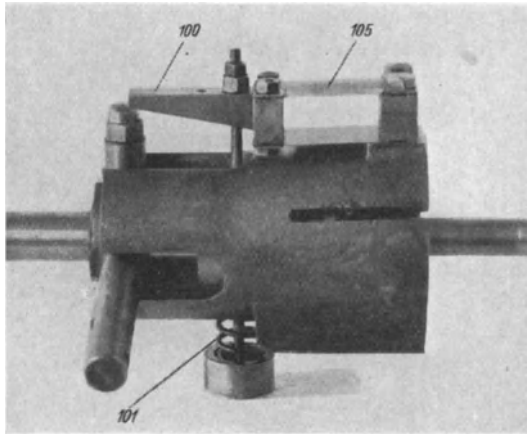


Abb. 7.

$$\delta_P = \frac{n_o - n_u}{n_m} = \frac{\bar{\omega}_o - \bar{\omega}_u}{\bar{\omega}_m} = \frac{\Delta \bar{\omega}}{\bar{\omega}_m}$$

Dieser Ausdruck ist eigentlich nur für einen geradlinigen Verlauf der ω, ψ -Kurve eindeutig und zutreffend; bei gekrümmter Charakteristik wechselt der Ungleichförmigkeitsgrad von Stellung zu Stellung und wird sinngemäß ausgedrückt durch die auf den Gesamtausschlagswinkel (Hub) und mittlere Drehzahl bezogene Drehzahländerung je Einheit des Drehwinkels (Hubes).

Eine andere Darstellung zur Charakterisierung der Eigenschaften von Fliehkraftpendeln hat M. TOLLE gewählt (10). Trägt man die im Schwerpunkt der Schwungmassen angreifend gedachten, bei normaler Drehzahl

vorhandenen Fliehkräfte, welchen durch die Summe aller auf das Pendel einwirkenden äußeren Kräfte das Gleichgewicht zu halten ist, als Ordinaten parallel zur Drehachse im zugehörigen Abstand des Schwunggewichtsschwerpunktes auf, so erhält man die sogenannte C -Kurve des Pendels Abb. 6. Die für den Gleichgewichtszustand erforderliche Winkelgeschwindigkeit läßt sich als Funktion des Winkels ϱ , den der Fahrstrahl aus dem Ursprung 0 zum betrachteten Punkte mit der Abszissenachse einschließt, bestimmen nach

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m}} \sqrt{\text{tg } \varrho}.$$

Derselbe Winkel charakterisiert das Verhalten des Reglers, insofern als die Stabilität des Pendels die Zunahme des Winkels ϱ mit wachsender Achsenentfernung des Fliehgewichts-

schwerpunktes erfordert, Labilität sinngemäß bei umgekehrter Abhängigkeit des Winkels ρ besteht.

In konstruktiver Hinsicht ist ein möglichst reibungsfreier Aufbau des Pendelsystems anzustreben. Dementsprechend sind heute für die Pendelgewichtsaufhängung und die eine gelenkige Verbindung erfordernden Konstruktionen zum Anschluß der Federn sowie des Übertragungsmechanismus verschiedentlich Schneidenlagerungen in Verwendung, die bei völliger Wartungslosigkeit sehr günstige Reibungsverhältnisse aufweisen. Kugellager für den genannten Zweck sind ebenfalls angewendet.

Viel Gedankenarbeit ist für die Entwicklung von Konstruktionen aufgewendet worden, bei welchen Gelenke überhaupt vermieden sind. So werden die Schwunggewichte 100 (Abb. 7) durch Stahllamellen 105 geführt [8] (8); die der Fliehkraft des Schwunggewichtes 100 entgegensetzenden Kräfte werden im wesentlichen durch die Spannung der Feder 101 erzielt.

Für das in Abb. 8 dargestellte Pendel [1] rollen die die Fliehgewichte 100 tragenden Rohrstücke 104, die mittels Stahllamellen 105 an den Pendelträger 106 angelenkt sind, bei Bewegungen der Gewichte auf der Bahn 107 ab. Die Kraft der Gegenfeder 101 wird durch Bügel 102 und die Stahllamellen 103 der Wirkung der Fliehkkräfte entgegengestellt.

Bei dem von E. ENGLESSON angegebenen Fliehkraftpendel [15] (Abb. 9) wird jede Gleitbewegung der Pendelgewichte 100 auf ihrer Rollbahn 107, bzw. relativ zu den sie umfassenden Stahllamellen 105 dadurch verhindert, daß die Ablaufbahn 108 der Traglamellen 105 als Evolvente des Rollkreises bestimmt ist, der der Form der Fliehgewichte im Bereich des Rollweges auf Bahn 107 zugrunde liegt (6).

Bei dem in Abb. 2 dargestellten Fliehkraftpendel [14] überträgt das Stelzensystem 103 die Bewegungen dreier unter 120° angeordneter Fliehgewichte 100 auf den damit in drei Punkten unterstützten Federteller 106, dessen Stellungänderungen durch den kraftschlüssig angelenkten Stift 110 nach außen weitergeleitet werden. Nur in dem Falle, als durch die Auslegung des Anschlußgestänges die Geradföhrung des Abnahmepunktes 111 bedingt ist, wird die Gleithülse 112 zwischengeschaltet.

In gleicher Art wird die Bewegung der Fliehkörper auch bei dem von D. THOMA angegebenen Lenkerpendel (Abb. 1) nach außen geleitet (Stift 110). Die beiden Pendelgewichte 100 selbst sind unmittelbar, also ohne Zuhilfenahme eines gesondert geföhrten Teiles, wie z. B. einer Muffe, mittels eines Lenkers 103 zwangsläufig verbunden, wodurch wohl keine absolut genaue Gegenläufigkeit der Schwunggewichte erreichbar ist, bei zweckentsprechender Auslegung jedoch die Abweichungen gleichzeitiger Ausschläge so klein werden, daß sie gegenüber unvermeidlichen Fehlern in der Herstellung nicht in Betracht kommen. Die Kraftschlüssigkeit der Lenkerverbindung 103 wird durch eine eingelegte Feder 104 erzielt.

Es muß hier noch einer Pendelkonstruktion gedacht werden, die, zu Ende des vorigen Jahrhunderts bekannt geworden, neuerlich wieder in zweckmäßiger Zusammenfassung mit der übrigen Steuerungseinrichtung zur Anwendung gelangt [23]. Es handelt sich hierbei um das von dem Amerikaner PICKERING angegebene *Blattfedernpendel* (5), bei dem die Fliehkkräfte der auf Blattfedern befestigten Massen gegen die mit der Durchbiegung dieser Federn geweckten elastischen Kräfte ausgewogen werden. Abgesehen von den durch etwaige Ungleichheiten der Massen und elastischen Eigenschaften der Stahllamellen bedingten Seitenkräfte sind keine wie

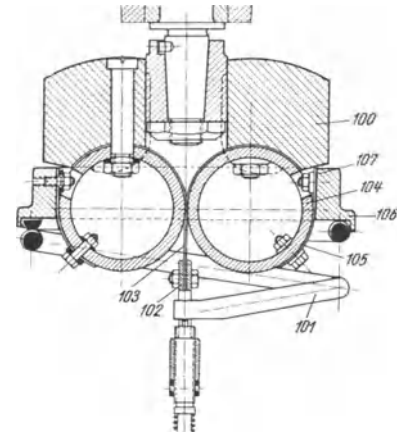


Abb. 8. (Maßstab 1:5.)

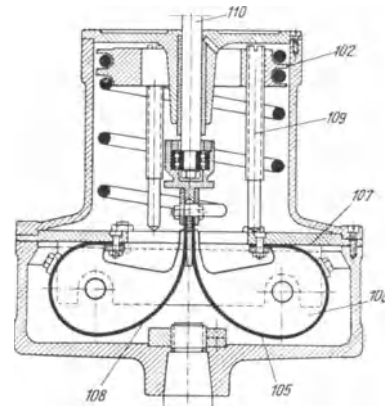


Abb. 9.

immer gearteten Reibungswiderstände im erwähnten Mechanismus, der eine denkbar einfachste Form besitzt.

Abb. 10 läßt den Aufbau eines derartigen Pendels erkennen, dessen unterer Lamellenträger 106 ortsfest angetrieben wird, während die Auslenkungen der Fliehgewichte 100 sich in den axialen Verschiebungen des oberen Lamellenträgers 112 auswirken, dessen zylindrischer Teil, gleichzeitig die Vorsteuerung¹ aufnehmend, Führung und Lagerung abgibt.

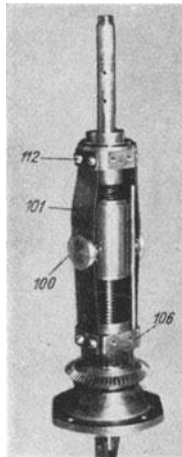


Abb. 10.

Eigentümlich für derartige Pendel ist der Verlauf der Drehzahlhubcharakteristik mit stärkerer Krümmung im Gebiet der unteren Drehzahlen, wodurch bei entsprechender Lage des ausgenützten Teilhubes ein verhältnismäßig großer Drehzahlbereich überstrichen werden kann.

Als Beispiel eines Flachpendels möge die Ausführung Abb. 3 besprochen werden [19]. Bewegungen der im Gehäuse 106 radial geführten Schwunggewichte 100, die bei veränderter Drehzahl entgegen der Wirkung der Feder 101 ausgelöst werden, veranlassen infolge der Anlenkung ersterer an die Traverse 103 (Gleitstein 104) die relative Verdrehung des Gehäuses 106 gegen die die Traverse 103 tragende Welle 107, die von der Maschinenwelle aus mit einer dieser proportionalen Umlaufzahl angetrieben wird. Bei direkter Regelung werden die relativen Verdrehungen des Gehäuses 106 über Bolzen 111 unmittelbar auf die Einlaßexzenter 130 übertragen, die damit entweder längs einer mit der Steuerwelle fest verbundenen Gradführung verschoben (gerade Scheitellinie) oder auf einem Grundexzenter verdreht werden (gekrümmte Scheitellinie).

Wie später näher ausgeführt, bedarf es neben dem für eine stabile Regelung erforderlichen Drehzahlunterschied zwischen Vollast und Leerlauf (Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung) der Möglichkeit, die Drehzahl jedes Beharrungszustandes in gewissem, durch die Betriebsbedingungen gegebenem Ausmaße verändern zu können. Hierzu kann entweder der Pendelhub Y_{\max} entsprechend größer als der Zuordnungshub y_{\max} ,² der durch die Auslegung der Steuerung bestimmt ist, gewählt und durch eine Verlagerung des letzteren längs der Charakteristik die Änderung der Beharrungsdrehzahl erreicht werden (Abb. 11a). Andererseits kann Zuordnungs- und Pendelhub übereinstimmend angenommen und die Beharrungsdrehzahl durch Verlagerung der Charakteristik verändert werden (Abb. 11b). Dies erfolgt durch Auf-

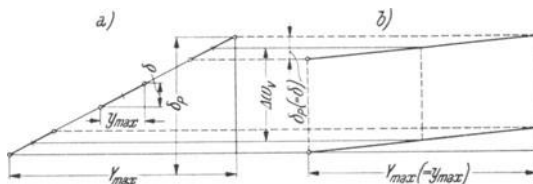


Abb. 11.

bringung zusätzlicher und einstellbarer Kräfte, wobei jedoch der Einfluß letzterer auf den Ungleichförmigkeitsgrad des Pendels zu beachten ist (10).

Mittelbare Regelungseinrichtungen sehen gewöhnlich den erstgenannten Vorgang vor, solange die Drehzahlverstellung in verhältnismäßig engen Grenzen bleibt. Da seitens des Drehzahlreglers nur geringe Verstellkräfte aufzubringen sind,

können ohne Beeinträchtigung der Empfindlichkeit der Regelung, also bei relativ geringem Pendelhub, hohe Ungleichförmigkeitsgrade des Pendels angewendet werden, wie sie etwa bei Wasserturbinen mit Rücksicht auf die Stabilität erforderlich sind. Bei direkt wirkenden Reglern hingegen bedarf es verhältnismäßig hoher bezogener Verstellkräfte³ für eine genügend empfindliche Regelung bei relativ großem Zuordnungshub, so daß die Drehzahlverstellung gewöhnlich nach Form Abb. 11b durchgeführt wird.

Bei dem in Abb. 3 dargestellten Flachregler wird zur Veränderung der mittleren Beharrungsdrehzahl über Hebel 121, Laufring 122 und Zugspindel 123 die Kraft der zusätzlichen Feder 120 auf die Pendelgewichte 100 übertragen. Die axiale Abstützung der Federspannvorrichtung 125 bis 136 gegen die drehenden Teile — Spritzring 128 und Gleitring 124 — über Kugellager 127

¹ S. a. Abschnitt III.

² Hub, der notwendig ist, um die Steuerung von „auf“ auf „zu“ zu verstellen.

³ Freie Kraft pro Einheit der Drehzahländerung bei Erhaltung der Reglerstellung.

erlaubt die zentrische Anordnung ersterer und die Betätigung der Spannmutter 136 über das auch im Betriebe feststehende Handrad 125.

Abb. 12 zeigt die Ausbildung eines Flachreglers [19] mit besonders hoher Verstellmöglichkeit der Umlaufzahl, wozu sowohl der wirksame Hebelarm der Feder 101 wie auch im gleichen Sinne gehend deren Spannung verändert wird (7). Um dies zu erreichen, ist der Angriffspunkt 102 der Feder 101 am zugehörigen Fliehwicht 100 nicht fest, sondern gleitend ausgeführt und wird längs der Bahn 107 durch den Lenkerantrieb 120 bis 123 verstellt, der gleichzeitig mittels des Hebels 121 die Aufhängung 122 der Feder im Sinne der beabsichtigten Wirkung verlagert. Für eine große Drehzahlverstellung wirkt der Umstand günstig, daß die Änderung der Umlaufzahl der Verstellung proportional ist; wertvoll hierbei ist, daß der Ungleichförmigkeitsgrad des Pendels unabhängig von der Einstellung der inneren Übersetzung bleibt.

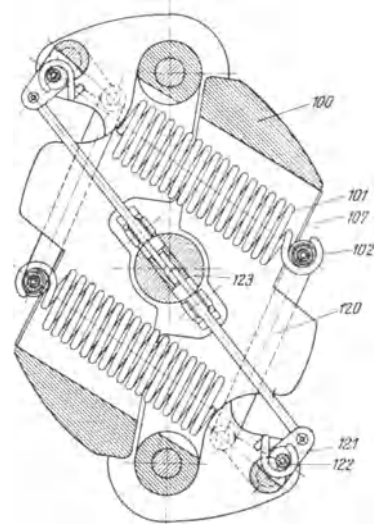


Abb. 12.

2. Elektrische Drehzahlmessung.

Die Forderungen, die an die Empfindlichkeit der Drehzahlregler zur Sicherung einer geordneten Lastverteilung im Gemeinschaftsbetrieb großer Versorgungssysteme gestellt werden müssen, kommen nahe an, bzw. überschreiten die Grenze der Möglichkeiten, die beim mechanischen Fliehkraftpendel gegeben sind; der bisher weitgehend verwendete Antrieb durch Riemen beeinflusst diese Verhältnisse noch im ungünstigen Sinne. Eine Empfindlichkeit von 0,002% bei dem in Frage kommenden Meßbereich von $\pm 0,1\%$ der Nennfrequenz kann durch Erfassung der Drehzahl (Frequenz) über einen elektrischen Schwingungskreis, gebildet durch eine Induktivität und Kapazität, erreicht werden. Die ausgeprägte Abhängigkeit derartiger Kreise von der Frequenz der aufgedrückten Spannung führt bei einer Kompensationschaltung, etwa über ein zweisystemiges Dynamometer, zu einem Gerät hoher Frequenzempfindlichkeit, die im wesentlichen durch die Veränderung der gegenseitigen Phasenlage der in den Systemen fließenden Ströme bestimmt ist. Als wesentlicher Vorteil dieses Gerätes ist dessen Spannungsunempfindlichkeit anzusehen, welche seine richtige Wirkung noch bei Spannungsabsenkungen bis zu 10% der Nennspannung gewährleistet. Damit kann das Meßsystem unmittelbar an die Generatorspannung gelegt und auf jene Maßnahmen verzichtet werden, welche bei elektromotorischem Antrieb mechanischer Drehzahlmesser zur Sicherstellung deren Wirkung erforderlich sind (s. hierzu Abschnitt XII, B 1).

Das elektrische „Pendel“, das in üblicher Weise¹ in den Steuerkreis eines normalen Öldruckreglers eingefügt werden kann, läßt auch auf eine mechanisch durchgebildete Rückführung im Steuerkreis verzichten, wenn dem Frequenztrieb ein weiterer Trieb zugefügt wird, dessen — dem primären Impuls entgegenwirkendes — Drehmoment in Abhängigkeit von der Arbeitskolbenstellung des Reglers gebracht wird; ebenso können über diesen Trieb weitere Abhängigkeiten, wie etwa zur Lastverteilung, eingeführt werden.

Statt des Dynamometers können auch Ferrarissysteme Anwendung finden, deren Triebe je in Reihe mit einer regelbaren Drossel bzw. Kapazität liegen und so abgeglichen und mechanisch gegengeschaltet sind, daß bei normaler Frequenz Gleichgewicht besteht. Durch Veränderung der Induktivität, etwa durch Verdrehung des Ständers der Regeldrossel in Abhängigkeit von der Stellung des Reglerarbeitskolbens, kann auch hier die Stabilisierung des Regelvorganges erzielt werden; bestimmte Abhängigkeiten zur Lastverteilung werden durch dem Meßsystem aufgeprägte zusätzliche Spannungen erreicht, die ersteren entsprechende — durch Wechselstrom darstellbare — Meßgrößen abbilden.

¹ Zur Erzielung der verlangten Empfindlichkeit sind die damit verbundenen, geringen Verstellkräfte — etwa durch eine doppelte Vorsteuerung (s. Abschnitt III) — auf das Steuerventil zu übersetzen.

3. Hydraulische Drehzahlmessung.

Die Drehzahl kann auch in dem Druck einer von der Maschinenwelle aus angetriebenen Pumpe erfaßt werden, deren Förderung durch eine Öffnung konstanten Querschnittes zur Abströmung gebracht wird (Abb. 13). Der Abströmdruck bei einem bestimmten Wert des Abflußquerschnittes 142 richtet sich nach der Fördermenge der Steuerpumpe 145 und steht somit in Abhängigkeit von ihrer Drehzahl. Diese und damit die Maschinendrehzahl können daher

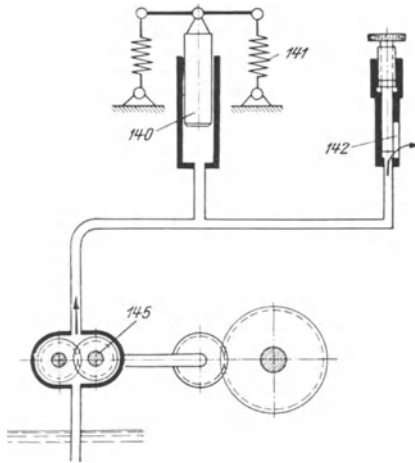


Abb. 13.

mittels eines manometrischen Systems, wie dies etwa durch den federbelasteten Kolben 140 dargestellt wird, an den Verststellungen desselben gemessen werden. Derartige Anordnungen zur Erfassung der Drehzahl zeichnen sich durch die einfache Möglichkeit einer weiten Verlagerung des Meßbereiches mit Veränderung der Größe der Abströmöffnung aus, nachdem zur Aufrechterhaltung der Mittelstellung des Meßkolbens bzw. des hierzu notwendigen Öldruckes Änderungen des Abströmquerschnittes durch gleichsinnige und angenähert proportionale Änderungen der Fördermenge, also der Pumpen-(Maschinen-)Drehzahl, ausgeglichen werden müssen.

Während also durch sinngemäße Veränderung der Ausströmöffnung 142 die Drehzahlcharakteristik in weiten Grenzen (Verstellungen von 1:10 und darüber) gehoben oder gesenkt werden kann, bestimmt der Verlauf der Federkräfte 141 im Bereich des vorgesehenen Zuord-

nungshubes des Meßkolbens 140 den Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung.¹ Die Überströmöffnung 142 wird zweckmäßig als langer, enger Schlitz ausgeführt, womit eine

¹ Eine verhältnismäßig einfache Überlegung zeigt, daß dieser Wert unabhängig von der jeweiligen mittleren Umlaufzahl angenähert konstant angesehen werden kann.

Für die Mitteldrehzahl n_m , welcher die Fördermenge Q_m der Steuerpumpe 145 zukommt, bedarf es eines Querschnittes f_m der Ausströmöffnung

$$\frac{Q_m}{f_m} = v_m = \psi \sqrt{2g h_m}$$

mit h_m als den für die Aufrechterhaltung der Mittelstellung des Meßkolbens 140 erforderlichen spezifischen Druck. Wird mit h_u der für die untere Grenzstellung des Meßkolbens notwendige Druck bezeichnet, so folgt aus

$$h_u = \psi \cdot \left(v_m - \frac{\Delta Q}{f_m} \right)^2 / 2g$$

die ΔQ proportionale Drehzahlabnahme Δn und damit der Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung mit

$$\delta = \frac{2 \Delta n}{n_m}.$$

Zur Einstellung einer mittleren Drehzahl von $n_1 = \alpha \cdot n_m$ bedarf es, da hierbei Q_m auf $Q_{m1} = \alpha \cdot Q_m$ sich ändert, die Mittelstellung des Meßkolbens jedoch aufrechterhalten bleiben muß, einer Einstellung des Ausströmquerschnittes $f_{1m} = \alpha \cdot f_m$ zur Erhaltung der durch Q_{m1} bedingten Durchströmgeschwindigkeit $v_{m1} = v_m$. Unter dieser Voraussetzung gilt für die untere Stellung des Meßkolbens

$$h_{1u} = \psi \cdot \left(v_{m1} - \frac{\Delta Q_1}{f_1} \right)^2 / 2g = \psi \cdot \left(v_m - \frac{\Delta Q_1}{\alpha f_m} \right)^2 / 2g;$$

die konstruktionsgemäße Bedingung $h_{1u} = h_u$ für die untere Grenzstellung des Meßkolbens erscheint nur dann erfüllt, wenn

$$\frac{\Delta Q_1}{\alpha} = \Delta Q, \text{ bzw. } \frac{\Delta n_1}{\alpha} = \Delta n$$

ist. Damit wird jedoch

$$\delta_1 = \frac{2 \Delta n_1}{n_{1m}} = \frac{2 \alpha \cdot \Delta n}{\alpha n_m} = \delta.$$

genügende Unabhängigkeit des Widerstandsbeiwertes von der Zähigkeit (Viskosität) des Betriebsöles erreicht wird.

Ein weiter Bereich der Drehzahlen kann auch mittels normaler Fliehkraftpendel beherrscht werden, falls deren Antrieb von der Welle des in seiner Drehzahl zu regelnden Maschinensatzes über ein mit veränderlicher Übersetzung ausgestattetes Getriebe erfolgt. Mechanische Getriebe (z. B. Kegeliementriebe, Reibradgetriebe) gestatten die stetige Veränderung der Drehzahl im Bereich von etwa 1:5. Zusätzlich schaltbare Übersetzungen ermöglichen die Verlagerung dieses Bereiches im Stillstand. Für stetig zu durchlaufende Bereiche mit Drehzahländerungen bis 1:20 hat sich die hydraulische Transformation eingeführt, wobei naturgemäß nur praktisch schlupffreie Übersetzungsgetriebe (Kolbengetriebe) Anwendung finden können.

Nach Vorschlägen von H. THOMA werden mehrstempelige rotierende Kolbenpumpen (Abb. 14) gegeneinandergeschaltet [14], deren sekundliche Förderung bzw. Aufnahme durch Veränderung des wirksamen Hubes der Kolben beeinflusst werden kann. Letzterer wird hierbei

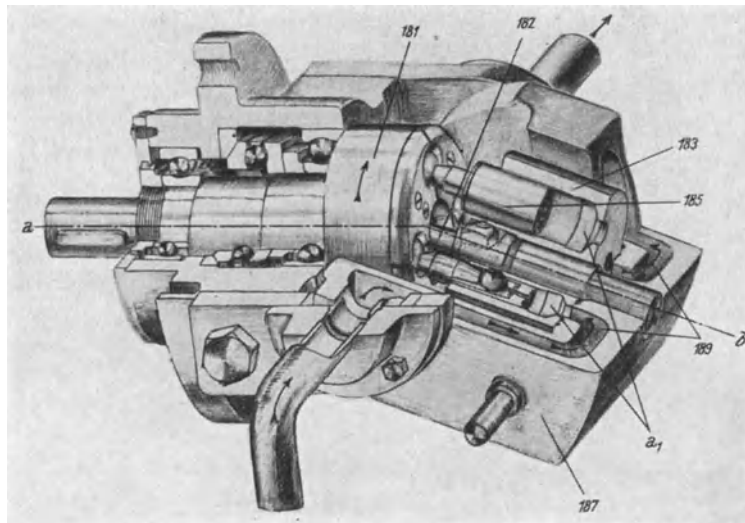


Abb. 14.

durch die Schrägstellung des über die Kardanverbindung 182 mitrotierenden Pumpenkörpers 183 gegen den Antriebsflansch 181 bestimmt. Die Umkehrpunkte für die Bewegung jedes Stempels 185 liegen gleich und im Durchstoßpunkt der Bahn des Antriebspunktes mit der durch die beiden Achsen a und b gelegten Ebene; die Steuerung der Pumpenräume a_1 kann daher gemeinsam durch zwei den Druck- bzw. Saugbereich umfassende Schlitze 189 in dem feststehenden, der Führung des rotierenden Pumpenkörpers 183 dienenden schwenkbaren Gehäuse 187 erfolgen.

Gleichrichtung von Antriebsachse a und jener des Führungskörpers b der Aktivpumpe (treibende Pumpe) führen zur Nullförderung; die Neigung der Achsen der Passivpumpe (getriebene Pumpe) ist Voraussetzung für die Ausübung eines Drehmomentes, das durch die Tangentialkomponente der Kolbenkräfte zustande kommt. Drehzahl und Hub des Primärgetriebes bestimmen die sekundliche Fördermenge und legen für eine bestimmte feste Schräglage der Achsen des sekundären Getriebes (Ölmotor) dessen Drehzahl fest. Änderungen letzterer können bei konstanter Primärzahl somit durch Änderung des wirksamen Hubes des Aktivgetriebes durch Schwenkung des zugehörigen Führungskörpers 187 erzielt werden, bzw. bewirkt letztere der durch die Einstellung der Steuerung festliegenden Sekundärdrehzahl halber die entsprechende Änderung der Primärdrehzahl.

b) Gefälls- und Druckmessung.

Die Lage von Flüssigkeitsspiegeln kann erfaßt werden durch Schwimmer, bzw. in dem Druck einer Luftsäule, die durch ein unter den Spiegel tauchendes Rohr ausgepreßt wird (Abb. 15). Die Größe des Meßdruckes kann hierbei, solange es sich um verhältnismäßig geringe Werte handelt, an der Differenz der Spiegel eines kommunizierenden Flüssigkeitssystems (U-Rohr) festgestellt werden, das in der Form der Ringwaage 151 (Abb. 16) die einfache Übertragung des Meßwertes ermöglicht; die Meßgröße erscheint hierbei als Funktion des Drehwinkels, wobei dessen Proportionalität mit der Meßgröße durch die Führung des Gegengewichtes 154 längs der Wälzkurve 153 erzielt wird [9].

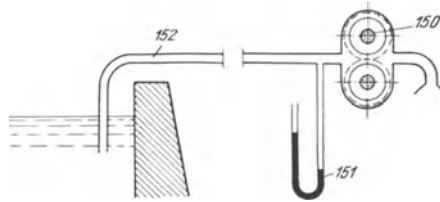


Abb. 15.

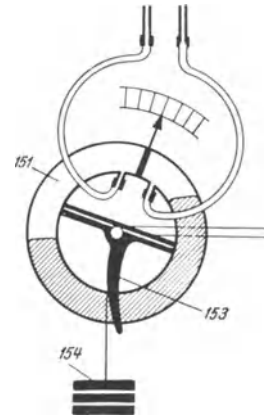


Abb. 16.

Als Druckmeßorgan finden auch Membranen oder für hohe Drücke Federrohre Anwendung, deren Ausbiegung festgestellt wird. Meßsysteme dieser Art eignen sich als Führungsorgane rein druckabhängiger Regelungen (Entnahme- oder Gegendruckregelung von Dampfkraftmaschinen), bzw. in Gegenschaltung zur Messung von Druckunterschieden. Hierzu besteht etwa die Notwendigkeit im Rahmen der Mengenbestimmung strömender Flüssigkeiten oder Gase, die sich auf den Druckabfall an Staurändern oder Düsen stützt. Für geringe Druckunterschiede können auch die vorerwähnten Einrichtungen auf hydrostatischer Basis (Abb. 15, 16) Anwendung finden.

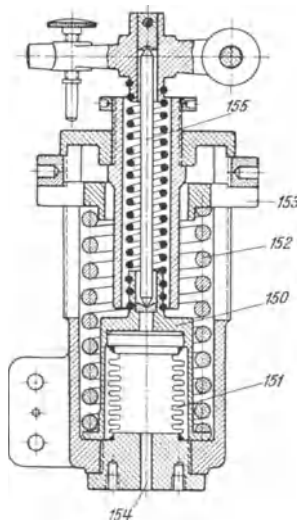


Abb. 17. 150 = Kolben, 151 = Membrane, 152 = Gegenfeder, 153 = einstellbarer Gegenteller, 154 = Druckzuleitung, 155 = Übertragungsglied.

Die Umsetzung von Druckwerten in Lagegrößen kann über Kolbengetriebe erfolgen, die einerseits unter den zu erfassenden Druck, andererseits unter Wirkung von Feder- oder Gewichtskräften stehen. Die Ausschaltung der Reibungskräfte an den Kolbendurchführungen und der ungünstige Einfluß unreiner Steuerflüssigkeit auf erstere werden bei Ersatz der Kolben durch Federungskörper erreicht, die überdies einen absolut dichten Abschluß des Steuermittels erreichen lassen (Abb. 17) [14].

c) Grundsätzliche Auslegungen mittelbarer Regelungseinrichtungen.

Maßgebend für die konstruktive Gestaltung der vorerwähnten Einrichtungen sind die von diesen aufzubringenden Verstellkräfte. Es kann als bekannt vorausgesetzt werden, daß die Regulierorgane von Wasserturbinen — abgesehen von Kleinstausführungen — Verstellkräfte bedingen, die weit über jenen liegen, die von einem zweckmäßig gestalteten Führungsorgan bei einer betriebsmäßig zulässigen Abweichung der Führungsgröße vom Beharrungswert aufgebracht werden können. Dies gilt sowohl für Drehzahlregler im Hinblick auf deren dynamisch günstige Auslegung als auch für jene zunächst für Zwecke der Anzeige entwickelten Geräte zur Gefälls-, Druck- und Leistungsmessung.

Wasserturbinen erscheinen daher ausschließlich mittelbar geregelt, d. h. zwischen Führungs- und Regelorgan ist ein Hilfsgetriebe eingeschaltet, das seine Arbeitsfähigkeit von einer unabhängigen Energiequelle ableitet, was die Tätigkeit des Führungsorgans ausschließlich auf die Steuerung des Kraftflusses zum Hilfsgetriebe zu beschränken gestattet.

Die Ansprüche an die Genauigkeit der Regelung sowie die leichte Möglichkeit der Vereinigung mehrerer Regelungsaufgaben in einer Steuerung haben auch für *Dampfturbinen* mittlerer und großer Leistungen zur ausschließlichen Anwendung der mittelbaren Regelung der Dampfeinlaßorgane geführt. *Kolbendampfmaschinen* werden noch verschiedentlich direkt geregelt, jedoch hat sich auch hier zur Erfüllung besonderer Betriebsbedingungen, wie Regelung auf gleichbleibende Drehzahl oder mit hoher Drehzahlverstellung, die mittelbare Beeinflussung der Ventilantriebe eingeführt.

Als Hilfsgetriebe werden heute nahezu ausschließlich Druckölgetriebe verwendet, deren Konstruktion auch für große Verstellkräfte keine grundsätzlichen Schwierigkeiten bereitet und deren Aufbau verhältnismäßig einfach ist; beides im Gegensatz zu elektrischen, insbesondere jedoch mechanischen Hilfsgetrieben, welche letztere heute als verlassen angesehen werden können.

Führungsorgan 100 (Abb. 18), Hilfs- (Kraft-) Getriebe 600, Steuerorgan 301 für die Druckflüssigkeit sowie die Einrichtungen zur Bereitstellung dieser (Pumpe 201 oder Druckspeicher) bilden die Grundelemente mittelbar wirkender Regelungseinrichtungen. Hierzu kommen noch jene Vorkehrungen, die zur Erzielung der Stabilität der mittelbaren Regelung erforderlich sind.

Bei der Betrachtung dieses Problems soll zunächst der Einfluß einer Eigendämpfung des geregelten Systems, welche unter Umständen besondere Maßnahmen zur Stabilisierung entbehrlich machen kann, vernachlässigt werden. Dies erscheint zulässig für drehzahlgeregelte *Wasserturbinen*, bei welchen die durch die Abhängigkeit des Drehmomentes von der Drehzahl grundsätzlich bestehende Eigendämpfung nur gering ist und daher unberücksichtigt bleiben kann. Für die nachfolgende Betrachtung wird das Antriebsmoment der Wasserturbine nur von der Stellung des Regelorgans und damit während des Regelvorganges nur abhängig von der Zeit angesehen.

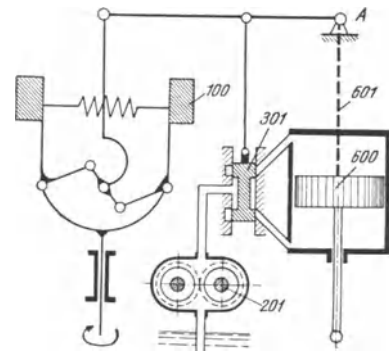


Abb. 18.

Eine Störung des Gleichgewichtes zwischen ein- und ausgeleiteter Energie beantwortet das drehende System der Kraftmaschine mit Drehzahländerungen, die der Bewegungsgleichung

$$M - W = \Theta \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

folgen. Hierin bedeuten

t die Zeit,

M, W das im Zeitpunkt t wirksame Antriebs-, bzw. Lastmoment,

ω die augenblickliche Winkelgeschwindigkeit,

Θ das Trägheitsmoment des rotierenden Systems.

Wir setzen zunächst Gelenkpunkt A (Abb. 18) als fest, die Steuerverbindung 601 somit als nicht vorhanden voraus; das Steuerventil 301 folgt daher verhältnismäßig den Bewegungen des Führungsorgans 100. Unter der Annahme, daß sich im Augenblick $t = 0$ das Lastmoment \bar{W}_0 plötzlich auf \bar{W} verändere und ferner eine durch die Hilfskolbenbewegung veranlaßte Änderung des Antriebsmomentes proportional mit der Zeit vor sich gehe, tritt gemäß Gleichung (3) ein Drehzahlverlauf nach Abb. 19 b ein, der einer Parabel mit der Tangentenneigung im Ursprung $\omega'_0 = \frac{\bar{M}_0 - \bar{W}}{\Theta}$ entspricht. Nach erstmaliger Erreichung des Gleichgewichtes (Augenblick t_1) setzt sich jedoch die Hilfskolbenbewegung gleichsinnig fort, um erst im Augenblick t_2 mit Erreichung der Mittelstellung des Steuerventils unterbrochen und umgekehrt zu werden. Hierbei ist dem symmetrischen Verlauf des Vorganges entsprechend die in diesem Augenblick vorhandene Momentendifferenz ΔM absolut gleich, jedoch entgegengesetzt gerichtet jener, welche den Ausgleichsvorgang eingeleitet hat. Der Geschwindigkeits- und Momentenverlauf in der anschließenden Phase stimmt somit hinsichtlich seiner Absolutwerte vollständig mit dem Verlaufe der ersten Phase überein und wird beendet mit der Einstellung eines Momentes

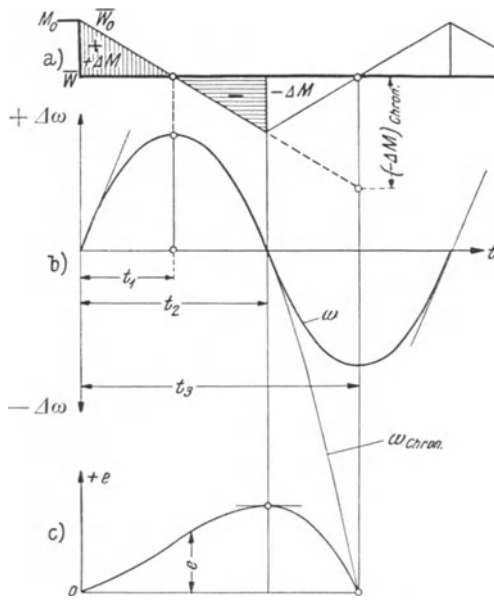


Abb. 19.

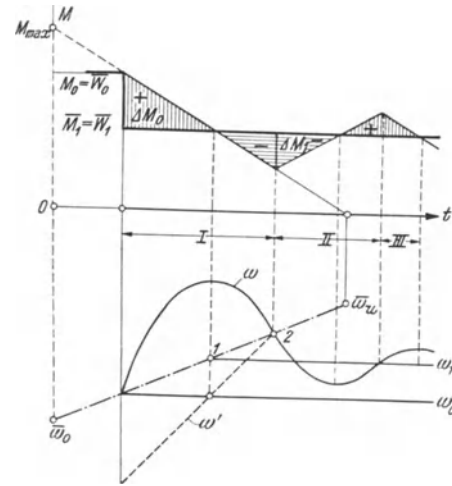


Abb. 20.

gleich jenem, das den Regelvorgang ursprünglich veranlaßt hat. Dieser Vorgang läßt sich beliebig lang weiterverfolgen. Bereits für den idealisierten Fall setzt somit ein ungedämpfter Schwingungsvorgang ein, der diese Regelungsform unbrauchbar erscheinen läßt.

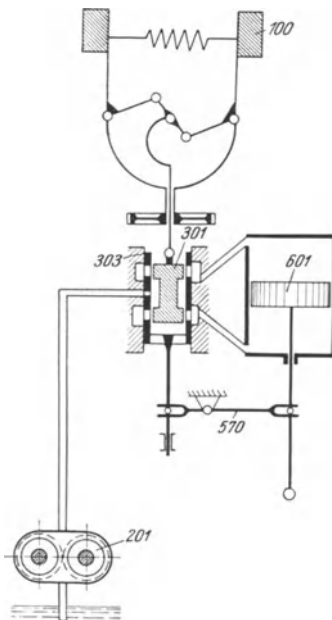


Abb. 21.

Ebensowenig führt eine Anordnung, bei welcher die Winkelvoreilung des Drehzahlvektors der geregelten Maschine gegenüber einem mit konstanter Geschwindigkeit gedrehten Vektor die Verstellung des Steuerventils aus seiner Mittellage bestimmt (chronometrische Regelung) (3), zu einer brauchbaren Form der mittelbaren Regelung. Dies wird leicht verständlich, wenn man bedenkt, daß der Voreilwinkel bis zu jenem Zeitpunkt, in welchem die geregelte Maschine ihre normale Drehzahl wieder erreicht hat (t_2), ständig zunimmt, also die Steuerventilerhebung (e) in diesem Zeitpunkt ihr Maximum erreicht, um erst in der Folge bei unternormaler Drehzahl dem Nullwert zuzugehen (Abb. 19c). Die erstmalige Unterbrechung des Regelvorganges erfolgt somit nach dem Zeitpunkt t_2 ;¹ die chronometrische Regelung muß daher auf Schwingungen mit zunehmender Amplitude führen.

Um zu einer gedämpften Schwingung zu kommen, bedarf es der vorzeitigen Beendigung der Überregelung zur Herbeiführung abnehmender Absolutwerte der zu Beginn aufeinanderfolgender Phasen dynamisch wirksamen Momentendifferenzen. Diese allgemeine Bedingung kann durch Einführung einer zusätzlichen Abhängigkeit der Stellung des Steuerventils von der Kolbenstellung des Kraftgetriebes, welches letztere in eindeutiger Abhängigkeit zum Regelwert (Leistung) steht, verwirklicht werden. Insofern Hilfskolbenbewegung bzw. eine ihr proportionale Weggröße und Pendelverstellung zusammengesetzt werden (Abb. 18, Steuerverbindung 601), haben wir den ursprünglichst angewendeten Vorgang der Stabilisierung durch Rückführung — wohl in seiner einfachsten Form als starre Rückführung — vor uns. Die Beendigung der ersten Regulierphase (I) (Abb. 20) mit Rückstellung

$$^1 \int_0^{t_2} \Delta \omega \, dt = - \int_{t_2}^{t_3} \Delta \omega_{\text{Chron}} \cdot dt.$$

des Steuerorgans in seine Mittellage findet vor Erreichung einer absolut gleichen Momentendifferenz durch die der Pendelbewegung gegensinnige Beeinflussung des Steuergestänges über Punkt *A* statt, womit die Bedingungen für eine gedämpfte Schwingung erfüllt sind. Im selben Sinne wirkt die Nachführung der Steuerbüchse 303 (Abb. 21) in starrer Abhängigkeit von der Bewegung des Hilfskolbens 601.

Die Regelung erfolgt jedoch nicht auf gleichbleibende Drehzahl für alle Belastungen, da der Beharrungszustand — Steuerorgan in Mittellage — je nach der Stellung des Hilfskolbens, also der Leistungsabgabe der Turbine, verschiedene Pendelstellungen und damit Drehzahlen erfordert. Es tritt somit ein bestimmter Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung¹ in Erscheinung, der üblicherweise durch das Verhältnis der Drehzahlunterschiede zwischen Vollast (\bar{n}_o) und Leerlauf (\bar{n}_u), bezogen auf die Drehzahl bei mittlerer Belastung (\bar{n}_m) definiert wird. Der durch die Art der Stabilisierung bedingten Zuordnung von Turbinenöffnung und Beharrungsdrehzahl entsprechend, erfolgen auch die Drehzahlpendelungen bei Belastungsänderungen um die der neuen Beharrungsleistung (Moment \bar{M}_1) zugeordneten Drehzahl n_1 (ω_1).

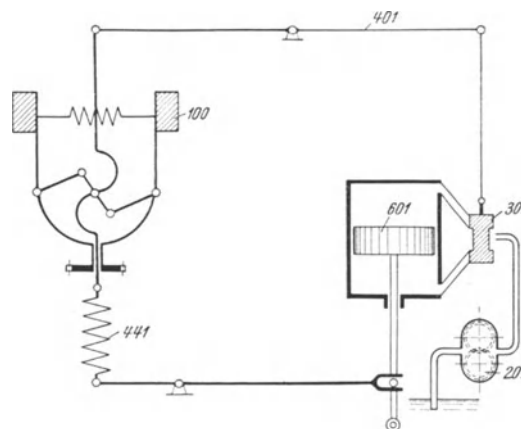


Abb. 22.

An Stelle der Zusammensetzung der Bewegungen von Pendel und Hilfskolben kann zur Stabilisierung des mittelbaren Regelvorganges die Beeinflussung des Pendels durch Kräfte vorgenommen werden, die von der Hilfskolbenbewegung abhängig gemacht sind (Rückdrängung). Eine derartige Anordnung zeigt in schematischer Form Abb. 22. Hierzu muß vorgegreifend bemerkt werden, daß durch zusätzliche Muffenkräfte bei gleichbleibender Drehzahl Stellungsänderungen des Pendels eintreten, die den aufgebrachtten Kräften angenähert proportional angesehen werden können. Werden nun durch eine Federanordnung ähnlich Abb. 22 der Hilfskolbenbewegung proportionale Kräfte auf das Pendel übertragen, so folgt dieses nicht mehr der der Änderung der Winkelgeschwindigkeit ähnlichen Kurve ω (Abb. 23), die einer Erhaltung der zu Beginn der Regelbewegung bestandenen Muffenbelastung entsprechen würde, sondern weist einen Verlauf nach y auf gemäß den mit der Bewegung des Hilfskolbens zunehmenden Muffenkräften (V).

Hierdurch erreicht das Steuerventil auch bei diesem Vorgang seine Mittelstellung (t_2) vor zu starker Überregelung. Der Ungleichförmigkeitsgrad dieser Regelungsanordnung bestimmt sich aus dem Unterschied der Drehzahlen, die zur Herbeiführung der Mittelstellung des Pendels unter Wirkung der unterschiedlichen Federkräfte² bei Vollast- (V_o) bzw. Leerlaufstellung (V_u) des Arbeitskolbens notwendig sind.

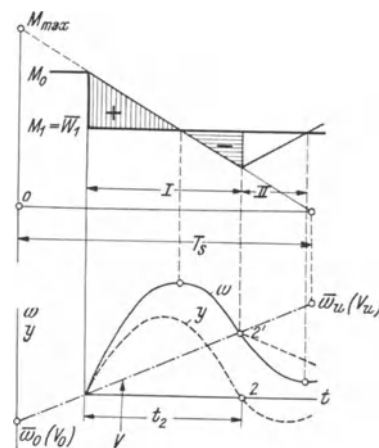


Abb. 23.

Eine besondere Bedeutung kommt der Massenträgheit des Betriebsmittels bei Rohrleitungsturbinen zu. Hier kann für eine stabile Regulierung ein Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung notwendig werden, der zu große Unterschiede der Beharrungsdrehzahlen nach sich zieht, bzw. wegen seiner Bindung an die Erstellungsbedingungen der Anlage nicht mehr nach den Forderungen der Verbundwirtschaft — d. i. der Parallelbetrieb verschiedener Kraft erzeugungsstellen mit einer nach ökonomischen Gesichtspunkten geregelten Beteiligung an der jeweiligen Gesamtlast — gewählt werden kann.

¹ Dieser ist vom Ungleichförmigkeitsgrad des Pendels zu unterscheiden und steht zu diesem im Verhältnis des auf den Pendelweg bezogenen Arbeitskolbenhubes (bei Mittelstellung Steuerventil) zum Pendelhub.

² S. II. Teil, Abschnitt C 2b.

Für eine grundsätzliche Betrachtung genügt es zunächst darauf hinzuweisen, daß Öffnungsänderungen der Leitvorrichtung Änderungen des Fließzustandes der geschlossen geführten Wassersäule nach sich ziehen und damit Massenkkräfte auslösen, die bei einem Schließvorgang mit einer scheinbaren Erhöhung des Gefälles, bei einem Öffnungsvorgang mit einer Erniedrigung

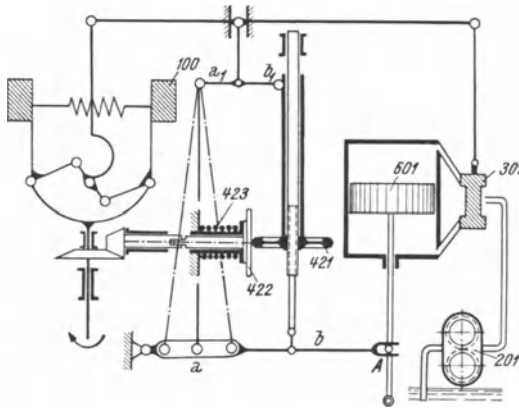


Abb. 24.

dieses in Erscheinung treten. Damit kann die sinn- gemäße Wirkung von Öffnungsänderungen aufge- hoben, bzw. vorübergehend ins Gegenteil verkehrt werden; Schließvorgänge können zunächst einen Leistungsanstieg, Öffnungsvorgänge einen Lei- stungsabfall nach sich ziehen. Infolge des durch längere Zeit bestehenden und vergrößerten Mo- mentenüberschusses tritt eine Geschwindigkeits- abweichung auf, die gegenüber jener bei gleich- bleibendem Gefälle erhöht ist; außerdem findet die Beendigung der ersten Regulierphase (t_2) mit einer stärkeren Überregelung statt, wodurch sich die Dämpfung des Regelvorganges verschlechtert, bzw. bei Erhaltung dieser ein höherer Ungleichförmig- keitsgrad zur Anwendung gebracht werden muß.

Die Forderung nach einem frei wählbaren Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung bei stabilem Verhalten dieser hat zur Ausbildung der nachgiebigen Rückführung bzw. Rückdrän- gung geführt. Hierbei werden die vom Hilfskolben abgenommenen und in die Gestängeverbin- dung von Pendel und Steuerventil eingeführten Rückstellbewegungen über einen Mechanismus geleitet, dessen mittelbar bewegter Teil bei Verschiebungen aus der Beharrungslage dieser mit verhältnismäßig geringer Geschwindigkeit immer wieder zustrebt und damit letzten Endes eine durchgeleitete Verstellung zum Verschwinden bringt. Während infolge der langsamen

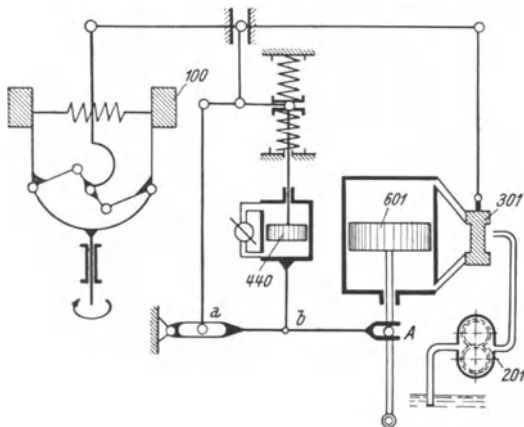


Abb. 25.

Schlüpfung des sekundären Teiles der Nachgiebig- keit die Wirkung der primären (stabilisierenden) Bewegung während der Phase der eigentlichen Aus- regelung wenig beeinflußt wird, strebt die Drehzahl nach dieser einem immer gleichen Beharrungswert zu (*Gleichwertregelung*).

Als Konstruktionselemente des nachgiebigen Teiles der erwähnten Anordnung finden Reib- scheibengetriebe, Ölbremse zwischen rückführenden Federn, bzw. gesteuerte hydraulische Getriebe Anwendung. Den Aufbau einer mit nachgiebiger Rückführung unter Verwendung eines Reibscheiben- getriebes arbeitenden Regelungseinrichtung zeigt schematisch Abb. 24. Vom Hilfskolben 601 werden sowohl in a als auch b Steuerbewegungen mit ver- schiedener Übersetzung abgenommen, wobei die auf

eine stärkere Verstellung des Steuergestänges hinwirkende auf die Gewindespindel eines Reib- rollengetriebes geleitet wird, dessen Reibrolle 421 durch das Reibrad 422 in die immer gleiche Mittelstellung zurückgeschraubt wird. Im Beharrungszustand befindet sich somit 421 in immer gleicher Stellung, so daß ausschließlich die Verlagerung von a_1 abhängig von der Belastung des Maschinensatzes (Stellung des Hilfskolbens 601) Unterschiede zwischen den Drehzahlen der einzelnen Beharrungszustände bedingt. (*Dauernder Ungleichförmigkeitsgrad.*) Hingegen bestimmt bei entsprechender Auslegung überwiegend die über 421 geleitete Bewegung die Dämpfung des Regelvorganges, ohne für den Beharrungszustand wirksam zu bleiben. Der Einfluß dieser letztgenannten Bewegung kann sinngemäß durch den Drehzahlunterschied zwischen Vollast und Leerlauf, der bei einer starr angenommenen Verbindung b, b_1 auftreten würde, gekennzeichnet werden. (*Vorübergehender Ungleichförmigkeitsgrad.*)

Die Nachgiebigkeit der Steuerung wird zweckmäßig durch jene Zeit charakterisiert, welche die um den vollen Hub aus ihrer Mittellage verschobene Reibrolle benötigt, um in diese wieder zurückzulaufen, wobei — entgegen der Wirklichkeit — die der vollen Auslenkung entsprechende Rücklaufgeschwindigkeit über den ganzen Hub als gleichbleibend vorausgesetzt wird. (*Isodromzeit.*)

An Stelle eines mechanischen Reibscheibengetriebes können auch hydraulische Verbindungen zur Erzielung der Nachgiebigkeit verwendet werden. In der Mehrzahl der Ausführungsformen finden Ölbremen Anwendung, deren mittelbar bewegter Teil unter Wirkung von Feder- oder Gewichtskräften in eine immer gleiche Beharrungslage zurückgeführt wird (Abb. 25). In vollendeteren Ausführungsformen treten an Stelle der mit dauernd eröffnetem Umlauf arbeitenden Ölbremse zur Beseitigung der später eingehend gekennzeichneten Nachteile Ausführungen mit gesteuerter Überströmung, bzw. hydraulische gesteuerte Hilfsgetriebe. Die Besprechung dieser Einzelheiten ist späteren Abschnitten vorbehalten.

Die Wirkung der Nachgiebigkeit entspricht der einer selbsttätigen, verhältnismäßig langsam arbeitenden Drehzahlverstellvorrichtung, welche durch Berichtigung des Antriebsmomentes die nach Entlastungen unter dem Einfluß der rein rückführenden Steuerung zu hohe, nach Belastungen zu tiefe Beharrungsdrehzahl auf den Sollwert, bzw. einen in Relation zur Hilfskolbenlage stehenden Wert zurückführt. Die hierzu notwendige Weiterverstellung der Steuerung im Sinne des ursprünglichen, primären Regelvorganges kann somit auch durch unmittelbare Zusammenfassung einer dieser Forderung entsprechenden Einrichtung mit dem Fliehkraftpendel erfolgen, wozu diesem eine elektrisch betätigte und forderungsgemäß gesteuerte Einrichtung etwa nach Abb. 26, bzw. ein ebenso arbeitender hydraulischer Mechanismus, (Abb. 27) angefügt werden kann (9). Die innere Verstellung des letzteren erfolgt unter Abwandlung einer rein volumetrischen Wirkung unter dem Einfluß von Feder 461 und Überströmung 465, wobei die Steuerung der letzteren und damit des Zwischendruckes des über eine feste Drosselung 466 mit Drucköl versorgten Raumes unter Kolben 460 die schließliche Gleichgewichtslage des Systems in Abhängigkeit von der Hilfskolbenstellung bestimmt. Man erkennt, daß bei etwa zu hoher Drehzahl das Bestreben zu einer Aufwärtsbewegung des abhängig bewegten Steuergestänges 460 besteht, was auf einen weiteren Schluß des Reglers mit dem Ergebnis eines abfallenden Verlaufes der Drehzahl hinwirkt, der der relativen Verstellgeschwindigkeit des Kupplungsmechanismus 460 entspricht. Sinngemäß verlaufen die Vorgänge bei zu tiefer Drehzahl. Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Stellungen des Pendels 100 durch Rückdrücke praktisch nicht beeinflußt werden, also Pendel mit hohen Verstellkräften angewendet, bzw. Mechanismen zwischengeschaltet werden, welche diese Rückdrücke aufnehmen (Vorsteuerung).

Die grundsätzliche Ausbildung der nachgiebigen *Rückdrängung* zeigt Abb. 28. Der zur Ausübung zusätzlicher Kräfte auf das Fliehkraftpendel vorgesehene Mechanismus wird nicht starr, sondern unter Zwischenschaltung eines nachgiebigen Gliedes, z. B. einer Ölbremse 440, vom Kolben des Arbeitswerkes 600 der Regelung her bewegt. Der sekundäre Regelvorgang findet sein Ende erst nach Erreichung jener Stellung, in welcher der Federmechanismus 442 für sich im Gleichgewicht und das Steuerorgan in Mittelstellung steht. Insofern dem Gestänge-

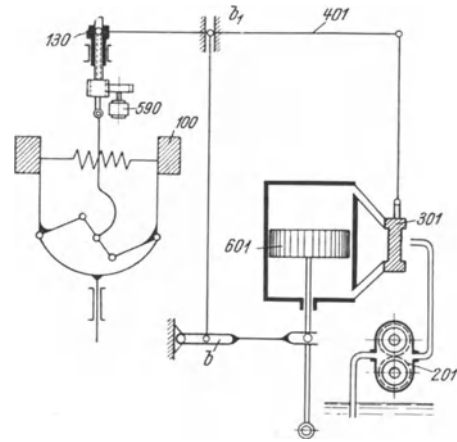


Abb. 26. (130, 590 = elektromotorisch betätigter Spindeltrieb.)

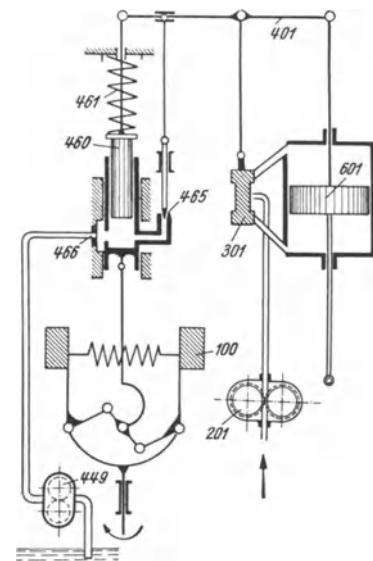


Abb. 27.

punkt a_1 nicht eine von der Hilfskolbenbewegung abhängige Verstellung erteilt wird, regelt der vorbeschriebene Mechanismus auf gleichbleibende Drehzahl für alle Beharrungsstellungen.

Die Ableitung der Stabilisierung von der Bewegung des Arbeitskolbens bringt es mit sich, daß, insofern eine Regelung mit konstanter oder nahezu konstanter Drehzahl erzielt werden soll, zusätzliche Einrichtungen mit einer der Stabilisierung entgegengerichteten Wirkung vorzukehren sind. Eine unmittelbare Gleichwertregulierung kann jedoch erreicht werden, wenn die Beschleunigung im stabilisierenden Sinne in den Regelvorgang eingeführt wird. Um dies klar zum Ausdruck zu bringen, sei auf die Darstellung Abb. 20 zurückgegriffen und diese hinsichtlich des Verlaufes der Beschleunigungen während des Regelvorganges ergänzt (Linienzug ω'). Nach Gleichung (3) besteht direkte Proportionalität zwischen Winkelbeschleunigung und Überschuß- bzw. Unterschulmoment. Durch das Zusammenwirken von Drehzahl- und Beschleunigungsmesser¹ in der in Abb. 29 dargestellten Weise, die dem Regelvorgang nach Abb. 20

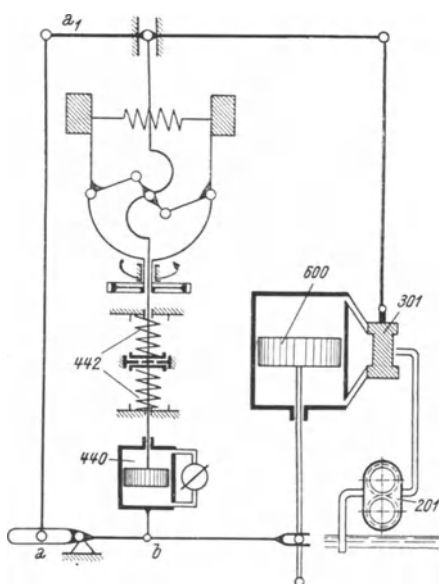


Abb. 28.

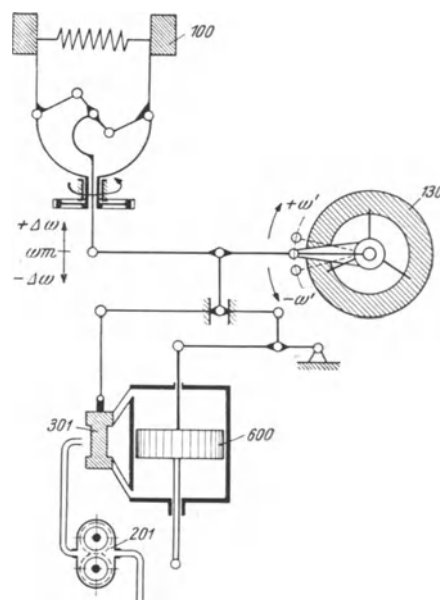


Abb. 29.

(Linie ω') gerecht wird, läßt sich somit eine brauchbare Regelung verwirklichen, die mit Rücksicht darauf, daß der Einfluß des Beschleunigungsgliedes während Beharrungszuständen verschwindet, konstante Drehzahl bei allen Beharrungsbelastungen einstellt. Die Einführung der Beschleunigung des Maschinensatzes als stabilisierendes Mittel in den Regelvorgang bringt grundsätzlich überdies eine über die alleinige Wirkung des Pendels hinausgehende Ventilverstellung in der bis zur erstmaligen Erreichung des Gleichgewichtszustandes, also für die Größe der Geschwindigkeitsabweichung maßgebenden Phase des Regelvorganges, wodurch die Ausregelung kleiner Lastungsänderungen günstig beeinflusst wird.

Um bei beliebigen Lastschaltungen zu einer aperiodischen Rückführung der Drehzahl auf den Normalwert zu kommen, bedarf es einer besonderen Abstimmung des Einflusses von Drehzahl- und Beschleunigungswirkung (9), welche Ausgangsbelastung sowie Verlauf der Momenten-

¹ Letzterer wird durch eine besondere, mittels elastischer Gegenkräfte in ihrer Trägheitswirkung ausgewogene Masse gebildet. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Pendelmuffe als Maß der Beschleunigung des Maschinensatzes zu nehmen, scheidet an den geringen Trägheitskräften, die sich bei dynamisch günstig ausgelegtem Pendel bei den auftretenden, verhältnismäßig niedrigen Beschleunigungswerten ergeben.

In diesem Zusammenhange sei auch auf die Beschleunigungssteuerung von Neyret Bellier et Piccard Pictet, Grenoble, verwiesen, bei welcher die tachometrische und beschleunigungsmäßige Wirkung aus den Zentrifugal- bzw. Trägheitskräften einer rotierenden Kanalströmung abgeleitet wird.

charakteristik berücksichtigt. Die Einführung dieser die Konstruktion komplizierenden Abhängigkeiten zum Zwecke der schwingungsfreien Ausregelung wird durch eine Auslegung der Steuerungseinrichtung entbehrlich, bei welcher die Wirksamkeit des Drehzahlreglers auf einen kleinen Bereich ($\pm \Delta \omega_1$, Abb. 30) um die Mittellage beschränkt ist. Für Drehzahlen außerhalb dieses Bereiches untersteht somit die Regelung ausschließlich dem Beschleunigungsmesser, der auf die Einstellung einer Momentendifferenz und damit einer Beschleunigung (Verzögerung) $\mp \omega_1'$ hinwirkt, die die durch die Pendelgrenzstellung ($\pm \Delta \omega_1$) bewirkte Verschiebung des Steuerventils aufhebt.

Der Verlauf eines Regelvorganges bei plötzlicher Entlastung unter Voraussetzung der vorgezeichneten Auslegung der Steuerung möge an Hand der Abb. 30 erläutert werden. Hierbei sind die Turbinendrehmomente bei verschiedenen Leitschaufelöffnungen und Drehzahlen durch eine Kurvenschar darstellbar, die näherungsweise durch ein Strahlenbündel mit $M = 0$, $\omega = \omega_L$ als Schnittpunkt ersetzt sein soll, ebenso wie die Lastmomente $W = f(\omega)$ durch entsprechend geneigte Gerade dargestellt sein mögen. Die nach der erstmaligen Erreichung des Gleichgewichtszustandes im Punkte M_1, ω_1 im gleichen Sinne fortgesetzte Veränderung des Antriebsmomentes wird mit Eintritt einer Momentendifferenz $-\Delta M_1$ dem der Verzögerung $-\omega_1'$ zugeordneten Wert — unterbrochen; der Beschleunigungsregler sucht nun in der Folge diesen Momentendifferenzwert durch Einleitung entsprechender Regulierbewegungen zu erhalten. Bei der dargestellten relativen Lage der M - und W -Charakteristiken bedeutet dies einen von M_2 auf M_3 führenden Schließvorgang mit entsprechenden Ausweichungen des Steuerventils aus seiner Mittellage und den Ablauf dieser Phase des Reguliervorganges bei einem der Verzögerung $-\omega_1'$ angenähert entsprechenden Wert. Die Phase ausschließlicher Beschleunigungsregelung wird bei Eintritt der Drehzahl in den wirksamen Bereich des Pendels (ω_3) von einer vereinigten Beschleunigungs-Drehzahlregelung abgelöst.

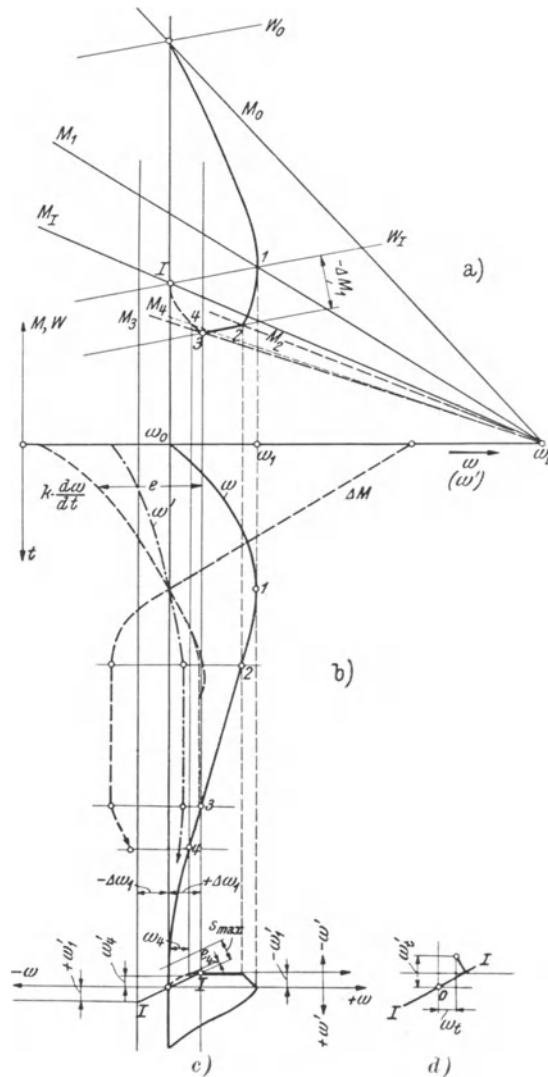


Abb. 30.

Während in den Perioden ausschließlicher Beschleunigungsregelung ($\omega > \omega_0 + \Delta \omega_1$) die Mittelstellung des Steuerventils an den Beschleunigungswert $-\omega_1'$ gebunden ist (Abb. 30 b), setzt diese bei gleichzeitig bestehender Drehzahl- und Beschleunigungswirkung Wertepaare von ω und ω' voraus, welche die Strecke $I-I$ (Abb. 30, Teil c) erfüllen. Für einen beliebigen, etwa durch ω_t und ω_t' (Abb. 30, Teil d) gekennzeichneten Zustand gibt der senkrechte Abstand des Abbildungspunktes von der Linie $I-I$ ein Maß für die Verstellung des Steuerventils. Für die während der Periode $\omega_0 \pm \Delta \omega_1$ in Betracht kommenden geringen Ausweichungen des Steuerventils aus der Mittellage kann Proportionalität zwischen diesen und den hierdurch ausgelösten Regelgeschwindigkeiten angenommen werden. Aus einem zunächst nach seiner Wahrscheinlichkeit extrapolierten Drehzahlverlauf folgen somit Steuerventilerhebung, Regelgeschwindigkeit und damit die Verlagerung der M -Linie sowie die während des betrachteten

Zeitraumes wirksame Momentendifferenz, womit nach Gleichung (3) die ursprüngliche Annahme überprüft und somit stufenweise der Verlauf der Drehzahl in der Periode $\omega_0 \pm \Delta\omega_1$ festgelegt werden kann. Um ohne Unterschwingung den Einlauf der Drehzahl in jene des Beharrungszustandes zu erzielen, ist ein Abklingen des Momentes $-M_3$ gegen W_1 etwa gemäß 3—I erforderlich. Dies kann unter Beachtung der davon abhängigen Dauer der Ausregelung durch entsprechende Einstellung von $|\omega_1'|$ herbeigeführt werden.

Die mittelbare Regelung hat ihre früheste Anwendung auf Wasserturbinen gefunden, wofür der Umstand maßgebend war, die verhältnismäßig großen Kräfte zur Betätigung der Turbinenleitvorrichtungen durch die Regelungseinrichtungen aufzubringen. Die ersten Ausführungen sind durch eine einfache Aneinanderreihung der einzelnen Konstruktionsgruppen — Arbeitswerk, Steuerventil, Drehzahlregler, Druckölpumpe — und eine Auslegung dieser Einrichtungen, dem Einzelfalle angepaßt, gekennzeichnet. Diese aufgelöste Bauweise gilt weitgehend auch heute noch — selbstverständlich unter Anwendung normalisierter Konstruktionsgruppen —

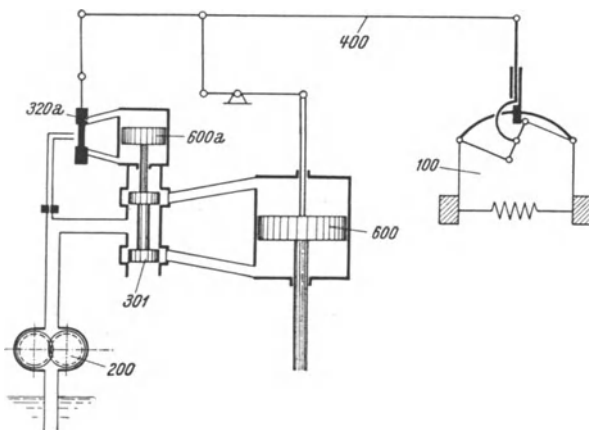


Abb. 31.

für die selbsttätigen Regelungseinrichtungen von Dampfturbinen. Maßgebend hierfür mag sein, daß einerseits der unmittelbare Zusammenbau des Ölkraftgetriebes mit den Düsenventilen bzw. deren Gruppen die konstruktiv einfachste Gestaltung ergibt, andererseits die Auslegung des Steuergestänges in erster Linie nicht durch Maßnahmen zur Beherrschung des Regelvorganges an sich, sondern durch Aufgaben der *Führung* der Regelung bestimmt wird. Letztere kann den bei Dampfturbinen möglichen Betriebsarten entsprechend zwei oder mehreren Führungsorganen in einer vielfältigen Auswahl und Weise des Zusammenwirkens unterliegen; die Anpassung an die besonderen

Verhältnisse wird durch die in der aufgelösten Bauweise liegende Freizügigkeit der Anordnung der Einzelteile der Steuerung jedenfalls begünstigt. Anders liegen die Verhältnisse bei der selbsttätigen Regulierung von Wasserturbinen, wo die Beherrschung des gewöhnlich durch die Massenträgheit des Betriebsmittels maßgebend beeinflussten Regelvorganges die Anwendung der starren Rückführung aus Gründen der Drehzahlhaltung bzw. Stabilität verbietet. Die an Stelle der bei Dampfturbinen möglichen einfachen Stabilisierungseinrichtung tretenden Mechanismen sind als verhältnismäßig kompliziert zu bezeichnen. Mit Rücksicht auf ihre wirtschaftliche Fertigung erscheint die Beschränkung auf eine *einheitlich* verwendbare Ausführungsform anstrebenswert, was voraussetzt, daß die durch den Mechanismus aufzubringenden Kräfte unabhängig von der Größe des Reglers, also insbesondere von den Verstellkräften des Steuerventilkolbens, gehalten werden können. Diese Bedingung wird bei gleichzeitig möglicher Herabsetzung der Steuerkräfte durch Übertragung der bereits erörterten Grundsätze der mittelbaren Regelung auf die Art der Verstellung des Ventilschaltkolbens 301 erfüllt, indem letzterer mit einem Kraftgetriebe 600a vereinigt wird, das vom Führungsorgan 100 aus nur gesteuert (Ventil 320a), im übrigen mittels Drucköl verstellt wird (Abb. 31).

Bei dieser Anordnung der einfachen *Vorsteuerung*,¹ gegebenenfalls ihrer sinngemäßen Erweiterung (doppelten Vorsteuerung), wird die aufzuwendende Verstellkraft nur mehr durch den praktisch von der Ventilgröße unabhängig zu haltenden Verstellwiderstand des Steuerstiftes 320a bestimmt.

Wenn so die Voraussetzungen für die Anwendung einer Einheitssteuerung auf Regler verschiedener Arbeitsfähigkeit geschaffen sind, so kann im weiteren durch eine Abstufung des

¹ S. Abschnitt III,

Arbeitsvermögens des Kraftgetriebes mit Typisierung der zur Ausübung der Regulierkräfte bestimmten Teile — Triebwerk, Handregulierung und Druckölanlage — die Möglichkeit der Reihenherstellung auch hierfür geschaffen werden. Der zeitgemäße Wasserturbinenregler stellt sich somit als die konstruktive Vereinigung des Einheitssteuerwerkes mit den nach dem jeweiligen Arbeitsvermögen entsprechend ausgebildeten Teilen zur Verteilung des Drucköles sowie Aufbringung und Übertragung der Regelarbeit dar (11—17).

Im nachfolgenden möge auf die Durchbildung der Konstruktionsgruppen selbsttätiger Regler an Hand praktischer Ausführungen eingegangen werden.

II. Druckölversorgung.

a) Grundsätzliche Formen.

Die Betätigungs- und Steuerungseinrichtungen selbsttätiger Regler können mit dem erforderlichen Drucköl entweder durch eine unmittelbar einspeisende Pumpenanlage oder durch gespeicherte Arbeitsflüssigkeit versorgt werden. In dem einen Falle findet eine Umwälzung des Betriebsmittels im Kreislauf — Pumpe, Steuerventil, Arbeitszylinder — statt, im anderen ist zwischen Pumpe und Steuerventil ein Speicher geschaltet, der von ersterer in seinem betriebsmäßigen Zustand erhalten wird. Während bei der erstgenannten Anordnung die Fördermenge der Pumpe höchstens zur Gänze im Arbeitskreislauf wirksam werden kann und so u. a. die größtmögliche Regelgeschwindigkeit eindeutig festlegt, besteht andernfalls durch die Akkumulierung des Drucköles die Möglichkeit, Verbrauch und gleichzeitige Zubringung in weiten Grenzen unabhängig voneinander zuzulassen und damit der Regelgeschwindigkeit bestimmte Gesetzmäßigkeiten aufzuerlegen, bzw. diese auf ein Mehrfaches der der Pumpenfördermenge entsprechenden zu steigern.

Die unmittelbare Versorgung des Druckölkreislaufes durch die Pumpenanlage, was als Merkmal des *Durchflußreglers* gelten kann, besitzt zweifellos den Vorteil größerer Einfachheit wegen des Entfalles der mit der Speicherung zusammenhängenden Einrichtungen. Der Anwendung der Grundform, welche eine einzige Förderquelle vorsieht, auf Regler größeren Arbeitsvermögens steht jedoch entgegen, daß die mit dem Arbeitsvermögen des Reglers zur Erzielung zweckmäßiger Schlußzeiten notwendige Steigerung der Pumpenlieferung nicht nur den Leistungsverbrauch der Pumpenanlage während Zeiten des Beharrungszustandes erhöht, sondern daß auch Regelvorgänge, die durch kleine Belastungsänderungen ausgelöst werden, unter Überregelung leiden. Hinsichtlich der erstgemachten Feststellung muß erläuternd darauf hingewiesen werden, daß auch bei konstanter Leistungsabgabe des Maschinensatzes die durch den Rückdruck der Leitvorrichtung erforderlichen Haltekräfte aufgebracht werden müssen, was die Unterdruckhaltung der Pumpe entsprechend diesen bedingt und auf erhöhten Leistungsverbrauch und verstärkte Ölerwärmung hinwirkt. Es erscheint daher richtig, sobald es sich um Regler größeren Arbeitsvermögens handelt, während Beharrungszuständen bzw. zur Ausregelung relativ kleiner Belastungsänderungen nur einen Teil der gesamten Förderung der Pumpenanlage, die durch Schlußzeit und Arbeitsvermögen des Reglers eindeutig festgelegt ist, zur Wirkung zu bringen. Grundsätzlich kann dies durch Aufspaltung der Pumpenförderung in zwei oder mehrere Teilströme erreicht werden, die in ihrer Stärke verschieden gewählt und erforderungsgemäß in den Kreislauf geschaltet werden.

Die erste praktische und technisch erfolgreiche Verwirklichung dieser Gedankengänge geht auf D. THOMA mit der Schaffung des *Verbundreglers* zurück. In ihrer Grundform (Abb. 32) ist diese Anordnung durch zwei Pumpen stark unterschiedlicher Fördermengen gekennzeichnet, wobei die Pumpe kleiner Leistung 201 dauernd in den Regelkreislauf eingeschaltet bleibt, während die große Pumpe 202 erst bei stärkeren Verschiebungen des Steuerventils 301 — also bei Belastungsänderungen, die hohe Regelgeschwindigkeiten erfordern — durch Absperrung

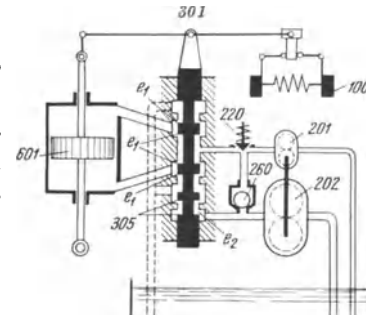


Abb. 32.

des nur um die Mittelstellung herum wirkenden Nebenauslasses 305 über Rückschlagventil 260 zugeschaltet wird. Das Vorhandensein zweier bzw. mehrerer Teilströme bietet weiterhin die Möglichkeit, die Regelgeschwindigkeit durch wahlweisen Einsatz der einzelnen Teilförderungen zu staffeln und damit ähnlich wie bei den mit Druckspeichern arbeitenden Reglern bestimmte Gesetzmäßigkeiten der Regelgeschwindigkeit zu verwirklichen.

Gleiche Wirkungen werden durch eine Anordnung gemäß Abb. 33 erzielt.¹ Die Ausschaltung der großen Pumpe 202 während Beharrungszuständen erfolgt jedoch hierbei abhängig vom Druck der kleinen Pumpe 201, der durch eine entsprechende Ausbildung des Steuerventils 301 — positive Überdeckung der Steuerwege e_1 in der Mittelstellung² — auf den Abblasedruck des Sicherheitsventils 220 gebracht wird. Erst bei Regelbewegungen, also Einstellung des Druckes der kleinen Pumpe auf den jeweils notwendigen — und damit unter dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils 220 liegenden — Arbeitsdruck, wird abhängig von dieser Druckminderung die große Pumpe eingeschaltet. Bei Beharrungszuständen steht der Hilfschieber 230 unter Wirkung des Sicherheitsventildruckes auf Kolbenfläche f gegen die Kraft der Feder 231 in einer Stellung, bei welcher der großen Pumpe 202 ein praktisch ungedrosselter

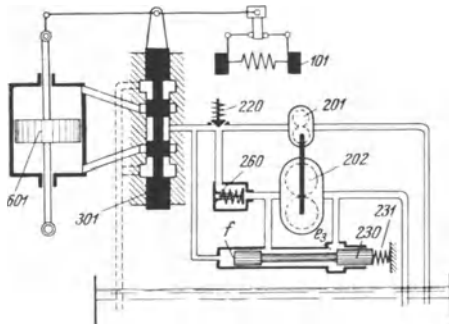


Abb. 33.

Umlauf über Steuerung e_3 gewährt wird. Sinkt während Regelvorgängen entsprechend dem vorerwähnten Konstruktionsgrundsatz der Druck der kleinen Pumpe 201, so drosselt oder verschließt Schieber 230 den freien Umlauf für Pumpe 202, wodurch diese über das Rückschlagventil 260 in den Arbeitskreis einzufördern gezwungen wird.

Die Vorschläge von D. THOMA stellen die ursprünglichste Lösung des Problems dar, indem sie die Zuschaltung der die Regelgeschwindigkeit bestimmenden Pumpe vom *Steuerventil*, also jenem Element ableiten, dessen Stellung eindeutig die augenblicklichen Anforderungen an die Regulierung — Beharrungszustand, Aus-

regelung kleiner oder großer Belastungsänderungen — wiedergibt. Bei Anordnungen nach Abb. 33 tritt ein erhöhter Arbeitsbedarf der kleinen Pumpe während Beharrungszuständen gegenüber der D. THOMASchen Anordnung auf, die nur den jeweiligen Gegendruck einzustellen erfordert.

Die Herabsetzung der während Beharrungszuständen im Arbeitskreis umlaufenden Ölmengen auf jenes praktische Minimum, welches durch die Undichtigkeitsverluste am Arbeitskolben entsprechend der aus den Haltekräften dort folgenden Druckdifferenz gegeben ist, kann durch Regelung der Pumpenfördermenge abhängig von der Stärke des Steuerimpulses (Belastungsänderung) erreicht werden. Hierzu sei auf die Ausführungen des Abschnittes XV verwiesen.

Die im Durchfluß versorgte Regelungseinrichtung besitzt den Vorteil sofortiger Betriebsbereitschaft auch nach langen Stillständen; dies im Gegensatz zu Anordnungen, die mit Druckluftspeichern arbeiten. Was den mittleren Kraftbedarf anbelangt, so kann dieser selbst unter der Voraussetzung mehrerer parallel zu schaltender Pumpen als unter dem des gleich großen und unter sonst gleichen Betriebsbedingungen arbeitenden Windkesselreglers liegend erreicht werden. Hingegen verliert die Gesamtanordnung an Einfachheit, sobald das Arbeitsvermögen des Reglers die mehrfache Unterteilung der Pumpenanlage erfordert; die nahezu plötzliche Unterdrucksetzung der ganzen Pumpenanlage bei größeren Belastungsänderungen führt zu Leistungsstößen im Antrieb, der, notwendigerweise letzteren entsprechend ausgelegt, im Mittel schlecht ausgenützt ist.

Windkesselregler, also Regler, bei denen ein entsprechender Druckölvorrat in Druckluftspeichern gehalten wird, kommen bis zu den größten Abmessungen mit einer einfachen Pumpen-

¹ Erstausführung Maschinenfabrik Th. Bell-Kriens; weitere Anwendung dieser Grundsätze durch die Jahns Regulatoren-G. m. b. H., bzw. Maschinenfabrik J. Storek, Brünn.

² S. Abschnitt III.

anlage aus, deren Fördermenge zu der der Pumpenanlage eines Durchflußreglers¹ gleicher Arbeitsfähigkeit und Schlußzeit im Verhältnis 1:5 bis 1:10 steht. Die bestehende Unbestimmtheit hinsichtlich Stärke und zeitlicher Aufeinanderfolge von Belastungsänderungen kann ebenso zu weitgehenden Entladungen des Speichers wie zur verhältnismäßig geringen Inanspruchnahme des letzteren durch längere Zeiträume hindurch führen. Eine genügend rasche Wiederaufladung des Speichers nach den bei der Eigenart des Betriebes vorauszusehenden größtmöglichen Entnahmen setzt eine bestimmte Liefermenge der Pumpe voraus, die überdies dem mittleren Druckölbedarf² — unter Hinzurechnung eines der Unbestimmtheit der Verhältnisse Rechnung tragenden Sicherheitszuschlages — gerecht werden muß. Erfahrungsgemäß finden diese Gesichtspunkte entsprechende Berücksichtigung bei einer Wahl der Fördermenge der Pumpe zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{20}$ des Reglerhubvolumens, auf die Sekunde bezogen; die kleineren Werte gelten hierbei für ruhige Betriebe und werden aus wirtschaftlichen Gründen bei Großkraftregler angestrebt.³

Die Bemessung der Pumpe nach den vorgenannten Gesichtspunkten muß notwendigerweise während Zeiten geringer Inanspruchnahme des Druckspeichers zu einem Überschuß der Einförderung führen. Um Leistungsverluste zu vermeiden, wie sie durch das Ausblasen der Mehrförderung durch das Sicherheitsventil entstehen würden, kann die Abschaltung der Pumpe vom Speicher bei eingetretener Aufladung und deren Wiederanschaltung nach einer bestimmten Abarbeitung desselben vorgesehen werden.

Außer den hierzu erforderlichen Einrichtungen sind weitere notwendig, um die mehr oder minder fortlaufend erforderliche Ergänzung des Luftvolumens im Druckspeicher selbsttätig vorzunehmen oder bedient durchführen zu lassen, bzw. die Kontrolle der jeweiligen Füllung des Windkessels zu ermöglichen.

Die Betriebsbereitschaft des Windkesselreglers hängt vom Zustand seines Druckspeichers ab; dies bedeutet einen wesentlichen Nachteil der genannten Reglertype gegenüber dem Durchflußregler, zumal sich hierzu erhöhte Ansprüche an das Bedienungspersonal durch Beobachtung und Wartung des Druckspeichers sowie mit Rücksicht auf eine mehr Überlegung und Verständnis erfordernde Handhabung bei der In- und Außerbetriebnahme gegenüber dem einfacher zu bedienenden Durchflußregler gesellen. Spätere Abschnitte werden zeigen, wieweit es gelungen ist, in der letztgenannten Richtung den Windkesselregler dem Durchflußregler anzugleichen.

Andererseits liegen neben der einfacheren Pumpenanlage als solcher die Vorteile des *Windkesselreglers* in seiner Anpassungsfähigkeit an verschiedene Regelbedingungen durch leichte Änderung der Schluß- und Öffnungszeit und deren Gesetzmäßigkeit sowie in dem Umstand, daß der Druckspeicher die Bereitstellung einer gewissen Reserve an arbeitsfähiger Flüssigkeit ermöglicht, welche bei Ausfall der Förderung der Pumpe für den Schließvorgang der Regelungseinrichtung genützt werden kann.

Eine scharfe Umgrenzung der Anwendungsgebiete für die eine oder andere Form der Auslegung läßt sich im allgemeinen nicht geben. Gründe wirtschaftlicher Natur zusammen mit betriebstechnischen Vorteilen lassen die Verwendung des *Durchfluß-Einfachreglers*⁴ — unter Benützung des Verbundprinzips bei den größeren Ausführungen — für Regularbeiten bis 800 (1200) mkg als gerechtfertigt erscheinen, während darüber hinaus die Druckölversorgung durch gespeicherte Arbeitsflüssigkeit am Platze sein wird. Die erwähnte Grenze ist jedoch mit serienmäßigen Ausführungen von Durchflußreglern von 2500 mkg, bzw. Sonderausführungen von 13000 mkg erfolgreich durchbrochen worden. Andererseits findet der Windkesselregler zur Erfüllung besonderer Bedingungen, wie sie etwa für Doppelregler⁵ vorliegen, auch für Arbeitsvermögen unter der obengenannten Grenze Anwendung.

¹ Die im letzteren Falle bereitzustellende sekundliche Fördermenge folgt aus dem Hubvolumen (V_h) und der vorzusehenden kürzesten Schlußzeit T_s gemäß $V' = V_h/T_s$; soweit es sich um Serienregler handelt, werden kleinste Schlußzeiten von 1 bis 1,5 Sekunden der Konstruktion zugrunde gelegt.

² Ein Wert, der über verhältnismäßig lange Zeiträume zu nehmen ist, um charakteristisch für die Art des Betriebes gelten zu können.

³ S. a. S. 199 ff.

⁴ Regler mit einem Kraftgetriebe (Arbeitswerk).

⁵ Regler mit zwei Arbeitswerken zur gleichzeitigen Betätigung zweier unabhängiger Regelorgane.

Eine zweckmäßige Verbindung des Windkessel- und Durchflußsystems läßt eine Vereinigung der Vorzüge beider Formen mit weitgehender Ausschaltung ihrer Nachteile erwarten. Eine dieser Lösungen¹ besteht darin, das Verbundprinzip in der Weise anzuwenden, daß die ansonst der großen Pumpe zugeordnete Funktion einem Druckspeicher übertragen wird, der somit nur während der Ausregelung größerer Belastungsänderungen in Wirksamkeit tritt. Die Beschränkung des Druckspeichers auf den vorgenannten Zweck verbessert den Wirkungsgrad der Speicherung mit Rücksicht auf den Entfall der Verluste, die mit der Versorgung von Hilfs- und Steuerkreisen eintreten, wozu der günstige Kraftbedarf der Durchflußsteuerung für die kleine Pumpe tritt. Die unmittelbare Einspeisung von Drucköl ergibt eine sofortige Betriebsfähigkeit unter nur teilweiser Rücksichtnahme auf den Zustand des Druckspeichers; hingegen erscheinen die konstruktiven Aufwendungen gegenüber jenen für die Druckölbereitstellung des einfachen Windkesselreglers nicht unwesentlich erhöht.

b) Zahnradpumpen.

Für die Zubringung der Arbeitsflüssigkeit zum Druckspeicher bzw. unmittelbar zum Steuer-ventil werden derzeit nahezu ausschließlich *Zahnradpumpen*² herangezogen. Kolbenpumpen normaler Bauart bzw. in ventillosen Sonderausführungen (14) haben längere Zeit bei Windkesselreglern Anwendung gefunden, hauptsächlich deshalb, weil die Kolbenpumpe besser als die Zahnradpumpe geeignet ist, Öl-Luft-Gemische höherer Durchsetzung zu fördern, durch

deren zeitweise Einbringung der Ersatz im Druckspeicher absorbiertes Luft erfolgen kann. Die Möglichkeit, die Ansaugung eines Luft-Öl-Gemisches („Schnüffelung“) durch Einrichtungen zu vermeiden, die pumpendruckseitig die Beifügung von Luft durchführen, bzw. die Bereitstellung der Druckluft aus Verdichtern oder Druckluftspeichern haben auch für den Windkesselregler den Übergang zur Zahnradpumpe vollziehen lassen, nachdem der Pumpenmechanismus als solcher mit der Luftförderung nicht mehr befaßt zu werden braucht.

Die Zahnradölpumpe stellt den denkbar einfachsten Fördermechanismus dar. Das Eindringen der Zähne jeden Rades in die zugeordneten Zahn-

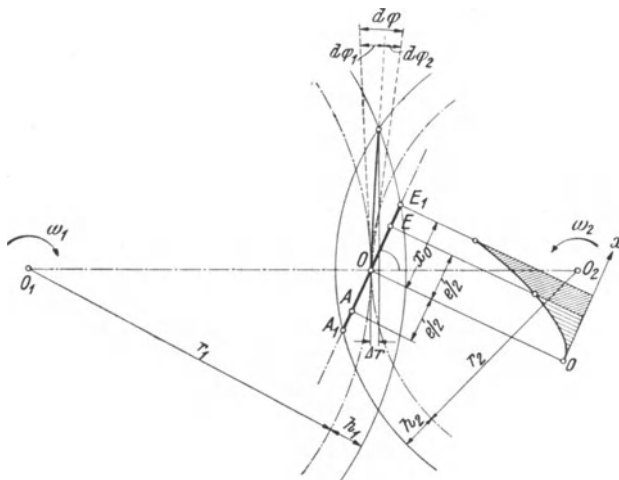


Abb. 34.

lücken des Gegenrades bis zur Mittelstellung bzw. der entgegengesetzte Vorgang schaffen die Bedingung für die Förderung und Ansaugung. Die Dichtung des Druckraumes gegen den Saugraum erfolgt längs der Berührungslinie der in Eingriff befindlichen Zähne. Im Regelfalle stehen zwei Zahnräder miteinander im Eingriff, in Fällen größerer Fördermengen werden Dreiräderpumpen ausgeführt, deren mittleres Rad zweckmäßig zur Erzielung einer größeren Dichtungslänge am Umfang mit gegenüber den Seitenrädern vergrößertem Durchmesser ausgeführt wird.

Bezeichnen nach Abb. 34

r_1, r_2 die Teilkreisradien der zusammenarbeitenden Räder,

h_1, h_2 deren Kopfhöhen,

ω_1, ω_2 die zugehörigen Winkelgeschwindigkeiten,

¹ Vom Verfasser angegeben.

² Neuerdings finden auch Schraubepumpen (z. B. Imopumpen der Imo-Gesellschaft Stockholm) erhöhte Anwendung.

so kann bei Evolventenverzahnung der Mittelwert der sekundlichen Förderung eines ungleichen Räderpaares von der Breite b mit (18)

$$Q_m = \frac{\omega_1 \cdot b}{2} \cdot \left[2 r_1 (h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} \cdot h_2^2 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{e^2}{12} \right] \quad (4)$$

mit e als der auf die Eingriffslinie reduzierten Teilung, bzw. für gleich große Räder ($r_1 = r_2 = r$, $h_1 = h_2 = h$, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$) zu

$$Q_{m_1} = \omega_m \cdot b \cdot \left[2 r h + h^2 - \frac{e^2}{12} \right] \quad (4a)$$

angegeben werden. Die sekundliche Fördermenge stellt sich damit als Summe eines konstanten Anteiles

$$Q_I = \frac{\omega_1 b}{2} \cdot \left[2 r_1 (h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} \cdot h_2^2 \right]$$

sowie eines mit der Periode e wechselnden Anteiles

$$Q_{II} = \frac{\omega_1 \cdot b}{2} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot x^2$$

dar, dessen Pulsationsstärke

$$\Delta = \frac{\omega_1 \cdot b}{2} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \left(\frac{e}{2} \right)^2,$$

für gleiche Räder

$$\Delta_1 = \omega \cdot b \cdot \left(\frac{e}{2} \right)^2$$

beträgt.

Das Zutreffen der vorstehenden Ableitungen setzt voraus, daß der innerhalb der Eingriffsstrecke $E_1 A_1$ liegende, durch die Berührungserzeugenden begrenzte Lückenraum bis zur Erreichung der Mittelstellung EA mit dem Druckraum in Verbindung steht. D. ТОМА hat zu diesem Zweck die Abdeckung des Lückenraumes in seiner Mittelstellung durch einen entsprechenden Steg vorgeschlagen (Abb. 35), der durch die Hinterfräsung der seitlichen Gehäuse-dichtflächen nach 1—3 bzw. 4—6 entsteht (Tiefe t_1 bzw. t_2); hierdurch wird nicht nur das Auftreten von Quetschflüssigkeit, sondern auch die Bildung von Unterdruck bei sich nach Durchgang durch die Mittelstellung erweiterndem Lückenraum nahezu zur Gänze vermieden. Bei Rädern größerer Breite empfiehlt es sich, die Überströmkante durch Einfürungen im Zahngrund zu verlängern. Für die erforderlichen Ab-

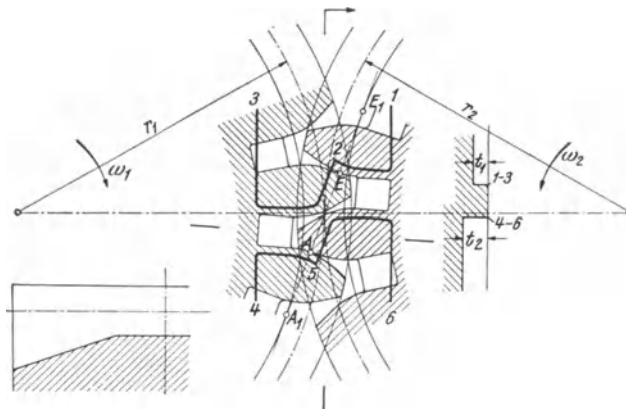


Abb. 35.

messungen der Abströmquerschnitte sind die auftretenden Höchstgeschwindigkeiten, welche 10 m/sec möglichst nicht übersteigen sollen und die auf Grund der später gegebenen Unterlagen für die Ermittlung der Quetschölmengen berechnet werden können, bestimmend.

Insofern eine derartige Steuerung des Zahnflächenraumes nicht vorgesehen ist, tritt vom Zeitpunkt des Zahneingriffes in E_1 bis zur Erreichung der Mittelstellung, also bis zur Lage des Berührungspunktes in E , eine Verringerung des Zahnflächenraumes ein, welche bei guter Seitendichtung der Räder auf Drücke beträchtlicher Größe führen kann. Andererseits bietet sich hier die Möglichkeit, Flüssigkeit durch eine geeignete Steuerung getrennt für andere Verwendungen (Hilfssteuerung, Schmierung) abzuzapfen. Unter Bezug auf Abb. 36 kann die sekundliche Quetschölmenge zu

$$Q_a = \omega_1 b \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot e \cdot z \quad (5)$$

mit

$$z = x - \frac{e}{2}$$

angegeben werden und erscheint proportional dem Werte z , von einem Maximum im Augenblick des Eingriffsbeginnes (z_0) linear bis auf den Wert Null bei Erreichung der Mittellage des Lückenraumes zurückgehend. Für gleich große Räder beträgt der Maximalwert der auf die Sekunde bezogenen Fördermenge

$$Q_{q \max} = 2 b e \omega z_0,$$

bzw. wenn

$$z_0 = \frac{e}{2} (\tau - 1)$$

eingeführt wird, worin $\tau = \frac{L}{e}$ die Eingriffsdauer bedeutet,

$$Q_{q \max} = b \omega e^2 \cdot (\tau - 1). \quad (5a)$$

Der Mittelwert der intermittierenden Förderung ergibt sich mit Rücksicht darauf, daß das Verhältnis der Zeit zur Ausquetschung zu jener, die zur Zurücklegung einer Zahnteilung zur Verfügung steht, nach

$$\frac{t_0}{T} = \frac{z_0}{e}$$

dargestellt werden kann, zu

$$Q_{qm} = \frac{b \cdot \omega e^2}{4} \cdot (\tau - 1)^2. \quad (5b)$$

Eine andere Steuerung des Quetschöles zwecks Überführung des Quetschöles in den Druckraum zeigt Abb. 37. Die vom Zahngrund ausgehenden Bohrungen im getriebenen Radkörper werden an besonderen Einfräsungen in der festen Achse derart vorbeigeführt, daß der Übertritt von Öl nach dem Druckraum nur bis zur Erreichung der Mittelstellung des Zahn-lückenraumes erfolgen kann. Der Drehrichtung kann durch entsprechende Einstellung der Überströmnuten entsprochen werden. Als Nachteil dieser Anordnung muß die Notwendigkeit einer Lagerung des steuernden Zahn-rades auf einer festen Achse angesehen

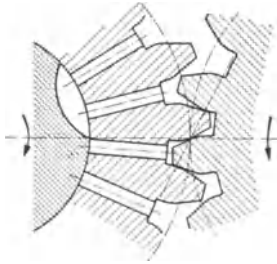


Abb. 37.

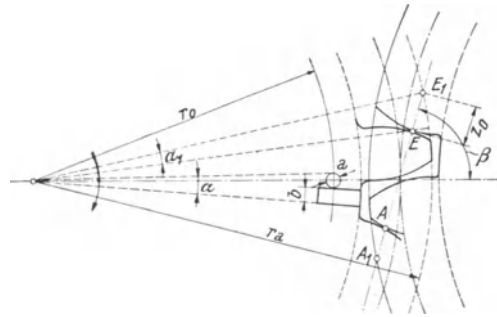


Abb. 38.

werden, die für Hochdruckpumpen zu hoher Laufflächenbelastung und schlechter, durch kein natürliches Druckgefälle unterstützter Schmierung führt.

Um die gesonderte Abnahme des Quetschöles durchzuführen, kann z. B. der Zahngrund des einen Rades mit Schlitz b (Abb. 38) versehen werden, die mit einer Bohrung a im Gehäuse zusammenarbeiten, wobei der Bohrung und Schlitz in ihrer berührenden Lage umfassende Zentriwinkel α dem der Strecke E_1E (z_0) auf der Eingriffslinie zugeordneten Winkel α_1 entsprechen muß. Die Lage der Abflußbohrung a ist derart zu wählen, daß jeder der im Zahngrund angeordneten Schlitz zu Beginn des Eingriffes des nachfolgenden Zahnes (E_1) geöffnet wird, womit sich der Abschluß der Bohrung von selbst im Augenblick der Mittellage EA des eben gesteuerten Zahn-lückenraumes ergibt. Mit Rücksicht auf serienmäßige Fertigung sind bei der Auslegung Verhältnisse anzustreben, welche die gleiche Quetschölsteuerung für beide Drehrichtungen verwenden lassen. Dies gelingt bei Anordnung der Schlitz im getriebenen Rad symmetrisch zur Zahn-lücke und Lage der Abflußbohrung auf der Mittenverbindung beider Räder, wobei jedoch zur Erfüllung der in Abb. 38 dargestellten Verhältnisse der Eingriffswinkel β entsprechend zu wählen ist.

Der Lückenraum wird durch die jeweilige Engstelle, bzw. bei spielfreien Zähnen an der Stelle der (wohl drucklosen) Berührungslinie in zwei Teilräume zerlegt, zwischen welchen jedoch eine genügende Überströmung zum Ausgleich der gegenläufigen Volumsänderungen, bzw. zur Überführung des ausgequetschten Öles in den jeweils gesteuerten Raum möglich sein muß. Hierzu sind spielfreie Zähne auf der nichttragenden Seite stellenweise zu hinterfräsen (Abb. 39), bzw. ist die Verzahnung an und für sich mit Spiel — wohl auf Kosten der Ruhe des Ganges — auszuführen.

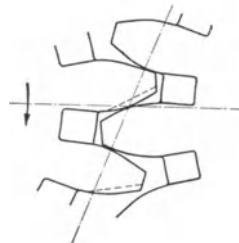


Abb. 39.

Die tatsächliche Fördermenge der Pumpe unterscheidet sich der Undichtigkeitsverluste halber, die stark von Druck und Temperatur (Viskosität) des Öles abhängen, von der theoretisch errechneten. Das Verhältnis von wirklicher zu theoretischer Fördermenge wird ausgedrückt durch den volumetrischen Wirkungsgrad, für welchen — bezogen auf eine mittlere Öltemperatur von zirka 35° — folgende, aus Modellversuchen gewonnene Werte zugrunde gelegt werden können (18):

Gegendruck kg/cm ²	5	10	15	20	25	30	40
Volumetrischer Wirkungsgrad η_v	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,83	0,70

Die in die Pumpe einzuleitende Leistung bestimmt sich nach

$$N_m = \frac{Q_m \gamma \cdot H}{75 \cdot \eta_g}$$

mit Q_m als mittlere theoretische Fördermenge in l/sek, γ als spezifisches Gewicht in kg/dm³, H als Förderhöhe in m, η_g als Gesamtwirkungsgrad.

Nach den bereits erwähnten Modellversuchen können folgende Werte von η_g erwartet werden:

Teilkreisgeschwindigkeit m/sek	0,75	1,00	1,25	2,00	3,00	4,00	
Gegendruck kg/cm ²	5	10	15	20	25	30	40
η_g	0,76	0,81	0,83	0,76	0,68	0,62	
„	0,53	0,63	0,68	0,77	0,76	0,71	
„	0,27	0,47	0,59	0,71	0,72	0,73	

Somit erscheint im Gegensatz zu η_v der Gesamtwirkungsgrad η_g abhängig von der Teilkreisgeschwindigkeit. Niedrige Drücke erfordern daher kleine Umlaufzahlen; je höher der Gegendruck, um so höher soll die Umlaufzahl sein.

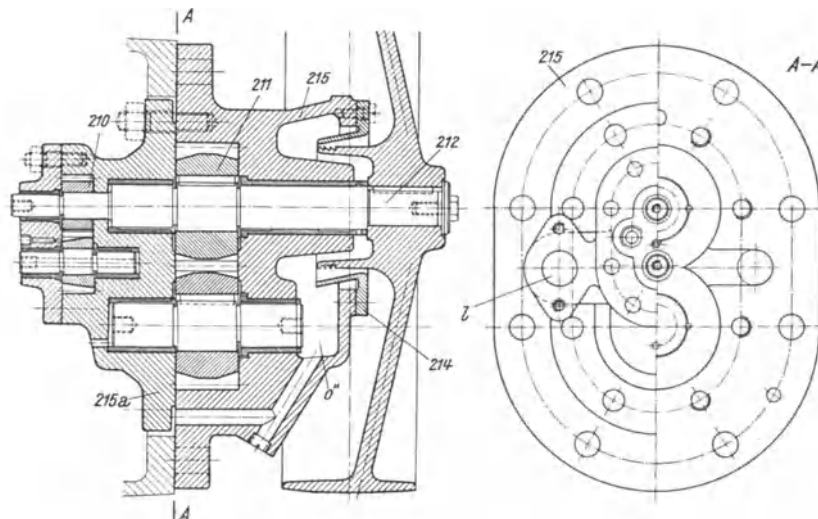


Abb. 40.

Der konstruktive Aufbau normaler Zahnradpumpen soll an dem Beispiel einer Verbundpumpe (Abb. 40) näher erläutert werden. Die aus SM-Stahl hergestellten Zahnräder 210, 211 laufen mit ihren gehärteten und geschliffenen Wellenzapfen in Bronzelagern,¹ die selbsttätig mit Öl

¹ Verschiedentlich sind auch gußeiserne Büchsen mit bestem Erfolg verwendet worden.

gelege (oder Leitrollenantriebe) überhaupt zu vermeiden, elektromotorisch vorgesehen werden muß. Hierüber ist das Erforderliche später gesagt.

Der elektromotorische Antrieb des Pumpensatzes bietet die Möglichkeit unabhängiger Aufstellung desselben, bzw. des mit ihm örtlich zusammengefaßten Druckspeichers; ferner gestattet diese Art des Antriebes — wohl mit Fremdversorgung bzw. wahlweiser Speisung von der netzseitigen Sammelschiene aus — die Inbetriebnahme der Pumpenanlage vor Anlauf des zugehörigen Turbinensatzes, wodurch z. B. Druckspeicher vor Inbetriebnahme des Maschinensatzes aufgeladen, bzw. Hilfsölkreise für vorher zu betätigende Einrichtungen betriebsbereit gemacht werden können.

Eine noch weitergehende Unabhängigkeit bietet der Antrieb der Reglerpumpen durch Hilfsturbinen,¹ die ausschließlich hierfür oder zum gleichzeitigen Antrieb elektrischer Hilfseinrichtungen (z. B. Erregermaschinen) herangezogen werden. Im letzteren Falle drehzahlregelt, kann bei ausschließlicher Beschränkung auf die Lieferung der Antriebskraft für die Reglerpumpenanlage die Beaufschlagung der Turbine entweder fest eingestellt oder einer Grenzsteuerung² entsprechend dem Zustande des Druckspeichers unterstellt werden.

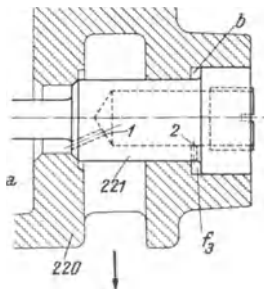


Abb. 42.

d) Druckbegrenzungseinrichtungen.

Um unzulässige Druckerhöhungen in den Ölkreisläufen zu vermeiden, sind an geeigneten Stellen *Sicherheitsventile* anzubringen. Diese werden ausschließlich als federbelastete Ventile gebaut. Ein derartiges selbsttätiges Ventil einfachster Bauart ist auf Abb. 66, 70 u. a. dargestellt. Schwingungen des Ventilkegels werden durch besondere druckbelastete Flächen f_3 , die in Räumen b mit starker Drosselung (Bohrung 1 und 2) zum Druckraum a hin spielen, unterdrückt (Abb. 42).

Dort wo größere Ölmengen pro Zeiteinheit abzuführen sind — es sich z. B. um die Entlastung eines überspannten Windkessels handelt —, ander-

seits der Druck, bei dem das Ventil wieder in die geschlossene Stellung zurückkehrt, unter dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils liegen kann, werden vorteilhafterweise *Hochhub-sicherheitsventile* angewendet (Abb. 43). Diese sind gekennzeichnet durch die Anordnung einer zusätzlich gesteuerten Fläche f_2 , welche bei einem Steigen des Druckes im Raume d über den Ansprechdruck p_1 , der zunächst nur auf die Ringfläche f_1 zur Wirkung kommt, nach Zurücklegung der Überdeckung e_1 unter Druck gesetzt wird, wodurch ein nahezu plötzliches kräftiges Anheben des Ventilkörpers 221 herbeigeführt wird. Wie aus dem Arbeitsdiagramm Abb. 44 hervorgeht, in welchem der Druckverlauf für die einzelnen Phasen der Ventilbewegung dargestellt ist, öffnet das Ventil nach Zurücklegung der Überdeckung e_1 plötzlich um einen Betrag (h), der der Zusammendrückung der Feder 222 durch die in diesem Augenblick wirksam gewordene Zusatzkraft $p_2 \cdot f_2$ entspricht, um erst bei einem Druckabfall Δp zu schließen.

Ein Sicherheitsventil, das im Rahmen einer später näher gekennzeichneten Windkessel-schalteinrichtung verwendet und dessen Ansprechdruck gesteuert wird, zeigt Abb. 45 [8].

¹ Ein Aufwand, der in der Betriebswichtigkeit und Selbständigkeit der Anlage begründet sein muß.

² „Auf-Zu“; s. Abschnitt XII, S. 167.

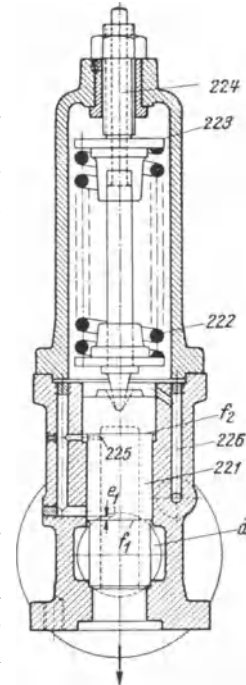


Abb. 43. (Maßstab 1:5.)
221 = Ventilkörper, 222 = Gegenfeder, 223 = Federsteller, 224 = Einstellschraube, 225 = Drosselbohrung, 226 = Ölablauf.

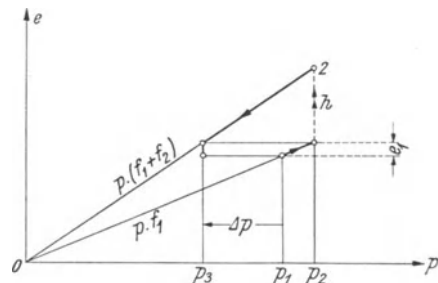


Abb. 44.

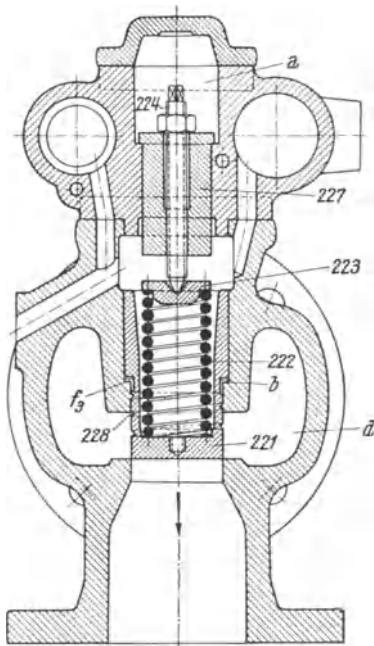


Abb. 45. (Maßstab 1:5).

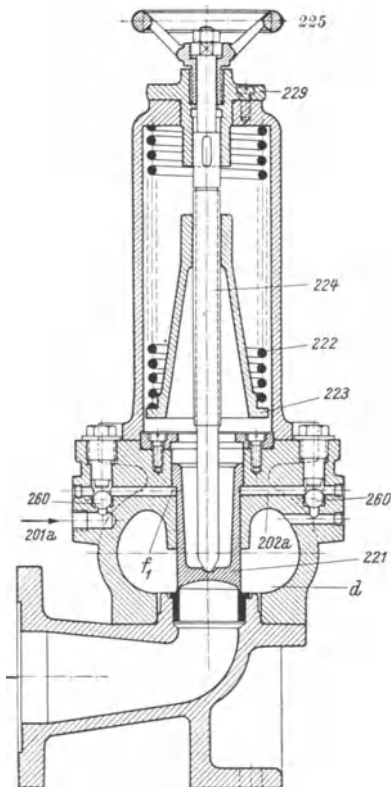


Abb. 46. (Maßstab 1:7,8.)

Je nachdem der Raum *a* über dem den Federteller 223 stützenden Kolben 227 unter Druck gesetzt oder entlastet ist, befindet sich letzterer in der oberen oder unteren Grenzlage, wodurch der Ansprechdruck zwischen dem im Ölkreislauf zugelassenen Höchstdruck und einem der Entlastung der Feder 222 entsprechenden, mit Rücksicht auf die Pumpenschmierung gewählten geringen Druck wechselt. Der Druck des überwachten Ölstromes wirkt, um etwaige Schwingungen des Ventilkörpers 221 abzdämpfen, auf die im Raume *b* spielende Kolbenfläche f_3 , wobei diese durch die einen langen Drosselweg schaffende Spiralnute 228 mit dem Druckraum *d* des Sicherheitsventils verbunden ist.

Bei Verbundregler größeren Arbeitsvermögens kann der prinzipgemäßen Steuerung der einzelnen Pumpen über das Steuerventil (s. Abb. 32) eine druckabhängige Schaltung hinzugefügt werden, die eine Staffelung der Höchstdrücke der parallel arbeitenden Pumpen ermöglicht, derart, daß nur die kleinste Arbeitspumpe gegen den höchsten auftretenden Verstelldruck zu fördern imstande ist, während die möglichen Höchstdrücke der zusätzlichen Pumpen gestuft mit deren Größe fallen. Diese Maßnahme, welche die konstruktiven Schwierigkeiten mindern hilft, die mit Pumpengröße und Druck wachsen, hat die in der Regel konstruktionsgemäß erfüllte Voraussetzung, daß der Größtwert des Leitapparatrückdruckes in dessen Endstellungen auftritt und mit einem verhältnismäßig raschen Abfall dieser Kräfte gegen die Mittelstellung des Leitapparates hin gerechnet werden kann. Die hierbei nahe der Endstellungen des Leitapparates eintretende Verringerung der Regelgeschwindigkeit bleibt für die Güte der Regelung praktisch belanglos, bzw. bringt sogar die im Bereiche der kleinen Öffnungen regeltechnisch erwünschte Verminderung der Schließgeschwindigkeit.

Die Ausführung eines derartig gesteuerten Sicherheitsventils zeigt Abb. 46.¹ Die Steuerung erfolgt hierbei von der kleinsten Arbeitspumpe aus, deren Druck auf die Differenzkolbenfläche f_1 des Sicherheitsventilkörpers 221 entgegen der Kraft der Feder 222 über Leitung 201a zur Wirkung gebracht wird. Die Einstellung des Ansprechdruckes kann durch Verdrehen der Gewindespindel 224 mittels des gelösten Flansches 229 erfolgen. Handrad 225 ermöglicht das Anheben der Gewindespindel 224 entgegen der Kraft der Feder 222 und damit die Entlastung des Ventilkörpers 221 sowie die vollständige Ausschaltung der Wirkung des Ventils. Neben der Steuerung durch den Druck der kleinen Pumpe ist noch eine unmittelbare Abhängigkeit der Ventilfunktion vom Druck der zugehörigen Pumpe über Bohrungen 202a vorgesehen, um bei einer Beschädigung der von der steuernden Pumpe ausgehenden Hilfsleitung 201a die Begrenzung des Höchstdruckes zu gewährleisten. Die in jeden der Steuerungswege eingebauten Kugelrückschlagventile 260 sorgen für die eindeutige Wirkung der einen oder anderen Steuerung.

Steuerungen dieser Art bewirken auch die Abschaltung der zusätzlichen Pumpen bei außergewöhnlichen Widerständen im Verstellwerk und verhindern damit die Möglichkeit länger

¹ Nach Vorschlag des Verfassers ausgeführt bei Durchflußreglern von 13000 mkg.

dauernder Unterdrucksetzungen dieser Gruppen; sie ermöglichen daher deren konstruktive Auslegung nur für eine kurz dauernde, dem normalen Regelverlauf entsprechende Unterdrucknahme.

e) Druckspeicher.

Bereitschaftserhaltung, Bemessung und Anordnung.

Windkesselregler größeren Arbeitsvermögens lassen zur wirtschaftlichen Bereitstellung des Drucköles, wie bereits bemerkt, zusätzliche Einrichtungen wünschenswert erscheinen,

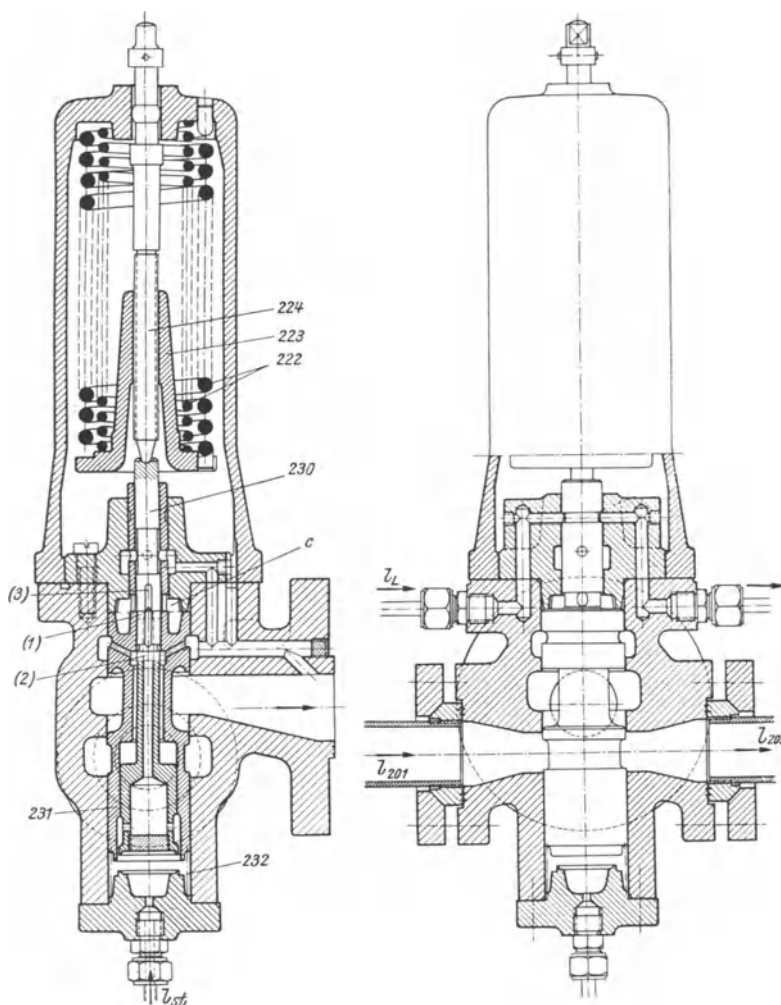


Abb. 47. (Maßstab 1:5.)

welche die Pumpe bei aufgeladenem Speicher von diesem ab- und praktisch drucklos in den Saugraum schalten, bzw. die Einspeisung in den Druckspeicher veranlassen, sobald eine bestimmte Entladung desselben eingetreten ist.¹ Die zwischen Aus- und Einschaltung zugelassene Druckspanne bestimmt die Größe des Windkessels. Je geringer erstere, um so größer muß letzterer sein, um bei dem vorliegenden Durchschnittsverbrauch an Druckflüssigkeit ein zu häufiges Schalten des Wechselmechanismus vermeiden zu lassen.

Eine Anordnung [17], welche einen Hilfsschieber zur Schaltung des Pumpenstromes anwendet, stellen Abb. 47 und 48 dar. Hierbei steuert der Manometerkolben 230, dessen Stellungen

¹ In diesem Zusammenhange sei auch noch auf die von der Woodward Governor Co., USA., gepflegte Bauart hingewiesen, welche in Zeiten stärkeren Druckölverbrauches die druckabhängige Zuschaltung einer zusätzlichen elektromotorisch angetriebenen Pumpe zur dauernd einspeisenden Pumpe relativ kleiner Fördermenge vorsieht.

durch den jeweiligen — von unten wirkenden — Windkesseldruck (Leitung l_{31}) und die Gegenkraft einer oder mehrerer Federn 222 bestimmt sind, den Hilfsschieber 231 wie nachfolgend beschrieben: Sobald der Manometerkolben 230, mit steigendem Druck nach oben verschoben, in die Stellung Abb. 48a kommt, öffnen Bohrungen 4 im Schafte des Manometerkolbens die Druckölzuströmung zum Raume c , wodurch der Hilfsschieber 231 entgegen der Wirkung der Feder 232 in seine untere Endstellung gestoßen wird (Abb. 48b). Hierbei wird der bisher verschlossene Nebenauslaß a freigegeben, also somit dem von der Pumpe über Leitung l_{201} eingeförderten Öl freier Ablauf gewährt. Ein Rückströmen des Drucköles aus dem Windkessel wird durch ein beim Eintritt der Druckleitung l_{205} in diesen vorgesehene Rückschlagventil verhindert (obere Grenze des Druckintervalls).

Der Hilfsschieber 231 bleibt nun so lange in dieser der Pumpe Ablauf gewährenden Endstellung, bis der Druck im Windkessel auf einen Wert abgesunken ist, der den Manometerkolben 230 in die Stellung Abb. 48c bringt (untere Grenze des Druckintervalls). In diesem Augenblick erhält über Steuerkante 2 und Nut 3 der Raum c Abströmung, wodurch die Feder 232 den Hilfsschieber 231 in die obere Endstellung (Abb. 48d) drückt. Nachdem hierdurch die Pumpe wieder in den Druckspeicher geschaltet ist, somit in diesem der Druck all-

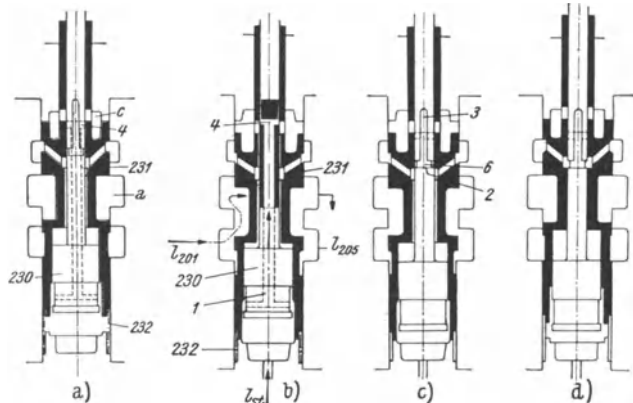


Abb. 48.

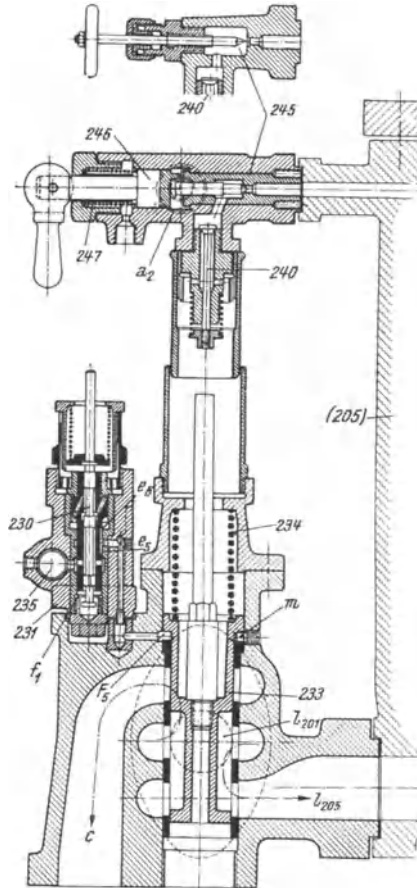


Abb. 49. (Maßstab 1:6.)

mählich ansteigt, wird der Manometerkolben 230 dem Hilfsschieber 231 nachgeführt, bis die in Abb. 48a dargestellte ursprüngliche Stellung des Mechanismus erreicht ist, wonach sich das Spiel bei Entnahme von Drucköl aus dem Speicher wiederholt. Die Größe des Druckintervalls ergibt sich nach der Wahl der Charakteristik der Feder 222 und der wirksamen Fläche des Manometerkolbens. Die absolute Lage der Druckgrenzen kann durch Änderung der Vorspannung der vorerwähnten Feder eingestellt werden.

Der Umsteuerung durchführende Schieber kann auch vom Hilfsschieber getrennt angeordnet werden (Abb. 49 [23]). Der Vorsteuermechanismus 230, 231 arbeitet grundsätzlich wie vorher beschrieben, nur daß Aufwärtsverstellungen des Hilfsschiebers 231 unter Wirkung des auf seiner unteren Fläche f_1 dauernd lastenden Öldruckes erfolgen. An den Grenzen des Druckintervalls wird der Hilfsschieber 231 gegenläufig zur Bewegung des Manometerstiftes 230 von einer Endlage in die andere gestoßen, wodurch über die Steuerkante e_6 bzw. e_5 der Raum m unter der Steuerfläche F_5 des Umsteuerschiebers 233 entweder unter Druck gesetzt oder entlastet wird und damit letzterer in seine obere, bzw. unter der Wirkung der Feder 234 in seine untere Endstellung geht. Damit wird die über Zuleitung l_{201} eintretende Pumpenförderung

wechselweise in den Ablauf c oder über Anschluß l_{205} zum Windkessel geschaltet. Die Zuführung des Steueröles zum Vorsteuermechanismus $230, 231$ erfolgt über ein Filter 235 , die Empfindlichkeit der Steuerung gegen Verunreinigungen berücksichtigend.

Eine Wechselschalteneinrichtung, in welcher das vorhergehend besprochene, hinsichtlich seines Ansprechdruckes gesteuerte Sicherheitsventil Abb. 45 eingeordnet ist, ist u. a. schematisch in Abb. 50 [8] dargestellt. Die betriebsmäßige Schaltung der Pumpe je nach dem Zustande des Druckspeichers erfolgt durch den Wechselmechanismus Kolben 231 , Manometerkolben 230 und den ihm folgenden Steuerstift $230a$. Letzterer veranlaßt, wie bereits mehrfach erörtert, den unter Wirkung des dauernden Druckes auf Fläche f_2 stehenden Hilfskolben 231 , durch wechselweise Unterdrucksetzung bzw. Entlastung des Steuer-raumes c die obere bzw. untere Grenzlage einzunehmen, wodurch der Raum über Federkolben 227 unter Druck gesetzt bzw. entlastet wird und damit der Ansprechdruck des Sicherheitsventils 221 über den normalen Windkesseldruck erhöht, bzw. auf 1 bis 2 at herabgesetzt wird. Im ersteren Falle fördert die Pumpe 201 in den Windkessel, andernfalls unter dem für eine genügende Schmierung der Pumpe als erforderlich erachteten Druck in den Ablauf; ein Rückströmen des Drucköles aus dem Windkessel wird durch ein Rückschlagventil 260 verhindert. Die Bestimmung des Höchstdruckes durch das Sicherheitsventil läßt im Gegensatz zu den bisher besprochenen Schalteinrichtungen, die ein übergeordnetes Sicherheitsventil erfordern, um bei einem Versagen der Steuerung zu hohe Windkesseldrücke zu vermeiden, eine zusätzliche Überwachung entbehren.

An Stelle der Steuerung des Schaltorgans durch einen Entweder-Oder-Mechanismus kann die Druckintervallschaltung auch durch eine Auslegung der Steuerung erreicht werden, welche grundsätzlich mit der des Hochhubssicherheitsventils (Abb. 43) übereinstimmt (Abb. 51 [11, 12]) (19). Wie dort wird, sobald der Schaltkolben 230 die gezeichnete Stellung bei steigendem Druck erreicht, mit Beaufschlagung des Raumes d_1 die Zusatzfläche f_2 am Kolben 230 unter Druck gesetzt und damit die Charakteristik der Steuerung nach 0 bis 2 (Abb. 44) verändert. Die dargestellte Schaltstellung des Kolbens 230 wird somit bei sinkendem Druck bei einem tieferen Wert desselben durchlaufen als umgekehrt. Die Arbeitsweise der Steuerung geht aus

Abb. 51 hervor. Bei Eröffnung des Steuerweges l und Beaufschlagung des Raumes d_1 erfolgt mit Unterdrucksetzung des Raumes c der Anhub des Hilfsschiebers 233 und damit die Leer-schaltung der Pumpe, während umgekehrt bei Sperrung des Ölzuflusses über Steuerkante l und Gewährung des Abflusses aus Raum d_1 über Kante 2 der Schluß des Hilfsschiebers 233 unter Wirkung der Feder 234 vor sich geht. Entsprechend der druckverzögerten Rückstellung

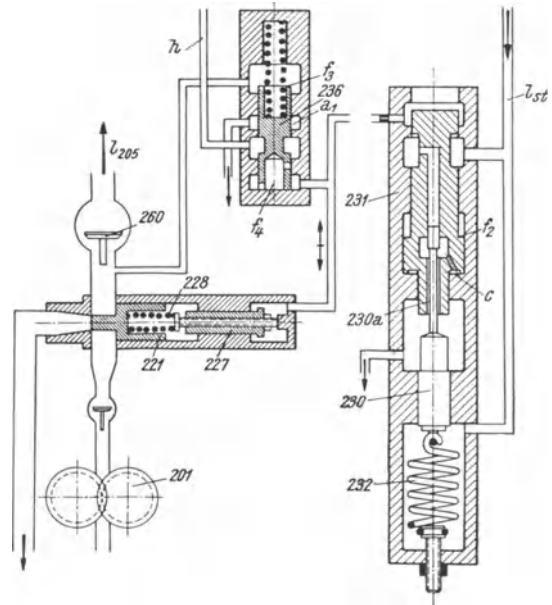


Abb. 50.

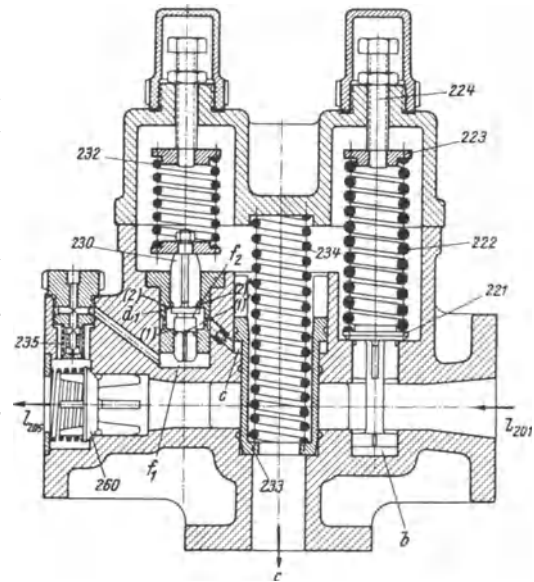


Abb. 51. (Maßstab 1:4.)

von 230 findet die Wiederanschaltung der Pumpe an den Windkessel bei einem geringeren Druck statt als ihre Ausschaltung.

Die Wechselschalteneinrichtung ist mit dem den Speicher zusätzlich überwachenden Sicherheitsventil 221 sowie dem ein Rückströmen des gespeicherten Öles verhindernden Rückschlagventil 260 zu einer konstruktiven Einheit zusammengefaßt; die Belieferung des Steuermechanismus 230 bis 232 erfolgt über ein Filter 235.

Kraftwerke im Verbundbetrieb mit einer nicht zu ungünstigen Lage zum Verbrauchszentrum lassen auch unter Voraussetzung einer Beteiligung an der Regelung der Frequenz unter Umständen eine Inanspruchnahme der Regelungseinrichtungen voraussehen, bei welcher eine Erschöpfungsgefahr des Windkessels durch einen übermäßigen Druckölverbrauch nicht zu erwarten ist; in diesem Falle kann die hinsichtlich ihrer Aufwendungen einfachere Überwachung der richtigen Arbeitsweise der Reglerpumpe genügen. Hierzu wird etwa der von der Reglerpumpe erzeugte Druck in Zeiten, in welchen durch den Wechselmechanismus die Bedingungen für die Einspeisung der Pumpe in den Windkessel herbeigeführt werden, mit dem Windkesseldruck verglichen. Hierzu dient das Hilfsventil 236 der Anordnung Abb. 50, dessen obere Kolbenfläche f_3 vom Drucköl aus der Pumpe 201, dessen untere Steuerfläche f_4 über den Wechselmechanismus (Hilfskolben 231) vom Windkessel her beaufschlagt wird. Sobald während der Periode der Einspeisung (Hilfskolben 231 in seiner oberen Endlage) der Windkesseldruck überwiegt — was als Kennzeichen dafür gelten kann, daß die Pumpenförderung verschwunden ist, bzw. nicht ordnungsgemäß in den Windkessel eingebracht wird —, tritt die Verstellung des Schaltkolbens 236 aus der dargestellten Lage nach oben mit Entlastung der Steuerleitung h nach Raum a_1 ein, wovon Hilfsschaltungen abgeleitet werden können, die zur Stillsetzung des Maschinensatzes führen.¹

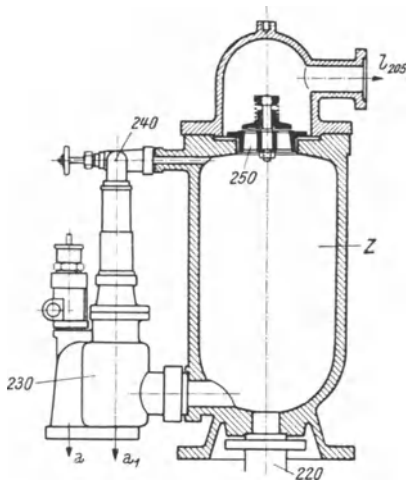


Abb. 52. (Maßstab 1:15.)

230 = Schaltmechanismus (Abb. 49), Z = Zwischenbehälter, 250 = Rückschlagventil, 220 = Sicherheitsventil, l_{205} = Leitung zum Windkessel.

möglichst, ohne daß die vorgesehene und unter Bedachtnahme auf die erforderlichen Verstellkräfte gewählte untere Grenze des Speicherdruckes unterschritten wird. Insofern es sich um bediente kleinere Anlagen handelt, kann die Ergänzung des in der Hauptsache durch Absorption sich mindernden Luftvolumens durch von der Pumpe mitgesaugte Luft erfolgen, deren Menge mittels eines von Hand einstellbaren Ventils an der Saugleitung geregelt wird (*Schnüffelung*); der einfachste, jedoch auch unzulänglichste Vorgang, nachdem es hierbei zu einer innigen Durchmischung von Luft und Öl kommt,² wodurch neben einer Verminderung des Wirkungsgrades der Pumpe auch die Arbeitsweise des Reglers ungünstig beeinflusst werden kann. Diese Nachteile werden durch Einrichtungen vermieden, welche die Auf- oder Nachfüllung des Speicherlufttraumes druckseitig vornehmen. Hierbei kann das Drucköl selbst zur Verdichtung der einzuführenden Luft herangezogen, bzw. können besondere Druckluftherzeugungseinrichtungen verwendet werden.

Bei Einrichtungen der erstgenannten Art wird zwischen Wechselventil 230 (Abb. 49) und Druckspeicher ein Zwischenbehälter Z [23], (Abb. 52), eingefügt, der während der Periode der Leerschaltung der Pumpe ebenfalls Abströmung erhält, sich entleert und mit Luft füllt, falls

¹ S. a. S. 174.

² Die Ansaugung der Zusatzluft wird zweckmäßig auf die Periode der Einspeisung des Drucköles in den Windkessel beschränkt; dies kann durch Steuerung der Luftzufuhr über den Umsteuerschieber (s. Abb. 47, Leitung l_L) erreicht werden.

letztere über das geöffnete Ventil 240 nachgesaugt werden kann. Dieser Luftinhalt wird dann nach erfolgter Umschaltung der Pumpe auf den Speicher zunächst zusammengepreßt und bei Erreichung des Speichergegendruckes über das Rückschlagventil 250 vor dem Öl in Form einer Blase in den Windkessel (l_{205}) eingeführt. Ventil 240 wirkt während der Zeit der Einspeisung als Rückschlagventil und wird nur während des Leerganges der Pumpe durch den dann in seiner oberen Lage stehenden Umlaufschieber 233 aufgestoßen.

Die Schnelligkeit der Entleerung kann durch entsprechende Einstellung des Drosselstiftes 245 beeinflußt, bzw. durch Abschluß des Lufteinlasses vollständig unterbunden werden. Damit läßt sich die bei jedem Spiel des Wechselmechanismus in den Windkessel eingebrachte Luftmenge beliebig einstellen.

Die selbsttätige Einhaltung eines bestimmten Ölstandes im Windkessel kann dadurch erzielt werden, daß die Luftansaugung nicht frei, sondern durch ein Rohr, welches bis an den Normalpegel im Ansaugbehälter herabgeführt ist, vorgenommen wird. Bei zu tiefer Lage des letzteren, die bei richtiger Gesamtölmengung einer zu hohen Lage des Spiegels im Druckspeicher, also einem zu kleinen Luftvolumen entspricht, tritt Ansaugung von Luft ein, während diese dann unterbunden wird, wenn der Ölinhalt des Ansaugraumes und damit der Luftraum im Speicher ihre vorgeschriebenen Werte annehmen. Dieser Vorgang trägt in sich die Unsicherheit, daß es bei Minderungen des Gesamtölinhaltes durch Verluste, der mittelbaren Erfassung des Speicherölinhaltes halber, zu einer unzulässigen Vergrößerung des Luftinhaltes kommen kann. Damit erscheinen jene Einrichtungen zuverlässiger, welche unmittelbar von Änderungen des Spiegels im Druckspeicher selbst den Zusatz von Luft bzw. dessen Unterbindung ableiten.

Hierzu wird das für die Einstellung der angesaugten Luftmenge bestimmte Ventil 245 (Abb. 49a) mit einem Hilfskolben 246 versehen, der, bei übernormalem Ölspiegel im Windkessel durch Drucköl beaufschlagt, die Öffnung des Ventils herbeiführt, während andererseits bei normalem oder zu großem Luftinhalt des Windkessels der Ventilstift 245 mit Entlastung des Raumes a_2 unter Wirkung der Feder 247 geschlossen bleibt.

Um die ohne Beeinträchtigung ihrer Beweglichkeit schwer zu dichtenden Ausführungen aus dem Windkessel zu vermeiden, ist die Hilfssteuerung zur Gänze in das Windkesselinnere verlegt (Abb. 53 [23]); sie besteht aus dem Schwimmergewicht 250, dessen Verstellungen auf den durch die Feder 253 kraftschlüssig mitbewegten Steuerstift 252 übertragen werden. Während bei normalem bzw. unternormalem Spiegel im Windkessel die unter den Hilfskolben 246 (Abb. 49) führende Steuerleitung a_2 über die Kammern k_1 , k_2 mit dem Auslauf in Verbindung steht, tritt mit steigendem Schwimmer 250 die Umschaltung der Kammer k_2 auf den an das Druckölssystem angeschlossenen Raum k_3 ein, wodurch die Steuerleitung mit der obenbezeichneten Wirkung unter Druck gesetzt wird. Durch die willkürlich einleitbare Beaufschlagung des Raumes b mit Drucköl aus dem Windkessel kann die Wirkung des Schwimmers aufgehoben, also die dauernde Belieferung mit Luft angestellt werden.

Für Zentralen mit mehreren geregelten Maschinensätzen rechtfertigt der Vorteil nahezu sofortiger Betriebsbereitschaft die Aufstellung von Luftspeicheranlagen bzw. Luftverdichtern zur Versorgung der Speicher mit Druckluft. Im ersteren Falle kann entweder durch Hand-

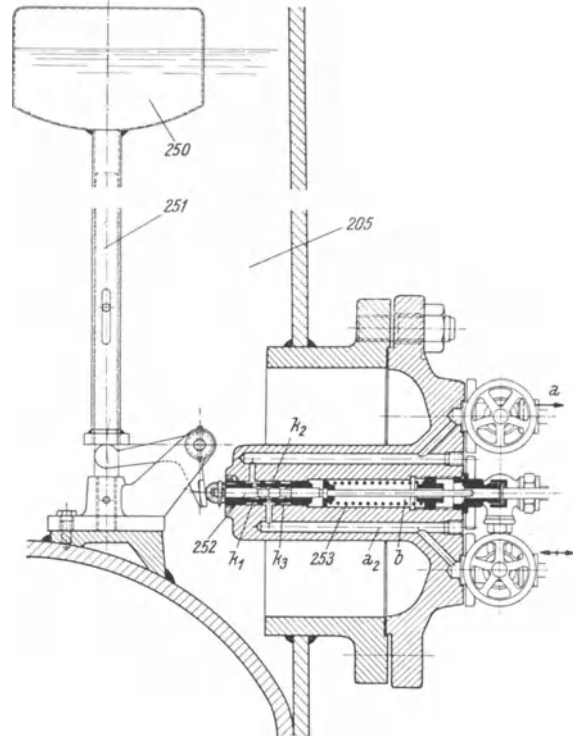


Abb. 53. (Maßstab 1:10.)

betätigung fallweise, bzw. selbsttätig durch eine Schwimmereinrichtung gemäß Abb. 54 [1] die Nachfüllung des Windkessels (l_{249}) zur Erhaltung eines bestimmten Luftvolumens bewirkt werden. Die Lage des Ölspiegels, bei welcher die Öffnung des Ventils 255 eintritt, läßt sich durch die Spannung der Feder 256 in den erforderlichen Grenzen einstellen.

Luftverdichter lassen mit geringerem Aufwand und praktisch ebenfalls genügender Raschheit die Betriebsbereitschaft des Druckspeichers herbeiführen; die laufende Nachfüllung des Windkessels zur Erhaltung des Luftvolumens kann durch fallweise Einschaltung des Kompressor-motors über eine Kontakteinrichtung, die von einem auf dem Ölspiegel im Windkessel liegenden Schwimmer geschaltet wird, herbeigeführt, bzw. selbsttätigen Einrichtungen¹ übertragen werden.

Die beschriebenen Vorkehrungen entlasten das Bedienungspersonal von Maßnahmen zur Erhaltung des ordnungsmäßigen Zustandes des Speichers während des Betriebes. Darüber hinaus bestimmt der Umstand, daß der Druckspeicher eine Energiequelle beschränkter Arbeitsfähigkeit darstellt, die Notwendigkeit zusätzlicher und einer Selbststeuerung zu übertragenden

Maßnahmen, die der Einleitung des Schließvorganges des Regelorgans bei zu weiter Entladung des Speichers, bzw. in vollkommenster Ausführung der Abschaltung des letzteren vor seiner Erschöpfung dienen.

Die Erfassung des erstgenannten Gefahrenfalles durch manometrische Schaltgeräte² (Öldruckrelais), welche selbsttätig den Schluß des Reglers herbeiführen, ist für größere Anlagen als unbedingt notwendig zu bezeichnen; der Gefahr der Erschöpfung wird in erster Linie durch reichliche Auslegung des Druckspeichers zu begegnen sein. Um jedoch eine vollständige Entleerung des Speichers mit Eindringen von Luft in die Regeleinrichtungen mit Sicherheit zu verhindern, bedarf es der Abtrennung des Druckspeichers von den Regelungseinrichtungen durch selbsttätige Absperrventile noch vor Eintritt des genannten, die Gefahr schwerer Funktionsstörungen der Regelung in sich bergenden Zustandes.³ Dieser Vorgang der Abtrennung muß jedoch im allgemeinen von zusätzlichen Maßnahmen begleitet werden, die die Feststellung des Leitapparates in der — durch den vorher-

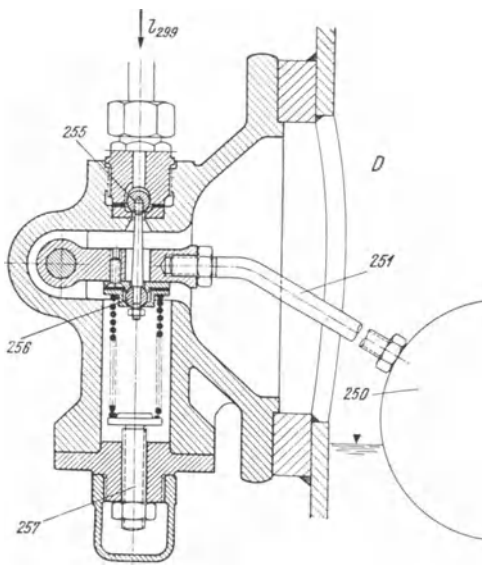


Abb. 54. (Maßstab 1:5.)

gegangenen Abstellvorgang erreichten — Schlußlage durchführen, um ein Wiederöffnen unter dem Einfluß etwaiger Wasserdruckmomente bei fehlendem Öldruck zu verhindern. Hierzu werden besondere Verriegelungsmechanismen, bzw. selbsttätige Abhängigkeitssteuerungen der Kupplungseinrichtungen im mechanischen (Hand-) Antrieb des Arbeitswerkes notwendig.

Mit den letztgenannten Maßnahmen — selbsttätiges Absperrventil zum Druckspeicher, automatische Feststelleinrichtungen für die Handregelung bzw. Regelorgane — sowie jenen zur selbsttätigen Betriebsbereithaltung werden unter einem auch die Bedingungen geschaffen, die die betriebstechnisch durchaus berechnete Forderung einer Bedienung des Windkesselreglers gleich einfach der bei Durchflußreglern erfüllen lassen. Die letztere auszeichnende sofortige Betriebsbereitschaft kann auch für den Windkesselregler bzw. seine Druckölerzeugungsanlage in praktisch befriedigender Weise durch die im vorhergehenden beschriebenen Maßnahmen zur Auffüllung des Druckspeichers mit Druckluft herbeigeführt werden. Somit erscheinen für Windkesselregleranlagen auch die Voraussetzungen geschaffen, die zu einer Betriebsführung

¹ S. S. 32, 33.

² Hierbei sind Kolbenanordnungen Kontaktmanometern vorzuziehen.

³ Hierzu kann das Absperrventil einem Schwimmer unterstellt werden, der bei zu tiefem Absinken des Ölspiegels im Windkessel den Schluß des ersteren veranlaßt (Woodward Governor Co.). Mittelbar kann der Eintritt des vorgenannten Gefahrenfalles aus dem zu tief abgesunkenen Öldruck gefolgt werden.

beitragen, bei welcher das Bedienungspersonal nur mit der Einleitung der notwendigen Betriebsmaßnahmen, nicht mit deren richtiger Abwicklung befaßt wird und damit seine ganze Aufmerksamkeit der Betriebsgestaltung selbst widmen kann, was insbesondere für Großkraftanlagen zu fordern ist. Über die Durchbildung derartiger Einrichtungen bringen spätere Abschnitte Näheres.

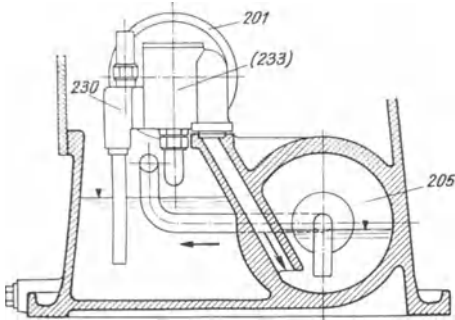


Abb. 55. 205 = Windkessel, 201 = Reglerpumpe, 230, 233 = Entweder-Odermechanismus.

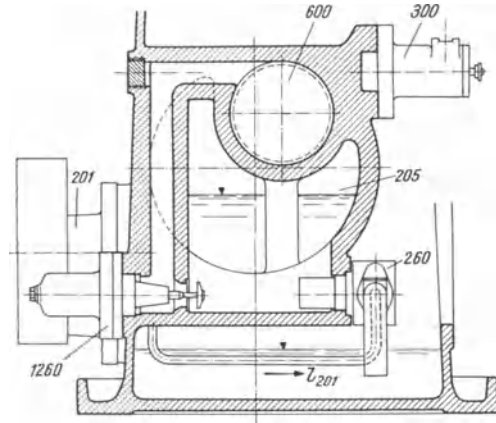


Abb. 56. 210 = Zahnradpumpe, 205 = Druckspeicher, 260 = Umschaltventil, 300 = Steuerventil, 600 = Arbeitszylinder, 1260 = selbsttätiges Windkesselabsperrentil.

Was die *Anordnung* der *Druckspeicher* anbelangt, so werden diese für Regler kleineren und mittleren Arbeitsvermögens zweckmäßig konstruktiv mit dem gleichzeitig als Ölbehälter zu verwendenden Regleruntersatz vereinigt (Abb. 55). Durch entsprechende Anordnung lassen sich Leitungen vom Windkessel zum Steuerventil, die ein eventuelles Unsicherheitsmoment bedeuten könnten, vermeiden, wie die in Abb. 56 dargestellte Ausführung erkennen läßt. Gußtechnische Er-

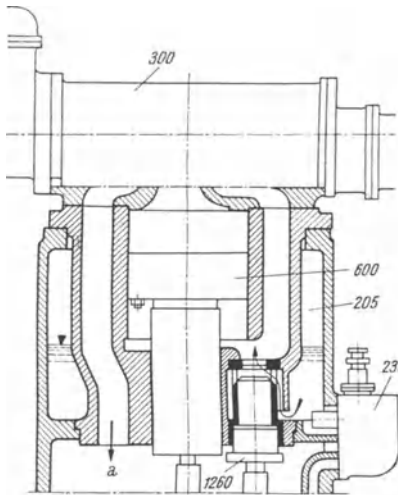


Abb. 57. 205 = Druckspeicher, 230 = Schaltmechanismus, 300 = Steuerventil, 600 = Arbeitswerk, 1260 = selbsttätiges Absperrventil.

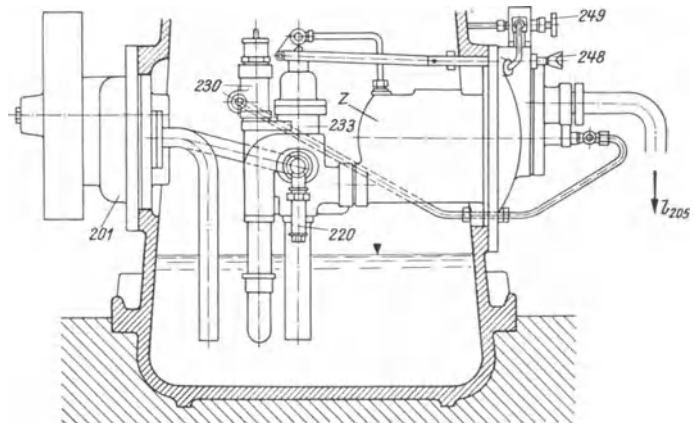


Abb. 58. 201 = Zahnradpumpe, 230, 233 = Wechselschaltmechanismus, 220 = Sicherheitsventil, Z = Zwischenbehälter, 248 = Handzug zum Drosselventil (248, Abb. 49), 249 = Probierventil.

leichterungen sowie eine gedrängte Bauart unter Vermeidung einer Rohrleitung zwischen Windkessel und Steuerventil bietet die Anordnung Abb. 57, bei der der Speicherraum 205 den Arbeitszylinder 600 umschließt.

Für Serienregler mittleren Arbeitsvermögens werden zweckmäßig Pumpe 201 und Hilfsmechanismus 230, 233, Z zum Druckspeicher mit dem eigentlichen Regler vereinigt (Abb. 58), im übrigen der Druckspeicher als gesonderter Behälter aufgestellt, womit den im einzelnen vorliegenden Betriebsbedingungen durch die Größe des Windkessels, also der gespeicherten Ölmenge, Rechnung getragen werden kann.

Für Großkraftregler, die gewöhnlich unabhängigen Antrieb der Ölpumpe erhalten, werden letztere sowie Windkessel und Ölbehälter unter Einbeziehung aller zugehörigen Schalteinrichtungen vorteilhaft zu einer Gruppe vereinigt (Abb. 59).

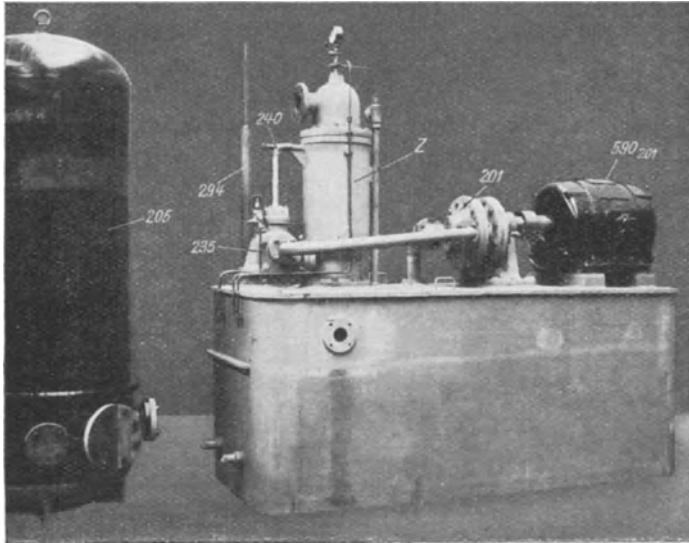


Abb. 59.

Zur Ausschaltung schädlicher Verzögerungen im Regelvorgang durch die Massenwirkung längerer Ölsäulen empfiehlt sich die Aufstellung des Windkessels möglichst nahe dem Verteil- und Arbeitsmechanismus des Reglers.

Zur Beobachtung des Ölstandes im Windkessel sind Standgläser entsprechend starker Konstruktion — mit selbsttätiger Absperrung der Verbindung bei Bruch oder Undichtheiten — vorzusehen und zu ergänzen durch Einrichtungen, die unabhängig davon auf die Lage des Ölspiegels schließen lassen, wozu etwa der Druckbehälter in Höhe des normalen Ölspiegels, bzw.

ober- und unterhalb dieser Lage über Proberhähne angezapft wird. Die Abb. 60, 61 stellen Ausführungsformen von Ölstandsanzeigern dar, Abb. 62 zeigt die Ausbildung der letzterwähnten Prüfeinrichtung.

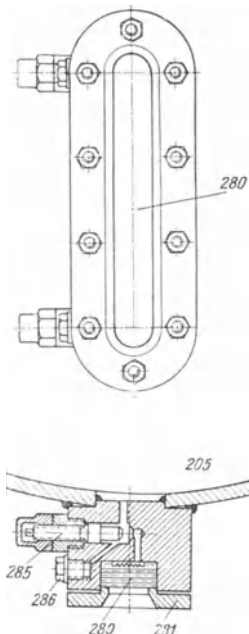


Abb. 60. 205 = Druckspeicher, 280 = Reflexglas, 281 = Rahmen, 285 = Absperrkegel, 286 = Proberschraube.

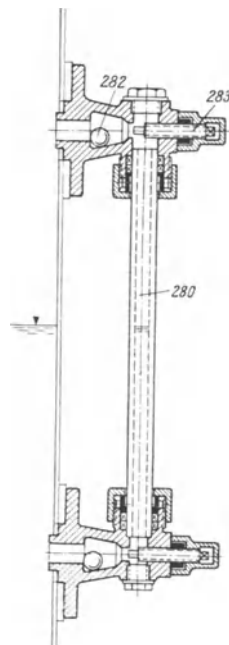


Abb. 61. 280 = Standglas, 282 = Bruchverschluß, 283 = Abdrückschraube.

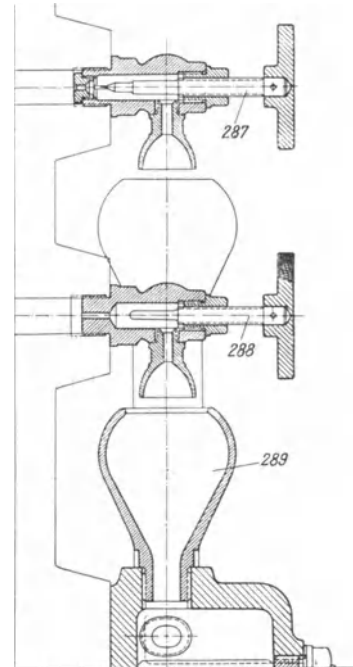


Abb. 62. 287, 288 = Nadelventile, 289 = Auffangrichter.

Die mit der Speicherung des Drucköles zusammenhängenden Einrichtungen können in Kraftanlagen mit mehreren geregelten Maschinensätzen entweder dem Regler jedes Aggregates zugeordnet, bzw. für alle Regler gemeinsam einmalig vorgesehen sein. Bei ersterer Anordnung,

bei der jeder Maschinensatz eine vollständig für sich betriebsfähige Einheit aus Regelungseinrichtung und Druckölerzeugungsanlage besitzt, werden zweckmäßig wahlweise schaltbare Verbindungen¹ zwischen den Druckwindkesseln und Ölbehältern vorgesehen, wodurch die Möglichkeit der Betriebserhaltung eines von einer Störung in der Druckölerzeugungsanlage betroffenen Maschinensatzes gegeben ist. Dieses Vorteiles entbehrt die zentralversorgte Anlage, die überdies infolge der erforderlichen großen Leitungslängen zwischen Regelungseinrichtung und Druckspeicher Stoßwindkessel in nächster Nähe des Reglers notwendig machen kann. Aus den vorstehenden Gründen erklärt sich ihre seltenere Anwendung.

Der *Bemessung* der *Druckspeicher* ist die nach der Art des Betriebes vorauszusehende größte Entnahme durch kurzzeitig aufeinanderfolgende Schaltvorgänge² zugrunde zu legen. Nachdem die hauptsächlichste Anwendung selbsttätiger Regler in das Gebiet der Erzeugung elektrischer Energie fällt, hierbei durch Störungen im Zusammenschluß der Erzeugungsstellen die verhältnismäßig schwersten Anforderungen an die Regelungseinrichtungen gestellt werden, sind die normalen Formen auf die Erfordernisse elektrischer Betriebe abgestimmt. Stärksten Beanspruchungen, wie sie etwa durch Kurzschlußvorgänge und daran anschließende Schaltungen, bzw. durch gelegentlich auftretende Netzschwingungen entstehen können, wird bei einer Auslegung des Windkessels entsprochen werden können, welche den betriebsmäßigen Mindestwert des Speicherdruckes — bei welchem die Abstellungseinrichtungen in Tätigkeit treten — höchstens bei einer Entnahme gleich dem fünf- bis sechsfachen Hubvolumen des versorgten Reglers eintreten läßt. Hierbei kann für die Berechnung des erforderlichen Luftinhaltes, ausgehend von der unteren Schaltgrenze, adiabatische Expansion desselben mit Werten des Exponenten zwischen 1,28 und 1,35 angenommen werden. Bei größeren Anlagen und längeren Regelzeiten kann die während dieser Zeit erfolgte Einföderung der Reglerpumpe berücksichtigt werden.

Der Höchstdruck im Speicher erscheint in zeitgemäßen Ausführungen mit Rücksicht auf einen noch als wirtschaftlich anzusprechenden Druckölverbrauch der Regelungseinrichtungen im Beharrungszustand nicht über 25 at gewählt. Bestimmend hierfür ist auch die Tatsache, daß durch die Anwendung höherer Arbeitsdrücke eine wesentliche Verbilligung der Regelungseinrichtungen — der einzige Grund, der hierfür sprechen könnte — nicht mehr erzielt wird.

f) Zubehör.

Der Reinhaltung des Betriebsöles ist mit Rücksicht auf die Empfindlichkeit der Pumpen sowie der bewegten Steuerteile gegen Verunreinigungen die größte Aufmerksamkeit zu schenken. Die Filtrierung des Arbeitsöles erfolgt zweckmäßig in einer der zur Vermeidung eines Schäumens des Öles unter dem Spiegel im Ölbehälter geführten Abflußleitung. Eine bewährte Ausführung eines Filters für Regler mittlerer Größe stellt Abb. 63 dar. Hierbei wird immer nur ein Teilstrom des Öles durch das Filter geleitet und damit die Bedingung eines nur gering vermehrten Abströmwiderstandes auch bei verlegtem Filter erfüllt.

Besonders empfindliche Ölkreise, wie etwa die der Vorsteuerung dienenden, erhalten häufig noch getrennte, in der Regel umschaltbare Doppelfilter zur Reinigung während des Betriebes (Abb. 64).

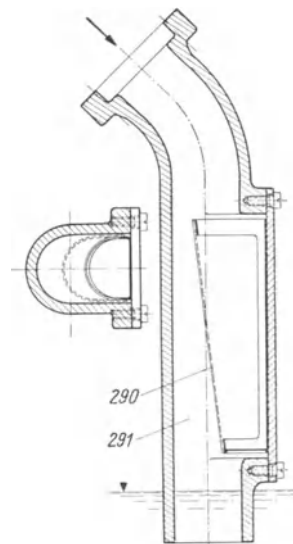


Abb. 63. 290 = Filtereinsatz,
291 = Ablaufrohr.

¹ Falls die Zuschaltung des gestörten Systems selbsttätig erfolgen soll, können doppelseitig wirkende Rückschlagventile angeordnet werden, die jedoch erst bei einem Absinken des Druckes *unter* den infolge der normalen Intervallschaltung betriebsmäßig eintretenden Mindestöldruck zur Wirkung kommen dürfen.

² Hierbei ist, falls der Druckspeicher auch zur Belieferung zusätzlicher Einrichtungen, wie der hydraulischen Antriebe von Absperrorganen, herangezogen wird, deren Druckölbedarf unter Berücksichtigung der zeitlichen Einföderung hinzuzurechnen.

Großkraftregleranlagen benötigen für die Aufnahme der relativ großen Ölmengen besondere Behälter, die getrennte Rein- und Abölräume aufweisen, deren Verbindung zweckmäßig über die Filteranlage hergestellt wird. Die Filterkörper 290 (Abb. 65) werden dann einzeln ziehbar gemacht und erhalten Schmutzfänger 293, um den Abfall anhaftender Verunreinigungen in den Reinölräum r_2 bei Aushebung der Filtereinsätze zu verhindern. Der Stand des Ölspiegels im Rein- bzw. Abölräum (r_2, r_1) wird durch gesonderte Schwimmer 294, 295 angezeigt, um Ölverluste, bzw. die Notwendigkeit der Filterreinigung erkennen zu lassen.

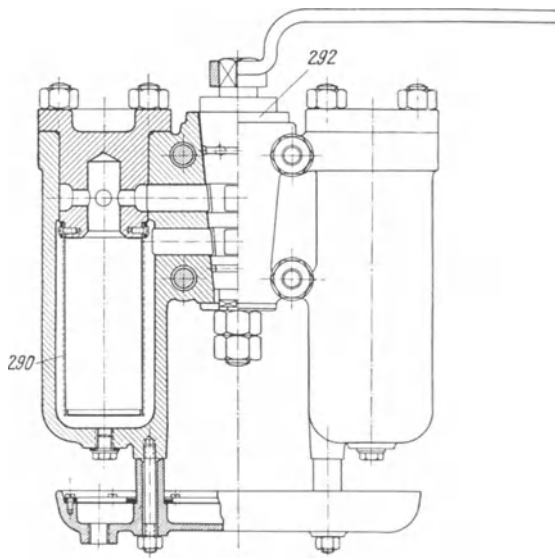


Abb. 64. 290 = Filterkorb, 292 = Dreiweghahn.

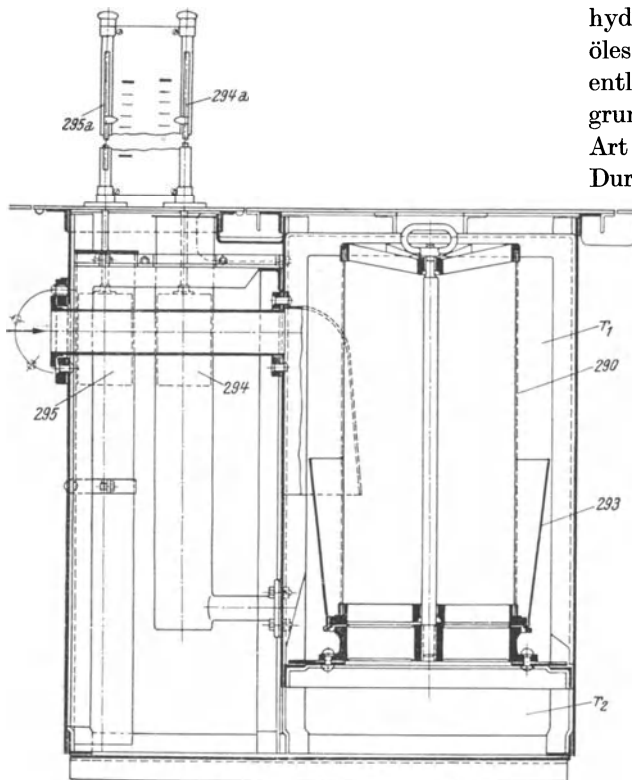


Abb. 65. (Maßstab 1:17.)

290 = Filterkorb, 293 = Schmutzfänger, 294, 295 = Schwimmer, 294 a, 295 a = Anzeigevorrichtungen.

Etwa notwendige Ölkühlanlagen werden nach üblichen Grundsätzen gebaut, wobei Röhrenbündelkühlern mit Rücksicht auf die leichte Reinigung der Vorzug zu geben ist.

III. Druckölverteilung.

a) Steuerventile.

Die Verteilung des zur Beaufschlagung des hydraulischen Kraftgetriebes bestimmten Drucköles wird im allgemeinen über Kolbenschieber entlasteter Bauart vorgenommen, wobei deren grundsätzliche Ausbildung einerseits durch die Art der Druckölbereitstellung (Windkessel- oder Durchflußregler), andererseits durch die Auslegung des Arbeitsgetriebes — ob einseitig oder beidseitig gesteuert — bedingt ist.

Die Durchbildung eines Steuerventils einfachster Bauart, zu einem Durchflußregler neuzeitlicher Bauart, jedoch kleinen Arbeitsvermögens gehörend, zeigt Abb. 66 [2]. Um den dauernden Kraftverbrauch der Regelung, der im wesentlichen durch die Leistungsaufnahme der Reglerpumpe gekennzeichnet ist, möglichst zu beschränken, findet die Durchleitung der in den Raum *a* unmittelbar eingeleiteten Förderung der Reglerpumpe durch die in und nahe der Mittelstellung geöffneten Steuerwege e_1 zwischen Schaltkolben 301 und Gehäuse 310 über die Kammern *b*, die je mit einer Seite des Arbeitszylinders in Verbindung stehen, nach den Abläufen *c* hin statt. Durch eine Verschiebung des Steuerkolbens 301 aus der Lage allseits gleicher Drosselwirkungen an den Steuerkanten (Mittelstellung) kann am Arbeitskolben der jeweils notwendige Druckunterschied zum Ausgleich bestehender Haltekräfte bzw. Verstellwiderstände der Leitvorrichtung herbeigeführt werden. Letztere bestimmen somit eindeutig den erforderlichen Pumpendruck, während

die sekundliche Fördermenge der Reglerpumpe die größte Regelgeschwindigkeit festlegt; letztere tritt ein, sobald die Verschiebung des Steuerkolbens aus seiner Mittellage mindestens gleich den negativen Überdeckungen (e_1) der Steuerwege ist.

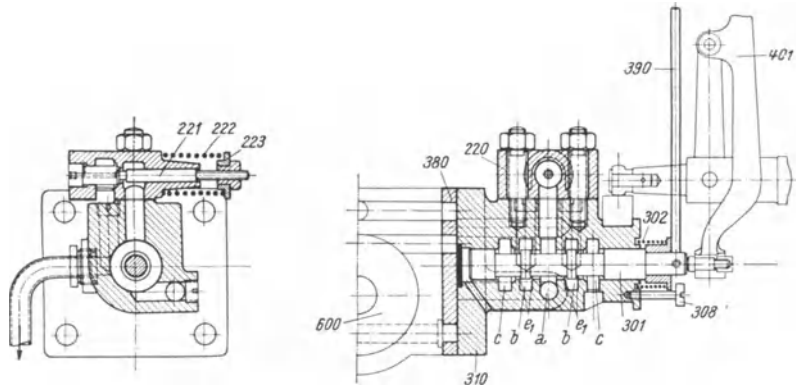


Abb. 66. Steuerventil zu einem Durchflußregler 50 mkg. (Maßstab 1:5,5.)

Abb. 67 zeigt ein ebenfalls für einen Durchflußregler bestimmtes Steuerventil [11, 12], bei welchem durch eine besondere Ausbildung der die Abströmung steuernden Kanten e_2' und e_2'' in der Nähe der Mittellage des Ventilkolbens eine derart kräftige Drosselung des ausgeschobenen Ölstromes erzielt wird, daß es zu einer teilweisen Entlassung der Pumpenförderung über das Sicherheitsventil und damit zu einer Herabsetzung der Regelgeschwindigkeit kommt. Da der folgerichtig für die Mittellage vorgesehene

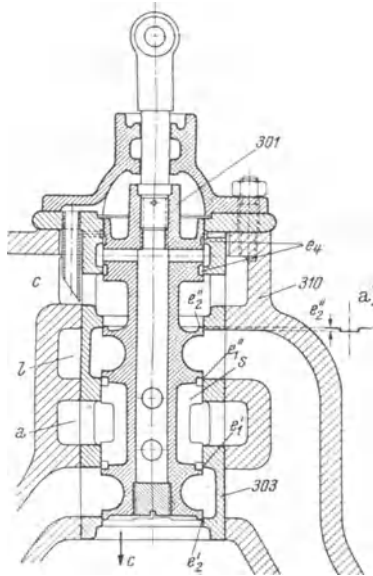


Abb. 67. (Maßstab 1:6).

301 = Steuerkolben, 303 = (feste) Steuerbüchse, 310 = Steuerventilgehäuse.

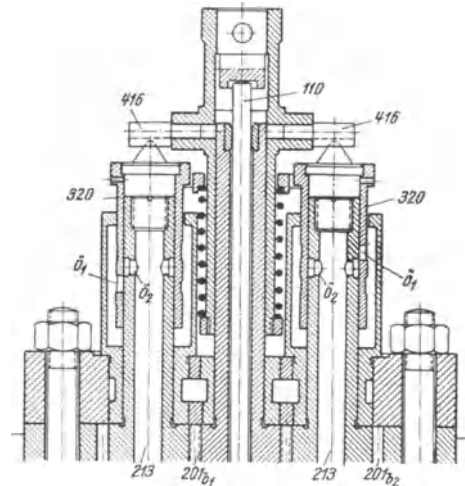


Abb. 68. (Maßstab 3:10.)

völlige Abschluß der Abströmsteuerung (e_2) die Ausblasung der Pumpenförderung unter dem Sicherheitsventildruck während Beharrungszuständen nach sich ziehen würde, ist zur Vermeidung dieses leistungsvergeudenden Zustandes die Entlastungssteuerung e_4 vorgesehen, die um die Mittelstellung des Steuerkolbens der Pumpenförderung Abströmung gewährt und infolge welcher sich der Pumpendruck gemäß den Erörterungen des vorhergehenden Abschnittes nur entsprechend der jeweils bestehenden Haltekraft einstellt.

Die beschriebene kombinierte Steuerung wird bei Durchflußreglern, die nur eine einzige, der maximalen Regelgeschwindigkeit angepaßte Pumpe verwenden, bedeutsam durch die regeltechnisch erwünschte Herabsetzung der Arbeitsgeschwindigkeit bei kleinen Belastungsänderungen.

Die getrennte Bereitstellung des Drucköles für die Öffnungs- bzw. Schließseite des Arbeitszylinders durch je eine Zahnradpumpe ermöglicht die einfache Ausbildung der Steuerorgane und deren unmittelbare organische Zusammenfassung mit der Pumpengruppe Abb. 68 [14]. Der jeweilige Pumpendruck wird hierbei bestimmt durch die relative Lage der Steueröffnungen δ_1 in den Hülsen 320 gegenüber den Steuer-schlitzten δ_2 , an denen über die hohlgebohrten Pumpenwellen 213 Öl aus dem Druckraum der zugehörigen Pumpe ansteht. Die Steuerhülsen 320 selbst unterliegen dem zusammengesetzten Einfluß des Pendels (Stift 110) und der über die Keilflügel 416 eingeleiteten Rückführbewegung.

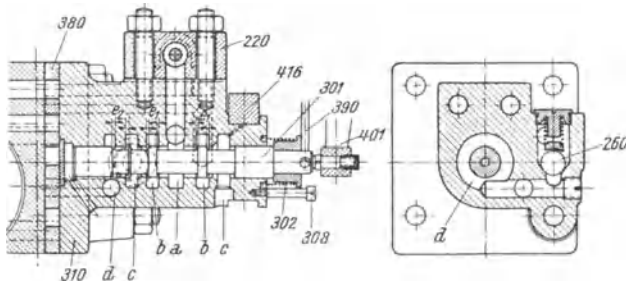


Abb. 69. Steuerventil zu einem Durchfluß-Verbundregler 100 mkg. (Maßstab 1:5,2.)

301 = Steuerkolben, 302 = Feder, 308 = Hubbegrenzung, 310 = Steuerventilgehäuse, 380 = Wechselplatte, 220 = Sicherheitsventil, 260 = Rückschlagventil, 416 = Rückführkeil.

in den Hülsen 320 gegenüber den Steuer-schlitzten δ_2 , an denen über die hohlgebohrten Pumpenwellen 213 Öl aus dem Druckraum der zugehörigen Pumpe ansteht. Die Steuerhülsen 320 selbst unterliegen dem zusammengesetzten Einfluß des Pendels (Stift 110) und der über die Keilflügel 416 eingeleiteten Rückführbewegung.

Von einer mittleren Lage gleicher Drosselquerschnitte und damit Pumpendrucke aus bewirken bei der dargestellten relativen Anordnung der Steueröffnungen in Führung 213 und

Hülse 320 gleiche Verschiebungen der letzteren die gegensinnige Änderung der Drosselungen und damit der Pumpendrucke mit Herbeiführung entsprechender Kolbenkräfte. Die Verwendung der verlängerten Pumpenwellen zur Ölzuleitung und Führung der Steuerhülsen auf ersteren liegt im Sinne der Einfachheit der Anordnung, die der relativen Drehung der Steuerhülse halber mit nur geringen Verstellkräften für letztere behaftet ist.

Die grundsätzliche Auslegung der Schaltkolben für Durchfluß-Verbundregler ist bereits früher erörtert worden. Die konstruktive Durchbildung des Steuerventils [2] eines derart ausgelegten Reglers mit den aus der Anwendung dieser Grundsätze folgenden Zusatzeinrich-

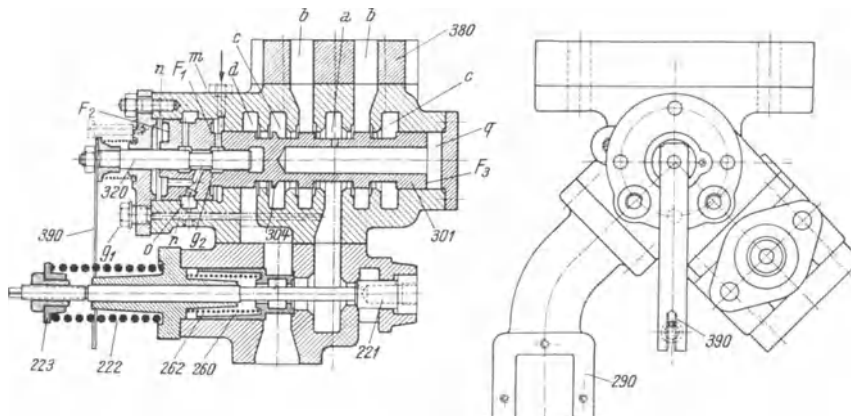


Abb. 70. Steuerventil zu einem Durchfluß-Verbundregler 400 mkg. (Maßstab 1:6.)

301 = Steuerkolben, 320 = Steuerstift, 390 = Schüttelantrieb, 380 = Wechselplatte, 221—223 = Sicherheitsventil, 260—262 = Rückschlagventil, 290 = Filter.

tungen zeigen Abb. 69 und 70. Die Einschaltung der Förderleistung der großen Pumpe in den Arbeitskreis erfolgt bei Verschiebungen des Steuerventils 301 um die (negativen) Überdeckungen e_2 , in welchem Falle die bis dahin frei abfließende, in Raum d eingebrachte Ölförderung infolge Sperrung des Abflusses über e_2 über das Rückschlagventil 260 in den Verteilraum a strömt, um gemeinsam mit der Liefermenge der kleinen Pumpe über den Steuerkolben 301 nach einer der beiden Zylinderseiten geleitet zu werden. Die Überdeckungen e_2 sind normalerweise derart gewählt, daß die volle Einschaltung der Förderung der großen Pumpe und damit die maximale Regelgeschwindigkeit bei Drehzahlabweichungen von 1 bis 2% erreicht wird.

Die Schaltkolben von Windkesselreglern unterscheiden sich grundsätzlich von den für Durchflußregler verwendeten nur durch die Anwendung positiver Überdeckungen, also ge-

schlossener Steuerwege e_1 im Beharrungszustand; eine Ausbildung, die mit Rücksicht darauf erfolgt, daß das Trieböl einem Druckspeicher entnommen wird. Im Gegensatz zum Durchflußregler steht zur Deckung der Steuerventilverluste, Erzeugung der Durchströmgeschwindigkeit durch Steuerventil und Leitungen sowie der bezogenen Massenbeschleunigungen ein für die jeweilige Leitapparattstellung eindeutig festliegendes Druckgefälle, bestimmt durch die Differenz von Speicherdruck und jeweiligen Rückdruck der Leitvorrichtung, zur Verfügung. Gemäß dieser Beziehung stellt sich die durch das Ventil strömende Ölmenge ein, welche ihrerseits die Regelgeschwindigkeit¹ abhängig vom jeweils eingestellten Ventilquerschnitt festlegt, so daß durch Veränderung des letzteren im Gegensatz zum Durchflußregler eine gleichsinnige Änderung der Regelgeschwindigkeit herbeigeführt werden kann.

b) Vorsteuerungen.

Für Steuerventile, welche einigermaßen größere Ölmengen zu steuern haben, wird die Einschaltung einer *Vorsteuerung* zwischen eigentlicher Steuerungseinrichtung und Steuerventil, wie einleitend auseinandergesetzt, erforderlich. Diese Hilfskonstruktion besteht in ihrer einfachsten Form (Abb. 71) aus dem Steuerstift 320, dem den Hauptölstrom steuernden Kolben 301 sowie der nunmehr die Verstellarbeit für diesen aufbringenden Vorsteuerpumpe. Der von letzterer in Raum m eingeleitete Ölstrom erfährt eine zweimalige Drosselung an der fest eingestellten Blende 322, bzw. der durch die relative Lage von Kolben 301 und Steuerstift 320 in ihrer wirksamen Größe bestimmten Abströmöffnung g . Letztere wird, wie leicht zu verfolgen, selbsttätig durch entsprechende Nachführung des Schwebekolbens 301 an den Steuerstift 320 immer wieder in einer Größe angestrebt, welche den zur Herbeiführung des Gleichgewichtes aller am Schwebekolben wirkenden Kräfte — Strömungsrückdrücke an den Steuerkanten, Druck im Raum m usw. — erforderlichen Druck im Raum n herbeiführt. Da Verschiebungen des Steuerstiftes gegen die Blendenöffnung g um Bruchteile von Millimetern bei entsprechender Form des Steuerstiftes und Wahl der Blendenöffnungen den Zwischendruck im Raume n in starkem Maße beeinflussen, bedingen Verstellkräfte am Schwebekolben nur geringe relative Verschiebungen im System selbst mit vernachlässigbarem Einfluß auf den Gleichlauf der dem Vorsteuerstift nachgeführten Ventiltteile.

Die gegensinnige Änderung *beider* Drosselquerschnitte g_1 und g_2 wird durch den in Abb. 72 dargestellten Vorsteuermechanismus herbeigeführt, bei welchem der Steuerstift 320 den Ölstrom an den Kanten (g_1) und (g_2) drosselt. Auch hier besteht eine eindeutig bestimmte Lage von Steuerstift und Schwebekolben im Gleichgewichtszustand, welche nach erzwungenen relativen Verschiebungen zwischen den genannten Organen immer wieder angestrebt wird.

So bewirken Verstellungen des Steuerstiftes 320 nach links eine verstärkte Drosselung, bzw. den Abschluß der Steuerung g_1 und eine erweiterte Eröffnung der Steuerung g_2 mit Entlastung des Raumes n , wodurch der Schwebekolben 301 dem Steuerstift 320 bis zur Wiederherstellung der dem Gleichgewicht entsprechenden Drosselquerschnitte g_1 und g_2 nachgeführt

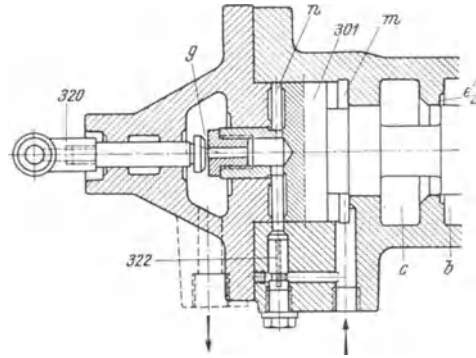


Abb. 71.

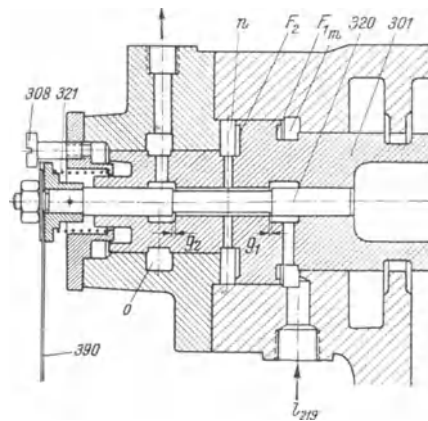


Abb. 72. (Maßstab 1:3.)

¹ Die Abhängigkeit von der Viskosität kann durch entsprechende Ausbildung der Steuerkanten wesentlich herabgesetzt werden (s. Abb. 88).

wird. Bei Verstellungen des Steuerstiftes in der anderen Richtung erfolgt mit Abschluß der Steuerung g_2 der Druckausgleich zwischen den Räumen m und n und die Nachstel-

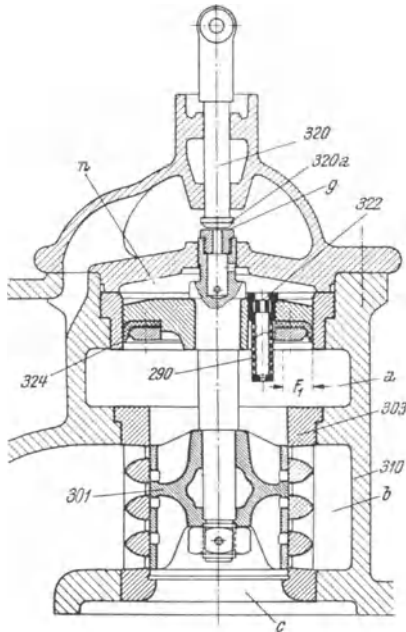


Abb. 73. Steuerventil zu einem Windkesselregler 5000 mkg. (Maßstab 1:6.)
301 = Steuerschieber, 303 = (feste) Steuerbüchse, 310 = Steuerventilgehäuse, 290 = Vorsteuerfilter, 320 = Steuerstift, 324 = Lederstulpdichtung.

Die Ausbildung des Steuerventils mit Vorbefüllung der Vorsteuerung durch die kleine Pumpe des Verbundreglers zeigt Abb. 70 [2]. Die von letzterer geförderte Druckflüssigkeit durch-

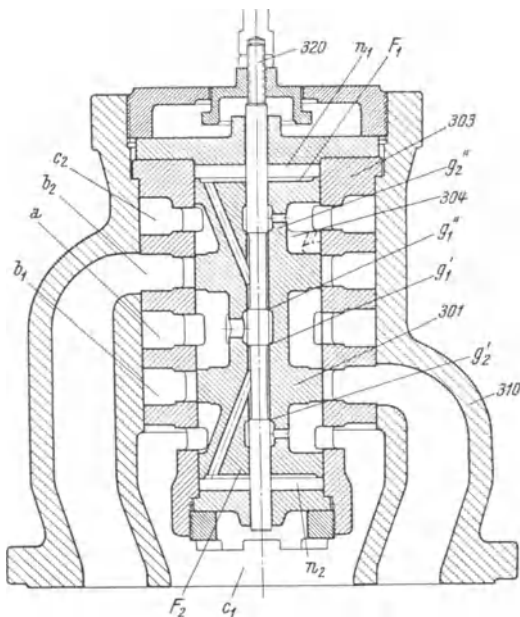


Abb. 74. (Maßstab 1:7.)

die durch den gesteuerten Zwischendruck im Raume n erzeugt wird. Der Beharrungszustand setzt, wie erörtert, eine bestimmte relative Stellung der Steuerplatte $320a$ gegen die Ausström-

lung des Schwebekolbens unter Wirkung der überwiegenden Stellkraft auf Fläche F_2 . Bei Anwendung eines Flächenverhältnisses $F_1/F_2 = 0,5$ besteht die gleiche maximale Nachführungsgeschwindigkeit in beiden Richtungen, auf gleichbleibende Vorsteuerölmenge bezogen. Die Empfindlichkeit der Einrichtung wird durch die doppelte Steuerung unter sonst gleichen Voraussetzungen erhöht.

Als äußere Verstellkraft zur Aufbringung durch das Führungsorgan tritt nunmehr nur der Verstellwiderstand des Steuerstiftes in Erscheinung, der der geringen gesteuerten Ölmengen sowie des kleinen Durchmessers halber nur einen Bruchteil der zur Verstellung des Hauptkolbens notwendigen Kraft beträgt.

Bei den nach dem Verbundprinzip gebauten Durchflußreglern mittleren Arbeitsvermögens kann die Pumpe kleinerer Fördermenge zur Belieferung der Vorsteuerung herangezogen werden. Hierbei besteht grundsätzlich die Möglichkeit der Hintereinanderschaltung von Vorsteuerung und Arbeitsölkreislauf oder die der Parallellegung. Letztere erfordert die Einfügung einer Drosselung für das Arbeitsöl unmittelbar vor Eintritt in den Arbeitskreis, um den für die Vorsteuerung benötigten Mindestdruck auch bei stark — unter Umständen bis auf Null — zurückgehendem Arbeitsdruck zu gewährleisten. Aus der an sich nicht mehr gegebenen Gleichmäßigkeit der Belieferung der Vorsteuerung folgen bei zweckmäßiger Auslegung erfahrungsgemäß keine Nachteile.

um hierauf erst über Bohrung p in den Verteilraum a für das Arbeitsöl zu gelangen. Für das Kräftespiel am Schwebekolben selbst würden ähnlich Abb. 72 die Flächen F_1 und F_2 genügen. Der im Raume g spielenden Kolbenfläche F_3 kommt neben einem Ausgleich der Kräfte die Erhaltung der Kontinuität der Ölströmung zu.

Für Steuerventile von Windkesselreglern liegt es nahe, zur Belieferung der Vorsteuerung Drucköl aus dem Speicher heranzuziehen. Grundsätzlich kann die Durchbildung des Vorsteuermechanismus den Anordnungen Abb. 71, 72 folgen, wobei im zweitgenannten Falle durch positive Überdeckungen der Steuerkanten g_1 und g_2 ein wesentlicher Verbrauch an Drucköl auf Regelperioden beschränkt wird.

Eine im ständigen Durchlauf arbeitende Vorsteuerung zeigt Abb. 73 [11]. Der durch wirksame Ringfläche F_1 und Speicherdruck festgelegten praktisch konstanten Kraft steht jene entgegen,

öffnung g am Schwebekolben voraus. Abweichungen hiervon bewirken Änderungen des Zwischen-druckes, welche den Schwebekolben in die ursprüngliche relative Beharrungslage zum Steuerstift zu bringen versuchen; hierbei wird durch die angewendete Steuerung der Blendenöffnung gegen eine ebene Fläche die stärkste mögliche Auswirkung der Verstellungen des Steuerstiftes erreicht (15).

Bei dem in Abb. 74 dargestellten Steuer-ventil [23] erfolgt bei Verstellungen des Steuerstiftes 320 aus der dargestellten Mittellage, etwa nach aufwärts, die Eröffnung der Steuerungen g_1' bzw. g_2'' , wodurch die Kolbenfläche F_2 über Steuerung g_1' Drucköl aus dem Raume a , der Raum über F_1 Abströmung über die Steuerung g_2'' erhält. Die hierdurch am Schwebekolben erzeugten Stellkräfte wirken im Sinne seiner Nachführung. Sinngemäß vollzieht sich letztere bei einer Abwärtsverstellung des Steuerstiftes 320. Wegen der in der Mittelstelle überdeckten Steuerwege bleibt der Druckölverbrauch der Vorsteuerung im Beharrungszustand auf die Undichtigkeitsverluste beschränkt.

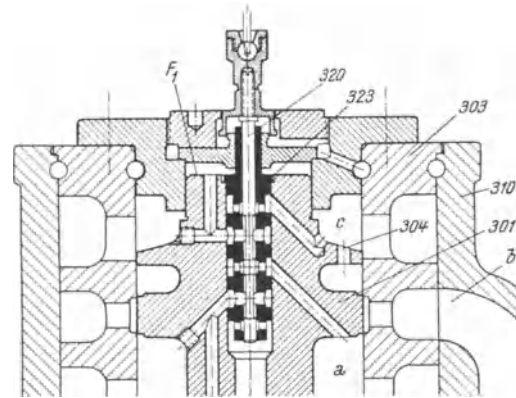


Abb. 75.

Die vorbeschriebene Konstruktion, auf Steuerventile großen Durchmessers angewendet, bedingt aus herstellungstechnischen Gründen Abmessungen des verhältnismäßig langen Steuerstiftes, die den Forderungen geringen Druckölbedarfes sowie Verstellwiderstandes nicht mehr genügen. Durch Verlegung der Vorsteuerung in den Kopf des Hauptschaltkolbens 301 gemäß Abb. 75 kann ein verhältnismäßig kurzer und im Durchmesser nur der zu steuernden Ölmenge angepaßter Vorsteuerstift 320 Verwendung finden; aus Herstellungsgründen ist ein besonderer Einsatz 323 vorgesehen, in dem der Steuerstift 320 gleitet und dessen äußere Ringkammern durch Bohrungen in entsprechender Weise mit den Steuerflächen F_1 (F_2),¹ dem Druckölraum a bzw. dem Abfluß c verbunden sind.

Während die bisher beschriebenen Vorsteuerungen ausschließlich mit Nachführung arbeiten, kann auch eine rückführende Verbindung² zwischen Steuerstift und vorgesteuertem Schaltkolben konstruktiv verwirklicht werden (Abb. 76).

Der Steuerstift 320, der nunmehr den in Raum m eingeleiteten Vorsteuerölstrom gegen die festen Kanten g_1, g_2 steuert, erhält seine Initialbewegung vom Steuerwerk aus über das Gestänge 400 und wird rückgeführt durch die gegensinnige, mit der Verstellung des Steuerstiftes aus seiner Mittellage eingeleitete Bewegung des Hauptkolbens 301.

Gegenüber der Nachführung, bei welcher der wirk-same Hub des Hauptschaltkolbens gleich dem des Steuerstiftes ist, besteht bei der mit Rückführung arbeitenden Vorsteuerung durch Anwendung eines entsprechend übersetzenden Hebelwerkes die Möglichkeit, den Weg des Hauptschaltkolbens, bzw. seine Geschwindigkeit gegen-über der gleichzeitigen, aus dem Steuerwerk ausgeleiteten Bewegung zu vergrößern, wodurch mit im Durchmesser kleineren Ventilen das Auslangen gefunden werden kann. Andererseits

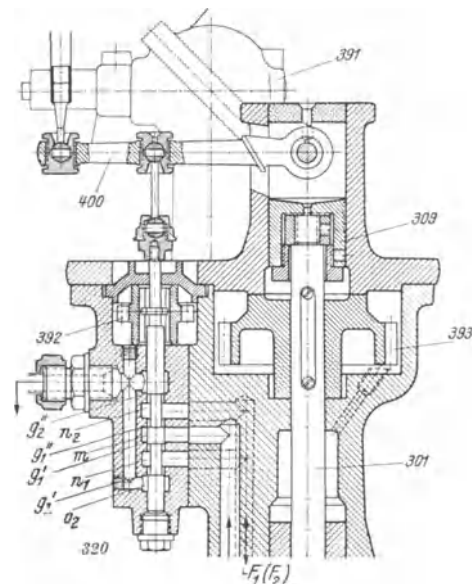


Abb. 76. Vorsteuerung. (Maßstab 1:4,5.)

301 = Schaft zum Hauptsteuerkolben, 309 = Drehkupplung, 320 = Vorsteuerstift, 391–393 = Drehantrieb, 400 = Verbindungshebel zum Steuerwerk.

¹ Steuerfläche F_2 am Ende des Kolbens 301.

² Ausführung ehemals Briegleb Hansen und Co., Gotha; grundsätzlich gleich auch bei Morgan Smith und Cie., USA.

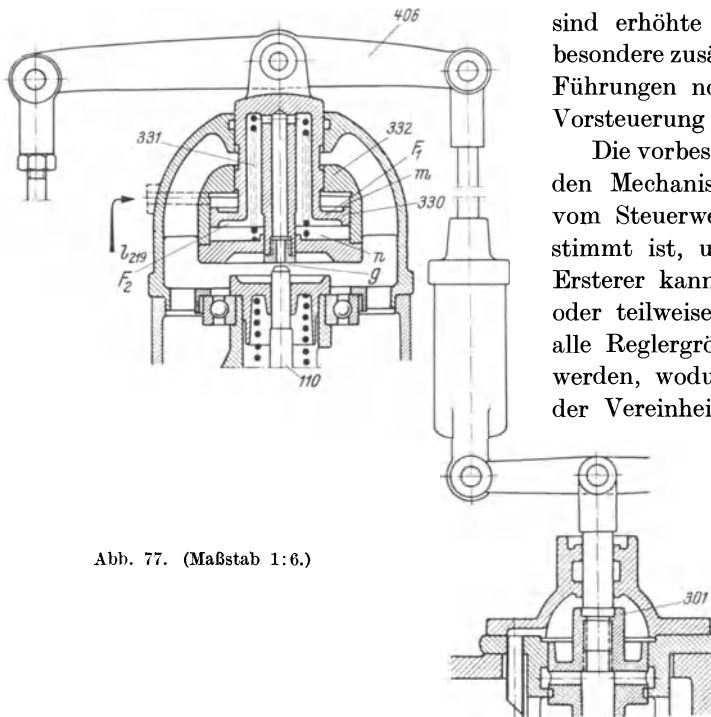


Abb. 77. (Maßstab 1:6.)

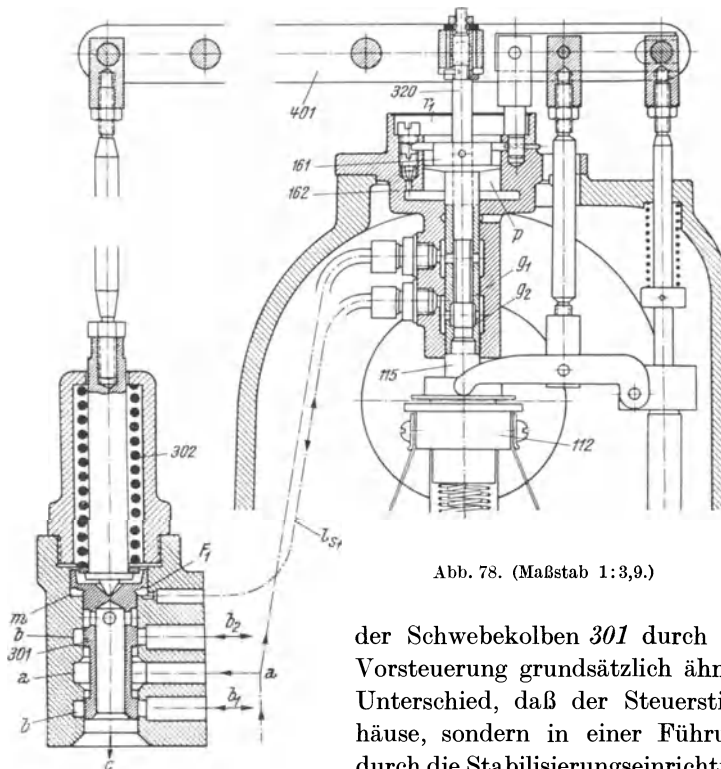


Abb. 78. (Maßstab 1:3,9.)

sind erhöhte konstruktive Aufwendungen, insbesondere zusätzliche gelenkige Verbindungen und Führungen notwendig, die sich im Rahmen der Vorsteuerung allein nicht rechtfertigen lassen.

Die vorbeschriebenen Ausführungen vereinigen den Mechanismus, der zur Vervielfachung der vom Steuerwerk ausgeleiteten Verstellkräfte bestimmt ist, unmittelbar mit dem Steuerventil. Ersterer kann jedoch auch entweder zur Gänze oder teilweise mit dem Steuerwerk in einer für alle Reglergrößen gleichen Ausbildung vereinigt werden, wodurch ein weiterer Schritt im Sinne der Vereinheitlichung und Rationalisierung der Herstellung getan ist.

Bei der in Abb. 77 dargestellten Ausführung [11, 12] beherrscht der die Bewegungen des Pendels nach außen leitende Stift 110 eine hydraulische Durchflußsteuerung nach Art der in Abb. 71 dargestellten, deren Schwebekolben 330, den Bewegungen des Pendels praktisch verzögerungsfrei folgend, letzteres von den Rückdrücken der angeschlossenen Steuerungsteile, also insbesondere des Steuerventils 301, entlastet. Das für die Hilfssteuerung notwendige Drucköl wird von einer besonderen, in den Pendelantrieb verlegten kleinen Zahnradpumpe (*l* 219) geliefert.¹

Während bei dieser Ausführungsform die zur Verstellung des unmittelbar betätigten Steuerventilkolbens erforderliche Kraft in das Steuergestänge — wohl nur in dessen zwangsläufigen Teil — übertragen wird, erreicht die in Abb. 78 dargestellte Auflösung der Vorsteuerung auch die praktisch vollständige Entlastung des Steuergestänges. Hierzu wird

der Schwebekolben 301 durch eine mit Rückführung arbeitende Vorsteuerung grundsätzlich ähnlich Abb. 76 betätigt, nur mit dem Unterschied, daß der Steuerstift 320 nicht in einem festen Gehäuse, sondern in einer Führung spielt, auf welche die bereits durch die Stabilisierungseinrichtungen zusätzlich beeinflusste Pendelbewegung übertragen wird [23].

Bewegungen der oberen Pendelmuffe 112 bzw. der mit ihr verbundenen Führungshülse 115 ändern die drosselnde Wirkung der Steuerkanten g_1, g_2 derart, daß bei einer Abwärtsbewegung

¹ S. a. Abb. 103.

des Pendels der Steuerkolben 301 wegen Minderung des Druckes unter der Fläche F_1 durch die Wirkung der Feder 302 sich nach abwärts verstellt, welche Bewegung jedoch dadurch unterbrochen wird, daß über das Gestänge 401 der Steuerstift 320 der Pendelhülse 115 in jene relative (Mittel-) Stellung nachgeführt wird, in welcher der Druck im gesteuerten Raum unter F_1 wieder mit der Federkraft im Gleichgewicht steht. Abgesehen von den praktisch belanglosen Unterschieden der Federkraft 302 bei verschiedenen Stellungen des Kolbens 301 und den damit verbundenen Änderungen der Gleichgewichtsstellung des Steuerstiftes 320 zur Pendelhülse 115 werden die Bewegungen letzterer, entsprechend der Übersetzung des Steuergestänges 401 vergrößert, in den Verstellungen des Steuerventilkolbens 301 wiedergegeben. Sinngemäß vollzieht sich der Vorgang bei einer Erhebung der Pendelhülse 115.

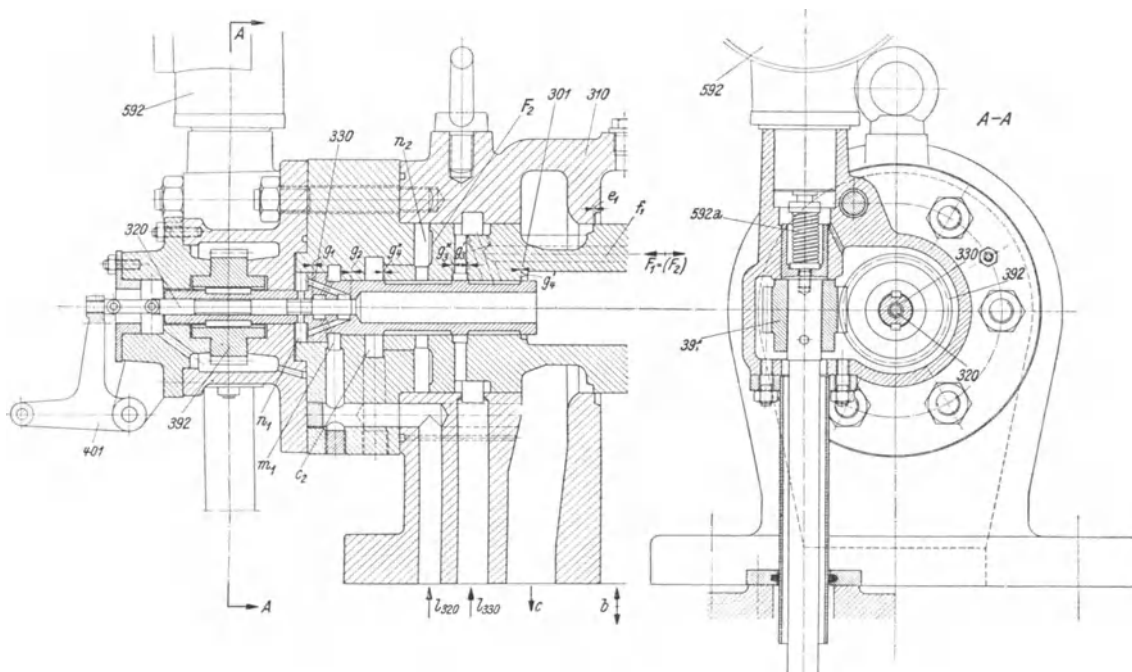


Abb. 79. Steuerventil zu einem Windkesselregler 3000 mkg. (Maßstab 1:10.)

301 = Steuerkolben, 310 = Gehäuse, 320 = Steuerstift, 330 = Vorsteuerkolben, 391, 392 = Drehantrieb zu letzterem, 401 = Steuerhebel, 592 = Tachometer, 592 a = Federkupplung.

Durch die Anwendung der mechanischen Federkraft 302, und zwar im Sinne einer Verstellung, die den Schließvorgang der Regelung bedingt, wird selbsttätig bei aussetzender (gestörter) Versorgung des Vorsteuerölkreises die Abstimmung des geregelten Maschinensatzes herbeigeführt, bzw. kann diese durch Entlastung des Steuerölkreislaufes eingeleitet werden, in welcher Art einfach die Abstimmung des Maschinensatzes bei Anwendung der Selbststeuerung durchgeführt werden kann.¹

Mit der Größe der durch den Hauptkolben zu schaltenden Ölmengen, die durch Arbeitsvermögen und Schlußzeit der Regelung bestimmt werden, wachsen die Durchmesser der Steuerventile sowie ihre Verstellkräfte. Um der Forderung einer möglichst rückdruckfreien Steuerung entsprechen zu können, kann eine Erweiterung der einfachen Vorsteuerung zweckmäßig werden, bei der durch den Steuerstift nicht unmittelbar der Hauptkolben, sondern zunächst ein Hilfskolben gesteuert wird, der seinerseits erst den den Arbeitsstrom schaltenden Kolben vorsteuert (*doppelte Vorsteuerung*). Dem vom Steuerwerk her verstellten Steuerstift fällt damit nur mehr die Steuerung der verhältnismäßig geringen, zur Verstellung des Hilfsschwebekolbens notwendigen Ölmengen zu.

¹ S. Abschnitt XII, S. 165.

Die möglichste Verkürzung der Baulänge des Vorsteuerkolbens, die aus herstellungstechnischen Gründen erwünscht ist, wird durch eine Auslegung der Vorsteuerung gemäß Abb. 79 erreicht [2]. Die Steuerung des Ölstromes zur Verstellung des Hauptkolbens 301 ist zur Gänze in den Kopf desselben verlegt, während die Zuleitung zur rückwärtigen Steuerfläche F_1 durch die Bohrung f_1 bewerkstelligt wird. Hinsichtlich der Wirkungsweise der Steuerung selbst erübrigen sich nach dem Vorgesagten weitere Bemerkungen; die Steuerung des Hauptkolbens 301 durch den Schwebekolben 330 entspricht grundsätzlich der Anordnung Abb. 74. Die Versorgung der parallelbelieferten Vorsteuerkreise erfolgt von der Hauptölzuleitung aus,

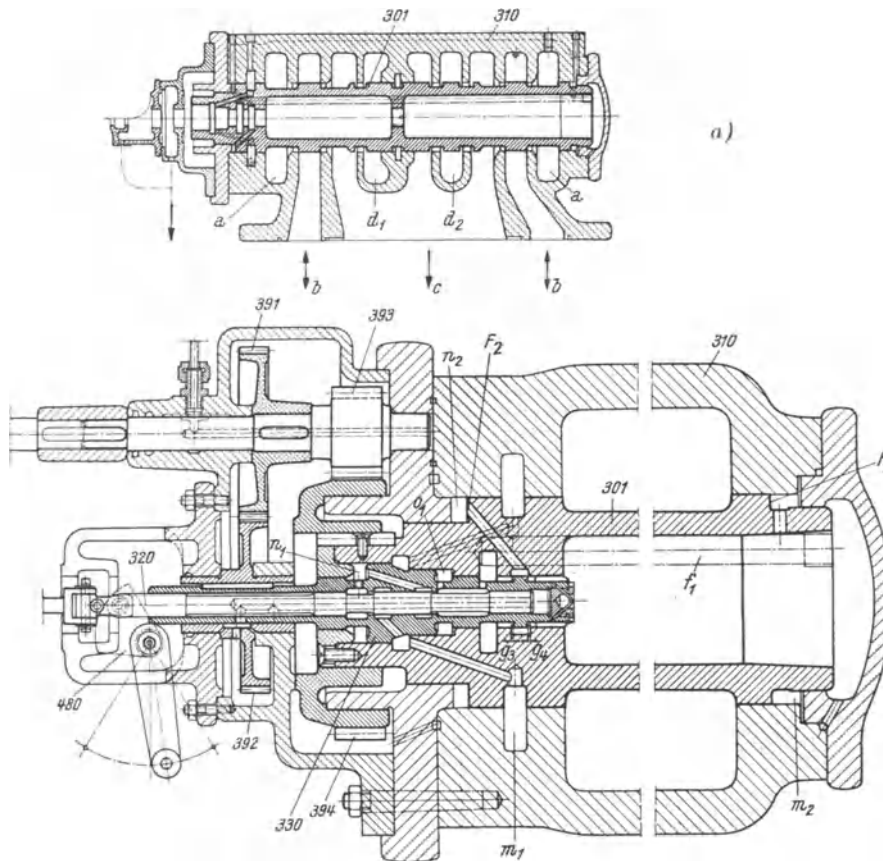


Abb. 80. (Maßstab 1:4, 1:12.)

Steuerventil zu einem Durchflußregler 13 000 mkg. 391–394 = Drehantriebe für Vorsteuer- und Hauptkolben, 480 = Schließgeschwindigkeitsbegrenzung.

wobei durch das auch während des Betriebes verstellbare Blendenrohr 322 die Abstimmung der Nachfolgegeschwindigkeiten¹ durchgeführt werden kann.

Der konstruktive Aufbau einer von einer besonderen Pumpe versorgten doppelten Vorsteuerung geht aus Abb. 80 hervor.² Die beiden Vorsteuerungen werden *hintereinander* durch die in den Raum m_1 einspeisende Pumpe mit Drucköl im Durchfluß beliefert. Die Ausbildung des Schwebekolbens 330 der ersten Vorsteuerung entspricht der in Abb. 70 dargestellten Einfachsteuerung, um wie dort die Kontinuität der Ölströmung und damit die gleichmäßige Versorgung der zweiten Vorsteuerung zu gewährleisten. Letztere ist als Differentialdrucksteuerung ausgebildet, bei der dem ungesteuerten Druck auf die Fläche F_1 des Hauptschaltkolbens der über die Ringspalte g_3, g_4 durch den ersten Schwebekolben 330 gesteuerte Druck auf die ungefähr doppelt so große Fläche F_2 gegenübersteht.

¹ S. a. Abb. 291; ferner 2. Teil, Abschnitt C c 2.

² Ausgeführt bei den Durchflußreglern von 13 000 mkg Arbeitsvermögen der Mittleren Isar A. G.

In einfacher Weise läßt sich die in Abb. 78 dargestellte Vorsteuerung zu einer doppelten erweitern (Abb. 81 [23]). Hierzu wird der Hauptkolben 301 durch eine einfache Vorsteuerung, etwa wie in Abb. 72, dargestellt, ergänzt, die ihrerseits von dem unverändert bleibenden Vorsteuermechanismus (Abb. 78) bedient wird. Die Verstellung des Hilfskolbens 330 erfolgt hierbei einseitig durch gesteuerten Öldruck, während die Gegenkraft durch eine Feder 331 geliefert wird, deren Wirkung im Sinne einer Verstellung des Hilfskolbens 330 und damit des Hauptschaltkolbens 301 geht, welche den Schluß des Reglers herbeizuführen geeignet ist; Unterbrechungen im Ölkreislauf der ersten Vorsteuerung lösen somit den Schluß des Reglers aus.

Eine in beiden Stufen im Durchfluß arbeitende doppelte Vorsteuerung, die durch ein Einheitssteuerwerk nach Abb. 108 betätigt wird, besitzt das Steuerventil Abb. 82 [8]. Beide Vorsteuerungen arbeiten mit Differentialkolben und fest eingestellter erster Drosselung 322, 332 im jeweiligen Ölweg; die Nachführung des ersten Vorsteuerkolbens 330 wird in üblicher Weise vom Steuerwerk unmittelbar veranlaßt; der Hauptschaltkolben 301 wird durch Veränderung der wirksamen Öffnung g_2 des Austrittes aus der zweiten Vorsteuerung längs der schiefen Fläche des ersten Vorsteuerkolbens 330 gleichsinnig mit diesem verstellt, wobei

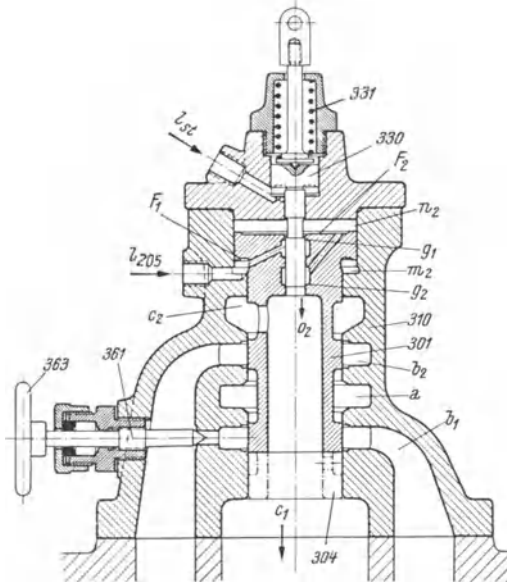


Abb. 81.

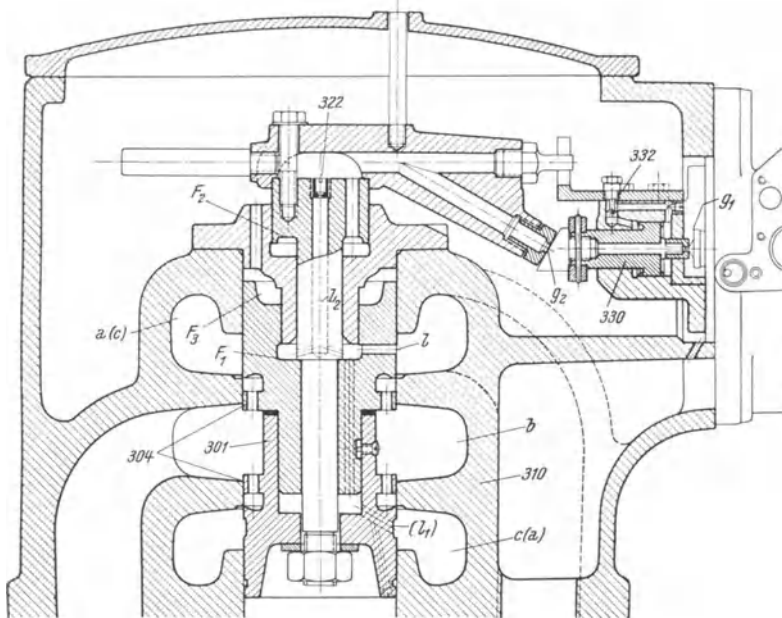


Abb. 82. Steuerventil zu einem Windkesselregler 3500 mkg. (Maßstab 1:6.)

durch eine entsprechende Neigung der Steuerfläche die Bewegungen des Schwebekolbens 330 vergrößert in die gleichzeitigen Verstellungen des Hauptschaltkolbens 301 übersetzt werden.

Das Drucköl für die zweite Vorsteuerung wird dem Hauptölstrom, der je nach der Schlußrichtung des Reglers in Kammer a bzw. (a) eingeleitet wird,¹ durch die Bohrung l (l_1) ent-

¹ Das Triebwerk ist als Differentialkolbenwerk ausgelegt, somit genügt die einfache Steuerung des auf die größere Fläche des Kolbens wirkenden Öldruckes (s. a. Abschnitt VI).

nommen und zunächst der ungesteuert wirksamen Kolbenfläche F_1 und weiter über Bohrung l_2 der ersten Drosselstelle (Blende 322) zugeführt.

Die ungewöhnliche Anordnung der Steuerflächen F_1 und F_2 , erstere unter konstantem, letztere unter gesteuertem Druck stehend, wird durch die Hilfssteuerfläche F_3 bestimmt, durch deren Beaufschlagung mit Drucköl der Steuerkolben 301 unabhängig von der Tendenz der eigentlichen Steuerungseinrichtung in die Schließstellung gedrängt werden kann.

Über die Druckölversorgung der Vorsteuerung bei Durchfluß- (Verbund-) Reglern ist das Erforderliche bereits erwähnt; bei Windkesselreglern wird gewöhnlich die Vorsteuerung mit

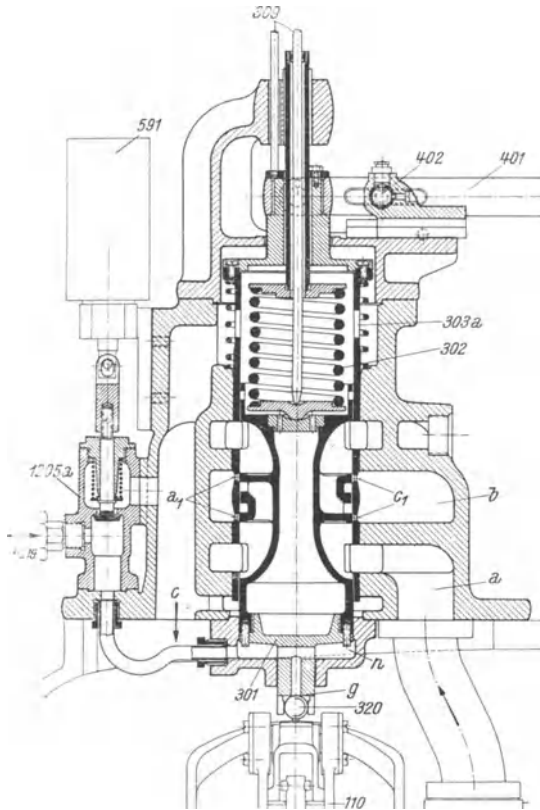


Abb. 83. Steuerventil zu einem Windkesselregler 3500 mkg. (Maßstab 1:8.)

301 = Steuerkolben, 302 = Gegenfeder, 303 a = (bewegliche) Steuerbüchse, 320 = Vorsteuerkugel, 110 = Pendelgestänge, 401 = Steuerwerkshebel, 402 = verstellbarer Drehpunkt hiezu, 591 = Hubmagnet, 1205 a = Abstellventil.

Berücksichtigung der vorliegenden Verhältnisse¹ — Schlußzeit der Regelung, Größtwert der zu erwartenden Last- bzw. Drehzahländerungen u. a. — unter Berücksichtigung der Eigenart der benützten Stabilisierungsform angenähert vorausbestimmt werden kann. Der theoretische Minimalwert der anzuwendenden Steuerfläche, der gewöhnlich aus konstruktiven Rücksichten nicht in Anspruch genommen wird, bestimmt sich aus der Größe der zu entwickelnden Stellkräfte unter Berücksichtigung der zu fordernden Nachfolgeempfindlichkeit. Letztere ist als genügend erfüllt anzusehen, wenn bei Verstellungen des steuernden Organs (Steuerstift bzw. 1. Schwebekolben) in der Größenordnung von 0,1 bis 0,2 mm ein Druckunterschied hervorgerufen wird, der zur Überwindung der am gesteuerten Organ angreifenden Stellwiderstände genügt.

¹ Für Serienregler sind sinngemäß die im ungünstigsten Falle zu erwartenden Verhältnisse den Ermittlungen zu unterlegen.

aus dem Speicher entnommenem Drucköl betrieben. Einzelne Ausführungen [1] sehen jedoch auch in diesem Falle einen unabhängigen Ölkreis vor, der durch eine besondere kleine Pumpe mit Drucköl beliefert wird; eine Anordnung, die den Druckspeicher von dem Bedarf an Vorsteueröl entlastet sowie diesen Kreislauf mit dem zweckmäßigen Druck von einigen Atmosphären ohne zusätzliche Drosselung betreiben läßt. Die an sich erforderliche geringe Fördermenge der Vorsteuerpumpe kann leicht entlastet werden, was die Auslegung etwaiger Abstellrichtungen begünstigt.

Um Störungen in der Funktion des Vorsteuermechanismus möglichst auszuschalten, wird verschiedentlich das für die Vorsteuerung bestimmte Drucköl vor Eintritt in diese durch besondere Filter geleitet, die zweckmäßig als im Betriebe umschaltbare Wechselfilter ausgeführt werden (Abb. 64).

Für die Vorsteuerung zuzuführende Ölmenge besteht die Forderung, daß Schwebekolben und Hauptschaltkolben imstande sein müssen, die seitens des Steuerwerkes eingeleiteten Bewegungen des Steuerstiftes praktisch unverzögert mitzumachen. Die hier maximal zu erwartende Geschwindigkeit sowie die Größe der gesteuerten Hilfsflächen am Schwebekolben bestimmen somit die sekundlich mindestens einzufördernde Ölmenge.

Erstere kann der Weg-Zeit-Linie der Steuerstiftbewegung entnommen werden, die unter

Für Vorsteuerungen, die mit Drucköl aus dem Speicher beliefert werden, steht der ankommende Druck zur Verfügung; Durchflußvorsteuerungen werden zweckmäßig mit einem Höchstdruck von etwa 4 bis 6 at je Stufe betrieben.

Die für doppelt vorsteuernde Mechanismen erforderliche Abstimmung der Nachfolgeschwindigkeit der ersten bzw. zweiten Vorsteuerung wird bei Belieferung dieser mit Drucköl konstanter Pressung durch Einbau entsprechender Blenden in den Zuleitungen sichergestellt. Die Belieferung beider Vorsteuerungen im hintereinandergeschalteten Durchfluß (s. Abb. 80) setzt die entsprechende Abstimmung der Kolbenflächen voraus. Hierzu sei auf den 2. Teil, Abschnitt C verwiesen.

Eine von den bisher beschriebenen Konstruktionen abweichende Ausbildung eines Steuerventils zeigt Abb. 83 [1], einer grundsätzlich veränderten Auslegung der Steuereinrichtung Rechnung tragend, bei welcher die Bewegungen von Pendel und Stabilisierungseinrichtung nicht bereits zusammengesetzt auf das Steuerventil übertragen werden, sondern ihre Zusammensetzung im Steuerventil selbst erfolgt. Der Steuerkolben 301 folgt hierbei — über eine im Durchfluß und einseitig hydraulisch arbeitende Vorsteuerung 320 mit besonderer Hilfspumpe¹ — den Bewegungen des Pendels (Gestänge 110), während die Büchse 303a, welche die vom Kolben 301 gesteuerten Kanäle a_1 und c_1 besitzt, von der Stabilisierungseinrichtung (nachgiebige Rückführung) her über Gestänge 401 verstellt wird. Entsprechend der Auslegung des Arbeitsgetriebes mit Differentialkolben bedarf es nur einer einseitigen Steuerung, die, um den Durchmesser von Steuerkolben 301 und Büchse 303a klein halten zu können, mit doppelter Überströmung a_1, c_1 ausgeführt ist. Nachdem ähnlich mit bereits besprochenen Ausführungsformen (s. Abb. 81) der Steuerkolben unter Wirkung einer — in ihrer Spannung überdies einstellbaren — Feder 302 steht, die ihn entgegen der normalerweise das Gleichgewicht herbeiführenden Kraft der hydraulischen Vorsteuerung 320 (n) in die Schließlage zu drücken sucht, besteht in der Entlastung der Vorsteuerung eine einfache Möglichkeit, den Schließvorgang des Reglers willkürlich, bzw. durch selbststeuernde Überwachungseinrichtungen einzuleiten.

Die Lage von Schwebekolben 301 und Steuerbüchse 303a wird durch besondere Anzeigevorrichtungen 309 vermittelt.

c) Konstruktionsgrundsätze.

Die wichtigsten Grundsätze für die Konstruktion der Steuerventile gehen zum Großteil bereits aus den bisher gezeigten Darstellungen hervor. Als Material für die ineinander gleitenden Teile eignet sich erfahrungsgemäß am besten dichtes feinkörniges Gußeisen, nur für Steuerstifte und ihrer Form nach für dieses Material nicht geeignete Teile wird Siemens-Martin-Stahl verwendet.

Für große Steuerventile werden des öfteren in das eigentliche Gehäuse eingesetzte Führungsbüchsen 303 angewendet, in denen der Schaltkolben sich bewegt (Abb. 74, 73, 84). Hiermit sind gewisse fabrikatorische Erleichterungen geschaffen, insofern als die eine einwandfreie Materialbeschaffenheit erfordernden Laufflächen in die in vollendeter Materialqualität leichter herzustellende Büchse verlegt werden. Gehäuse aus Stahlguß oder anderen Materialien mit geringerer Eignung für eine relative Oberflächengleitung verlangen die Verwendung besonderer gußeiserner Lauffüchsen.

Während kleine Steuerventile horizontal oder vertikal angeordnet werden, erweist sich für große Steuerventile die vertikale Anordnung vorteilhafter, ohne jedoch immer die günstigste

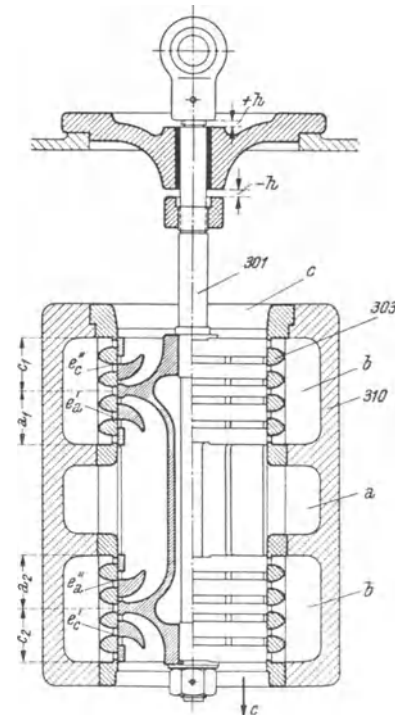


Abb. 84. (Maßstab 1:7,4.)

¹ Zur Steuerung der Abströmöffnung findet an Stelle eines Vorsteuerstiftes, bzw. einer Prallplatte eine Kugel Verwendung.

Entwicklung der Gesamtdisposition des Reglers zu ermöglichen. Größere horizontal angeordnete Steuerventile erhalten zweckmäßig eine mittlere Führung des Hauptschaltkolbens (Abb. 80).

Ventile größeren Durchmessers werden zur möglichsten Verringerung der bewegten Massen mit zylindrischem Hohlkern ausgeführt. Letzterer kann zur Ableitung des Arbeitsöles einer der Zylinderseiten unmittelbar herangezogen werden (Abb. 81, 78), wodurch sich Vereinfachungen in der Konstruktion des Steuerventilgehäuses erreichen lassen. Falls hierdurch Rückdrücke auf die primär vom Steuerwerk her verstellten Teile der Vorsteuerung eintreten können, sind letztere entsprechend abzuschirmen.

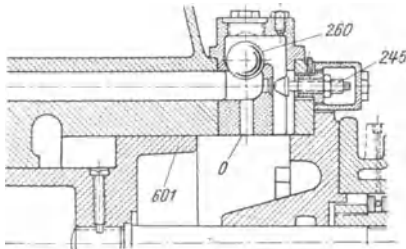


Abb. 85.

Bei der Steuerung großer Ölmengen ermöglicht die Parallelschaltung gleichsinnig gesteuerter Überströmwege (s. a. Abb. 83) die Verwendung von Steuerventilen kleineren Durchmessers. Abb. 84 zeigt ein Steuerventil mit dreifacher Überströmung für eine maximal zu steuernde Ölmenge von 60 l pro Sekunde [11]. Je ein Paar gleichzeitig zur Wirkung kommender Steuerkanten e_a und e_c ist mit einer der Empfindlichkeit der Steuerung Rechnung tragenden Über-

deckung von 0,5 mm vorgesehen, während die anderen Steuerkanten eine Überdeckung von 1,5 mm aufweisen. Die Zuführung des gespeicherten Drucköles erfolgt über Raum a zu den Steuerungen a_1 und a_2 , die Abströmung des Arbeitsöles über die Steuerung c_1 bzw. c_2 unmittelbar in den Reglerkasten, in welchem das Steuerventil eingebaut ist (s. Abb. 244, 245). Die Verstellung des Ventilkolbens 301 erfolgt über einen besonderen Vorsteuermechanismus (Steuerregler).¹

Mit Rücksicht auf die selbsttätige Entfernung von Luft aus den Zylindern, die sich bei Stillstand dort ansammeln kann, bzw. aus dem Drucköl ausgeschieden wird, ist eine Anordnung des Steuerventils oberhalb des Arbeitszylinders, zumindest der Anschluß der Verbindungsleitungen an diesem an höchster Stelle anzustreben (Abb. 66). Ansonsten sind Einbauten, die für eine Mitnahme der Luft durch entsprechende Führung des Ölstromes sorgen, vorzusehen (s. Abb. 125, Ölabbahme aus Zylinderraum 600 oben über Ausschnitt am Stopfbüchseinsatz 604).

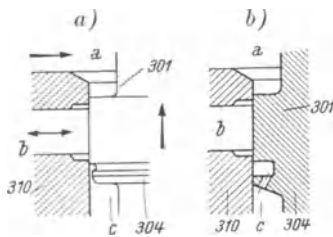


Abb. 86.

Beim Windkesselregler geben in die Steuerwege eingelegte Drosselungen die Möglichkeit der Beeinflussung der Regelgeschwindigkeit. Abb. 85 zeigt eine Anordnung ohne konstruktive Verbindung mit dem eigentlichen Steuerventil, bei der durch Einschaltung eines Rückschlagventils 260 Zu- bzw. Abströmung über verschiedene Wege geleitet werden, wodurch entsprechend der Einstellung des Kugelhubes, bzw. des die Drosselung in der Schlußrichtung bewirkenden Stiftes 245 verschiedene Öffnungs- und

Schließzeiten unabhängig voneinander erzielt werden können. Durch eine in der Nähe der Schlußstellung vom Arbeitskolben 601 überlaufene Bohrung o kann die Wirkung der Drossel-einrichtung auf den der Schlußlage des Leitapparates nahen Teil des Arbeitshubes beschränkt werden. Mit dem gleichen Ergebnis können die Drossel-einrichtungen mit dem Steuerkolben selbst etwa in der Art der Abb. 82, 86 b konstruktiv vereinigt werden.

Eine mit der Stellung des Steuerkolbens veränderliche Drosselwirkung kann durch Anwendung von Drosselbunden 304 nach Abb. 86 a, bzw. durch eine Ausbildung der Steuerkanten selbst gemäß Abb. 67, 84 erreicht werden. Damit ergibt sich eine mit der Größe der Ventilverstellung, also der Höhe der Belastungsänderung, wachsende Regelgeschwindigkeit und die Möglichkeit, durch Begrenzung des Steuerventilhubes abhängig von der Eröffnung des eigentlichen Regelorgans (Leitapparat) eine bestimmte, nicht zu überschreitende Regelgeschwindigkeit festzulegen. Abb. 80 zeigt die Ausbildung einer die Verstellung des Steuerventils im Schließsinne begrenzenden Einrichtung 480, deren Antrieb von der Rückführung abgeleitet ist und die der Verzögerung der Schließbewegungen gegen Hubende hin dient. Die Begrenzung des Steuerventil-

¹ S. Abschnitt XI.

hubes kann auch beidseitig, also für Schließ- und Öffnungsbewegungen des Ventils wirkend, ausgebildet werden, wodurch eine Gesetzmäßigkeit größtmöglicher Regelgeschwindigkeiten in Ab-

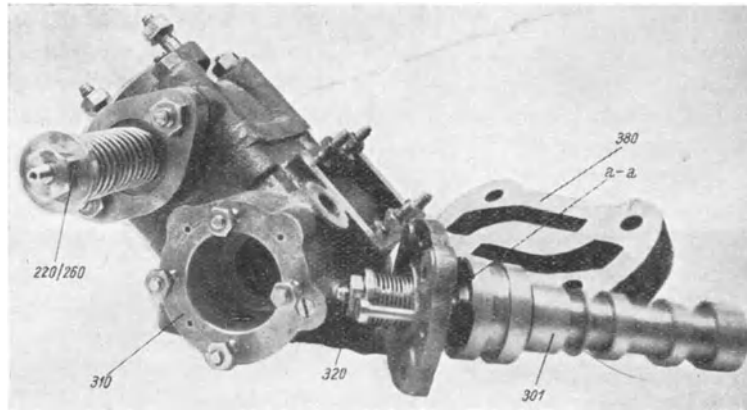


Abb. 87.

hängigkeit von der Leitapparatöffnung sowohl für Ent- als auch Belastungsvorgänge herbeigeführt werden kann.¹

Die Feststellung der jeweils erforderlichen Abmessungen der mit dem Steuerkolben verbundenen Drosselungen bedarf des Versuches. Es ist daher auch aus diesen Grunde für eine leichte Ausbaumöglichkeit des Steuerkolbens durch entsprechende konstruktive Ausbildung vorzusorgen (s. Abb. 79, 80 a; Anordnung der Steuerfläche F_1 am hinteren Ende des Hauptkolbens 301).

Auch für Durchflußregler kann die Einstellung der Schließ- und Öffnungszeiten durch Drosselung des Arbeitsölstromes erfolgen. Dieser Vorgang wird jedoch der damit verbundenen Ölerwärmung halber zweckmäßig auf Regler geringeren Arbeitsvermögens beschränkt, nachdem die Verringerung der in den Arbeitskreis eingespeisten Ölmenge unter die gleichzeitige Förderleistung der Pumpe nur durch eine Drosselung bis zur Höhe des Ansprechdruckes des Sicherheitsventils erzielt werden kann, wobei dann ein Teil der Pumpenförderung durch ersteres abgeführt wird. Die Druckölbereitstellung nach dem Verbundprinzip zeigt unter diesem Gesichtswinkel einen weiteren Vorteil dieser Anordnung, insofern als für darnach gebaute Regler durch gänzlich oder teilweises Herausziehen der Förderung der großen Pumpe aus dem Arbeitsölkreis mit Heranbringung des Steuerventils an die Mittelstellung — etwa durch besondere Vorkehrungen im Steuerwerk (s. S. 201) — eine mit weitaus kleineren Leistungsverlusten verbundene Verringerung der Regelgeschwindigkeit erzielt werden kann.

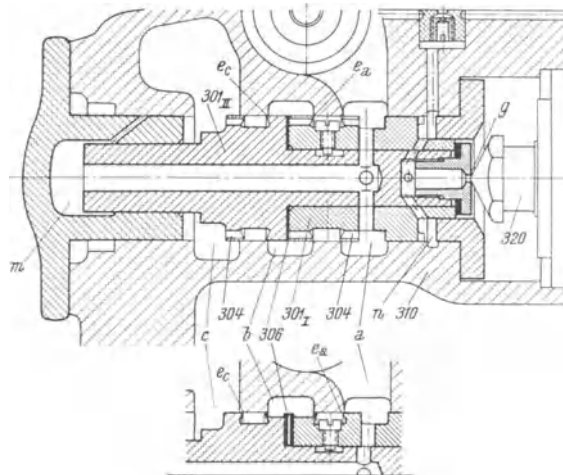


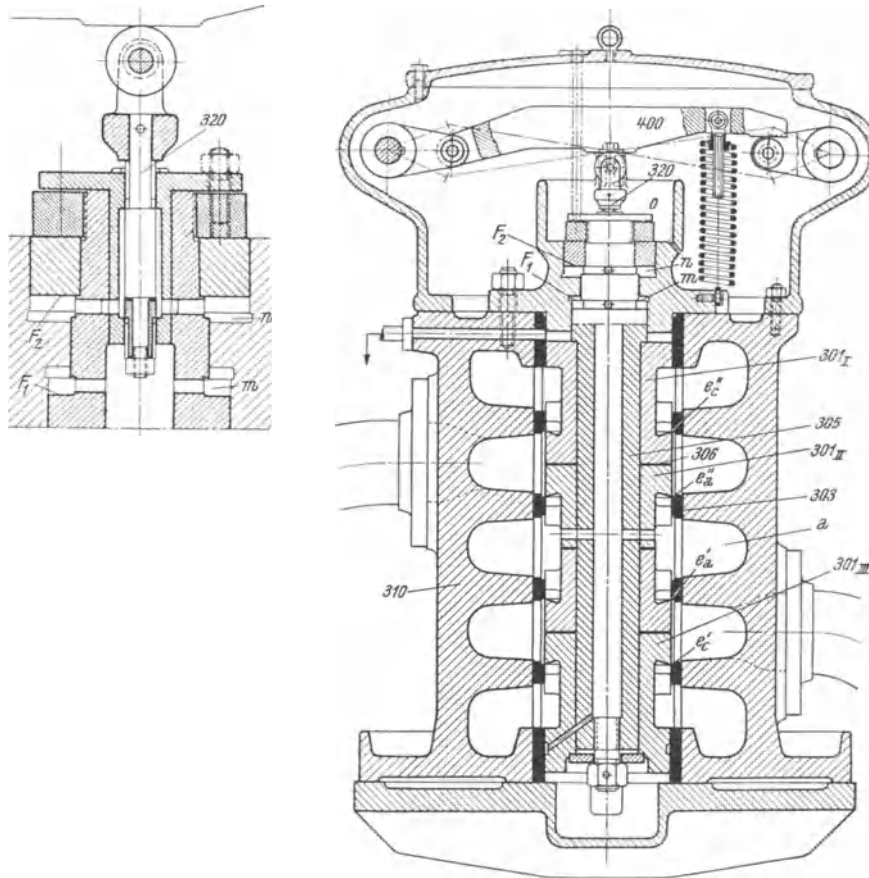
Abb. 88. (Maßstab 1:3.)

Serienmäßig erzeugte Regler sollen eine leichte, ohne Auswechslung oder Ergänzung von Teilen durchzuführende Wahl der Schlußrichtung gestatten. Wechselplatten 380 (Abb. 66, 69, 70, 87), die zwischen Steuerventil und Druckzylinder eingeschaltet werden, bieten je nach Anordnung (wie dargestellt oder um Achse $a-a$ gedreht) die Möglichkeit, die Zuordnung von Zylinder- und Steuerventilkämen und damit die Schlußrichtung wahlweise

¹ Rate-Limiting device A. Pfau, Mechanics of Hydraulic Turbines (Allis Chalmers Milwaukee).

zu ändern. Letzteres wird bei dem in Abb. 81 dargestellten Ventil durch einfache Umsetzung um 180° erreicht.

Bei der in Abb. 88 dargestellten Ventilkonstruktion, welche zur Steuerung eines Differentialkolbengetriebes bestimmt ist, findet die Änderung der Schlußrichtung durch verschiedene Auswahl der steuernden Kanten e_a, e_c statt. Die Einstellung der erforderlichen, von Fall zu Fall verschiedenen Lage der Steuerkanten e_a, e_c — ebenso wie die Einstellung der gewünschten Überdeckungen¹ — ist durch die vorgesehene Unterteilung des Kolbenkörpers $301 I, II$ vorbereitet und wird durch entsprechende Beilagen zwischen den Einzelteilen I, II erreicht. Be-



merkwürdig ist in dieser Hinsicht der Aufbau des Steuerkolbens des Großsteuerventils Abb. 89 [8], bei dem die einzelnen, je eine Steuerkante tragenden Abschnitte $301 I—III$ auf einer Führungshülse 305 aufgezogen und durch Zwischenbeilagen 306 in die gewünschte relative Stellung zu den steuernden Kanten e_a, e_c im Gehäuse gebracht werden. Der Vorsteuerstift 320 , dem das Drucköl aus dem vom Speicher her versorgten Raum a des Ventilkörpers durch den hohlen Führungskörper 305 zugeführt wird, bewirkt mit der Steuerung des dem konstanten Druck auf der Fläche F_1 entgegenwirkenden Zwischendruckes im Raume n (F_2) in bekannter Weise die Nachführung des Hauptkolbens 301 . Nachdem für den Antrieb des Gestänges 400 verhältnismäßig große Kräfte

¹ In der Regel werden die steuernden Kanten am Kolben bzw. Steuerstift nach den Fertigabständen der Steuerkanten im Gehäuse unter Berücksichtigung der vorgeschriebenen Überdeckungen hergestellt, was die volle Auswirkung der Serienfabrikation zumindest hinsichtlich der einfachen Austauschbarkeit von Teilen behindert. Steuerkolben in der Ausführung nach den Abb. 88, 89 gestatten durch zweckmäßige Unterteilung die Anpassung des Abstandes der steuernden Kanten am Kolben an die Lage der festen Steuerkanten im Gehäuse unter Bedacht auf die zu wählenden Überdeckungen durch die entsprechende Einstellung der Kolbenteile gegeneinander zu erreichen. Allerdings erfordert eine derartige Anordnung zweckmäßige konstruktive Ausbildung und ausgezeichnete Werkstattarbeit.

zur Verfügung stehen,¹ kann die Anpressung des ebenfalls in seiner wirksamen Länge einstellbaren Steuerstiftes 320 kraftschlüssig durch den auf seiner Unterseite lastenden Speicherdruck erfolgen.

Für nicht serienmäßig erzeugte Regler kann durch entsprechende fallweise bestimmte Anordnung der Ventilkänäle die im gegenständlichen Falle gewünschte Schließrichtung herbeigeführt werden; für einseitig steuernde Ventile (Abb. 82) genügt die Vertauschung von Ab- und Druckölraum (c, a).

Zur Verringerung der Stellkräfte für die unmittelbar von der Steuerung her bewegten Teile ist die Beseitigung der ruhenden Reibung anzustreben. Konstruktionen gemäß Abb. 77, 78, bei welchen die von der Steuerungseinrichtung zu verstellenden Teile sich in relativer Drehung gegen ihre Führungen befinden, erfüllen diese Forderung an sich; ansonsten erscheint die Einführung einer solchen zwischen Steuerstift und Führung (Haupt- oder HilfsschwebeKolben) wertvoll (Abb. 79, 80, 76, 90). Die relative Drehgeschwindigkeit, bezogen auf den Steuerstiftaußendurchmesser, wird zweckmäßig in der Größenordnung einiger cm/sek gewählt. Die Übertragung der Drehbewegungen auf den steuernden Teil soll so erfolgen, daß nur Drehmomente wirksam werden, was durch zwei gegenüberliegende Gleitfedern oder ähnliche Konstruktionen erzielt werden kann (Abb. 76, 80).

Auch der direkte Antrieb über Stirnräder (Abb. 90) ist zulässig, falls es sich um gesteuerte Teile handelt, auf die eine Rückwirkung durch die Reibung der Zahnflanken in Richtung der Erzeugenden praktisch belanglos ist.

In Vereinfachung der erwähnten Maßnahmen kann der Steuerstift in rasche Schüttelschwingungen, etwa abgeleitet von einem Exzentertrieb, versetzt werden (Abb. 70, 72).

Die Empfindlichkeit der Steuerung kann auch durch ein leichtes Spielen des Vorsteuerstiftes um seine Überdeckungen erhöht werden. Hierzu können etwa die Bewegungen des Pendels über eine in rasche Drehung versetzte Taumelscheibe auf den Vorsteuerstift weitergeleitet werden.²

Der Hub des Hauptschaltkolbens liegt für praktische Ausführungen gewöhnlich in der Größenordnung von ± 5 bis ± 8 mm. Insofern es sich um Steuerkolben für Durchflußregler handelt, bestimmt sich der Durchmesser ersterer nach der zulässigen Geschwindigkeit durch die Steuerquerschnitte, die mit etwa 5 bis 6 m/sek begrenzt werden soll. Die Gesichtspunkte für die Wahl der negativen Überdeckung der Durchströmsteuerung der großen Pumpe bei Verbundreglern sind bereits früher angegeben worden.

Die unter bestimmten Verhältnissen (Speicherdruck, Regelgeschwindigkeit usw.) erforderlichen wirksamen Ventilquerschnitte für Windkesselregler unterliegen den früher angegebenen Bedingungen, wobei die Strömungsverluste bei vollem Ventilhub 1,5 bis 2 at nicht übersteigen sollen.

Die maximalen Geschwindigkeiten in den Ölzuleitungskanälen werden zweckmäßig nicht über 2,5 m/sek gewählt.

¹ Der Vorsteuerstift 320 wird über einen Steuerregler (Abschnitt XI) betätigt.

² [24]; weitere Maßnahmen zur Erzielung einer künstlichen Unruhe des Drehzahlführungsorgans s. a. Abschnitt XV.

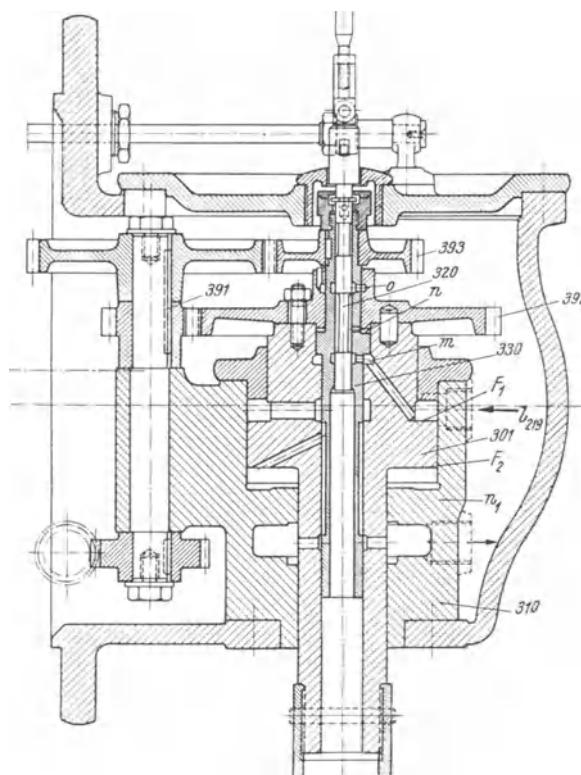


Abb. 90. Vorsteuermechanismus zu einem Steuerventil (Regler 40 000 mkg). (Maßstab 1:5,4.)

301 = Verstellkolben, 330 = Vorsteuerkolben, 320 = Vorsteuerstift, 391—393 = Drehantriebe.

IV. Steuerung.

a) Die Drehzahlleistungscharakteristik.

Der geordnete Betrieb elektrischer Netze sowie der meisten Arbeitsmaschinen setzt die Einhaltung einer konstanten oder nahezu konstanten Drehzahl (Frequenz) voraus. Eine Regelung, welche die gleiche Drehzahl für alle Belastungen des Maschinensatzes im Beharrungszustand herbeiführt, erfüllt wohl die Forderung nach konstanter Drehzahl im Allein- und Parallelbetrieb,

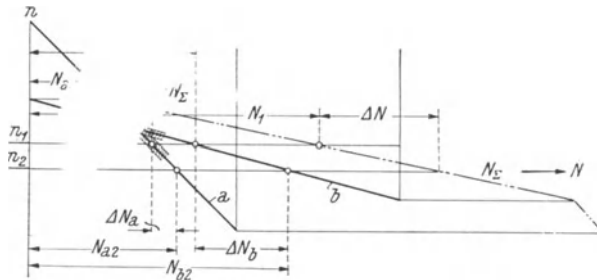


Abb. 91.

enthält jedoch keine Bestimmungsgröße, die eine eindeutig festliegende Verteilung der gesamt aufzubringenden Leistung auf die einzelnen Maschinensätze sichert. Die Verhältnisse werden am besten in einem Schaubild überblickt, in dem die Maschinenleistungen einzeln, bzw. in ihrer Summe als Funktion der Drehzahl dargestellt sind.

Die Drehzahlleistungscharakteristiken von Maschinensätzen mit Regelung auf konstante Drehzahl fallen im Parallelbetrieb

wegen der für jeden der Maschinensätze gleichen Drehzahl zusammen. Außer der sich als Summenwert der Einzelleistungen darstellenden Gesamterzeugung besteht keine Bedingung für die Aufteilung der Last, die durch irgendwelche Änderungen des Betriebszustandes angestoßen, infolge der unvermeidlichen Abweichungen der Wirksamkeit der einzelnen selbsttätigen Regler willkürlich von einer Maschine zur anderen wechseln kann. Die Bedingung gleicher Drehzahl für parallelarbeitende Maschinen schafft jedoch dann eine bestimmte Beteiligung der Maschinensätze, wenn durch die Regelung eine Veränderung der Beharrungsdrehzahl mit der Belastung eingeführt wird (*dauernde Ungleichförmigkeit*).

Die einzelnen Maschinensätze beteiligen sich dann nach Lage ihrer Charakteristik an der Gesamtlast etwa in der in Abb. 91 für zwei Maschinensätze dargestellten Weise.¹ *a* und *b* stellen hierbei die Drehzahlleistungscharakteristik von Maschine *A* bzw. *B* vor, N_2 die durch Summenbildung der bei derselben Drehzahl abgegebenen Leistungen erhaltene Summencharakteristik. Letztere läßt für eine bestimmte abzugebende Gesamtleistung N_1 die Drehzahl n_1 und damit die Leistungsanteile N_{a1} und N_{b1} feststellen; durch einen analogen Vorgang können bei Belastungsänderungen (ΔN) Drehzahl (n_2) und Lastaufteilung (N_{a2} und N_{b2}) für den neuen Beharrungszustand bestimmt werden.

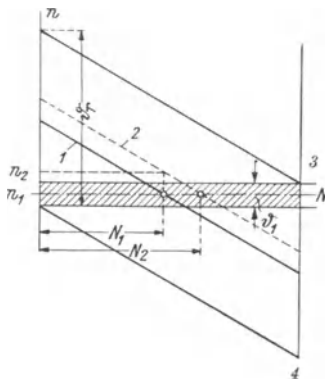


Abb. 92.

Man erkennt aus diesen Darstellungen, daß durch die relative Lage der Charakteristiken die Leistungsaufteilung, durch ihre Neigung der verhältnismäßige Anteil an Belastungsänderungen bestimmt wird. Damit erscheint zunächst die Festlegung des dauernden Ungleichförmigkeitsgrades — etwa den Bedingungen der Stabilität entsprechend² — mit Rücksicht auf eine freizügige Betriebsgestaltung unzulässig.

Die Verschiebung der Leistungscharakteristik von 1 nach 2 (Abb. 92), die für den alleinlaufenden und mit N_1 belasteten Maschinensatz die Änderung der Beharrungsdrehzahl von n_1 auf n_2 nach sich zieht, führt unter Voraussetzung der Parallelarbeit mit einem Netz gleichbleibender Frequenz zur Änderung der Belastung (N_2). Der für die Verstellung der Charakteristik vorzusehende Bereich ϑ_r ist nach der Breite des betriebsmäßigen Frequenzbandes ϑ_1 derart zu wählen, daß die volle Belastung des Maschinensatzes bzw. dessen Leerlauf, letzteres zum Zwecke der stoßlosen Zu- und Abschaltung, erzielt werden kann. Zur übersichtlichen Beurteilung der

¹ Abweichungen der Leistungsaufteilung von der theoretischen werden durch die Unempfindlichkeit der Regelung (Zone ϵ) bedingt; Werte der Unempfindlichkeit unter $\pm 0,05\%$, die erreichbar sind, werden praktisch als nicht störend empfunden.

² S. 2. Teil, Abschnitt C.

jeweiligen Lastverteilung ist der geradlinige Verlauf der Leistungscharakteristiken anzustreben (27).

Der Eigenart parallelarbeitender Werke kann durch unterschiedliche Einstellung der Neigung ihrer Charakteristik entsprochen werden. Kraftwerke, deren Leistungsabgabe möglichst von Änderungen der Netzlast unberührt bleiben soll (*Grundlastwerke*), sind mit Charakteristiken (N_k) (Abb. 93) auszustatten, die verhältnismäßig steil zu den jener Werke liegen, die Belastungsschwankungen aufnehmen sollen (*Spitzenwerke* N_v). Laständerungen werden demnach überwiegend von den Maschinen mit flacher Charakteristik unter ange-näherter Einhaltung der Frequenz (Frequenzmaschinen) übernommen ($\Delta N_\Sigma = \Delta N_v + \Delta N_k$).

Die vollkommene Unabhängigkeit der Leistungserzeugung der Grundlastmaschine von der Netzfrequenz kann jedoch nur entweder

a) durch Begrenzung der Turbinenöffnung ($\Delta \bar{N}_{k1}$) — über die fest eingestellte oder Schwimmer-

einrichtungen unterstellte Öffnungsbegrenzung¹ — erreicht werden, wobei eine relative Einstellung der Charakteristik N_k gemäß Abb. 94 Platz zu greifen hat, um die Wirkung der Öffnungsbegrenzung für alle beharrungsmäßig möglichen und durch die Charakteristik der Frequenzmaschine bestimmten Drehzahlen zu sichern, oder

b) setzt eine reine Isodromcharakteristik ($n = \text{konst}$) der Frequenzmaschine bzw. Frequenzmaschinengruppe voraus.

Wird die Lastverteilung innerhalb letzterer durch Anwendung wenn auch schwach geneigter Charakteristiken der einzelnen Maschinen oder durch eine Führungssteuerung² gesichert, was wegen der Schwierigkeit der mechanischen Isodromierung³ als Regel anzusehen ist, so kann

c) die Einhaltung der Frequenz mit Übernahme des gesamten Lastanfalles durch die Frequenzmaschinen durch Verlagerung der Charakteristik dieser unter dem Einfluß frequenz-abhängiger und auf die Drehzahlstellvorrichtung wirkender zusätzlicher Steuereinrichtungen erfolgen, wobei die zunächst eingetretene Änderung der Belastung der Grundlastmaschine (ΔN_k , Abb. 93) mit Rückstellung der Netzfrequenz auf die normale (n_1) ebenfalls rückgängig gemacht wird (Charakteristik N_{v2}).

Im Gegensatz zu Anordnungen nach a) beteiligen sich auch die Grundlastmaschinen am Ausgleich von Lastschwankungen, was sowohl die Stabilität des Netzes als auch die Größe der eintretenden Frequenzschwankung günstig beeinflusst. Die Geschwindigkeit der Nachsteuerung darf aus Stabilitätsgründen ein bestimmtes Maß nicht überschreiten. Die Wirksamkeit einer derartigen zusätzlichen Steuerung ist naturgemäß langsamer als jene der unmittelbaren (mechanischen) Isodromierung.

Die Vollkommenheit der Leistungshaltung in Grundlastwerken wird wesentlich gefördert durch die Anwendung der Leistungselbstregelung dieser, etwa durch Unterstellung der Drehzahlstellvorrichtung (Öffnungsbegrenzung) unter die Wirkung eines selbsttätigen Leistungsreglers (28). Dies liegt begründet in der eben nur mittelbaren Wirkung der Frequenzfeinregelung, den praktisch bestehenden Grenzen ihrer Ansprechgenauigkeit sowie gegebenenfalls der Ab-

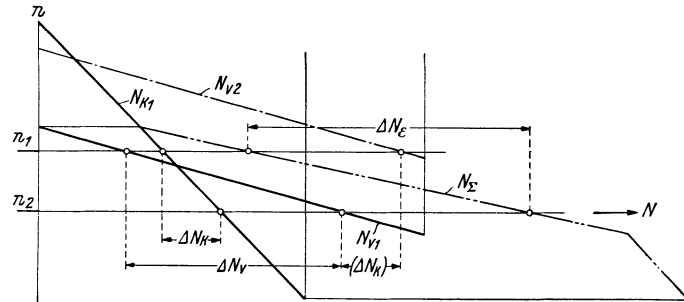


Abb. 93.

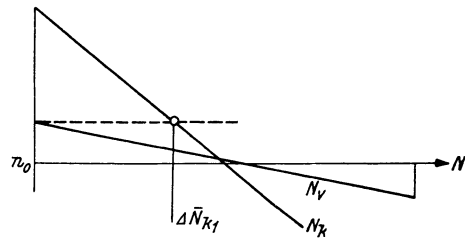


Abb. 94.

¹ S. Abschnitt V.

² S. a. Abschnitt XII, S. 267.

³ Die Isodromierung durch die Verbindung der Rückführungen der einzelnen Regler ist in ihrer Anwendung auf Maschineneinheiten in der gleichen Zentrale beschränkt. Eine Anordnung hierfür ist seinerzeit von D. THOMA angegeben worden.

hängigkeit der Werksleistungscharakteristik vom Maschineneinsatz. Dem Leistungsregler als Korrektivorgan ist die geringere Regelgeschwindigkeit, verglichen mit der des Frequenzreglers, zuzuweisen.

b) Grundsätzliche Auslegung.

Die eigentliche Steuerungseinrichtung, kurz als *Steuerwerk* bezeichnet, stellt die organische Vereinigung des Führungsorgans der Regelung mit den der Stabilisierung dienenden Einrichtungen sowie jenen konstruktiven Vorkehrungen dar, die zur Befriedigung der Ansprüche einer zeitgemäßen Betriebsführung erforderlich sind. Wenn auch die heute zu überragender Bedeutung gelangte Verbundwirtschaft nur für bestimmte Kraftwerksgruppen die Forderung erhebt, daß die Leistung der zugehörigen Maschinensätze nach der Nennfrequenz des Netzes geregelt wird, so liegt es andererseits doch im Interesse einer möglichst beweglichen und anpassungsfähigen Betriebsführung, diese Betriebsform auch auf Werke, die normalerweise nach anderen Gesichtspunkten — z. B. Wasserdarbietung, Leistungsabgabe — geregelt werden, übertragen zu können; letzten Endes den Alleinbetrieb einer Kraftwerksgruppe bzw. Einzelmaschine als Möglichkeit zu verlangen. Beachtet man ferner, daß der Gemeinschaftsbetrieb mehrerer Kraftwerke bzw. Kraftwerksgruppen gegenüber Störungen durch Ausfall von Aggregaten und damit zusätzlichen Lastanfall an die ungestörten Gruppen um so stabiler und damit sicherer wird, je mehr Maschinensätze an der Aufnahme des Laststoßes teilnehmen — ein Vorgang, der nur bei einer von der Drehzahl abhängigen bzw. hierdurch mitbestimmten Steuerung der nicht frequenzregelnden Werke erreicht werden kann —, so erkennt man die überragende Bedeutung der Drehzahl als Führungsgröße.

Drehzahlregler und Stabilisierungseinrichtung haben somit die Grundlage jedes Normalsteuerwerkes zu bilden, dem jene Einrichtungen anzugliedern sind, die

1. die stetige Veränderung der Beharrungsdrehzahl mit der Turbinenöffnung (*dauernder Ungleichförmigkeitsgrad*), hinsichtlich der Gesamtabweichung einstellbar, herbeiführen lassen;
2. die Drehzahl jedes Beharrungszustandes in gewissen Grenzen verändern lassen;
3. die Begrenzung der abzugebenden Leistung (Leitapparatöffnung) sowie
4. die Übertragung der Führung an die jeweilige Wasserdarbietung ermöglichen. Hierzu können
5. noch jene zusätzlichen Einrichtungen treten, die im Rahmen der Selbststeuerung, bzw. zur Überwachung der maschinellen Einrichtungen der Kraftwerksanlagen erforderlich werden und zweckmäßig mit dem Steuerwerk vereinigt sind.

Die konstruktive Verwirklichung aller dieser Aufgaben führt naturgemäß zu einem verhältnismäßig komplizierten Gesamtmechanismus, an den überdies hohe Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit der Ausführung gestellt werden müssen. Letzterer Umstand erfordert die weitgehendste Anwendung von Bearbeitungsvorrichtungen und Sonderwerkzeugen, so daß eine wirtschaftliche Fertigung die reihenmäßige Erzeugung unter Beschränkung auf *eine* möglichst allgemein zu verwendende Ausführungsform voraussetzt.

Während die unter 4 und 5 genannten Aufgaben im allgemeinen nicht für jeden Ausführungsfall vorliegen, haben die Einrichtungen zu 1 bis 3 im Rahmen des elektrischen Parallelbetriebes und mit diesem eine Bedeutung gewonnen, die sie als selbstverständliches Zubehör jedes modernen Einheitssteuerwerkes erscheinen läßt. Hinsichtlich der 4 und 5 entsprechenden Zusatzeinrichtungen genügt es, wenn deren Anbringung konstruktiv vorbereitet ist.

Durch das Zusammenwirken von Führungs- (Drehzahl-) Organ und Stabilisierungseinrichtung soll die dem schwingungsfreien Ablauf des Regelvorganges entsprechende Gesetzmäßigkeit der Steuerventilbewegung verwirklicht werden. Damit fällt diesen Einrichtungen auch die Aufgabe zu, die Verstellkräfte für das Steuerventil aufzubringen und zu übertragen. Dynamisch günstige Eigenschaften des Fliehkraftpendels sind nun an eine Auslegung desselben mit verhältnismäßig geringen und rasch umlaufenden Massen gebunden, wodurch die Arbeitsfähigkeit des ersteren über ein bestimmtes Maß hinaus nicht gesteigert werden kann und daher die vom eigentlichen Steuermechanismus aufzubringenden Kräfte möglichst gering gehalten werden müssen. Die Anwendung eines unter diesem Gesichtswinkel entwickelten *Einheitssteuerwerkes* auf Regler

verschiedener Größe verlangt daher Steuerventilkonstruktionen mit sehr kleinen Verstellkräften, eine Forderung, die mit der Schaffung des *vorgesteuerten* Ventils in Anwendung auf Regler größeren und größten Arbeitsvermögens restlos erfüllt wird. Damit ist auch eine der wesentlichsten Vorbedingungen für den in der Einleitung gekennzeichneten Aufbau des modernen Turbinenreglers gegeben.

c) Gebräuchliche Ausführungsformen.

1. Rückführende Steuerungen mit rein mechanisch erzielter Nachgiebigkeit [17].

Die Nachgiebigkeit der Rückführung wird hier durch ein Reibrollengetriebe (Abb. 95) erreicht, das im wesentlichen aus dem Reibrad 410 sowie der auf der Gewindespindel 414 laufenden Reibrolle 412 besteht, welche erstere durch die mit dem Reibröllenträger 413 verbundene Mutter 415 umfaßt wird. Zur möglichsten Herabsetzung der Eigenreibung ist der Reibröllenträger 413 in der dargestellten Weise auf Kugeln gelagert. Die Reibscheibe 410 wird mit einem Kupferbelag ausgestattet, der mit dem geschliffenen und auf dem Reibröllenträger 413 befestigten Stahlring 412 zusammenarbeitet. Der Antrieb des federnd an die Reibrolle gepreßten Reibrades wird in der Regel vom Fliehkraftpendel über ein Zahnradgetriebe 416 abgeleitet.

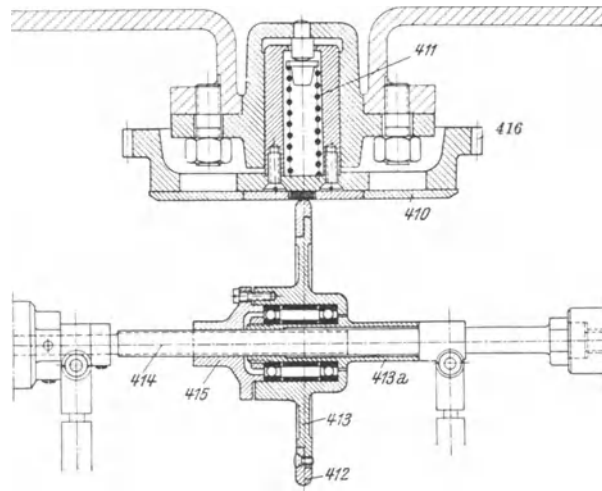


Abb. 95. (Maßstab 1:3.)

Abb. 96 zeigt schematisch die Gesamtanordnung der zugehörigen Steuerungseinrichtung. Während die Einleitung der starr übersetzten Arbeitskolbenbewegung in die Gewindespindel 414

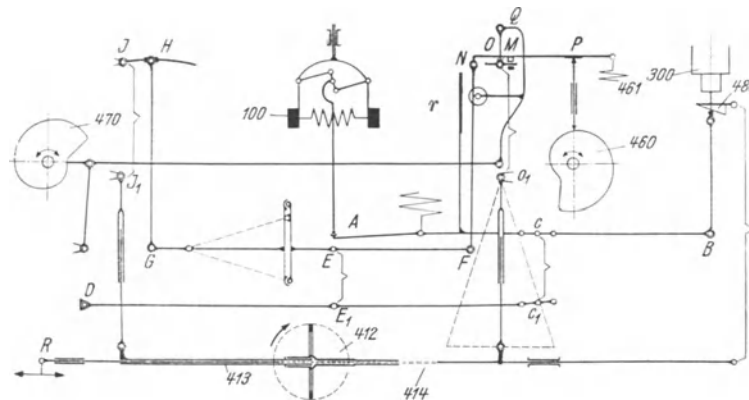


Abb. 96.

im Punkt R erfolgt, leitet der Reibröllenträger 413 die aus der Verschiebung der Gewindespindel 414 und der gleichzeitigen Rücklaufbewegung der Reibrolle 412 entstehende Bewegung über die Welle JJ_1 , Schwinge JH auf den einen Endpunkt G des Waagscheites GF , dessen zweiter Endpunkt F über die Welle OO_1 , Schwinge NMP vom Punkt N des in P unterstützten Querhebels NP in wählbarer Übersetzung OM starr abhängig von der Bewegung des Arbeitskolbens verstellbar wird. Diese zusammengesetzte Rückföhrbewegung wird über EE_1 der Schwinge DC_1 mitgeteilt, deren Punkt CC_1 Drehachse für den einerseits vom Pendel 100 in A beeinflößten, in B mit dem Steuerventil 300 verbundenen Hauptsteuerhebel AB ist. Kann durch Verstellen des Punktes H auf der Schwinge JH der voröbergehende *Ungleichförmigkeitsgrad*, durch Verschiebung des Quer-

hebels NP je nach Lage des Drehpunktes M gegen O die *dauernde Ungleichförmigkeit* verändert werden, so läßt die konstruktiv vorbereitete Verstellung des Punktes C die Übersetzung zwischen Pendel und Steuerventil¹ ändern.

Die Parallelverlegung der Drehzahlleistungscharakteristik und damit die Veränderung der Drehzahl eines bestimmten Beharrungszustandes erfolgt über Kurvenscheibe 460 , Stift 461 , Querhebel NP , wobei der gleichen Lage des Punktes B für die Mittelstellung des Steuerventils über die kinematische Kette $N-F-E-C$ verschiedene Lagen des Pendelangriffspunktes A

und damit verschiedene Drehzahlen für den Beharrungszustand zugeordnet werden (*Drehzahlverstellvorrichtung*).

Die Begrenzung der Leitapparatbewegung im Sinne einer weiteren Eröffnung wird durch ein zusätzliches Gestänge (*Öffnungsbegrenzung*) gesteuert, das die Abhängigkeit der Bewegung des Hauptsteuerhebels AB von der Verstellung des Pendels durch den Eingriff der Rolle r löst, wobei die Stellung letzterer einerseits durch die Verdrehung der Kurvenscheibe 470 willkürlich beeinflußt werden kann, andererseits von der Bewegung des Arbeitskolbens über das Gestänge OQ abhängt. Letzteres bewirkt die Rückstellung des aus seiner Mittellage durch Verdrehung der Kurvenscheibe 470 verstellten Steuerventils und ordnet jeder Stellung von 470 eine bestimmte Eröffnung des Reglers bzw. des Leitapparates zu, solange die Drehzahl derart tief liegt, daß das Pendel 100 auf den kraftschlüssig herangeführten Hauptsteuerhebel AB nicht zur Wirkung kommt. *Drehzahlregelung* und *Öffnungsbegrenzung* sind demnach parallelgeschaltet, wobei durch letztere Einrichtung die Eröffnung der Turbine über einen entweder von Hand oder durch selbsttätige Einrichtungen eingestellten Wert

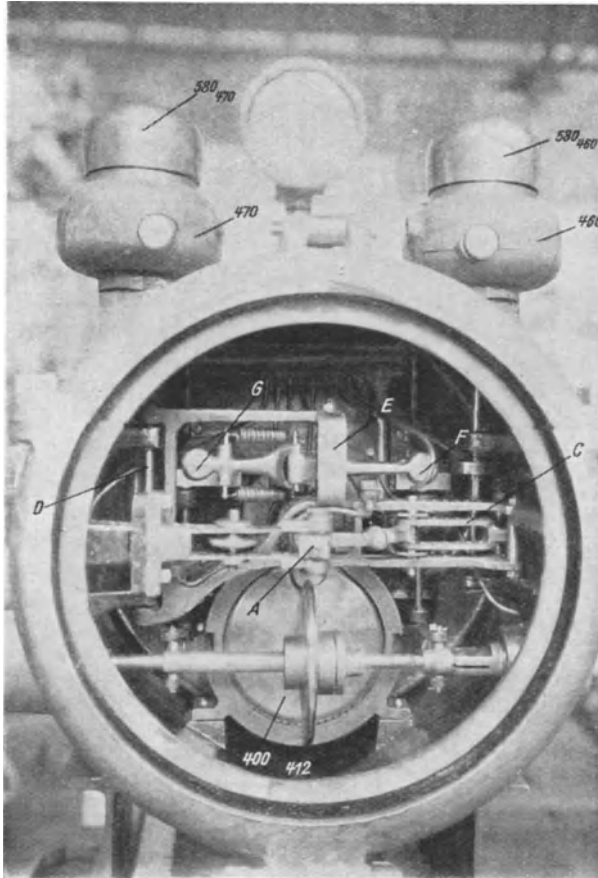


Abb. 97.

verhindert wird, andererseits jedoch innerhalb dieses Leistungsbereiches die Drehzahlregelung zur Anpassung der Beaufschlagung an eine geringere Leistungsanforderung in ihrer Wirkung unbeeinflußt erhalten bleibt.

Der im vorhergehenden gekennzeichnete Aufbau der Steuerungseinrichtung liegt der Ausführung von Steuerwerken für Großkraftregler zugrunde.

Abb. 97 gibt die Ansicht des zusammengebauten, in einem öldicht abgeschlossenen Gehäuse untergebrachten Steuerwerkes, dessen Einzelteile durch eine Zentralschmierung mit Öl versorgt werden; ferner ist der elektromotorische Antrieb der Drehzahlverstellung 460 und Öffnungsbegrenzung 470 samt den zugehörigen Anzeigevorrichtungen 580 zu erkennen.

Während für die Durchbildung der vorbeschriebenen Steuerungseinrichtung das Bestreben wesentlich war, die Einstellung der vorübergehenden und dauernden Ungleichförmigkeit in einfachster Weise während des Betriebes ändern zu können, ist konstruktiven Vereinfachungen zuliebe für die serienmäßige Ausführung des Steuerwerkes hiervon Abstand genommen, bzw.

¹ Die sogenannte bezogene Schlußzeit = Schlußzeit bei 1% Drehzahlabweichung (nach D. THOMA).

diese Möglichkeit nur hinsichtlich des bleibenden Ungleichförmigkeitsgrades verwirklicht worden.

Der Aufbau dieses Steuerwerkes wird bestimmt durch die Anwendung des Rückführkonus 416 (Abb. 98)¹ (25), eines Konstruktionsgliedes, das zunächst der Einführung der Hilfskolbenbewegung in den Steuermechanismus und ihrer Übersetzung dient, im übrigen seines besonderen Aufbaues halber mehrere, sonst in getrennten Einrichtungen zu verwirklichende Funktionen zu übernehmen imstande ist. Die Mantelfläche dieses Rückführkonus entsteht durch die Verschiebung der in bezug auf die Erfüllung der Dämpfungsbedingungen gewählten Form des Rückführkeiles längs einer etwa 300° umfassenden Spirale. Durch die Verschiebung des Rückführkonus bei Bewegungen des Arbeitskolbens leiten sich somit die der Dämpfung des Regelvorganges dienenden Verstellungen ab; die Anwendung eines Keiles zur Weiterleitung und Übersetzung der Rückführbewegungen bietet die Möglichkeit, die in der Beharrungslage wünschenswerte kräftige Einwirkung der Hilfskolbenbewegung auf einen geringen Bereich um diese Lage durch Einfügung einer kurzen

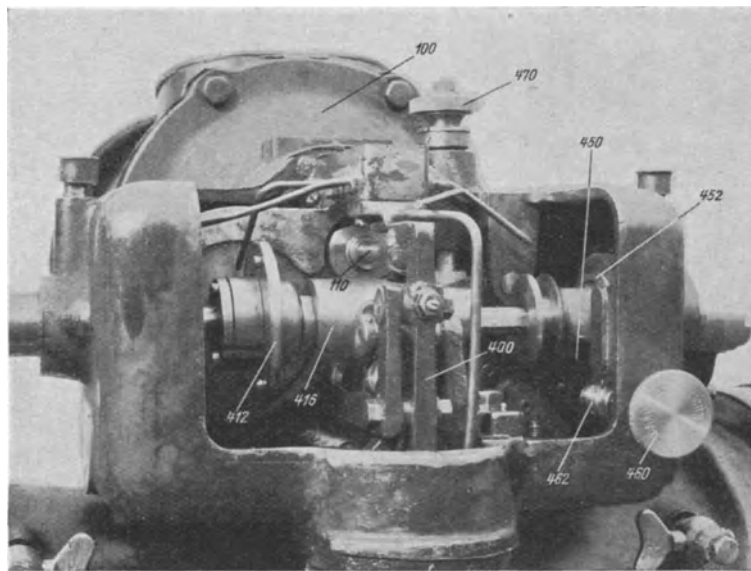


Abb. 98.

Stufe verstärkter Neigung zu beschränken und damit die Regelung stabil sowie ihr Verhalten kleinen Belastungsänderungen gegenüber günstig zu gestalten. Andererseits kann durch eine Drehung des Rückführkonus um die Spindelachse die Drehzahl des jeweiligen Beharrungszustandes geändert werden. Insofern diese Drehung von der Arbeitskolbenbewegung über Nut 450 und Gleitstein 451 abgeleitet wird, ist eine von der Belastung abhängige Veränderung der Beharrungsdrehzahlen geschaffen (*dauernde Ungleichförmigkeit*), während andererseits über den Schneckentrieb 462, der entweder von Hand aus bewegt oder über einen weiteren Trieb und eine Federkupplung elektromotorisch angetrieben werden kann, durch Verdrehung der Führungsbüchse 452 die willkürliche *Verstellung* der Drehzahl des Beharrungszustandes vorgenommen wird.

Die Charakteristik des Pendels bestimmt zusammen mit der Neigung des Rückführkonus in seiner Mittellage — diese Lage wird durch das Reibrollengetriebe 410/412 immer angestrebt, ist also im Beharrungszustand vorhanden — die für die Stabilität der Regelung maßgebende *vorübergehende* Ungleichförmigkeit. Die Steigung der Spirale zusammen mit der der Nut 450 legt den *dauernden* Ungleichförmigkeitsgrad fest. Eine während des Betriebes durchführbare Änderung der Einstellung des letztgenannten Wertes wird mit Ersatz der festen Nut 450 durch die drehbare Kulisse 450 (Abb. 99) erreicht.

¹ Angegeben von D. THOMA.

Die *Öffnungsbegrenzung 470* zur Einstellung von Leistungsgrenzwerten nach Vorschrift oder Wasserdarbietung ist übereinstimmend mit der vorbeschriebenen Ausführung als einseitig wirkende rückgeführte Regelung ausgebildet, welche der Drehzahlregelung parallelgeschaltet und überdies so ausgelegt ist, daß ihre Wirkung von der augenblicklichen Einstellung der Drehzahlverstellvorrichtung, bzw. der Einrichtung zur Herbeiführung einer dauernden Ungleichförmigkeit unabhängig ist.

Abb. 99 zeigt die nach den vorbeschriebenen Gesichtspunkten ausgebildete Steuerungseinrichtung für einen Regler von 3000 mkg Arbeitvermögen [2] in einer Anordnung, die die konstruktive Ausbildung erleichtert sowie eine ausgezeichnete Zugänglichkeit zu sämtlichen Teilen der Steuerungseinrichtung durch Unterbringung dieser in einem nach einer Seite hin

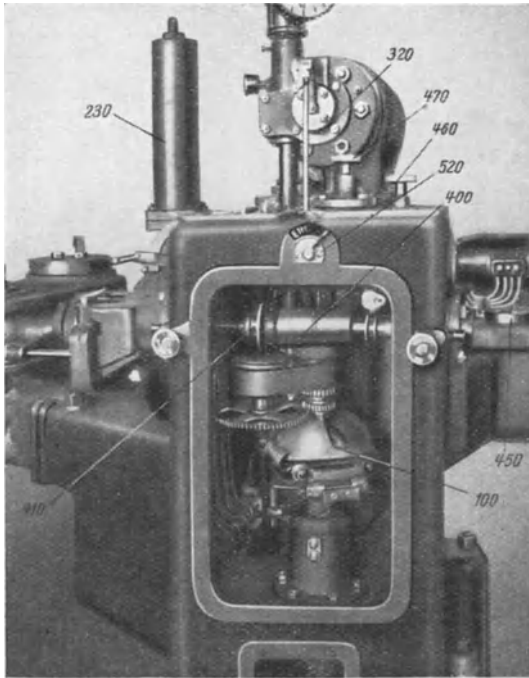


Abb. 99.

voll zu eröffnenden Schrank bietet. Der Bestimmung dieser Reglertype für vertikale Maschinensätze entsprechend ist das Fliehkraftpendel stehend angeordnet, um den Antrieb von der Turbinenwelle aus in einfacher Form zu ermöglichen.

2. Rückführende Steuerungen mit hydraulischer Durchbildung der Nachgiebigkeit.

An die Stelle rein mechanischer Mittel zur Erzielung der Nachgiebigkeit der Rückführung können auch hydraulisch kuppelnde Konstruktionen gesetzt werden, die sich überwiegend einer Ölbremse bedienen, vereinzelt auch durch Drucköl betätigte und entsprechend gesteuerte Hilfskolbengetriebe verwenden. Die einfachste Ausführungsmöglichkeit besteht etwa darin, die Rückführbewegung durch eine Ölbremse zu leiten, deren mittelbar bewegter Teil durch Federkräfte in eine immer gleiche Beharrungslage zurückgeführt wird. Die Geschwindigkeit der Rückstellung hängt hierbei von diesen, der Auslenkung proportionalen Kräften sowie der Größe

der eingestellten Überströmöffnung ab und nimmt ebenso wie die Rückführkraft mit zunehmender Annäherung an die Beharrungsstellung bis auf Null ab. Stellkräfte und Reibungswiderstände des nachgeschalteten Getriebes wirken dahin, daß die theoretische Mittelstellung nicht vollständig erreicht wird und somit geringe Stellungs- und damit Drehzahlunterschiede bestehen bleiben. Diese mit dem Verschwinden der Rückstellkräfte in der Beharrungslage zusammenhängende Erscheinung tritt wohl auch bei Konstruktionen nach Abb. 95 auf, kann dort aber durch die Wahl entsprechender Übersetzungen, die die zur Überwindung der Stell- und Reibungswiderstände notwendige Schleppkraft an der Reibrolle noch bei sehr kleinen Ausweichungen dieser aus der Mittellage erzielen lassen, praktisch ausgeschaltet werden. Hingegen besteht ein grundlegender Unterschied zum Nachteil der Konstruktion mit einfacher Ölbremse. Die der eigentlichen Rückführung überlagerte Rückstellbewegung bei Verwendung von Reibrollengetrieben wird erst bei Verstellungen der Reibrolle aus der Mittellage wirksam, wodurch in nächster Umgebung der Beharrungsstellung die Rückführung in voller Schärfe zur Wirkung kommt; bei Anwendung von Ölbremsen mit dauernd geöffneter Überströmung hingegen können langsame Verstellungen des unmittelbar vom Kraftkolben her bewegten Teiles der Ölbremse ohne Aufbringung der notwendigen Kräfte zur Mitnahme der mittelbar bewegten nachgeschalteten Getriebeteile vor sich gehen, wodurch ein langsames Pendeln der Umdrehungszahl des Maschinensatzes hervorgerufen werden kann. In vollkommener Form kann dieser Unzutraglichkeit nur

durch Anwendung von Rückführkräften, die bis zur Mittelstellung endlich bleiben, abgeholfen werden im Verein mit möglicher Herabsetzung der durch die Ölbremse zu übertragenden Kräfte, bzw. ihrer inneren Reibungskräfte, letzteres etwa durch eine relative Drehung der gegeneinander bewegten Teile. Die Anwendung endlich bleibender Rückstellkräfte erfordert jedoch die Steuerung der Überströmöffnung mit vollständigem Abschluß letzterer in der Mittelstellung.

Aufbau und Wirkungsweise einer derartigen Steuerungseinrichtung [1] können aus Abb. 100 entnommen werden.¹ Die im Kataraktkolben 420 untergebrachte Überströmöffnung 421 wird gesteuert durch eine Ventilstange 422, die in der hohlen Verlängerung des Kataraktkolbens geführt ist und sich unter Wirkung eines kleinen Belastungsgewichtes 423 gegen die Gabel 424 bzw. den festen Anschlag 425 legt. Die in der dargestellten Mittelstellung verschlossene Umlaufbohrung 421 wird bei Verstellungen des Kataraktkolbens nach oben (*Entlastungen*) dadurch rasch eröffnet, daß die Gabel 424, sich auf den Bund des verlängerten Kolbens 420 seitlich abstützend, die Wege des letzteren in vergrößerte Verstellungen der Ventilstange 422 übersetzt. Für Verstellungen des Kataraktkolbens nach unten (*Belastungen*) verhindert der (feste) Anschlag 425 die Mitbewegung der Ventilstange 422, wodurch ebenfalls die Eröffnung des Umlaufes 421 erzielt wird.

Durch entsprechende Ausbildung der Gabel 424 kann ein Übersetzungsverhältnis zwischen den Bewegungen des Kataraktkolbens 420 und der Ventilstange 422 von etwa 1:2,5 erreicht werden. Maschinensätze, die zur Frequenzregelung bestimmt sind, werden mit einer zusätzlichen Einrichtung ausgestattet, die auch für Öffnungsvorgänge (Bewegungen des Kataraktkolbens nach unten) eine erhöhte Übersetzung schafft. Hierzu ist der Anschlag 425 zu einem doppelarmigen Hebel erweitert, der mittels des Querstückes 426 den Verbindungshebel 401 zwischen

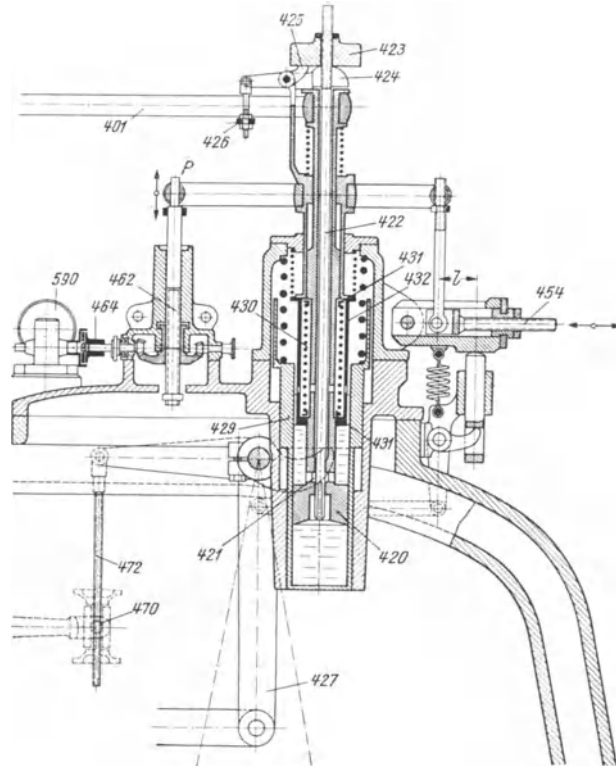


Abb. 100. (Maßstab 1:12.)

Steuerventil und Steuerwerk mit geringem Spiel untergreift. Sobald letzteres durch eine Verdrehung des Hebels 401 als Folge einer Verstellung des Kolbenrohres 420 nach unten durchlaufen ist, wird über Anschlag 425 die Ventilstange 422 angehoben und damit eine verstärkte Eröffnung der Umlaufbohrung 421 und erhöhte Nachgiebigkeit auch für Öffnungsbewegungen erzielt (24).

Der Kataraktkolben 420 wird von Stellungen außerhalb der gezeichneten Lage, in die er durch die Bewegungen des vom Arbeitswerk über Gestänge 427 angetriebenen Kataraktgehäuses 429 gebracht wird, durch eine Kraft zurückgedrängt, die durch die Abhebung eines der Federteller 431 von der Führungshülse 432 eintritt und welche wegen der Vorspannung der Feder 430 in der Mittelstellung bis zur Wiederherstellung letzterer mit endlicher Größe auf dem Kataraktkolben 420 wirksam bleibt. Die Ausschaltung der Nachgiebigkeit für die Mittelstellung einerseits, ihre volle Einschaltung außerhalb eines nahen Bereiches um diese andererseits kommt der Forderung nach einer stabilen und bei kleinen Belastungsänderungen möglichst günstig arbeitenden Regelung entgegen.

¹ Die grundsätzlich gleiche Ausbildung der gesteuerten Ölbremse wurde seinerzeit auch von J. M. VORTH, Heidenheim, nach den Vorschlägen von C. SCHMITTHENNER verwendet (s. Wasserkraft-jahrbuch 1928/29 „Steuerungseinrichtungen selbsttätiger Turbinenregler“).

Die Stellungenänderungen des mittelbar bewegten Teiles 420 der Stabilisierungseinrichtung werden auf die Führungsbüchse eines Steuerventils gemäß Abb. 83 übertragen, also dort den

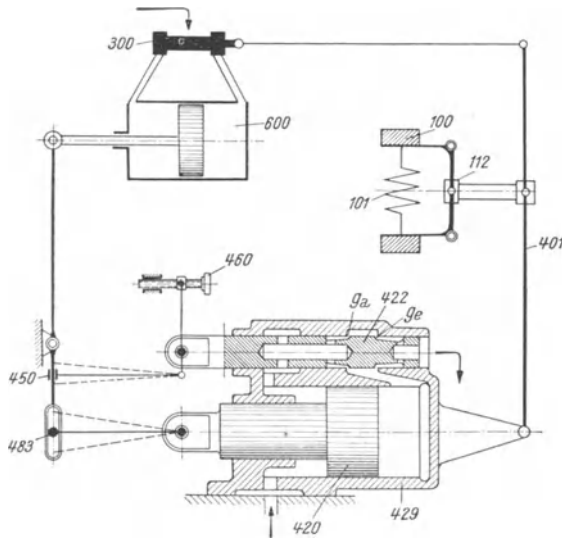


Abb. 101.

baren Länge der Verbindungsstange 472 Öffnungsbewegungen des Steuerventils bei Erreichung der der eingestellten Stangenlänge zugeordneten Turbinenöffnung.

An Stelle von Ölbremse mit Rückstellung durch Feder- oder Gewichtswirkung können, wie bereits erwähnt, zur Erzielung der Nachgiebigkeit der Rückführung auch Hilfskolbengetriebe Anwendung finden, welche durch Drucköl betätigt und entsprechend den Erfordernissen der Stabilisierung gesteuert werden. Abb. 101 [6] (26) zeigt eine derartige Ausführung, bei welcher der Differentialkolben 420 — entsprechend dem un-

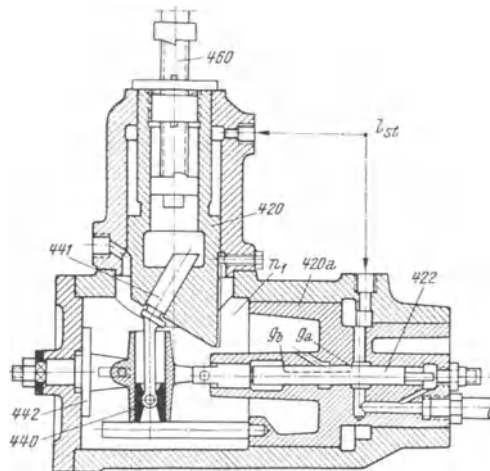


Abb. 102.

mittelbar bewegten Teil der Ölbremse früher besprochener Ausführungen — vom Arbeitskolben des Reglers her in fester Übersetzung verstellt wird, während Bewegung und Beharrungslage des ihn umschließenden Gehäuses 429 von der relativen Stellung dieses zu einem besonderen Steuerkolben 422, der den Druck eines Ölstromes über der großen Fläche des Differentialkolbens 420 steuert, abhängig gemacht sind.

Die Beharrungslage des Gehäuses (Rückführungswagen 429), welche das Gleichgewicht der Kräfte am Differentialkolben 420 voraussetzt, kann nur bei einer bestimmten relativen Lage des Steuerkolbens 422 zu den steuernden Kanten g im Gehäuse eintreten; somit liegen die Beharrungsstellungen des nachgeschalteten Steuergestänges 429, 401 und damit die Beharrungsdrehzahlen durch die Lage des Steuerkolbens 422 fest. Die Stellungen des letzteren werden daher einerseits von der Kraftkolbenbewegung zur Einführung eines dauernden Ungleichförmigkeitsgrades abgeleitet (450), andererseits bestimmt durch die Stellung des Mechanismus für die Drehzahlverstellung (460). Durch entsprechende Formgebung des Steuerkolbens 422 im Anschluß an die Steuerkante g_e kann die Wirksamkeit der Drosselung mit zunehmender Auslenkung aus der Mittellage herabgesetzt und damit durch Ausschaltung der Nachgiebigkeit in der Mittellage einerseits kräftige Stabilisierung, andererseits Beschränkung des verstärkten Einflusses letzterer auf den nahen Bereich um die Beharrungslage sowie exakte Rückstellung in diese erreicht werden.

Bewegungen des Pendels über Gestänge 401 zugeordnet. Die vorübergehende Ungleichförmigkeit wird durch das Übersetzungsverhältnis dieser Übertragung bestimmt und kann mit diesem geändert werden (Kulisse 402). Die dauernde Ungleichförmigkeit erscheint durch die jeweils eingestellte Hebellänge l (Spindeltrieb 454) bestimmt; die Verstellung des Anlenkungspunktes P zur Herbeiführung verschiedener Beharrungsdrehzahlen erfolgt über den Spindeltrieb 462 von Hand aus bzw. elektromotorisch, wobei eine in den Antrieb eingefügte Rutschkupplung 464 Endschalter überflüssig macht. Beide Einstellungen wirken auf die Verlagerung der Federbüchse 432 und damit der spannungslosen (Beharrungs-) Stellung des Rückführmechanismus.

Die Öffnungsbegrenzung 470 (s. a. Abb. 163) wirkt unmittelbar auf das Steuerventil und verhindert je nach der von Hand aus einstell-

Die konstruktive Verwirklichung der Gleichwertsteuerung mit Einfügung dieser in das Pendelgestänge nach Schema Abb. 27 läßt Abb. 102 erkennen [16]. Die Durchflußsteuerung 465 und 466 ist hierbei durch eine zweiseitig wirkende ersetzt, durch welche bei einer Relativverstellung des Kolbens 420a etwa nach links (im Gefolge eines Schließvorganges) eine zusätzliche Belieferung des Verbindungsraumes n_1 mit Drucköl über Steuerung g_a eintritt, wodurch der Kolben 420 relativ zum Kolben 420a im gleichen Sinne weiter verschoben wird; andererseits wird bei Öffnungsvorgängen mit primärer Verstellung des Kolbens 420a nach rechts die Abströmung des Raumes n_1 über Steuerung g_b eröffnet, wodurch sich die Bewegung des Kolbens 420 ebenfalls im ursprünglichen, durch die rein volumetrische Wirkung bedingten Sinne fortsetzt.

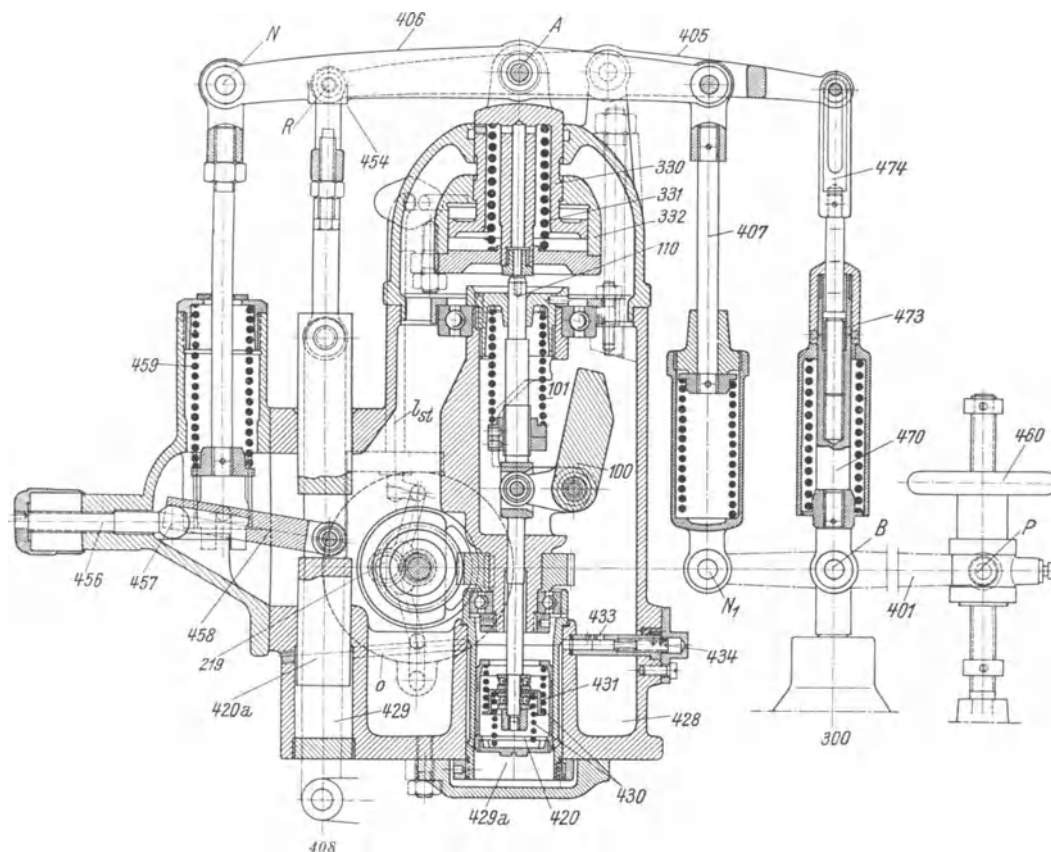


Abb. 103. (Maßstab 1:5.)

Diese relativen Nachstellungen finden ihr Ende erst mit Abschluß der Steuerkanten g_a bzw. g_b , also bei Erreichung einer Pendelstellung bzw. Drehzahl, die durch die Lage des Steuerstiftes 422 eindeutig gegeben ist. Letztere wird nun über Gleitstein 440 und Kulisse 441 vom Kolben 420 bestimmt, dessen Beharrungsstellungen eindeutig jene des Leitapparates abbilden (s. Schema Abb. 27); *dauernde Ungleichförmigkeit*. Durch Änderung des Übersetzungsverhältnisses (Kulisse 441, Exzenter 442) kann daher die dauernde Ungleichförmigkeit verstellt werden, während mittels des Spindeltriebes 460 die Drehzahl des einzelnen Beharrungszustandes geändert werden kann.

3. Nachgiebige Rückdrängung.

Abb. 103 zeigt die konstruktive Vereinigung des in einem geschlossenen Gehäuse rotierenden Fliehkraftpendels 100 [11, 12] mit der Rückdrängungseinrichtung, bestehend aus dem von ersterem unmittelbar bewegten Federkolben 420 sowie dem vom Arbeitswerk her über den Lenker 408 angetriebenen Pumpkolben 420a, beide in den durch die Bohrung o verbundenen Zylindern 429, 429a spielend.

Wenn zunächst der Flüssigkeitsinhalt des Arbeitsraumes 429, 429a als gleichbleibend angenommen wird, verursachen Verschiebungen des Verdrängerkolbens 420a inhaltsgleiche Bewegungen des Federkolbens 420 mit relativen Verstellungen des letzteren in bezug auf die Federabstützung 431. Deren Ausweichung sowie die Charakteristik der Federanordnung 431 bestimmen

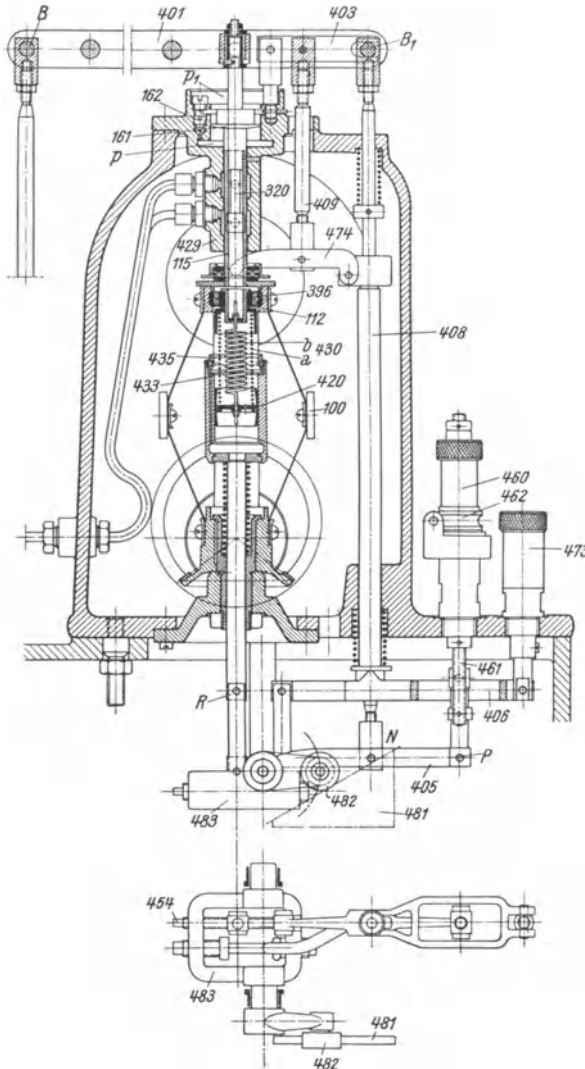


Abb. 104. Einheitssteuerwerk. (Maßstab 1:6.)

100 = Blattfederpendel, 112 = obere Pendelmuffe, 115 = Steuerhülse, 320 = Vorsteuerstift, 161, 162 = Pendelbremse, 420 = Ölbremskolben, 430 = Gegenfedersystem, 433, 435 = Blendenring, 481—483 = Ableitung der Rückdrängung, 460, 405, N, B₁ = Drehzahlverstellung, 473, 406, 408, 474—403, 409 = Öffnungsbegrenzung, 401 = Hauptsteuerhebel.

die jeweilig wirksame Rückdrängungskraft, welche letztere Stellungsänderungen des Pendels abweichend vom kräftefreien Zustand desselben im Sinne des in der Einleitung gekennzeichneten Stabilisierungsvorganges bewirkt. Zur Erzielung der Gleichwertregelung müssen die der Stabilisierung des Regelvorganges dienenden Kräfte auf das Pendel allmählich zum Verschwinden gebracht werden. Hierzu dient die Verbindung des Arbeitsraumes 429, 429a mit dem Ausgleichsbehälter 428 über die Drosseleinrichtung 433, 434, wodurch immer die spannungslose Verbindung zwischen Federkolben 420 und Pendelstift 110 angestrebt wird. Die Wirkung der Nachgiebigkeit (Isodromzeit) kann durch verschiedene Einstellung der die Umlaufbohrungen 433 abblendenden Schraube 434 geändert werden.

In der dargestellten Ausführung ist auf eine Einstellbarkeit des für die Stabilität maßgebenden Übersetzungsverhältnisses zwischen Arbeitswerk und Verdrängerkolben 420a verzichtet worden. Lagenänderungen des Anlenkungspunktes P des das Steuerventil tragenden Hebels 401 über den Spindeltrieb 460 ordnen der Mittelstellung des Steuerventils verschiedene Lagen des Pendelstiftes 110 und damit verschiedene Drehzahlen zu (*Drehzahlverstellung*). Die beharrungsmäßige Lage des Fliehkraftpendels erscheint überdies mitbestimmt durch die Lage des Gestängepunktes N (406), welche über Doppelhebel 458, Kolben 420a von der Stellung des Arbeitswerkes abhängt (*dauernde Ungleichförmigkeit*). Der Wert letzterer kann durch Verlagerung des Stützpunktes 457 über Spindeltrieb 456 geändert werden.

Die *Öffnungsbegrenzung* wirkt unmittelbar auf das Steuerventil, das bei Erreichung eines mittels des Spindeltriebes 473 vorweg

einstellbaren Öffnungswertes über das Rückführgestänge 405 in seine Mittellage gebracht wird; der Freigang 474 ermöglicht hierbei das Wiedereingreifen der Drehzahlregelung, falls die Leistungsanforderung unter die der Einstellung der Öffnungsbegrenzung entsprechende Erzeugung fallen sollte.

Die vorgenannten Einrichtungen werden noch ergänzt durch eine als *Leerlaufrückführung* bezeichnete Vorkehrung, die an Stelle der die Stabilität nur gering beeinflussenden dauernden Ungleichförmigkeit eine kräftige Rückführung, beschränkt auf den Bereich der kleinen Öffnungen, setzt. Hierzu übernimmt im vorgenannten Bereich der Kolben 420a über den verstellbaren

Anschlag 454 die zusätzliche Verstellung des Gestänges 406, 407, 401 unter Aufhebung des Kraftschlusses (Feder 459) im Gestänge zur Einführung der dauernden Ungleichförmigkeit.

Auf die konstruktive Zusammenfassung von „Vorsteuerung“ und Einheitssteuerwerk ist bereits an anderer Stelle (s. S. 44) hingewiesen worden. Diese Anordnung wird begünstigt durch den Umstand, daß bei rückdrängenden Stabilisierungseinrichtungen die Wege des Fliehkraftpendels infolge der unmittelbaren Einwirkung der Rückdrängungskräfte auf dieses bereits mit den dem Steuerventil zu erteilenden Verstellungen übereinstimmen, bzw. verhältnismäßig angenommen werden können — im Gegensatz zu rückführenden Steuerungseinrichtungen, bei welchen die gleichzeitigen Wege von Pendel und Stabilisierungseinrichtung erst zu den Verstellwegen des Steuerventils über ein Hebelgestänge zusammengesetzt werden müssen.

Ein räumlich gedrängter Aufbau des Steuerwerkes läßt sich durch Verwendung von Blattfederpendeln erzielen, die in den freien Mittenraum den Rückdrängungsmechanismus einschachteln lassen (Abb. 104 [23]). Die obere Pendelmuffe 112 ist einerseits mit der ihre Führung in axialer Richtung darstellenden Vorsteuerhülse 115 starr verbunden, während die die rückdrängende Kraft vermittelnde Verbindung zwischen Ölbremsskolben 420 und bewegter Muffe 112 über das Federsystem 430a, b hergestellt wird. Die Drehung des Pendels wird über das mit Spannung eingesetzte Kugellager 396 dem Ölbremsskolben in der gewünschten Verlangsamung mitgeteilt; durch diese Art der Auslegung wird nicht nur die relative Drehung der gegeneinander bewegten Teile der Ölbremse, sondern auch der Vorsteuerhülse 115 gegen das ihre Führung bildende feste Gehäuse 429 sowie gegen den Steuerstift 320 herbeigeführt, wodurch die Stabilisierungseinrichtung von den Widerständen der ruhenden Reibung entlastet erscheint.

Im Gegensatz zur Ausführung Abb. 103, bei der die Kräfte zur Verstellung des Schaltkolbens im Steuerventil 300 mechanisch durch Gestänge übertragen werden, ist mit dem Normalsteuerwerk Abb. 104 nur jener Teil der Vorsteuerung in immer gleicher Form vereinigt, der den Ölstrom zur hydraulischen Verstellung des Hauptschaltventils steuert. Hinsichtlich der Wirkungsweise dieser Vorsteuerung kann auf die Ausführungen des vorangehenden Abschnittes verwiesen werden. Nachdem das Steuergestänge bei dieser Art der Auslegung nur mehr die praktisch bedeutungslosen Verstellkräfte für den Steuerstift 320 zu übertragen hat, kann das Gestänge leicht gehalten und in seinen Abmessungen auf das herstellungstechnische Minimum beschränkt werden.

Zur Einführung der Rückdrängungsbewegung wird das Gehäuse der Ölbremse 420 über den vom Kraftkolben her bewegten Keil 481¹, Rolle 482 und Schwinde 483 verstellt. Die jeweilige Schlußrichtung des Reglers kann durch einfache Umsetzung des Keilstückes 481 berücksichtigt werden; der Stabilitätswert der Rückdrängung ist durch Veränderung des Übersetzungsverhältnisses der erstgenannten Übertragung mittels des Spindelgetriebes 454 einstellbar. Überdies wird durch Anwendung zweier im Bereich der Mittellage gegeneinander geschalteter Rückstellfedern 430a, b der Stabilitätswert innerhalb der Überdeckung e der Federcharakteristiken (Abb. 105) durch den Summenwert dieser bestimmt, also ein verstärkter Einfluß der Rückdrängung nahe um die Mittellage erreicht. Die Wahl unterschiedlicher Charakteristiken (C_a, C_b) für die Federn bietet überdies ein Mittel zur Herbeiführung eines verschiedenen Stabilitätsgrades für Be- und Entlastungsvorgänge.²

Die Isodromzeit wird — außer durch die Charakteristik der Stabilisierungsfedern sowie deren Überdeckung — durch die Einstellung der wirksamen Überströmöffnungen 433 bestimmt, deren Summenquerschnitt durch Verdrehen des Blendenringes 435 geändert werden kann.

Durch Verlagerung der Anlenkung B_1 des Querhebels BB_1 können der Mittelstellung des Steuerventils, also dem Beharrungszustand, verschiedene Lagen der beweglichen Pendelmuffe 112 und damit verschiedene Drehzahlen des während dieser Periode kräftefreien Pendels zugeordnet werden. Die Lage des Punktes B_1 ist daher abhängig gemacht einerseits von der Einrichtung zur willkürlichen Verstellung der Drehzahl sowie jener zur Erzielung einer dauernden Ungleich-

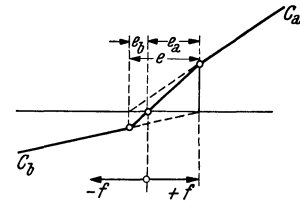


Abb. 105.

¹ Damit kann der Stabilitätswert über dem Arbeitshub verschieden gemacht werden.

² In grundsätzlicher Übereinstimmung mit der Anwendung des Stufenkonus (s. S. 59).

förmigkeit. Während letztere, von der Hilfskolbenbewegung über Schwinge 483 einstellbar abgeleitet, über Querhebel 405 nach N übertragen wird, gestattet die Lagenänderung des Anlenkungspunktes P des Querhebels 405 über die Gewindespindel 461 die willkürliche *Verstellung* der *Beharrungsdrehzahl*. Letztere Einrichtung kann auch über den Schneckentrieb 462 elektromotorisch betätigt werden, in welchem Falle durch eine Rutschkupplung Endschalter entbehrlich werden.

Zur einstellbaren *Begrenzung* der *Leitapparatöffnung* wird ein Hochgehen der Pendelmuffe 112 durch die einseitig wirkende Hubbegrenzung 474 verhindert, deren Lage von der Einstellung des Spindeltriebes 473, bzw. von der über Schwinge 483 abgeleiteten und durch Querhebel 406 auf die Hülse 408 übertragenden Rückführung abhängt. Nachdem jedoch die Lage des Steuerventils außer von der Stellung der Pendelmuffe 112 auch von der Lage des Punktes B_1 , also der jeweilig eingestellten dauernden Ungleichförmigkeit und der Stellung der Drehzahlverstelleinrichtung bestimmt ist (Drehpunkt P), werden zur Ausschaltung dieses Einflusses die Stellungen des Drehpunktes B_1 im ausgleichenden Sinne über Gestänge 403, 409 auf den Anschlaghebel 474 übertragen.

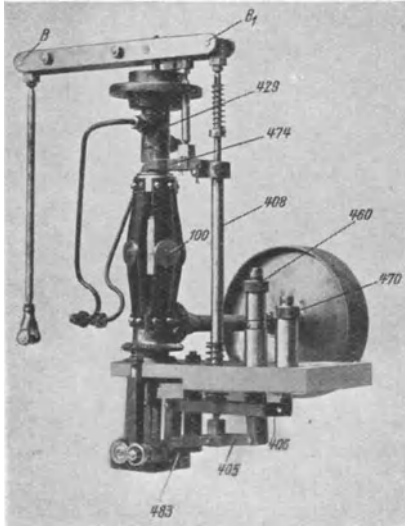


Abb. 106.

Abb. 106 zeigt die Innenteile des Steuerwerkes im zusammengebauten Zustand, Abb. 10 Blattfederpendel und Rückdrängungsmechanismus.

Mit dem vorbeschriebenen, durch eine bemerkenswerte Einfachheit der Konstruktion ausgezeichneten Einheitssteuerwerk erscheinen alle Forderungen regel- und betriebstechnischer Natur im weitestgehenden Ausmaße erfüllbar. Auch die Erweiterung der Öffnungsbegrenzung zur „nachgiebigen“¹ kann durch Einfügung einer entsprechend abgestimmten Nachgiebigkeit

an Stelle der Verbindungsstange 409 erzielt werden, wobei die Vorspannung der eingelegten Feder jenen Drehzahlabfall bestimmt, bei welchem die Öffnungsbegrenzung außer Tätigkeit gesetzt wird.

Aus den Erörterungen des einleitenden Abschnittes erhellt die Notwendigkeit, den *vorübergehenden Ungleichförmigkeitsgrad* rückführender bzw. rückdrängender Steuerungen in verhältnismäßig weiten Grenzen einstellbar zu machen, um wirtschaftlichen und betriebstechnischen Anforderungen genügend Rechnung tragen zu können. In der Mehrzahl der Fälle wird mit einer Einstellmöglichkeit zwischen 10 und 30% der normalen Drehzahl das Auslangen gefunden werden, wobei Steuerwerksanordnungen nach Abb. 96, 100, 104 durch stetige Änderung des Übersetzungsverhältnisses im Antrieb der Rückführung bzw. Rückdrängung beliebige Werte innerhalb des konstruktiv vorgesorgten Bereiches, Anordnungen nach Abb. 98 Abstufungen des Wertes der dauernden Ungleichförmigkeit durch Anwendung von Pendelfedern verschiedener Charakteristik herbeiführen lassen.

Was die *Isodromzeit*² anbelangt, so ist diese derart abzustimmen, daß bei Belastungsänderungen ein praktisch aperiodischer Einlauf der Drehzahl in die des neuen Beharrungszustandes eintritt. Eine Einstellbarkeit der Werte zwischen 10 bis 25 sek entspricht den Bedürfnissen der Praxis. Für hydraulisch durchgebildete Nachgiebigkeiten bleibt die eingestellte Zeit von der Viskosität des Füllöles abhängig.

¹ Großkraftanlagen mit langen Kanalhaltungen verfügen über begrenzte Speicher, deren Abarbeitung mit einer Lastabgabe über die eingestellte Grundlast hinaus bei außergewöhnlichen Lastanfällen zur Stützung des Netzes wertvoll werden kann. Hierzu ist die Wirkung der Öffnungsbegrenzung unter Überwachung des Wasserstandes — abhängig von der eingetretenen Frequenzsenkung — vorübergehend aufzuheben.

² Definition s. Abschnitt I, S. 15.

Die Drehzahl des Maschinensatzes bei *gleichbleibender* Belastung soll durch die selbsttätige Regelung mit keinen größeren Abweichungen als $\pm 0,05\%$ ($\pm 0,1\%$ bei Alleinbetrieb) der normalen Drehzahl gehalten werden können. Genügend rasches Arbeiten der Regelung bei Belastungsschwankungen setzt die Einschaltung der vollen Arbeitskolbengeschwindigkeit bei Drehzahlabweichungen größer als 1,5 bis 2% voraus. Diesen Forderungen entsprechend ist die Übersetzung zwischen Steuerventil und Pendel zu wählen.¹

Den Bedürfnissen des *Parallelbetriebes* wird mit einer Verstellungsmöglichkeit der Drehzahl jedes Beharrungszustandes zwischen $\pm 6\%$ sowie einer Einstellbarkeit der dauernden Ungleichförmigkeit zwischen 0 und 6 (8)% der normalen Drehzahl entsprochen werden können.

4. Steuerungen mit Beschleunigungsstabilisierung.

Die Beschleunigung des Maschinensatzes zur Stabilisierung [8] benützt eine Steuerwerksanordnung gemäß Abb. 107. Hierbei wird der über Pendel 100 bzw. Massenring 418 erfaßte Verlauf von Drehzahl und Beschleunigung hydraulisch im Rahmen der in das Steuer-

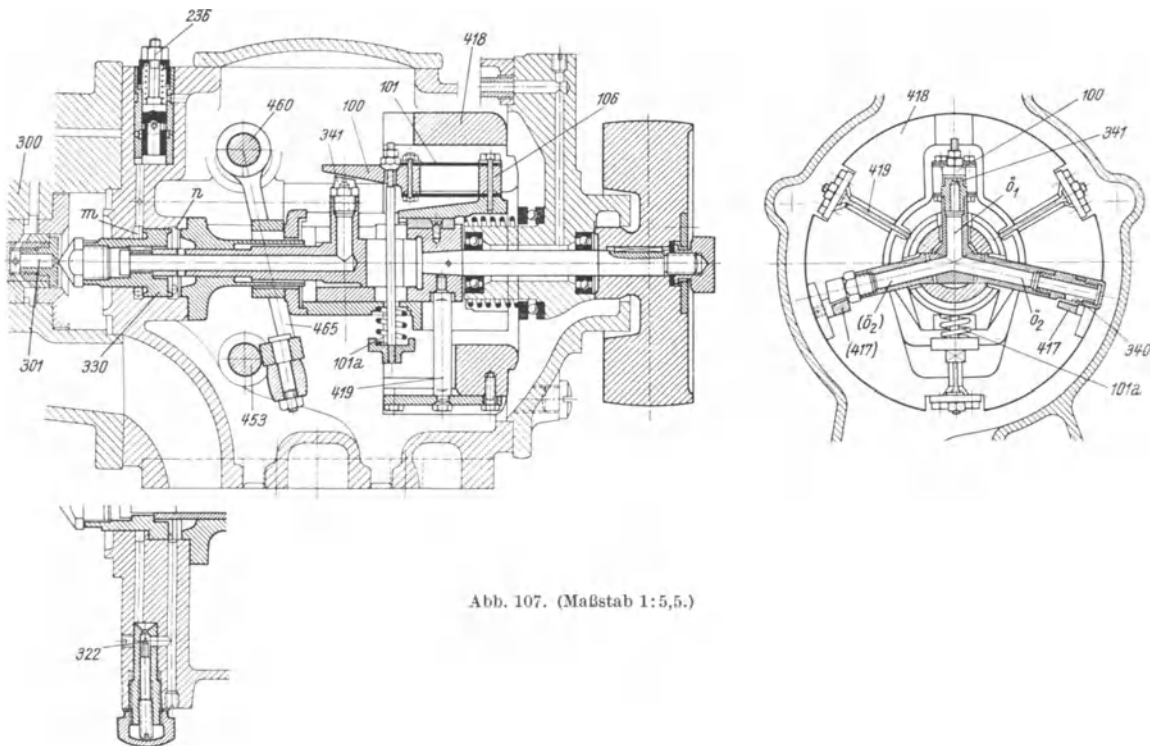


Abb. 107. (Maßstab 1:5,5.)

werk einbezogenen Vorsteuerung 330 unmittelbar, also unter Vermeidung weiterer Gestänge zusammengesetzt und auf das Steuerventil übertragen. Der grundsätzliche Vorteil der Beschleunigungsstabilisierung, ohne zusätzliche Maßnahmen die Gleichförmigkeit der Beharrungsdrehzahlen zu erzielen, erscheint hier in bester Weise ergänzt durch eine an Einfachheit und Genauigkeit in der Übernahme und Weiterleitung der Initialimpulse kaum zu übertreffende Anordnung der Steuerung.

Dem Vorsteuerkolben 330, der den Hauptschieber 301 in bereits dargelegter Weise vorsteuert (s. Abb. 88), wird Öl von gleichbleibender Pressung über Reduzierventil 236 zugeleitet, das nach Durchströmen einer fest eingestellten Drosselöffnung 322 über die Arme δ_1 , δ_2 (δ_2)² zu zwei Ausflußöffnungen 340, 341 hin verteilt wird, die unabhängig voneinander vom Drehzahl-(100)

¹ Hierbei ist auf den Einfluß der Rückführung bzw. Rückdrängung bei Anwendung höherer Stabilitätswerte Rücksicht zu nehmen.

² Vom Massenring 418 wird je nach der Drehrichtung entweder die Ausströmöffnung δ_2 oder (δ_1) gesteuert.

bzw. Beschleunigungsmesser (418) gesteuert werden. Die letztgenannten Organe sind in einer jedwede Reibung unterdrückenden Form durchgebildet; so wird der Drehzahlmesser durch ein auf Stahlbändern 101 hängendes federbelastetes Fliehgewicht 100 (s. a. Abb. 7), der Beschleunigungsmesser durch einen mit dem Antrieb über Stahllamellen 419 federnd verbundenen Massenring 418 verwirklicht (Abb. 108).

Das Gleichgewicht am Vorsteuerkolben 330 erfordert einen durch die Größe der wirksamen Steuerflächen an diesem sowie jener der fest eingestellten Drosselöffnung 322 bestimmten Summenwert der vom Drehzahl- bzw. Beschleunigungsmesser gesteuerten Ausflußöffnungen. Dieser Wert wird bei Stellungsänderungen der genannten Regelorgane, wie leicht zu verfolgen, durch Nachführung des Vorsteuerkolbens immer wieder angestrebt, wobei die Verstellung des letzteren der algebraischen Summe der Stellungsänderungen von Beschleunigungs- und Drehzahlmesser entspricht. Dadurch, daß zum Abschluß bzw. der Volleröffnung der vom Drehzahlmesser gesteuerten Ausflußöffnung nur geringe Abweichungen von der der mittleren Öffnung zukommenden Drehzahl erforderlich sind, wird eine Wirkung der Steuerung entsprechend den allgemeinen Darlegungen S. 17 erreicht, nachdem für größere Drehzahlabweichungen zur Bildung des Summenausströmquerschnittes nur die Grenzwerte der vom Drehzahlmesser gesteuerten Ausflußöffnung zur Verfügung stehen und somit während derartiger Perioden eine Regelung auf angenähert konstante Beschleunigung bzw. Verzögerung erfolgt (Abb. 30).

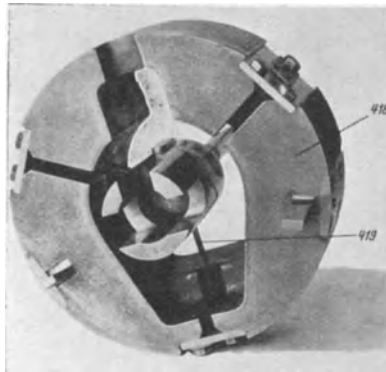


Abb. 108.

Zur Herbeiführung eines günstigen Ablaufes der Regelvorgänge unter den gegebenen Verhältnissen besteht die Möglichkeit der Änderung des wirksamen Wertes der vom Beschleunigungsmesser gesteuerten Öffnung 340 durch Einstellung der absoluten Größe dieser als auch des beharrungsmäßigen Abstandes des Steuerkeiles 417. Durch Verstellung des letzteren kann die Beschleunigungskonstante — wohl bei gleichzeitiger Verschiebung des Drehzahlwirkbereiches gegenüber der Beharrungsdrehzahl — in weiten Grenzen geändert werden. Falls hiermit besonders ungünstiger Bedingungen halber noch kein befriedigendes Verhalten der Regelung erzielt werden sollte, besteht in der Anwendung biegungssteiferer Stahllamellen für den Massenring die Möglichkeit verstärkter Stabilisierung.

Im allgemeinen ist der Bereich der Drehzahlregelung durch entsprechende Wahl der vom Drehzahlmesser gesteuerten Ausströmöffnung 341 auf $\pm 4\%$ beschränkt. Der Absolutwert ω_1' ist durch ausschließliche Veränderung der Lage des Keiles 417 entsprechend einer bezogenen Geschwindigkeitsänderung während der Rückführung der Drehzahl gegen die normale von 0,5 bis 2% je Sekunde einstellbar.

Die schiefe Fläche am Fliehgewicht 100 gibt die Möglichkeit, durch axiale Verschiebung des letzteren bzw. des Pendelträgers 106 die Drehzahl des Beharrungszustandes zu verändern. Hierzu muß beachtet werden, daß der Beharrungswert der vom Drehzahlmesser gesteuerten Öffnung 341 durch den beharrungsgemäßen Wert des Summenausströmquerschnittes und der vom Beschleunigungsmesser gesteuerten Ausflußöffnung 340 eindeutig festliegt, somit bei einer axial geänderten Stellung des Fliehgewichtes der schiefen Steuerfläche halber nur bei geänderter Achsentfernung des Pendelgewichtes bestehen kann. Man überzeugt sich leicht, daß eine axiale Verschiebung des Pendelträgers aus dem Beharrungszustand zunächst einen Regelvorgang einleitet, der die Drehzahl des Maschinensatzes in einem Sinne ändert, der das Fliehgewicht gegen die den Beharrungswert der Ausflußöffnung herstellende Lage streben läßt, wodurch der stabile Charakter des eingeleiteten Ausgleichsvorganges gekennzeichnet ist. Sinngemäß kann durch die axiale Verschiebung des Pendelträgers in Abhängigkeit von den Bewegungen des Arbeitswerkes eine dauernde Ungleichförmigkeit eingeführt werden.

Zur Erfüllung der vorgenannten Aufgaben ist der Pendelträger 106 durch Verdrehung der exzentrischen Lagerung 460 der Schwinge 465 von Hand aus oder mittels Elektromotor ver-

stellbar (*Drehzahlverstellvorrichtung*), kann andererseits jedoch vom Hilfskolben her über die Konuswalze 453 axial verschoben werden (*dauernde Ungleichförmigkeit*). Durch Verdrehung der Spindelführung 454 der Konuswalze 453 wird die dauernde Ungleichförmigkeit verstellt.

Der Mechanismus zur Öffnungsbegrenzung greift unmittelbar in den Vorsteuerölkreis ein. Wie aus den Ausführungen über die Wirkungsweise der hydraulischen Vorsteuerung zu entnehmen ist, führt eine Vergrößerung des Summenausströmquerschnittes zu einer Verstellung des Steuerventils im Schließsinne. Die Beendigung von Öffnungsvorgängen entgegen der Wirkung der Drehzahlsteuerung wird durch die in Abb. 109 dargestellte Ergänzung der Steuer-

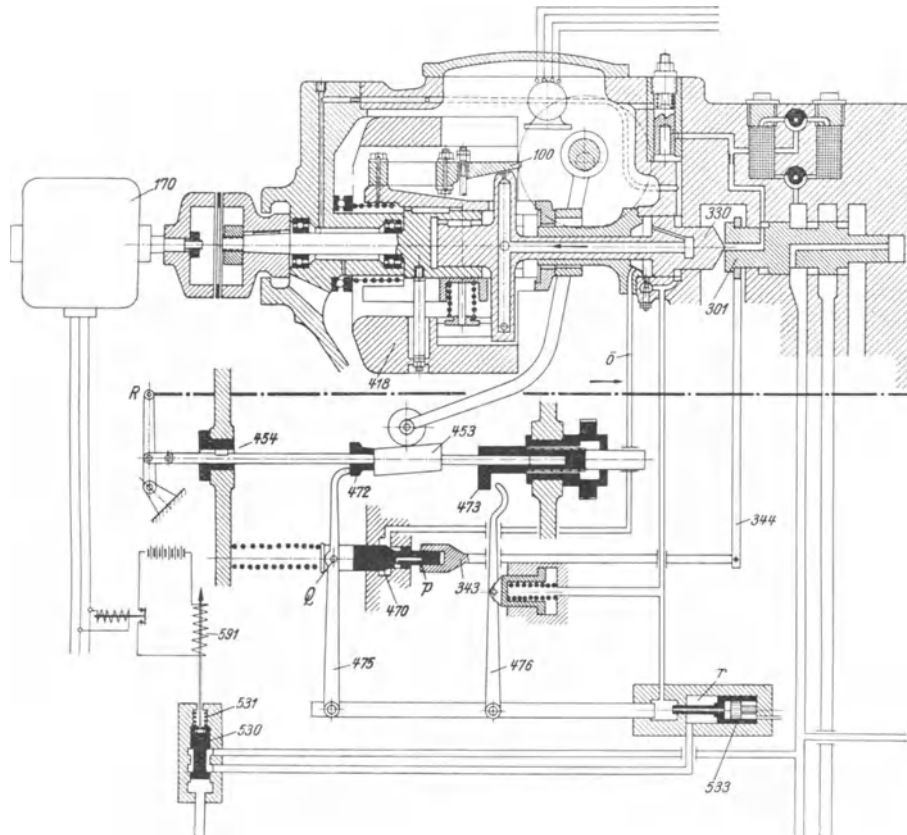


Abb. 109.

einrichtung herbeigeführt, wobei durch das Ventil 470 eine zusätzliche Abströmung δ im Vorsteuerölkreis geöffnet wird, sobald sich Hebel 476 gegen den (verstellbaren) Anschlag der Öffnungsbegrenzung 473 zu stützen beginnt; damit wird der Drehpunkt Q des am Ventil 470 angreifenden Hebels 475 festgelegt, dessen anderes Ende über den Anschlag 472 vom Arbeitskolben (Rückführung R) her verstellt wird. Mit Eröffnung des Ventils 470 wird daher die Rückstellbewegung des Vorsteuer- bzw. Hauptschaltkolbens gegen seine Mittellage eingeleitet, welche Bewegung durch Abschluß der Überströmöffnung p durch die über Gestänge 344 bewegte Überschubhülse 343 rechtzeitig unterbrochen wird. Letzten Endes erscheint somit jener zusätzliche Abströmquerschnitt eingestellt, welcher der Herbeiführung des für das Gleichgewicht am Vorsteuerkolben 330 notwendigen Summenausströmquerschnittes dient. Nachdem geringe Stellungsänderungen des Ventils 470 bereits eine kräftige Änderung des Abströmquerschnittes im Verhältnis zu den Größtwerten der durch den Drehzahl- bzw. Beschleunigungsmesser gesteuerten Querschnitte mit sich bringen, ordnet, unwesentlich beeinflusst von letzteren, die Rückführung 472 den Stellungen des Anschlages 473 praktisch eindeutig die größtmögliche Turbinenöffnung zu.

5. Sonderformen.

Mit vorstehendem dürften die maßgebendsten Grundsätze für die Auslegung von Steuerungseinrichtungen an Hand praktisch erprobter Steuerwerke gekennzeichnet sein. Zur Vervollständigung dieser Darlegungen möge im nachfolgenden — ohne Anspruch auf Vollständigkeit erheben zu wollen — kurz eine Reihe von Steuerungen Erwähnung finden, die mit anderen Mitteln die besprochenen Grundformen erfüllen, bzw. aus tiefergehenden Betrachtungen heraus andere Wege zur Verbesserung des Regelungsablaufes einschlagen.

Gesteuerte Nebenauslässe (Wechselventile, Druckregler) bei Rohrleitungsturbinen, welche während eines Schließvorganges der Leitvorrichtung derart geöffnet werden, daß der Gesamtwasserdurchlaß nur wenig verändert wird, bieten, wie in Abschnitt A, 2. Teil begründet, die Möglichkeit der Anwendung verhältnismäßig kürzerer Regelzeiten für Schließ- als für Öffnungsvorgänge, für welche letztere die Massenwirkung geschlossen geführter Wassersäulen nicht ausgeschaltet werden kann. Die günstigeren dynamischen Verhältnisse für den Schließvorgang erlauben außerdem die Anwendung geringerer Ungleichförmigkeitsgrade, wodurch der Vorteil kürzerer Schlußzeiten auch dem Ablauf kleinerer Entlastungen zugute kommt. Anordnungen gemäß Abb. 98, 103, 104 ermöglichen die Anwendung verschiedener Ungleichförmigkeitsgrade für Schließ-

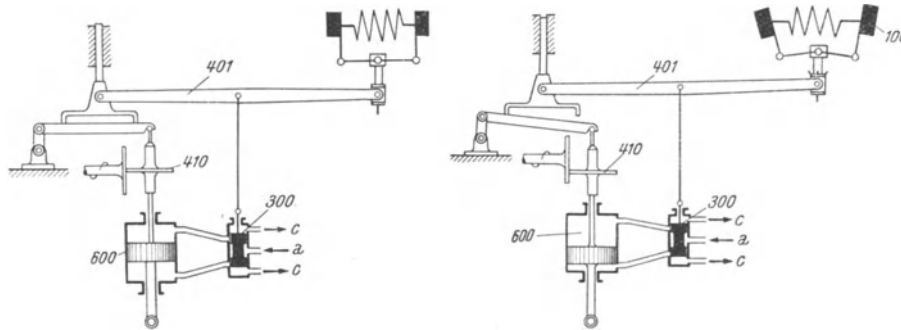


Abb. 110.

und Öffnungsbewegungen durch entsprechende Wahl der Keilneigung bzw. Charakteristik der Stabilisierungsfedern. Für Steuerwerksanordnungen, bei welchen die vorübergehende Ungleichförmigkeit unverändert mit dem Wert in der Beharrungslage für alle Stellungen des Rückführgestänges gegeben ist, läßt eine Hebelanordnung (16) gemäß Abb. 110 eine für Be- bzw. Entlastungen verschiedene Übersetzung der Rückführbewegung und damit die Verschiedenheit der wirksamen Ungleichförmigkeit je nach dem Sinne der Regelbewegung erreichen. Hinsichtlich der Wirkungsweise der Anordnung dürften sich weitere Erläuterungen erübrigen.

Die Anordnung Abb. 111 weist als charakteristisches Merkmal ein Steuerventil mit hydraulisch erzielter Tendenz [16] zur Herbeiführung der Mittelstellung auf. Hierzu untersteht der eigentliche Steuerkolben 301 der Differenzwirkung der auf die Flächen F_1 und F_2 ausgeübten Druckkräfte, erstere konstant, letztere über die Überdeckungen e_4 , e_5 gesteuert. Man erkennt, daß sowohl eine Abwärtsverstellung des Kolbens mit Verbindung des Raumes n nach dem Druckraum m über Bohrung o_1 , eine Aufwärtsverstellung mit Entlastung des Raumes n über Steuerung e_5 jeweils Kräfte auslöst, die im Sinne einer Rückstellung des Steuerkolbens in seine Mittellage mit Einstellung eines dem Flächenverhältnis F_1/F_2 entsprechenden Wertes des Zwischendruckes im Raume n wirken. Der Druck im Raume n erscheint nun einerseits über den Hilfsschaltkolben 443 von der Stellung des Stiftes 110 des Fliehkraftpendels (Drehzahl), andererseits über den Verdrängerkolben 330a von der Bewegungsgeschwindigkeit des Pendels (Beschleunigung des Maschinensatzes) abhängig gemacht. Der bei einer Entlastung durch den Verdrängerkolben 330a erzeugte Ölstrom zusammen mit dem bei erhöhter Drehzahl über die Steuerung h_1 in den Raum n einfließenden erfordert eine Verschiebung des Steuerventils, bei der diese Ölmenge über die Überdeckung e_5 unter dem Einfluß des Zwischendruckes im Raume n abströmen kann. Die Verstellung des Steuerventils erscheint somit dem Einfluß von Drehzahl und Beschleunigung

proportional; hierbei wirkt letztere stabilisierend, insofern als nach Überschreitung des Drehzahlhöchstwertes die Wirkung des Verdrängerkolbens $330a$ sich umkehrt und damit die Mittelstellung des Steuerventils bei jener negativen Beschleunigung herbeigeführt wird, bei der die über den Schaltkolben 443 augenblicklich einströmende sekundliche Ölmenge durch den Verdrängerkolben $330a$ eben abgezogen wird.

Sinngemäß verlaufen die Vorgänge bei Belastungszunahmen, wobei die vom Verdrängerkolben abgezogene, bzw. über die Abströmung h_2 austretende Ölmenge durch eine entsprechende Eröffnung der Steuerung e_4 über o_1 aus dem Druckraum m zugeführt werden muß. Falls durch entsprechende Ausbildung der Überströmquerschnitte am Schaltkolben 443 von einer gewissen Drehzahlabweichung aus diese Querschnitte konstant bleiben, tritt für die äußeren Drehzahlbereiche eine Regelung auf konstante Beschleunigung bzw. Verzögerung ein, so daß die Grundsätze der Regelungsanordnung Abb. 107 mit anderen Mitteln verwirklicht erscheinen.

Die bisher betrachteten Steuerungseinrichtungen führen grundsätzlich zu einem unter mehr oder minder stark gedämpften Leistungsschwingungen erfolgenden Regelungsablauf, da die zur Beseitigung einer aufgetretenen Leistungsdifferenz eingeleitete primäre Regelbewegung nicht im Augenblick des erstmalig erreichten Gleichgewichtes zwischen Antriebs- und geforderter Leistung beendet, sondern erst *nach* diesem Zeitpunkt, also bei einer bereits entgegengerichteten Momentendifferenz, unterbrochen wird. Jedoch selbst wenn die Unterbrechung im Augenblick des Leistungsgleichgewichtes erfolgen würde, wäre damit die Beendigung des primären Regelvorganges nur dann erzielt, wenn diese Antriebsleistung bei dem normalen Gefälle und damit bei der im Beharrungszustand geltenden Öffnung erreicht würde, also Trägheitswirkungen geschlossen geführter Wassersäulen nicht vorhanden, bzw. bereits abgeklungen wären.

Um diese Voraussetzung zu erfüllen, ist die Regelgeschwindigkeit vor Erreichung der neuen Beharrungsoffnung, also bei noch steigender Drehzahl, stark herabzusetzen. Zur Verwirklichung eines derartigen Regelungsablaufes sind zwei grundsätzlich verschiedene Wege beschritten worden:

1. entweder die mit der Annäherung an den Gleichgewichtszustand auf geringere Werte zurückgehende Beschleunigung bzw. Verzögerung des Maschinensatzes als Anzeige dafür zu nehmen, daß die Herabsetzung der Regelgeschwindigkeit einzutreten habe, oder

2. eine grundsätzliche Änderung der Wirkungsweise der mit Rückführung oder Rückdrängung arbeitenden Steuerungseinrichtungen durch Hinzufügung eines zusätzlichen zeitabhängigen Mechanismus zur Erzielung der verlangten Gesetzmäßigkeit der Regelgeschwindigkeit vorzunehmen.

Abb. 112 zeigt eine nach dem erstgenannten Grundsatz arbeitende Anordnung (13). Der den Kraftkolben in üblicher Weise steuernde Ventilkolben 301 besitzt an seinen wirksamen Kanten eine Überdeckung e' , die nur durch wenige Nuten 304 von kleinem Querschnitt unterbrochen ist. Der Hub des Steuerventils 301 wird nun durch einen nach beiden Seiten hin wirkenden federnden Anschlag 302 in der Größe der vorgesehenen Überdeckungen beschränkt, wodurch, insofern nicht durch Überwindung der Anschlagfeder 303 größere Verstellungen des Steuerventils herbeigeführt werden, nur geringe Regelgeschwindigkeiten eingeschaltet werden können. Die das

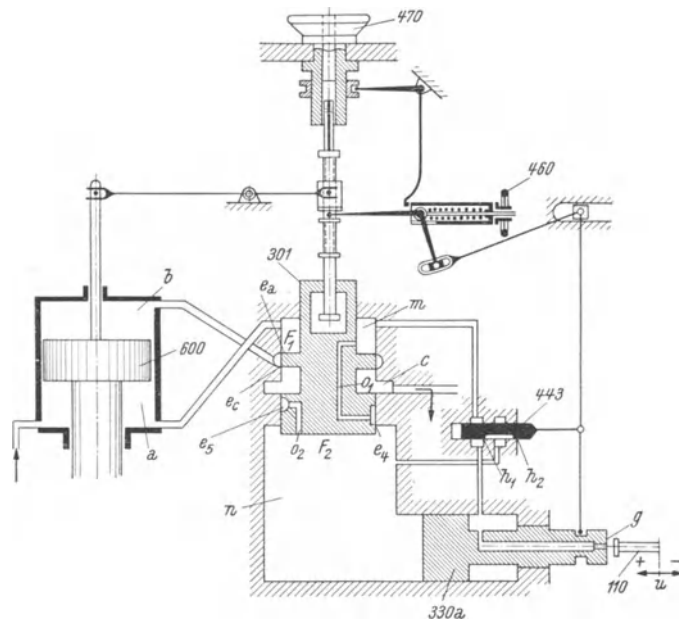


Abb. 111.

Steuerventil verstellenden Kräfte werden nun in Abhängigkeit von der Beschleunigung des Maschinensatzes dadurch gebracht, daß in das vom Pendel 100 über die Vorsteuerung 330 betätigte Gestänge ein nachgiebiges Glied in Form einer mit endlicher Kraft in ihre Mittellage zurück-

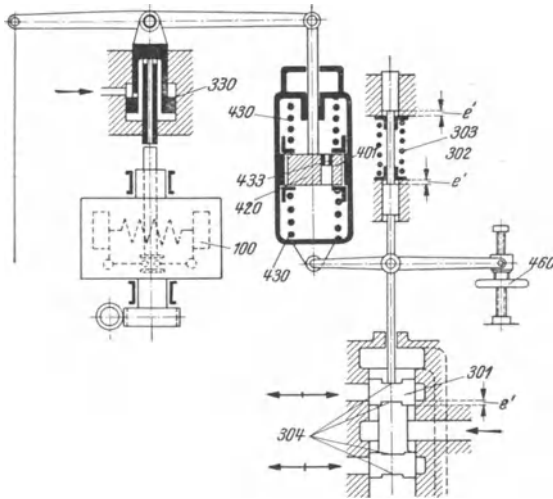


Abb. 112.

geführten Ölbremse 420 eingeschaltet ist. Nachdem die seitens der Kataraktfedern 430 entwickelten Kräfte unter jenen der Anschlagfeder 303 gewählt sind, bedarf es einer bestimmten Geschwindigkeit des den Bewegungen des Pendels synchron folgenden Ölbremsskolbens 420, um jene zur Überwindung der Anschlagfedern notwendige zusätzliche Kraft zu erzeugen, die das Steuerventil 301 aus dem Bereich starker Drosselungen der Ölwege verschiebt. Durch entsprechende Abstimmung der Kataraktfedern und Schleppwirkung der Ölbremse einerseits, der Anschlagfeder andererseits kann nun erreicht werden, daß das Steuerventil mit Annäherung der Drehzahl an ihren Höchstwert und damit Abnahme der Beschleunigung unter überwiegender Wirkung der Anschlagfeder 303 in die drosselnde Stellung zurückgedrängt wird, wodurch die

Regelbewegung vor Erreichung des Gleichgewichtszustandes sich zunächst verlangsamt. Die gegen ihre Mittelstellung strebenden Kataraktfedern 430 bewirken nun in der Folge unmittelbar nach Durchgang der Drehzahl durch den Extremwert die Unterbrechung des Regelvorganges (bei angenähertem Normalgefälle) und in der Folge die Rückführung der Drehzahl auf den Normalwert entsprechend der Sinkgeschwindigkeit der Ölbremse.

Die Bindung der Funktion der Einrichtung an einen bestimmten Mindestwert der Geschwindigkeitsänderung bringt es mit sich, daß der dargestellte Ablauf der Regelung bei kleinen und langsam verlaufenden Belastungsänderungen nicht verwirklicht wird. Zur genügenden Dämpfung dieser und Herbeiführung der Stabilität der Regelung an sich ist zusätzlich eine nachgiebige Rückdrängung in einer Ausbildung gemäß Abb. 103 vorgesehen worden.

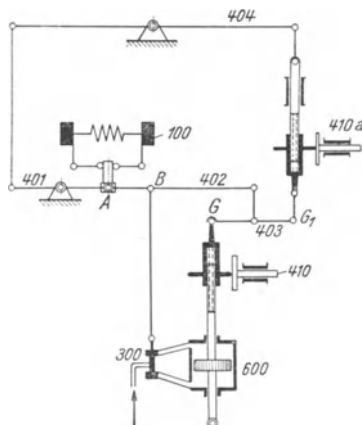


Abb. 113.

Diesen Nachteil vermeiden jene Vorschläge, nach welchen den von der Hilfskolbenbewegung abhängig gemachten Stabilisierungseinrichtungen, wie Rückführung oder Rückdrängung, Mechanismen hinzugefügt werden, die eine zeitabhängige und durch Größe oder Geschwindigkeit der eingeleiteten Bewegung bedingte Eigenverstellung aufweisen.¹ Die in den Mechanismus eingeleitete Bewegung kann entweder vom Fliehkraftpendel oder vom Arbeitskolben, bzw. von beiden abgenommen werden. Die anfänglich im Sinn einer stärkeren Verstellung des Steuerventils gehende Wirkung der Zusatzeinrichtung wird vor Erreichung des Drehzahlscheitels

umgekehrt, womit die Hilfskolbenbewegung verlangsamt und bei entsprechender Abstimmung vor, bzw. bei Erreichung des Drehzahlhöchstwertes unterbrochen wird.

Eine Anordnung, bei welcher die Bewegungen des Fliehkraftpendels 100 durch eine als Reibrollengetriebe ausgebildete Zusatzeinrichtung abgewandelt werden, zeigt Abb. 113. Abweichend von der einfachen Bauart wird über das Gestänge 401 bis 404 durch das Pendel 100 der primäre Teil eines zusätzlichen Reibrollengetriebes 410a mit relativ starker Nachgiebigkeit verstellt und die Bewegung der zugehörigen Reibrolle über den doppelarmigen Hebel 403 in die

¹ Nach D. THOMA.

Steuerung eingeführt. In den ersten Augenblicken des Regelvorganges sind die Relativgeschwindigkeiten der beiden Reibrollengetriebe unmerklich, so daß der Einfluß der Bewegung des Punktes G_1 zunächst nur einer Verringerung der Ungleichförmigkeit des Pendels gleichkommt. Bei stärkerer Verstellung der Reibrolle 410a aus ihrer Mittellage wird ihre rückstellende Wirkung wesentlich, so daß bei noch steigendem Pendel eine Umkehrung der ausgeleiteten Bewegung (Punkt G_1) einsetzt, die um so mehr in Erscheinung tritt, je langsamer die Drehzahl ansteigt, also ihrem Scheitelwert zustrebt.

Mit den gleichen Wirkungen kann die Zusatzbewegung auch von einem von der Rückführung im Sinne einer negativen Ungleichförmigkeit bewegten Nachgebeglied abgenommen werden.

Die erwähnten Auslegungen der Zusatzeinrichtung setzen zur Erzielung der richtigen Wirkung voraus, daß die dieser mitgeteilte Bewegung vor der Unterbrechung verlangsamt werde. Diese Voraussetzung, die eine gewisse Einschränkung beinhaltet, kann fallen gelassen werden, wenn zwei hintereinander geschaltete Nachgiebigkeiten im Zusatzkreis angewendet werden. In diesem Falle wird selbst bei noch steigender Tendenz des mittelbar bewegten Teiles der ersten Nachgiebigkeit eine Umkehr der ausgeleiteten Bewegung erreicht.

Weitere Vorschläge zur Verwirklichung des den vorgenannten Einrichtungen unterlegten Regelungsablaufes beziehen sich auf den Ersatz der mechanischen Nachgiebigkeit durch hydraulische Kupplungen, bzw. verbinden die Zusatzeinrichtung mit anderen Gruppen des Steuerwerkes, z. B. der Drehzahlstellvorrichtung.¹

Trotz der zweifellos bestehenden regeltechnischen Vorzüge der letztbeschriebenen Steuerungsanordnungen — schnelle Dämpfung bzw. aperiodischer Verlauf der Schwingungen, Verringerung der Drehzahlabweichung bei Laständerungen durch möglichste Herabsetzung des Leistungsüberschusses sowie des Einflusses der Stabilisierung während der ersten Phase des Regelvorganges — haben diese bisher keine praktische Verwirklichung erfahren, was hauptsächlich mit der Tatsache zusammenhängt, daß die normalen Steuerungseinrichtungen die ihnen zukommenden Aufgaben dem heutigen Bedürfnis der Praxis entsprechend mit einfacheren und billigeren Mitteln zu erfüllen imstande sind. Immerhin erscheint es wertvoll, die Wege, die zur Vervollkommnung des Regelungsablaufes vorgeschlagen wurden, und die Richtung einer allfälligen Weiterentwicklung aufzuzeigen.

6. Antrieb des Drehzahl- (Beschleunigungs-) Messers.

Der Antrieb des Fliehkraftpendels erfolgte bislang hauptsächlich mittels Gummi- oder Seidenriemen von der Turbinenwelle aus, womöglich ohne Zwischenschaltung von Getrieben, die neben erhöhten Aufwendungen auch den ruhigen Gang des Pendels beeinträchtigen können. Jedenfalls sind Getriebe nach Möglichkeit dem Riemetrieb im Flusse des Antriebes vorzuschalten.

Die Anwendung eines unmittelbaren Riemenantriebes des Fliehkraftpendels ist für Maschinensätze mit vertikaler Welle an die ebensolche Anordnung des ersteren gebunden. Serienmäßig erzeugte Regler besitzen nun gewöhnlich Einheitssteuerwerke mit horizontal liegendem Pendel, bzw. Antrieb hierfür, so daß bei vertikaler Maschinenwelle richtungsändernde Zwischengetriebe in der Regel nicht vermieden werden können; desgleichen falls für nicht serienmäßig erzeugte Regler Normalsteuerwerke verwendet werden, was im Sinne der rationellen Gestaltung auch von Einzelausführungen liegt.

Die Vermeidung derartiger, in der Regel umständlicher Verbindungsgetriebe kann durch den elektromotorischen Antrieb des Fliehkraftpendels erreicht werden, der, überdies in seiner Anordnung durch die Art der Hauptmaschine nicht mehr beeinflußt, in gleicher Form für vertikale und horizontale Maschinensätze verwendet werden kann und, räumlich in keiner Weise an letztere gebunden, eine größere Freizügigkeit in der Aufstellung der Regelungseinrichtungen gewährt. Dementsprechend beginnt sich der elektromotorische Antrieb, der zunächst nur als Sicherheits- bzw. Notantrieb vorgesehen worden war, als normale Antriebsform bei größeren Maschineneinheiten durchzusetzen.

¹ Diesbezügliche Vorschläge sind von R. KREITNER gemacht worden.

Asynchronmotoren bieten gegenüber synchronen den Vorteil des Selbstanlaufes sowie der höheren Stabilität bei stärkeren Spannungssenkungen, sind aber grundsätzlich mit einem von der Leistungsaufnahme abhängigen Schlupf behaftet, wodurch Frequenzänderungen in der Drehzahl des Rotors nicht getreu wiedergegeben werden müssen. Wenn dieser Nachteil auch durch Anwendung entsprechend überdimensionierter Motoren weitgehend ausgeschaltet werden kann, was bei den geringen Antriebsleistungen, bzw. deren in erster Linie durch Massenkräfte bedingten Änderungen für zeitgemäße Pendelausführungen unschwer möglich ist, so werden doch verschiedentlich Synchronmotoren trotz der erhöhten Aufwendungen bevorzugt. Zu letzteren gehört u. a. die Ausstattung derselben mit besonderen Anlaufwicklungen, falls der Motor — über einen entsprechenden Transformator — an die Eigenspannung des zugehörigen Hauptstromerzeugers gelegt wird.

Grundsätzlich leidet eine derartige Auslegung unter dem Umstand, daß bei Störungen im elektrischen System, so bei Spannungseinbrüchen, deren Ursache außerhalb der zu regelnden Maschine liegt, der Pendelantrieb mit einer unzulänglichen Spannung versorgt werden und damit der Motor außer Tritt fallen kann in einem Augenblick, in welchem die zuverlässige Indiensthaltung des Maschinensatzes besonders erwünscht ist. Die Überbemessung des Motors, selbst wenn sie etwa auf das Zehnfache der geforderten Antriebsleistung gesteigert wird, sichert nur etwa bis zu Spannungssenkungen auf 25% der Nennspannung den Synchronlauf des Pendelantriebsmotors. Die Abhängigkeit der Betriebsbereitschaft des Pendelmotors vom Spannungszustand der Hauptmaschine wird durch Anordnungen beseitigt, bei welchen mit Speisung des Pendelmotors durch einen besonderen, von der Hauptmaschinenwelle aus angetriebenen Drehstromhilfsgenerator ein selbständiger Stromkreis geschaffen wird; hierbei entfällt auch die Notwendigkeit besonderer Anlaufwicklungen für den Pendelmotor, der nunmehr mit Aufbau der Spannung des Hilfsgenerators von diesem hochgezogen wird.

Die Ausstattung des Pendelgenerators bzw. -motors mit permanentmagnetischer Erregung läßt auf Schleifringe und eventuelle Fremderregung verzichten.

Für den elektromotorischen Antrieb des Fliehkraftpendels werden Überwachungsmaßnahmen notwendig, die bei Spannungsunterbruch im eigenen Stromkreis, bzw. Spannungszusammenbruch der Hauptmaschine die Stillsetzung letzterer, bzw. die Überführung in den Leerlaufzustand einleiten.¹ Immerhin erfordert auch bei einigermaßen betriebswichtigen Anlagen der *Riemenantrieb* des Pendels eine Überwachung durch Einrichtungen mit den vorbezeichneten Wirkungen im Störfall.

Bezüglich der Durchbildung der Überwachungseinrichtungen für den Pendelantrieb sei auf Abschnitt XII B 1 verwiesen.

Unter der Voraussetzung, daß Stöße durch den mechanischen Antrieb des Fliehkraftpendels von letzterem nicht ferngehalten werden können, sind zur Dämpfung der hierdurch ausgelösten zuckenden Bewegungen des Pendels besondere Einrichtungen erforderlich. Hydraulische Dämpfungen, deren widerstrebende Kräfte von der Geschwindigkeit der abzudämpfenden Bewegung abhängen, eignen sich hierzu besser als mechanische Bremsen. Bei der in Abb. 104 dargestellten Flüssigkeitsbremse [23] spielt der mit dem Vorsteuerstift 320 verbundene Schirm 161 in dem ölgefüllten Raum p , der über die einstellbare Drosselung 162 mit der Ölvorlage im Raum p_1 in Verbindung steht.

V. Hilfseinrichtungen.

a) Zur Führung der Regelung nach dem Wasserstand.

Von den Einrichtungen, die über die Aufgaben der Stabilisierung hinaus Forderungen des Betriebes zu entsprechen haben und in die Konstruktion des eigentlichen Steuerwerkes einbezogen sind, wurde auf jene zur Verstellung der Drehzahl des Beharrungszustandes sowie zur Begrenzung der maximal zu verarbeitenden Wassermenge im vorangehenden ausführlich eingegangen. Besondere Bedeutung für Laufwerke haben jene Vorkehrungen gewonnen, welche,

¹ Die Wirksamkeit des Antriebes kann mit überwacht werden durch den in der Regel vorgesehenen Überdrehzahlenschutz der Hauptmaschine.

Zufluß und verarbeitete Wassermenge vergleichend, auf die Reglersteuerung im Sinne einer Begrenzung der Leitapparatoröffnung zur Erhaltung des normalen Gefälles einwirken. Diese Einrichtungen können entweder überwachend oder regelnd ausgelegt sein, d. h. sie verhindern Überöffnungen bei Leistungsanforderungen, die über der dem Zufluß entsprechenden Leistungsdarbietung liegen, bzw. veranlassen unter Voraussetzung einer durch das Netz durchgeführten oder mit anderen Mitteln erreichten Drehzahlhaltung die restlose Umsetzung der dargebotenen Energie.

Außer der Aufrechterhaltung des Gefälles bei voller Verarbeitung der zufließenden (veränderlichen) Wassermenge kann die Forderung nach konstanter Durchflußmenge bei veränderlichem Gefälle vorliegen, wie etwa in dem Fall, daß im Anschluß an ein Spitzenwerk die Vergleichmäßigung des Wasserabflusses durch einen daraufhin regulierten Gegenspeicher vorgenommen werden muß (Abflußregelung). Hierzu bedarf es der selbsttätigen Steuerung der die abfließenden Wassermengen regelnden Schützeinrichtung, bzw. hat, falls das (veränderliche) Gefälle zwischen Ausgleichsbecken und Unterlauf durch eine Wasserkraftanlage ausgenützt wird, eine Regelung der Turbinenöffnung auf eine trotz schwankenden Gefälles gleichbleibende Wassermenge zu erfolgen.

Letztere kann an einem Meßstau (Überfall- oder Spansschütze) erfaßt werden; insofern dem Gegenspeicher eine Turbine nachgeschaltet ist, bringt dies den Nachteil mit sich, daß ein Teil des nutzbaren Gefälles verloren geht, was insbesondere bei Niederdruckanlagen bedeutsam werden kann. Der indirekte Weg mit Messung des Gefälles und Anpassung der Turbinenöffnung an dieses zur Erzielung eines gleichbleibenden Durchflusses läßt diesen Nachteil beseitigen, wozu die Steuerung des selbsttätigen Reglers in bestimmter Abhängigkeit vom Gefälle erfolgen muß.

Die Wasserspiegelstellungen werden durch Schwimmereinrichtungen erfaßt und können mechanisch auf den Öffnungsbegrenzungsmechanismus¹ übertragen werden. Grundsätzlich empfiehlt es sich, den Anschluß an das Steuerwerk so auszubilden, daß eine unabhängige Wirksamkeit von Schwimmerregelung und Handbetätigung der Öffnungsbegrenzung gewahrt bleibt.

Zur Führung des die Bewegungen des Schwimmers übertragenden Drahtseiles 510 werden zweckmäßig kugelgelagerte Rollen 512 angewendet; die aus rostträgem Material hergestellten Schwimmer 501 werden zur Vermeidung der Übertragung des Wellenganges auf die Steuerung in Beruhigungsschächten 502 verlegt (Abb. 114).

Der vorbeschriebenen einfachen Anordnung haften manche Mängel an, insbesondere daß die Entfernung von Regler und Meßstelle² der Seilübertragung halber nicht groß sein darf, daß ferner Vereisung oder Verschmutzung des Schwimmerraumes einen geordneten Betrieb stören können. Hier hat die Anwendung der hydraulischen Übertragung des Wasserspiegels

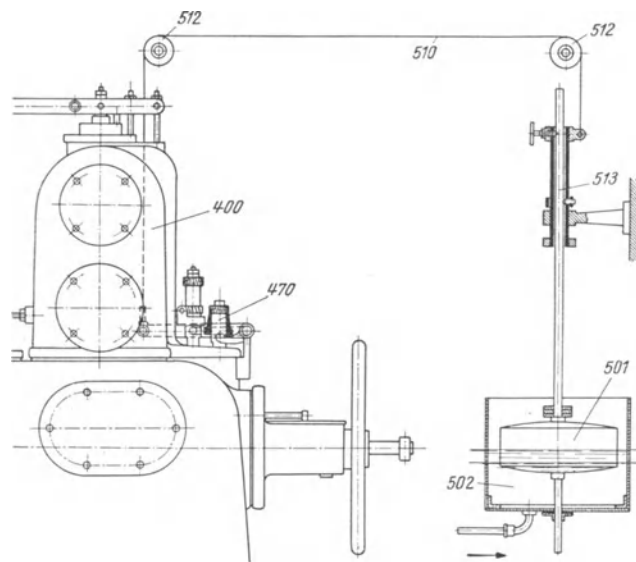


Abb. 114.

¹ Ältere Ausführungen sehen auch die Begrenzung des Pendelhubes bei sinkender Drehzahl vor. Nachdem die der Mittelstellung des Steuerventils zugeordnete Pendelstellung auch von der Einstellung der Drehzahlstellvorrichtung und dauerndem Ungleichförmigkeitsgrad abhängt, wäre zur Vermeidung von Größenänderungen und Verlagerungen des Regelbereiches der Einfluß der beiden letztgenannten Einstellungen kompensierend der Wirkung der Schwimmersteuerung hinzuzufügen.

² Diese hat richtigerweise am Wehr zu liegen, um dort den — höchst zulässigen — Spiegel konstant zu halten und so Verringerungen des Rinnegefälles bei geringerer Kanalführung als der maximalen dem Nutzgefälle zugute kommen zu lassen.

an der Meßstelle in den Maschinenraum mittels niedrig gespannter Luft Abhilfe geschaffen. Die Gesamtanordnung einer derartigen Fernschwimmereinrichtung mit *mechanischer* Übertragung der Schwimmerbewegung auf dem Regler zeigt Abb. 115 [23].¹

Eine Gasrohrleitung 521 taucht einerseits unter den gleich zu haltenden Wasserspiegel, mündet andererseits in den Raum unter der Tauchglocke 501 im Schwimmergefäß 503. Sobald in die Zuleitung 521 mittels einer kleinen Pumpe 523 Luft eingebracht wird, stellt sich — abgesehen von der bei entsprechender Auslegung praktisch bedeutungslosen Widerstandshöhe der Leitung — unter der Tauchglocke ein Überdruck gleich der Eintauchtiefe des Leitungsrohres und damit die gleiche große Differenz der Spiegel inner- und außerhalb der Schwimmerglocke 501 ein. Letztere erfährt damit eine dieser Druckdifferenz und ihrem Durchmesser zukommende Auftriebskraft, die in Gegenwirkung zur Feder 504 der Eintauchtiefe der Luftleitung proportionale Verstellungen der Schwimmerglocke 501 herbeiführt, welche mittels Gestänge 511 auf die Öffnungsbegrenzung 470 des Reglers übertragen werden.

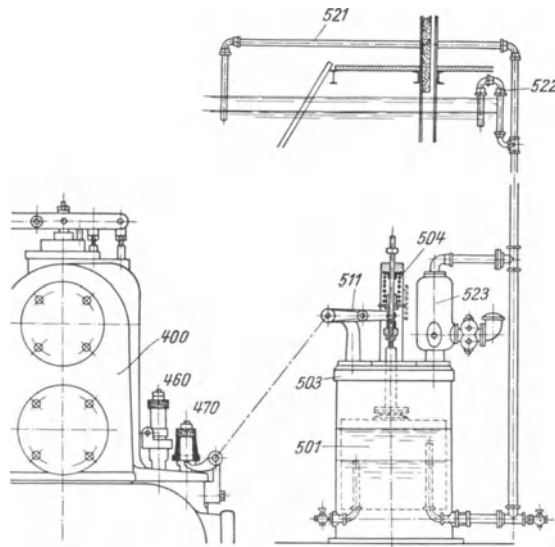


Abb. 115.

Die einzufördernde Luftmenge kann verhältnismäßig klein gehalten werden, nachdem ein nur geringer Überschuß über die unvermeidlichen Verluste der Luftleitung bestehen muß. Daraus erklärt sich auch die Möglichkeit, mit verhältnismäßig engen Leitungen bei geringen Rohrreibungsverlusten weite Entfernungen überbrücken zu können.²

Um zu verhindern, daß bei stärkerer Verlegung des Rechens hinter demselben ein Abarbeiten des Wasserspiegels stattfindet, wird zweckmäßig von der Luftleitung ein zweites Rohr 522 abzweigt, das hinter dem Rechen tiefer als Rohr 521 eintaucht. Ein zu starkes Absinken des Wasserspiegels daselbst führt daher zur Abstellung der Anlage, bzw. zu einer auffälligen Verminderung der erzeugten Leistung im Gegensatz zur Wasserdarbietung, wodurch

das Bedienungspersonal auf die Notwendigkeit einer Reinigung des Rechens hingewiesen wird.

Die mechanische Übertragung der Bewegungen des Tauchschwimmers auf den Steuermechanismus des Reglers verlangt des erforderlichen Gestänges halber eine Aufstellung der Schwimmereinrichtung nahe dem zu steuernden Regler; die immerhin nicht unbedeutenden Kräfte zur Verstellung der Öffnungsbegrenzung erfordern relativ große Schwimmer zur Erzielung einer genügend genauen Regelung. Demgegenüber bietet die hydraulische Übertragung der Schwimmerbewegung³ (12) auf den Steuerungsmechanismus des Reglers, bei welcher der Schwimmer nur den Druck eines Ölstromes beeinflusst, den Vorteil, mit kleinen Schwimmern verhältnismäßig große Stellkräfte auslösen, die Schwimmerapparatur an beliebiger Stelle im Maschinenraum anordnen sowie diese in praktisch einfach zu verwirklichender Form zur gleichzeitigen Regelung mehrerer Maschinensätze heranziehen zu können.

¹ Nach C. SCHMITTHENNER; (33).

² Nach C. SCHMITTHENNER hat bei Zulassung eines Druckverlustes von 5 bis 10 mm W. S. folgende Zuordnung von Durchmesser und größter Leitungslänge zu gelten (s. a. VDI 1911, S. 1522):

Länge 60 m	Rohrleitungsdurchmesser $\frac{3}{4}$ ''
„ 225 „	„ 1''
„ 650 „	„ $1\frac{1}{4}$ ''
„ 1500 „	„ $1\frac{1}{2}$ ''
„ 6000 „	„ 2''

³ Nach Angabe des Verfassers.

Abb. 116 [2] zeigt im besonderen die hydraulische Vorsteuerung und das zugehörige Hilfsgetriebe zur Betätigung der Öffnungsbegrenzung des Reglers. Ein von der Schwimmglocke 501 bewegter Stift 524 steuert den Ablauf eines Ölstromes (l_{544}), dessen Druck vor der Abströmstelle auf den federbelasteten Kolben 525 wirkt, welcher damit entsprechend der Charakteristik der Feder 526 dem jeweiligen Wert des Druckes eindeutig zugeordnete Stellungen einnimmt. Der Druck vor der Ausströmung ist gegeben durch den aus dem Spiegelunterschied h folgenden Auftrieb des Schwimmers 501, dem durch den Druck des Steueröles auf die wirksamen Stiftflächen F_1, F_2 das Gleichgewicht gehalten wird. Es besteht demnach ein eindeutiger linearer Zusammenhang zwischen dem Spiegelunterschied h , bzw. der ihm gleichen Eintauchtiefe des Luftrohres und der Stellung des Kolbens 525, der den Mechanismus zur Öffnungsbegrenzung betätigt.

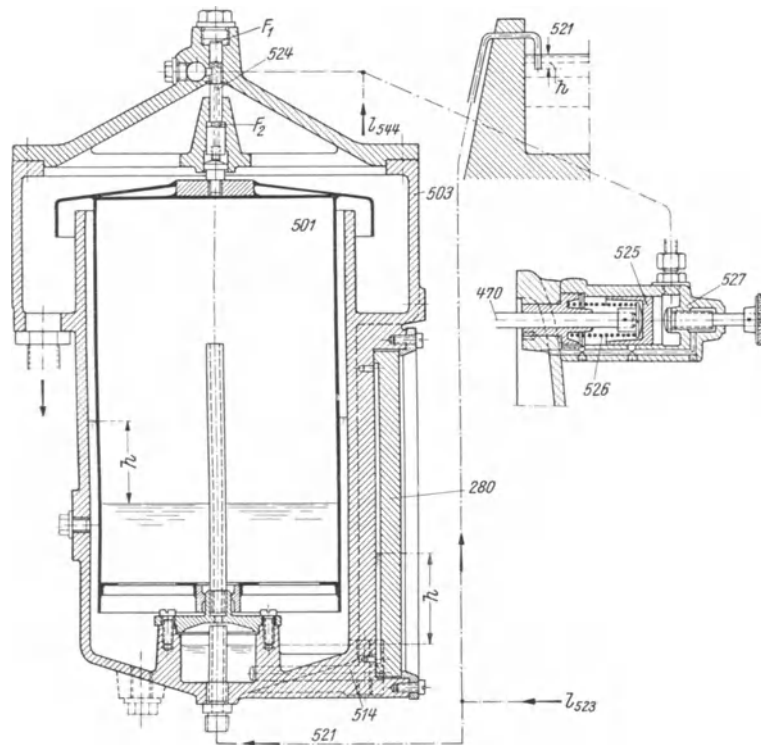


Abb. 116. Fernschwimmereinrichtung. (Maßstab 1:5.)

501 = Tauchschwimmer, 503 = Schwimmergefäß, 521 = Luftleitung, l_{523} = Leitung von der Luftpumpe, 524 = Drosselsteuerung, 525, 526 = hydraulischer Antrieb zur Öffnungsbegrenzung 470 (Maßstab 1:7), 527 = Handbetätigung, 544 = Hilfsölpumpe.

Die hydraulische Weitergabe der Schwimmerbewegung ermöglicht die Bedienung mehrerer Hilfsgetriebe von *einer* Schwimmervorrichtung aus durch einfache Parallelschaltung der Betätigungskolben 525, wobei zur wahlweisen Zu- oder Abschaltung dieser die Anbringung eines Absperrhahnes in der Zuleitung genügt. Luftpumpe und Steuerölpumpe werden in diesem Falle zweckmäßig zu einer unabhängigen, gegebenenfalls elektromotorisch angetriebenen Gruppe zusammengefaßt.

Für die Anzeige des Wasserstandes ist ein besonderes kommunizierendes System 514 vorgesehen, das über ein Reflexglas 280 in gut sichtbarer Form den jeweiligen Wasserstand erkennen läßt.

Bei sehr großen Entfernungen von Meßstelle und Regelungseinrichtung bietet die elektrische Übertragung des Meßwertes Vorteile. Zur Abnahme des primären Impulses können die bisher besprochenen Schwimmereinrichtungen Verwendung finden. Abb. 117 zeigt schematisch die Gesamtanordnung einer mit pneumatisch-elektrischer Übertragung arbeitenden Wasserstandsregelung.¹ Die Gebeeinrichtung besteht aus dem Geberwiderstand 550, der durch einen

¹ Vom Verfasser in Zusammenarbeit mit den Österreichischen Siemens-Schuckertwerken, Wien entwickelt.

doppeltwirkenden Flügelervomotor 640 verdreht wird, dessen Beaufschlagung von einem Kolbenschieber 524 gesteuert wird. Letzterer folgt den Bewegungen der Schwimmglocke 501, wobei die Rückdrängung von Schwimmer 501 und Kolben 524 in die Mittellage über Kurvenscheibe 506 und Feder 504 mit einer dem Ausschlage des Flügelkolbens proportionalen Kraft erfolgt; hierdurch werden Eintauchtiefe am Wehr, vermittelt durch die Auftriebskraft am Schwimmer, und Flügelkolben- bzw. Geberwiderstandsstellung eindeutig einander zugeordnet.

Die Empfangseinrichtung besteht aus dem Widerstande 551, der elektrisch hydraulisch gesteuerten Einrichtung zur Verstellung desselben (Steuerventil 300a, Flügelervomotor 640a) sowie aus dem Antrieb der Öffnungsbegrenzung 470 vom Empfängerwiderstand 551 aus. Die Gleichlaufeinrichtung für eine möglichst synchrone Bewegung der Kontaktarme von Geber- und Empfängerwiderstand — die Verstellung des primär verstellten Widerstandes 550 soll möglichst verzerrungsfrei in der Bewegung des Widerstandes 551 abgebildet werden — weist eine Stromwaage 555 auf, welche die an gemeinsamer Stromquelle hängenden, über Widerstand 550, 551 bzw. Justierwiderstand 552 geführten Zweige hinsichtlich ihres Stromflusses vergleicht und bei verändertem Summenwiderstandswert (550, 551), also nicht korrespondierender

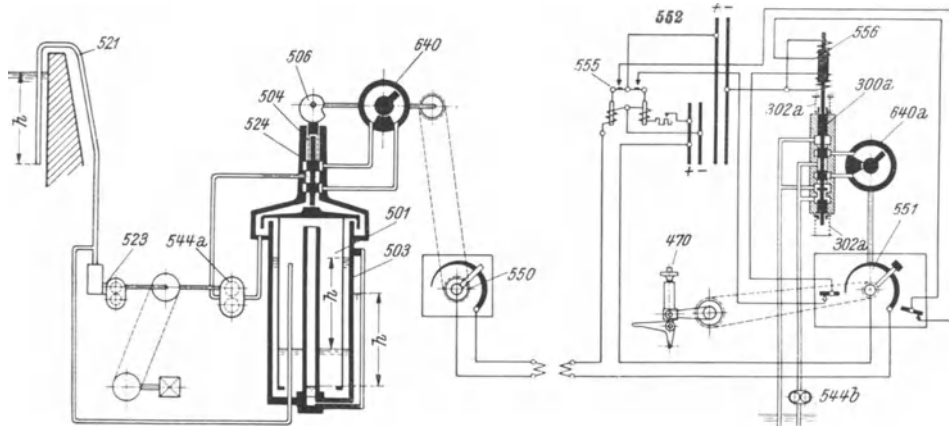


Abb. 117.

Stellung der genannten Widerstände den Steuermagnet 556 in einem derartigen Sinn einschaltet, daß das mit ihm verstellte Steuerventil 300a die berichtigende Bewegung des Flügelkolbens 640a und damit des Widerstandes 551 einleitet. Sobald hierdurch die gleiche Lage der Kontaktarme der beiden Widerstände und damit das Gleichgewicht der Stromzweige hergestellt ist, fällt die Stromwaage 555 in ihre den Magnet 556 abschaltende Mittelstellung, wodurch das Steuerventil 300a unter Wirkung der Federn 302a in seine die Bewegung des Flügelkolbens unterbrechende Mittellage zurückgestellt wird.¹

Der Eingriff der Wasserstandsregelung in die Steuerung kann auch über die mit elektromotorischer Betätigung versehene Drehzahlverstellvorrichtung [3] erfolgen, wobei deren Motor von einem grundsätzlich mit dem vorbeschriebenen übereinstimmenden Vergleichssystem zur Hebung oder Senkung der Drehzahl-Leistungscharakteristik geschaltet wird. Während im vorbeschriebenen Falle die Wasserspiegelregelungseinrichtung letzten Endes nur der synchronen Übertragung der Wasserspiegellagen auf die Betätigungseinrichtung der Öffnungsbegrenzung dient, also eine selbsttätige Fernsteuerung der Öffnungsbegrenzung darstellt, ist bei der Fernsteuerung der Drehzahlverstellvorrichtung die Zuordnung von Wasserspiegellage und Öffnung der Turbine dadurch erreicht, daß der Empfängerwiderstand unmittelbar von der Regelwelle aus bewegt wird, somit die von ihm eingeschalteten Widerstandswerte proportional den Turbinenöffnungen sind.

¹ Durch eine besondere Einrichtung wird bei einer Unterbrechung in der Ölversorgung der hydraulischen Steuerung die Gebeeinrichtung in der Lage festgestellt, die sie im Augenblick der Störung eingenommen hat und hierdurch verhindert, daß der Maschinensatz über die Wasserstandsregelung, der infolge des Aufhörens der Luftförderung ein zu tiefer Wasserstand vorgetäuscht wird, auf Leerlauf bzw. abgeschaltet wird, was eine unerwünschte Unterbrechung der Energielieferung mit sich bringen würde.

Falls die durch den Wasserstand gesteuerten Hilfseinrichtungen auf die Öffnungsbegrenzung wirken, führt dies zu einer ausschließlich nach der Zuflußmenge bestimmten Einstellung der erzeugten Leistung. Sobald jedoch die Turbinenöffnung, bei der zufließende und verarbeitete Wassermenge aufeinander abgestimmt sind, durch eine Einstellung der Drehzahl-Leistungscharakteristik bestimmt wird, welche bei der augenblicklich herrschenden Frequenz eben diese Öffnung herbeiführt, ziehen plötzliche Änderungen der Frequenz Öffnungsänderungen nach sich, die erst durch die Wirkung der selbsttätig auf die Wiederherstellung der früheren Öffnung ausgehenden Wasserspiegelregelung allmählich rückgängig gemacht werden.

Anlagen mit der letztbeschriebenen Regelungsauslegung beteiligen sich daher bei raschen Frequenzsenkungen vorübergehend an der Aufnahme von Laststößen, ein Verhalten, das bei Großkraftwerken, die in der Regel als begrenzt speicherfähig angesehen werden können, im Interesse der Netzstabilität für die Anwendung dieser Regelungsart entscheidend werden kann.

Eine Anordnung, bei welcher Änderungen des Wasserspiegels an der Meßstelle sich in gleichzeitige Wege einer Membrane übersetzen, zeigt Abb. 118 [8]. Letztere (528), unter Wirkung des statischen Gefälles und eines abgestimmten Gegengewichtes 529 stehend, steuert die Bewegungen eines kleinen hydraulischen Triebwerkes 600a vor (320), das seinerseits erst die Öffnungsbegrenzung betätigt.

Die unmittelbare Betätigung durch Druckwasser setzt besondere klimatische Bedingungen für die Anwendung der vorgenannten Einrichtung voraus; im übrigen ist diese beschränkt auf kleinere Gefälle, bei welchen die üblicherweise zugelassene Wasserspiegelschwankung einen genügenden Federungsweg der für das Druckgefälle zu bemessenden Membrane erzielen läßt.

Betrachtungen, welche die Notwendigkeit der Stabilisierung der durch die Drehzahl geführten Regelungen erweisen, haben auch für die selbsttätige Regelung nach dem Wasserstand sinngemäß Geltung. Insofern durch eine größere Wasservorlage bei Änderungen der Zuflußmenge nur geringe Änderungen des Spiegels an der Meßstelle bis zur Anpassung der verarbeiteten Wassermenge an die zufließende eintreten, genügt im allgemeinen auch ein verhältnismäßig kleiner Unterschied der Wasserspiegellagen, die der Vollbeaufschlagung, bzw. der Leerlaufwassermenge durch die einzuführende Abhängigkeit zwischen Spiegellage und Beharrungswassermenge (Rückführung) zuzuordnen sind. Werte der Ungleichförmigkeit von 70 bis 100 mm WS, wie sie für derartige Verhältnisse erforderlich sind und auch die Wirtschaftlichkeit der Ausnützung praktisch nicht beeinflussen, lassen bei kleiner Wasservorlage und langen Zuleitungen nicht mehr die genügende Dämpfung der durch Änderungen der Zuflußmenge eingeleiteten Wasserspiegelschwankungen erzielen, während andererseits gegen die Einführung einer hohen Ungleichförmigkeit insbesondere die durch die Gefällsminderung verschlechterte Ausnützung der mittleren und kleinen Wassermengen spricht. Hier besteht nun die Möglichkeit, durch Anwendung einer nachgiebigen Stabilisierungseinrichtung vorübergehend zwecks genügender Dämpfung der Spiegelschwankungen eine größere Abweichung vom Normalspiegel zuzulassen, letztere jedoch allmählich und stetig wieder rückgängig zu machen.

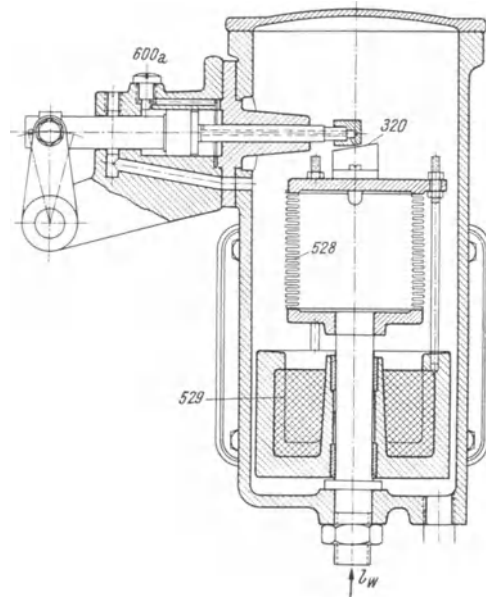


Abb. 118. (Maßstab 1:3,5.)

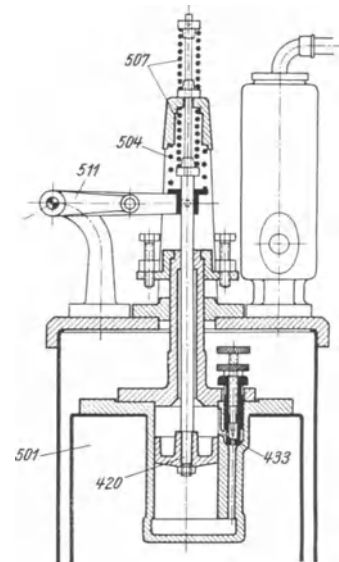


Abb. 119.

Hierzu wird (Abb. 119) unter Zwischenschaltung einer Ölbremse 420 die Schwimmerglocke 501 einem Federsystem 507 unterstellt [23], das einer spannungslosen Mittellage zustrebt. Hierdurch ist im Beharrungszustand allen Wassermengen (Turbinenöffnungen) jene immer gleiche Wasserspiegellage an der Meßstelle, bei welcher der dem Gewicht der Schwimmerglocke

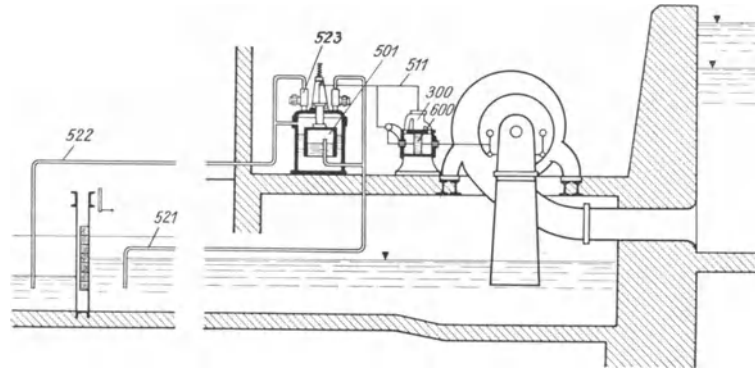


Abb. 120. 501 = Tauchschwimmer, 511 = Verbindungsgestänge zum Reglersteuerventil 300, 521, 522 = Luftleitungen, 523 = Luftpumpen.

entgegengesetzt gleiche Auftrieb sich einstellt, zugeordnet. Der Stabilitätsgrad der Regelung hingegen kann durch entsprechende Wahl der Charakteristik des Federsystems 507 nach den Erfordernissen gewählt werden, ohne daß im Beharrungszustand für die einzelnen Beaufschlagungen Änderungen der Spiegellage eintreten, es sei denn, daß eine dauernde Ungleichförmigkeit durch zusätzliche Anordnung der einseitig wirkenden Feder 504 eingeführt wird.

Abschließend möge auf die Eignung der pneumatisch arbeitenden Schwimmereinrichtungen zur Messung von wechselnden Gefällen — eine Aufgabe, die im Rahmen der selbsttätigen A-

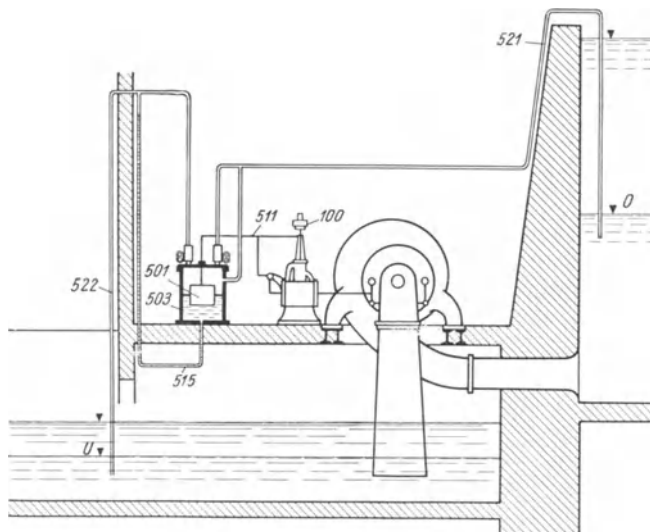


Abb. 121.

blußregelung vorliegt — hingewiesen sein. Abb. 120 zeigt die Anordnung einer Abflußregelung, bei welcher die von der Turbine jeweilig verarbeitete Wassermenge bei einer bestimmten Einstellung der im Unterlauf eingebauten Spannschütze am Unterschied der Wasserspiegel vor bzw. hinter dieser gemessen wird. Die Einführung dieses für eine bestimmte Durchflußmenge konstant zu haltenden Spiegelunterschiedes in die Regelung kann nun in einfacher Weise durch eine erweiterte Fernschwimmereinrichtung [23] erfolgen, deren Tauchschwimmer 501 unter der Differenzwirkung zweier getrennter Luftsysteme 521, 522 steht, welche die jeweilige Tauchlänge der ober- bzw. unterhalb der Spannschütze gleich tief eingeführ-

ten Luftleitungen messen. Werden nun durch Spiegelschwankungen im Gegenspeicher Gefällsänderungen und damit Änderungen des Schluckvermögens bei der augenblicklich eingestellten Leitapparatoröffnung bewirkt, so tritt eine gleichsinnige Änderung des Spiegelunterschiedes an der Spannschütze auf, welche über die Schwimmereinrichtung die Verstellung des Turbinenleitapparates im Sinne der Zurückführung der Wassermenge auf den Sollwert steuert.

Die Anwendung normaler Schwimmereinrichtungen zur Steuerung der Turbinenöffnung in unmittelbarer Abhängigkeit vom jeweils wirksamen Gefälle unter Voraussetzung starker Schwankungen desselben wird durch eine Anordnung Abb. 121 ermöglicht [23]. Hierbei werden die

Abweichungen der Spiegellagen im Unter- und Oberwasser von angenommenen Bezugsspiegeln, als welche zweckmäßig die zu erwartenden tiefsten Wasserstände (O, U) zugrunde gelegt werden, über ein U-Rohr 515 algebraisch zur Gesamtabweichung des augenblicklich wirksamen Gefälles von dem durch die Bezugsspiegeln vorgestellten Bezugsgefälle zusammengesetzt. Zwei getrennte Luftsysteme übertragen hierzu den Druck, der der jeweiligen Eintauchtiefe der Luftröhren 521, 522 im Ober- bzw. Unterwasser entspricht, auf die Flüssigkeitsspiegel in den Schenkeln des U-Rohres 515.

Nachdem für den Fall des Eintrittes der Bezugswasserstände (O, U) die Ausspiegelung der Anzeigeflüssigkeit im U-Rohr dadurch erreicht ist, daß die Luftröhre gleich tief unter die genannten Spiegel geführt sind, werden Abweichungen vom Bezugsgefälle als Unterschied der Flüssigkeitsstände im U-Rohr in gleicher Größe wiedergegeben. Durch entsprechende relative Erweiterung des einen Schenkels 503 kann nun erreicht werden, daß die Höhenänderungen des Spiegels in letzterem, welche ein proportional verkleinertes Abbild der tatsächlichen Spiegel- und damit Gefällsschwankungen geben, dem Verstellhub normaler Schwimmereinrichtungen angepaßt sind und diese daher in üblicher Weise zur Steuerung des selbsttätigen Reglers herangezogen werden können.

b) Hilfseinrichtungen zur Einführung der Arbeitskolbenbewegung in die Steuerung.

Der Einführung der Arbeitskolbenbewegung in die Steuereinrichtung — etwa zur Herbeiführung einer vorübergehenden oder dauernden Ungleichförmigkeit, bzw. im Rahmen der Öffnungsbegrenzung — dienen Übertragungsmittel, welche die Arbeitskolbenbewegung, entsprechend übersetzt und ohne zeitliche Verzögerung durch Spiel in den Gelenken oder durch elastische Deformationen, getreu wiederzugeben imstande sein müssen. In der Mehrzahl der Ausführungsfälle finden Hebelgestänge Anwendung, fallweise unter Einschaltung von Kurven oder Keiltrieben, die eine allgemeine Abwandlung der eingeleiteten Bewegung ermöglichen, wie diese etwa zur Erzielung einer geradlinigen Drehzahlleistungscharakteristik, verstärkter Rückführwirkung innerhalb gewisser Hubbereiche u. a. erforderlich werden kann. Im Falle der Notwendigkeit einer starken Übersetzung des Arbeitskolbenhubes ins kleine können auch die hierfür üblichen Getriebe (Schnecken- oder Spindeltriebe) Anwendung finden, wobei darauf zu achten ist, daß das unvermeidliche Spiel durch kraftschlüssige Anordnungen — zumindest im letzten Übersetzungsglied — beseitigt wird.

An Stelle mechanischer Gestänge können zur Übertragung und Übersetzung der Arbeitskolbenbewegung auch hydraulische Systeme Anwendung finden, welche bei größerer Entfernung von Abnahme- und Einleitungsstelle, bzw. bei der Unmöglichkeit einer unmittelbaren Ausrichtung die mehrfache Unterteilung des mechanischen Gestänges vermeiden lassen.¹ Die einfachste Form dieser Übertragung ist bei Kraftgetrieben mit einseitiger Federwirkung möglich (Abb. 122), bei welchen der für die Beharrungsstellung jeweils notwendige Öldruck im Arbeitszylinder 600 in eindeutiger Abhängigkeit von der wirksamen Kraft der Feder 602 und dem Rückdruck der geregelten Leitvorrichtung steht und dementsprechend, auf ein manometrisches System 570 zur Wirkung gebracht, die Stellung des letzteren eindeutig jener des Arbeitskolbens 600 zuordnet. Durch die Wahl der Charakteristik der Feder 602 in bezug auf den Verlauf der Rück-

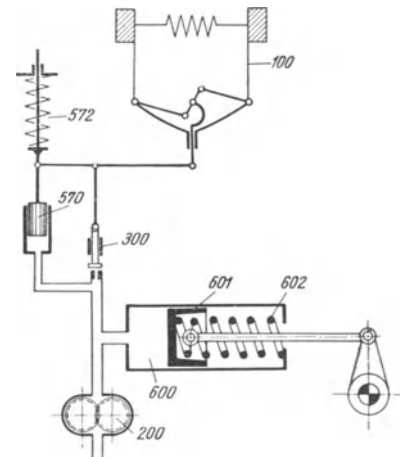


Abb. 122.

¹ U. a. bei großen Kaplan-Turbinensätzen, wo die in der Regel bestehende, räumlich beträchtliche Entfernung zwischen dem die Bewegungen des Laufschaufeltriebwerkes ausleitenden Ölzuführungsbock und dem Reglerstandort zu einem erhöhten Aufwand für das Übertragungsgestänge und mit dessen Führung längs des Maschinenumrisses zu mehrfacher Unterteilung und Häufung der Gelenke in der Rückführung Veranlassung gibt. Hier haben auch an Stelle starrer Gestänge Drahtseilübertragungen voll befriedigt.

druckkräfte wird für eine stetige Zunahme des beharrungsmäßig erforderlichen Öldruckes im Schließsinne und damit für positive Werte des Ungleichförmigkeitsgrades zu sorgen sein.

Die Unabhängigkeit der Rückführungscharakteristik von jener des Arbeitsgetriebes kann durch eine hydraulische Übertragung erreicht werden, die grundsätzlich mit der in Abb. 116 dargestellten Steuerung übereinstimmt (Abb. 123). Verschiebungen des vom Arbeitskolben her bewegten Stempels 560 verändern die Kraft der Feder 563 und damit proportional den Druck des über den Drosselkolben 562 geleiteten Ölstromes, der seinerseits auf den federbelasteten Kolben 564 zur Wirkung kommt und entsprechend der Charakteristik der Feder 565 eine der eingetretenen Druckänderung proportionale Verstellung von 564 herbeiführt. Mit Hilfe dieser Anordnung können Stellungen von Konstruktionselementen mit einer in der Regel genügenden Genauigkeit an entfernteren Stellen wiedergegeben werden, nachdem die ins Spiel tretenden Kräfte verhältnismäßig groß gewählt und damit überlegen gegenüber Verstellwiderständen innerhalb der Steuerung ausgelegt werden können. Ebenso haben Undichtigkeitsverluste sowie Temperaturänderungen keinen Einfluß auf die Genauigkeit der Übertragung.

Diese Anordnungen befriedigen hingegen nicht mehr zur Gänze, wenn es sich um die *synchrone* Übertragung *rascher* Bewegungen auf größere Entfernung handelt, in welchem Falle die durch den Widerstand der Verbindungsleitung entstehenden Druckverluste den wirksamen Druck am abhängig verstellten Kolben gegenüber dem augenblicklichen Ausströmdruck verfälschen und so die richtige Zuordnung verhindern. Nach einem Vorschlag von R. NEESER [8] (32) wird, um auch bei raschen Verstellungen des Primärorgans die synchrone Bewegung des sekundären sicherzustellen, der manometrischen Steuerung eine volumetrische (561) hinzugefügt. Letztere, von Strömungswiderständen nicht beeinflusst, wirkt parallel zu ersterer über eine besondere Leitung, wodurch die eindeutige Abhängigkeit von der manometrischen Steuerung und deren Vorteile aufrechterhalten bleiben.

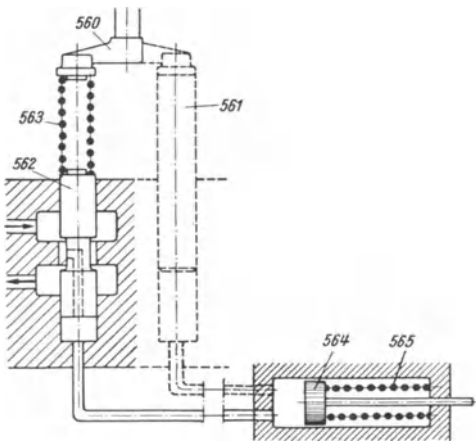


Abb. 123.

Neuerdings finden auch geschlossene Ölsysteme Anwendung [8], bei welchen die eingeleitete Bewegung durch einen Federungskörper aufgenommen und über ein gleiches Konstruktionselement am Ende der Verbindungsleitung wiedergegeben wird. Die Gefahr der Bildung von Lufteinschlüssen, welche bei dem erstgenannten System der Übertragung nicht vollständig von der Hand zu weisen ist und letztere ungünstig beeinflussen kann, erscheint in der zweitgenannten Auslegung beseitigt. Hingegen ist die Anwendung überdimensionierter Federungskörper notwendig, um die durch Eigenfederung bedingte Volumsänderung klein im Verhältnis zum Arbeitsvolumen zu halten.

c) Anzeigevorrichtungen.

Der zu regelnde Betriebswert, bzw. der Zustand der Regelungseinrichtung ist laufend durch Meßgeräte zu erfassen und abzubilden.

Zur Feststellung der jeweiligen Drehzahl des Maschinensatzes werden *Tachometer* (Drehpendel-, seltener Wirbelstrominstrumente) angewendet, die gewöhnlich konstruktiv mit dem Steuerwerk zusammengefaßt sind und deren Antrieb von dem des Fliehkraftpendels starr oder mittels Riemen abgeleitet wird. Auf die Anzeigevorrichtungen für die Lage des Ober- bzw. Unterwasserspiegels wurde früher bereits hingewiesen.

Manometer dienen zur Feststellung des von der Reglerpumpe erzeugten, bzw. im Druckspeicher vorhandenen Öldruckes sowie zur periodischen Überprüfung des erforderlichen Arbeitsdruckes, wonach der Zustand des Antriebswerkes beurteilt werden kann.

Die jeweilige Stellung der *Triebwerke*, die Einstellung der *Drehzahlverstellvorrichtung*, *Öffnungsbegrenzung* sowie der *dauernden (vorübergehenden)* Ungleichförmigkeit ist durch geeignete

Anzeigevorrichtungen kenntlich zu machen ebenso wie der Schaltzustand der zur Änderung der Betriebsform vorgesehenen, bzw. von letzterer berührten Einrichtungen, so der *Handregelung*, der *Hilfssteuerungen* usw.

Bei Hochdruckanlagen können selbsttätige, an die Turbinendruckrohrleitung angeschlossene *Druckschreiber* mit zeitlich bestimmtem Vorschub des Schreibbandes eine wertvolle Unterstützung bei der Beurteilung nicht unmittelbar beobachteter Betriebsvorgänge bieten.

VI. Verstellwerke.

a) Hydraulisch betätigte Arbeitswerke.

Die hydraulischen Getriebe zur Ausübung der Regulierkräfte, ihrer Bestimmung entsprechend als „Arbeitswerk“ bezeichnet, können für doppelseitige bzw. einseitige Steuerung — im letzteren Falle als Differentialkolbengetriebe — ausgelegt sein. Die letztgenannte Anordnung verlangt wohl gegenüber der doppelseitig gesteuerten größere Abmessungen der Steuerventile sowie der Zuführungskanäle bei Unterlegung gleicher Durchströmverluste, bringt jedoch eine Vereinfachung in der Konstruktion des Steuerventils mit sich. Kraftbedarf und Größe der Druckölversorgungsanlage — Pumpe, Druckspeicher — werden grundsätzlich durch die Art der Auslegung nicht berührt. Die in der überwiegenden Zahl der Ausführungsformen geradlinige Bewegung des Arbeitskolbens wird durch Kurbelgetriebe in die drehende der Regelwelle umgesetzt; nur für Regler kleineren Arbeitsvermögens haben sich auch Drehkolbentriebe eingeführt und bewährt.

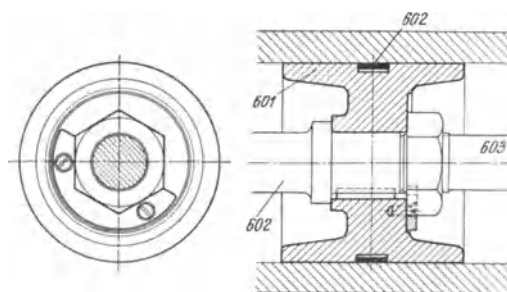


Abb. 124.

Die Abdichtung des von der Kolbenstange 603 (Abb. 124) getragenen und durch keinerlei Seitenkräfte belasteten Kolbens 601 längs seines Umfanges wird entweder durch Kolbenringe 602, seltener durch Lederstulpen erreicht, wobei der Kolben selbst mit geringem Spiel in der Bohrung gleitet. Kolben, deren Laufflächen gleichzeitig durch seitliche Kräfte des Triebes belastet werden, sind mit Laufsitzpassung in den tragenden Bohrungen genügender Länge zu führen,

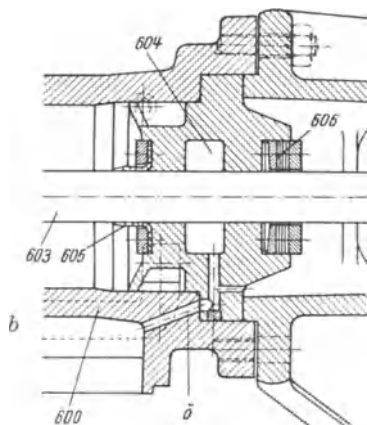


Abb. 125.

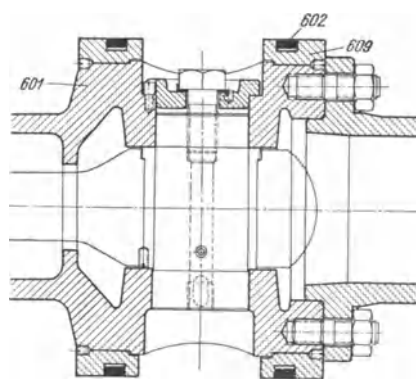


Abb. 126. Triebwerkskolben zu einem Regler 5000 mkg. (Maßstab 1:7,7.)

wodurch ohne weitere Hilfsmittel auch eine gute Umfangsdichtung erreicht werden kann. Die Abdichtung der Zylinderräume an den Durchführungsstellen der Kolbenstange nach außen erfolgt jedoch ausschließlich durch Lederstulpen 605 (Abb. 125). Besonderes Augenmerk ist hierbei auf eine möglichst gedeckte Abführung des durch die Dichtung tretenden Lecköles zu richten (Kammer 604, ö); Chromlederscheiben 606 auf der äußeren Seite der Durchführung sorgen für die Abstreifung des an der Kolbenstange haftenden Öles.

Als Material für die Kolben wird soweit als angängig Gußeisen, bei höheren Arbeitsdrücken und verhältnismäßig großen Kolbendurchmessern Stahlguß verwendet, wobei den schlechten

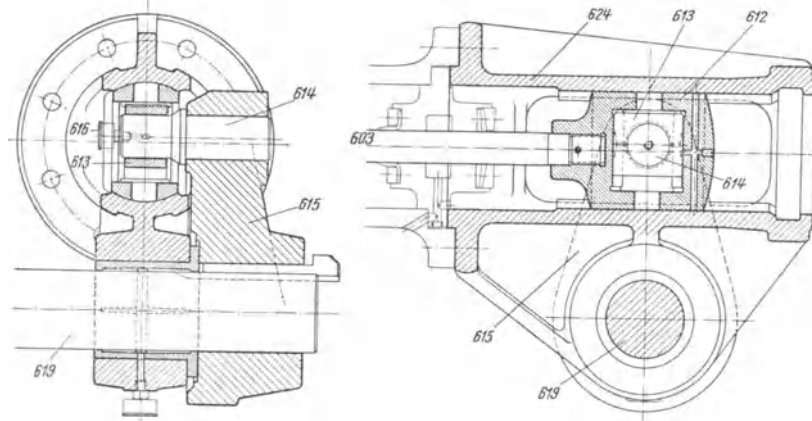


Abb. 127. Arbeitswerk zu einem Regler 1200 mkg. (Maßstab 1:12.)

Laufeigenschaften des letzteren durch Tragringe (609) aus Gußeisen entgegengetreten wird (Abb. 126). Kleinere Kolben werden zweckmäßig mit der Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet.

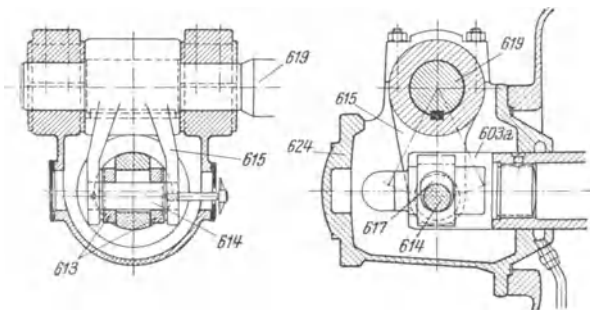


Abb. 128. Triebwerk 1800 mkg. (Maßstab 1:20.)

Abb. 127 zeigt die Ausbildung eines Triebwerkes [2], bei dem mittels eines besonders geführten Kreuzkopfes 612 die hin- und hergehenden Bewegungen der Kolbenstange 603 über Gleitstein 613 und Bolzen 614 auf die auf der Regelwelle 619 aufgekeilte Kurbel 615 übertragen werden. Die Schmierung des Triebwerkes erfolgt von der am Kurbelzapfen sitzenden Fettbüchse 616 aus. Die einseitige Anordnung der Reglerkurbel erleichtert deren Verbindung mit der Regelwelle sowie den Zusammenbau an sich.

Die doppelte Lagerung des Kurbelbolzens, wie diese bei größeren Regelarbeiten zur Erzielung einer grundsätzlich günstigeren Beanspruchung des genannten Konstruktionselementes notwendig ist, wird durch eine Anordnung gemäß Abb. 128 [1] erzielt. Hierbei umfaßt die doppelarmige Kurbel 615 die in seitlichen Einfräsungen die Gleitsteine 613 tragende Kolbenstangenverlängerung 603a, wobei der relativen Verschiebung des durchgehenden Kurbelbolzens 614 gegen 603a durch entsprechende Form der Durchführung 617 Rechnung getragen ist.

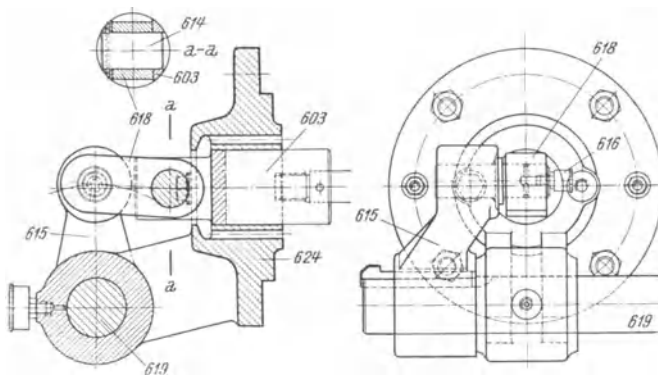


Abb. 129. Triebwerk 100 mkg. (Maßstab 1:8.)

Die doppelte Lagerung des Kurbelbolzens, wie diese bei größeren Regelarbeiten zur Erzielung einer grundsätzlich günstigeren Beanspruchung des genannten Konstruktionselementes notwendig ist, wird durch eine Anordnung gemäß Abb. 128 [1] erzielt. Hierbei umfaßt die doppelarmige Kurbel 615 die in seitlichen Einfräsungen die Gleitsteine 613 tragende Kolbenstangenverlängerung 603a, wobei der relativen Verschiebung des durchgehenden Kurbelbolzens 614 gegen 603a durch entsprechende Form der Durchführung 617 Rechnung getragen ist.

Eine Vereinfachung des konstruktiven Aufwandes kann mit Ersatz des verhältnismäßig viel Bearbeitung

erfordernden Gleitsteingetriebes durch einen Lenkerantrieb erzielt werden (Abb. 129) [2]. An Stelle des Kreuzkopfes tritt ein einfaches zylindrisches Führungsstück 603, an welchem der Lenker 618 zentrisch angreift. Bei Anwendung derartiger Lenkerkonstruktionen zur Übertragung größerer Kräfte wird aus den vorerwähnten Gründen die fliegende Lagerung des Kurbelbolzens 614 vermieden (Abb. 130, 131, 132).

In allen Fällen ist, solange es sich um typisierte Erzeugnisse handelt, die Möglichkeit der Feststellung des Führungskörpers (624) in den vier ausgezeichneten Stellungen — Regelwelle horizontal unter, bzw. über der Zylinderachse, Regelwelle vertikal vor, bzw. hinter dieser — vorzusehen.

An Stelle des außenseitigen Abtriebes kann dieser auch in der Mitte des Kolbens etwa in der in Abb. 157¹ dargestellten Weise [11, 12] erfolgen, wobei über Drehzapfen 614 und Kurbel 615

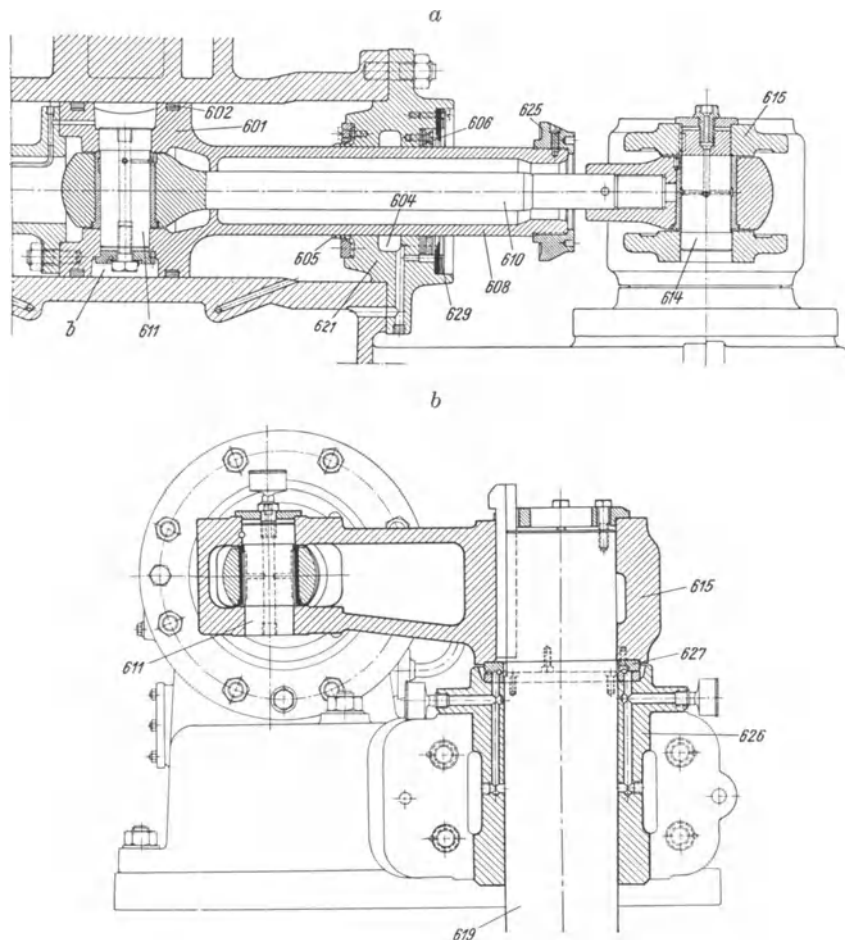


Abb. 130. Triebwerk 3000 mkg. (Maßstab 1:11,8.)

die Bewegungen des in getrennten Zylinderbüchsen laufenden Kolbens 601 auf die Regelwelle 619 übertragen werden.

Hohlkolben im Verein mit Lenkergetrieben, die, sobald sie möglichst in den Hohlraum verlegt werden können, nur wenig an zusätzlicher Baulänge für sich in Anspruch nehmen, beeinflussen günstig die Längenausdehnung des Arbeitswerkes. Bei dem in Abb. 132 [11] dargestellten Trieb trägt der am Rohrkörper 608 befestigte Kolbenboden 607 sowohl die Anschlußkonstruktion für die zur Handregelung führenden Kolbenstange 601 als auch das Lager 621 für den Gabelkopf 620 des Lenkers, der in seiner Länge einstellbar gestaltet ist. Der Abdichtung der Zylinderräume gegeneinander bzw. nach außen hin dienen Lederstulpen 605; die äußere Kolbenrohrdurchführung besitzt daneben noch eine Fangkammer 604 mit Filzringvordichtung. Zur Begrenzung des Kolbenhubes dienen die festen Anschläge 625.

Der Vorteil der gekennzeichneten Bauart besteht auch für doppelseitig gesteuerte Hohlkolbengetriebe, wobei, um auf einen möglichst geringen Außendurchmesser der wirksamen

¹ S. S. 101.

Kolbenfläche zu kommen, ein Minimum des Innendurchmessers der Kolben- bzw. Lenkerstangendurchführung angestrebt werden muß. Dieser Forderung trägt einer Anordnung gemäß Abb. 130a [2] Rechnung, bei der die innerhalb der rohrartigen Verlängerung 608 des Kolbens 601 nach außen

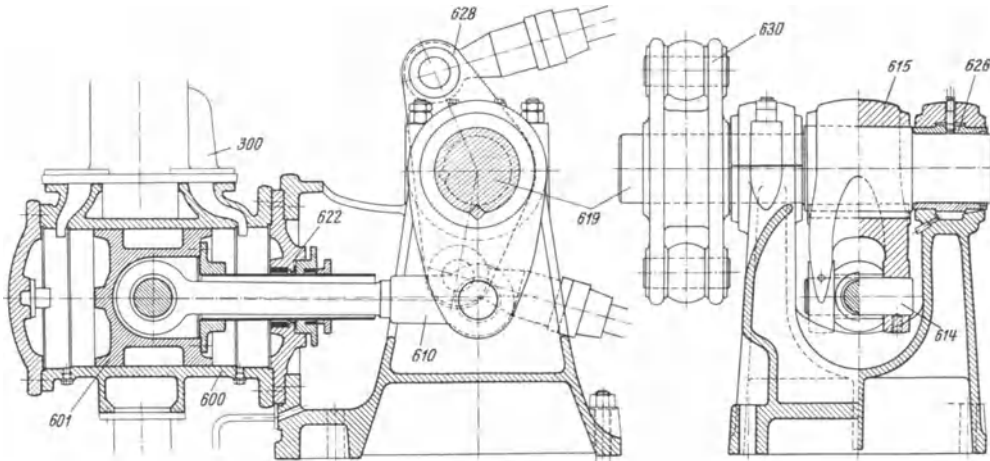


Abb. 131. Triebwerk 10 000 mkg. (Maßstab 1:30.)

geführte Schubstange 610 an dem im Kolbenkörper 602 beidseitig gelagerten Kolbenbolzen 611 angreift.

Die Durchführungen 621 an der außenseitigen Begrenzung der Zylinderräume dienen der Aufnahme der Dichtungsmittel 605, 606 (Lederstulpen, Abstreifer) sowie der Unterstützung des Kolbens. Anschläge 625 an beiden Enden des Kolbenrohres zusammen mit den in ihrer Zahl und Stärke veränderlichen Beilagen 629 gestatten die Einstellung eines bestimmten Maximalhubes. Die Schmierung des Kolbenbolzens — sowie der Mutter zur Handregelung¹ — erfolgt

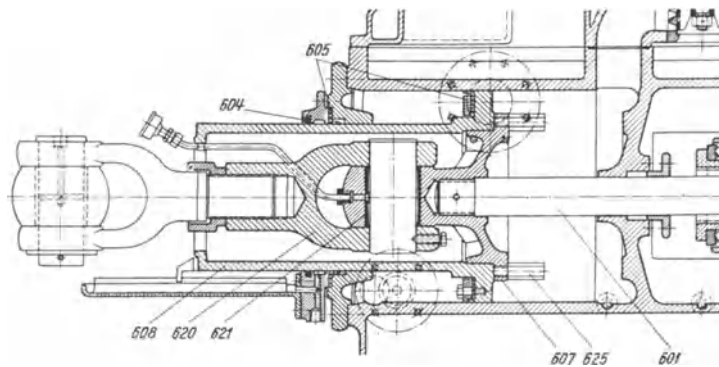


Abb. 132. Triebwerk 3 000 mkg. (Maßstab 1:16.)

selbsttätig durch das über die Kolbenringe in den Raum *b* eintretende Lecköl. Die Zweiteilung des Kolbens in der dargestellten Art sichert einen einfachen Zusammenbau.

Abb. 130 b zeigt die Ausbildung des Regelhebels 615 sowie seiner Lagerung 626 und Spurung 627.

Besonders zur Geltung kommt der Vorteil der beschriebenen Bauart, falls eines großen Arbeitsvermögens halber auf die Anwendung eines mit dem Arbeitswerk konstruktiv vereinigten mechanischen Handantriebes verzichtet wird, wie dies für das in den Abb. 131, 133 dargestellte Triebwerk [23] zutrifft. Die kurzhubige kreuzkopflose Bauart ermöglicht einen überaus gedrungenen Aufbau mit fliegend angeordnetem Zylinder 600 und guter Zugänglichkeit der einzelnen Konstruktionsteile. Für den Kolben 601 selbst ist auf Lederstulpdichtungen ver-

¹ S. Abb. 146.

zichtet, die nur bei der äußeren Durchführung 622 in Verbindung mit einer Vorpackung verwendet werden. Die über Spießkantkeile¹ mit der Kurbel verbundene Regelwelle 619 liegt in zweiteiligen, mit Bronzefutter versehenen Lagern 626 mit Fettschmierung.

Sobald große Verstellarbeiten zu leisten sind, ist zur Vermeidung schwerer Übertragungsgestänge die unmittelbare Einleitung der Kraft in den Verstellmechanismus anzustreben. Dies kann in vollkommener Weise unter Ausübung eines reinen Momentes am Regelring durch Auflösung des Antriebswerkes in zwei unmittelbar am Regelring angreifende und gegenläufig beaufschlagte Treibzylinder erfolgen. Die Steuerung der Triebwerke erfolgt von einem Steuerventil² aus unter Zwischenschaltung möglichst kurzer und für beide Zylinder die gleichen hydraulischen Verhältnisse schaffender Leitungen, so daß praktisch nur geringe synchronisierende Kräfte durch den Regelring übertragen werden müssen. Abb. 134 zeigt einen Schnitt durch den einen Treibzylinder einer derartigen Regelungseinrichtung für 50 000 mkg² Arbeitsvermögen sowie die Durchbildung des Antriebsgestanges zum Regelring [8].

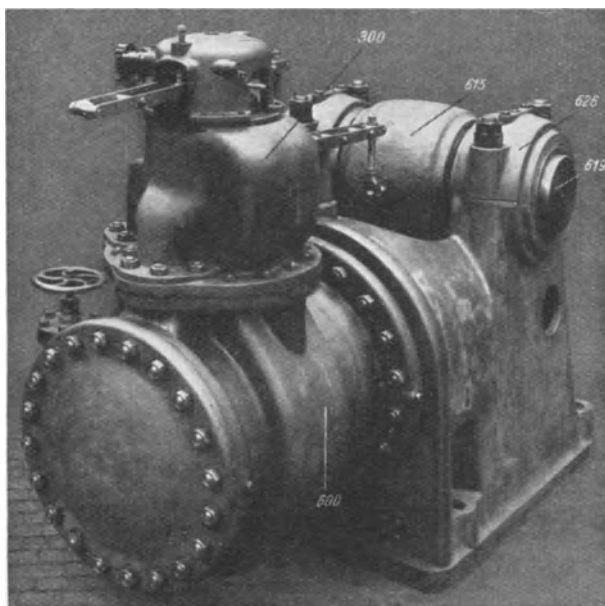


Abb. 133.

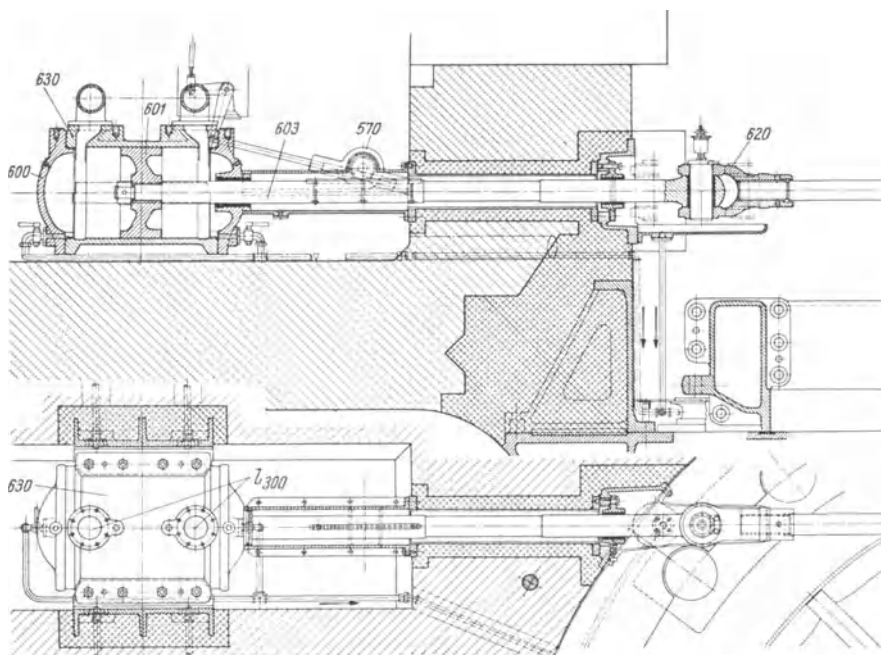


Abb. 134. (Maßstab 1:50.)

Eine besondere Stellung nehmen Arbeitswerke ein, die zum Teil mit Druckwasser betrieben werden. Die ausschließliche Betätigung durch letzteres verbietet sich aus den einer Steuerung

¹ Diese Keilart wird bei der wechselnden Krafrichtung bevorzugt.

² S. a. Abb. 230.

ungünstigen physikalischen Eigenschaften des Wassers. Hingegen kann bei Hochgefällsanlagen, bei denen Druckwasser mit genügender Pressung zur Verfügung steht, dieses zweckmäßig zur normalen Betätigung des Arbeitswerkes mit herangezogen werden, d. h. ungesteuert in Gegenwirkung zu gesteuertem Drucköl, wodurch also der Wirkung des letzteren nicht nur die Überwindung der Regulierwiderstände, sondern

auch des praktisch als gleichbleibend anzusehenden Wasserdruckes zukommt.

Abb. 135 zeigt eine derartigen Grundrissen entsprechende Auslegung eines Triebwerkes [11], bei welcher dem auf den Kolbenteil 601 wirkenden und über die normalen Einrichtungen gesteuerten Öldruck eine gleichbleibende Kraft, erzeugt durch den auf den Kolben 601a wirkenden Druck des aus der Turbinenleitung entnommenen Wassers, entgegensteht.

Falls der Wasserdruck im Schließsinne des vom Regler betätigten Absperrorgans wirkt, führt eine gewollte, bzw. durch Versagen der Druckölanlage hervorgerufene Entlastung der Zylinderseite 600 zum Abschluß der Regelungseinrichtung, so daß ohne Aufwendung zusätzlicher Mittel ein zuverlässiger Schutz des Maschinensatzes gegen die Auswirkungen des erwähnten Störungfalles gegeben erscheint.

Den ungünstigen physikalischen Eigenschaften des Wassers wird durch eine Bronzeführung der Lauffüchse 632 Rechnung getragen, während für die Abdichtung des Kolben-

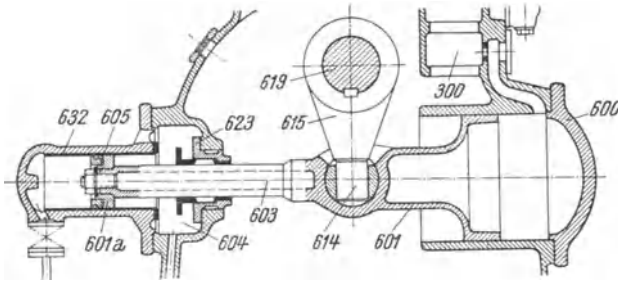


Abb. 135.

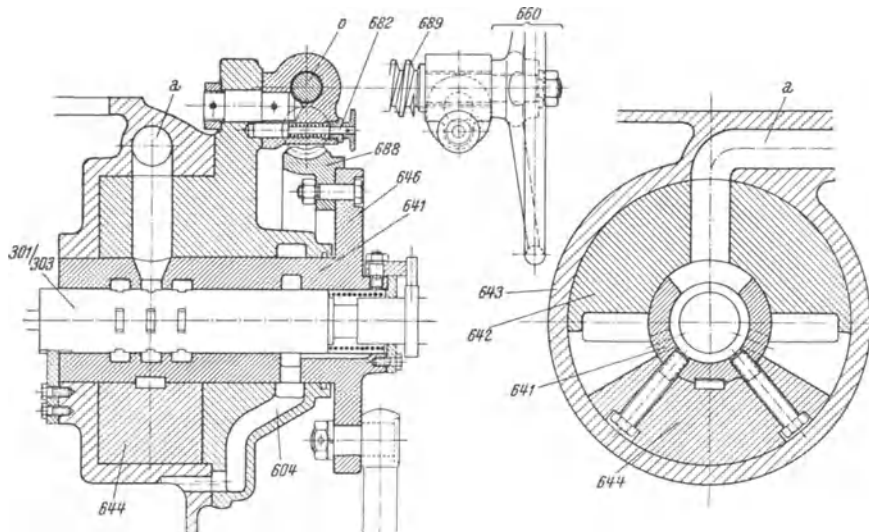


Abb. 136. Triebwerk 70 mkg. (Maßstab 1:8.)

umfangs zweckmäßig Lederstulpen (605) herangezogen werden. Um Spritzwasser vom Reglerinnern fernzuhalten, erscheint die mit Druckwasser versorgte Einrichtung vom eigentlichen Regler getrennt (604) und die Durchführung der Kolbenstange 603 durch eine besondere Stopfbüchse 623 abgedichtet.

Der Drehkolbentrieb läßt jene Konstruktionselemente vermeiden, die zur Übersetzung einer geradlinigen Kolbenbewegung in die drehende der für mittlere und kleine Turbinen zum Antrieb des eigentlichen Regelwerkes ausschließlich verwendeten Regelwelle dienen. Andererseits beschränken die grundsätzlich ungünstigeren Verhältnisse für die Kolbendichtung die Verwendung dieser Form des Triebwerkes auf Regler kleineren Arbeitsvermögens.

Abb. 136 [1] zeigt die Ausführung eines Drehkolbenarbeitswerkes, bei welchem der die innere Begrenzung des aktiven Zylinderraumes bildende Schaft 641, der zur Erzielung eines einiger-

b) Mechanische Handregelungen.

Soweit das Arbeitsvermögen des Reglers es zweckmäßig erscheinen läßt, werden dem Arbeitswerk Mechanismen hinzugefügt, welche die Verstellung des ersteren unabhängig vom Zustand der Druckölzeugungsanlage gestatten, also zum Notabschluß, bzw. zur Einstellung des Turbinen-

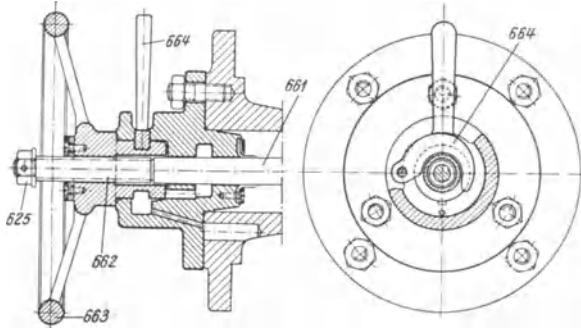


Abb. 138. Handregelung 25 mkg. (Maßstab 1:7,3.)

leitapparates auf eine bestimmte Öffnung vor Betriebsbereitschaft der Druckölversorgungsanlage dienen. Zur Übersetzung der Handkraft in die jeweilig erforderliche Verstellkraft am Arbeitswerk werden die üblichen Mittel herangezogen, überwiegend Spindeltriebe allein oder kombiniert mit weiter übersetzenden Getrieben, je nach den auszuübenden Kräften. Die Durchbildung der Mechanismen zur Aus- bzw. Einschaltung der Handregelung richtet sich nach der grundsätzlichen Auslegung letzterer, die durch die zu übertragenden Kräfte, bzw. betriebstechnische Forderungen bestimmt ist. Abb. 138 zeigt einen einfachen Spindeltrieb [2], bei dem die mit dem Handrad 663 vereinigte Mutter 662 in axialer Richtung mittels der Gabel 664 festgelegt werden kann und damit die Spindel 661 sowie das mit ihr verbundene Arbeitswerk verstellen läßt. Im ausgerückten Zustand muß das Handrad, um den ganzen Hub des Reglers freizugeben, gegen den Anschlag 625 am Ende der Spindel 661 geschraubt sein, so daß also während des selbsttätigen Betriebes das Handrad mit dem Arbeitskolben wandert. Dieser Umstand sowie die

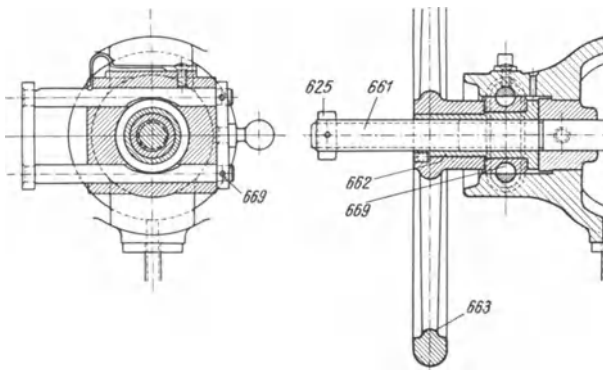


Abb. 139.

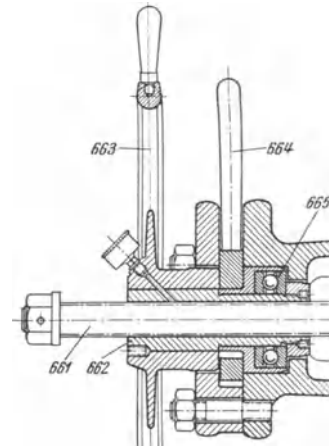


Abb. 140. Handregelung 400 mkg. (Maßstab 1:8.)

ungünstige Beanspruchung der Spindel durch das Gewicht des auskragenden Handrades beschränken derartige Anordnungen auf Regler kleineren Arbeitsvermögens. An Stelle der axialen Festlegung der Handradmutter mittels der Gabel 664 kann ein Bolzenschloß 669 Verwendung finden (Abb. 139 [23]).

Bei einigermaßen bedeutenderen Verstellkräften wirkt das Moment der Spurreibung zwischen gedrehtem Teil und der diesen an der axialen Verschiebung hindernden Feststellvorrichtung A_0 , dem maximal zu übertragenden Moment M_{a0} und dem Gesamtwinkel α_0 die Beziehung $M_{a0} \cong \alpha_0 A_0$ besteht, der geringst erforderliche Durchmesser der Regelwelle bei einer Übertragungslänge L (in m) derselben zu

$$d^{\text{cm}} = C \cdot \sqrt[4]{A_0 L}$$

mit $C = 2,2$ angegeben werden.

(nach D. THOMA kann C bis auf 1,6 bei Antrieb eines Leitapparates herabgesetzt werden).

Falls mehrere Leitapparate von einer Regelwelle aus betätigt werden, gilt für die Regelwelle konstanten Durchmessers

$$d^{\text{cm}} = C \cdot \sqrt[4]{\sum A_0 L}$$

unzweckmäßig vergrößernd auf das von Hand aus einzuleitende Moment. Zur Verminderung der Spurreibung werden die letztere erzeugenden Kräfte zweckmäßig über Kugellager (665) geleitet (Abb. 140).

Die ortsfeste Anordnung des Handrades unter Beibehaltung des Spindeltriebes wird durch eine Ausbildung des Handregelungsmechanismus (Abb. 141) ermöglicht [8], bei welcher die Verstellspindel 661, im ausgerückten Zustande der Handregelung bei Bewegungen des Kolbens 601 in der Büchse 663a des Handrades gleitend, durch einen Bolzen 666 mit dem Handrad 663 starr verbunden werden kann; hierbei ist die Lage der Kupplungsbohrung 666 so gewählt, daß bei eingestecktem Bolzen 666 die Spindel 661 durch den Ansatz der Handradnabe 663a und den Bundring 667 axial festgestellt wird.

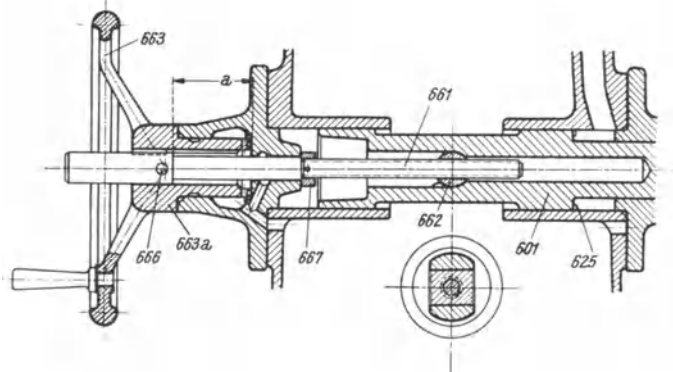


Abb. 141. Triebwerk 15 mkg. (Maßstab 1:6,7.)

Die dargestellte Konstruktion bietet die Möglichkeit, den Arbeitskolbenhub unmittelbar und einstellbar zu begrenzen. Zum Verständnis dieser Funktion muß vorausgeschickt werden, daß der Weg a der Verstellspindel mit dem Gesamthub des Arbeitskolbens übereinstimmt. Der volle Freigang des letzteren setzt somit eine bestimmte relative Stellung des Spindeltriebes gegen den Arbeitskolben 601 voraus, bei welcher die Endstellungen korrespondierend einander zugeordnet sind. Abweichungen von dieser Einstellung führen notwendigerweise zu einer einseitigen Beschränkung des freien Kolbenhubes um den Betrag und im Sinne der relativen Verlagerung beider Wege gegeneinander. Letztere kann bei ausgelöster Kupplung 666 durch Verdrehung der Spindel 661 erfolgen, wobei eine Skala am äußeren Teil dieser, welche mit dem Öffnungsanzeiger auf der Reglerwelle korrespondiert, die vorbereitende Einstellung einer bestimmten Regleröffnung ermöglicht.

Mit feststehendem Handrad arbeitet auch die Einrichtung [11] Abb. 142, bei welcher der auf der Regelwelle 619 sitzende Hebel 615 und die mittels des Handrades 663 bewegte Spindel 661 über eine Kulisse 668 verbunden werden, welche das freie Spiel des Hebels 615 bei Führung des Kulissenschlitzes auf dem Kurbelbolzen 614 gestattet. Die eindeutige Zuordnung von Hebel- und Spindelstellung erfolgt nun dadurch, daß der Kupplungsbolzen in den seitlichen Schlitz s der Kulisse eingebracht wird, wozu letztere mittels des Handrades 663 in die entsprechende Stellung gegenüber dem Regelhebel 615 zu führen ist. Durch Verdrehung des entsprechend der verengten Durchführung s_1 abgeflachten Bolzens 614 wird dessen Sicherung in der eingerückten Stellung veranlaßt.

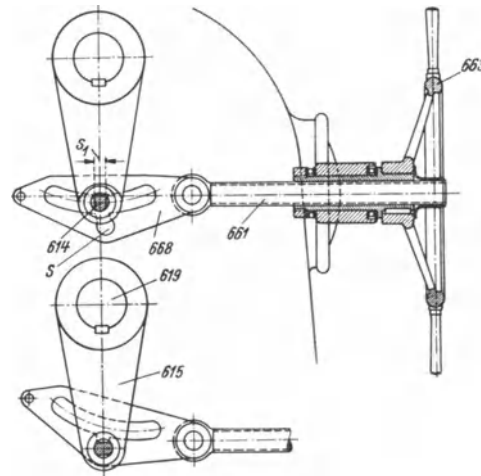


Abb. 142.

Falls die Notwendigkeit vorliegt, mittels der Handregelung Verstellkräfte aufzubringen, die neben dem Spindeltrieb weitere Übersetzungen durch Zahn- oder Schneckenräder erfordern, eignen sich Anordnungen mit bewegtem Antriebsmechanismus, wie etwa Auslegungen gemäß Abb. 140, nicht mehr. Die ortsfeste Anordnung des zusätzlichen Übersetzungsgetriebes kann durch eine Auslegung gemäß Abb. 143 [11] erreicht werden, bei welcher die Kupplung der auf der Kolbenstange 603 geführten und über den Schneckentrieb 688, 689 und Gewindemutter 662 verstellbaren Gewindehülse 661 mit der Kolbenstange 603 durch einen einzusteckenden Quer-

keil 674 vorgenommen wird.¹ Hierzu ist erforderlich, daß die Gewindehülse 661 der Kolbenstange 603 in jene Stellung nachgeführt wird, bei welcher die Verbindung der Getriebeteile 661, 603 mittels 674 erfolgen kann.

Diesen Vorgang vermeiden Konstruktionen, welche die Kupplung der mit Bewegungsgewinde ausgestatteten Kolbenstange über eine in axialer Richtung festgehaltene zweiteilige

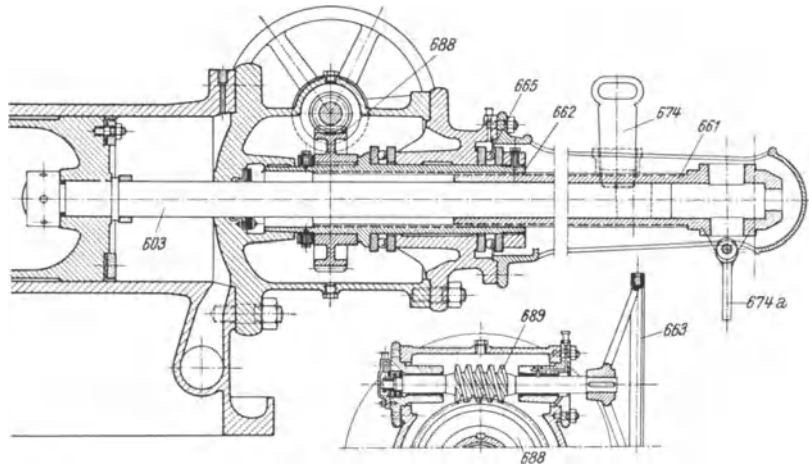


Abb. 143. Handregelung 5000 mkg. (Maßstab 1:17,5.)

Mutter vorsehen, deren Hälften zur Entkupplung, bzw. Einrückung der Handregelung auseinandergezogen, bzw. geschlossen werden. Die in einer Führung senkrecht zur Spindelachse bewegten Mutterhälften 675 (Abb. 144 [1]) können mittels der Bolzen 676, die in schiefen Schlitzern der durch das Handrad 678 verdrehbaren Platte 677 gleiten, gleichmäßig der Spindelachse genähert, bzw. von dieser entfernt werden, wobei bei übereinstimmender Lage von Spindel- und Muttergewinde die Einrückung durch ein Weiterdrehen des Handrades 678 erfolgen kann.

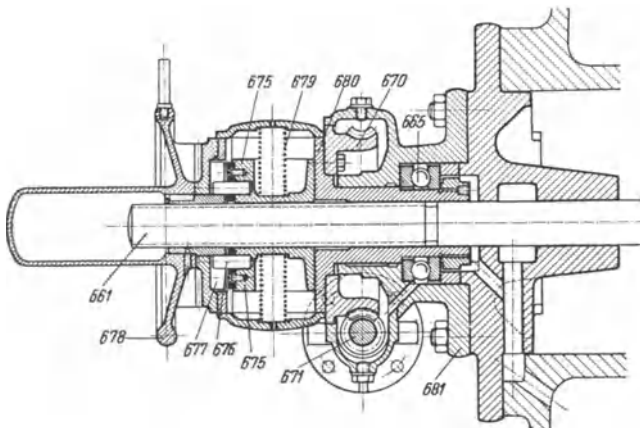


Abb. 144. Handregelung 3500 mkg. (Maßstab 1:12.)

Bolzen 676 tragenden Ringes 678 eingerückt werden. Die auf letzteren nach Lösung der Verriegelung 682 im Sinne der Einrückung der Mutterhälften wirksam werdende Kraft der Feder 679 führt die Gewindehälften an die Mutter heran und stellt bei übereinstimmender Lage der Gewinde den Eingriff her. Die Ausschaltung hat durch Drehen des Zwischenringes 678 im entgegengesetzten Sinne mittels des Handgriffes 678 a zu erfolgen, wobei die selbsttätig einspringende Verriegelung 682 die Feststellung des Kupplungsmechanismus in der Offenlage durchführt. Der Grundkörper 680

Die Einrückungstendenz wird unterstützt durch die Wirkung der Federn 679. Das die Führung der Mutterhälften bildende Gehäuse 680 trägt einerseits den Schneckenkranz 670 und ist andererseits in der mit dem Regleruntersatz verbundenen Tragkonstruktion 681 gelagert sowie über das Kugellager 665 gespurt.

Der selbsttätige Eingriff der Mutterhälften wird durch eine Ausbildung des Kupplungsmechanismus gemäß Abb. 145 erreicht [2], bei der die beiden Gewindebacken 675, im Grundkörper 680 radial geführt, über die schiefen Schlitz 677 durch Verdrehung des die

¹ Zur leichteren Lösung des Querkeiles kann dieser mittels des Exzenters 674 a angehoben werden.

ist im festen Gehäuseteil *681* gelagert sowie gespurt (*665*) und trägt das größere Rad des zusätzlich vorgesehenen Kegelradtriebes *685*, *686*, welcher durch die Haube *687* vollständig gekapselt erscheint.

Bei den vorerwähnten Konstruktionen mit bewegter Spindel muß in der Richtung der Zylinderachse anschließend an die Kupplungseinrichtung noch ein freier Raum im ungefähren

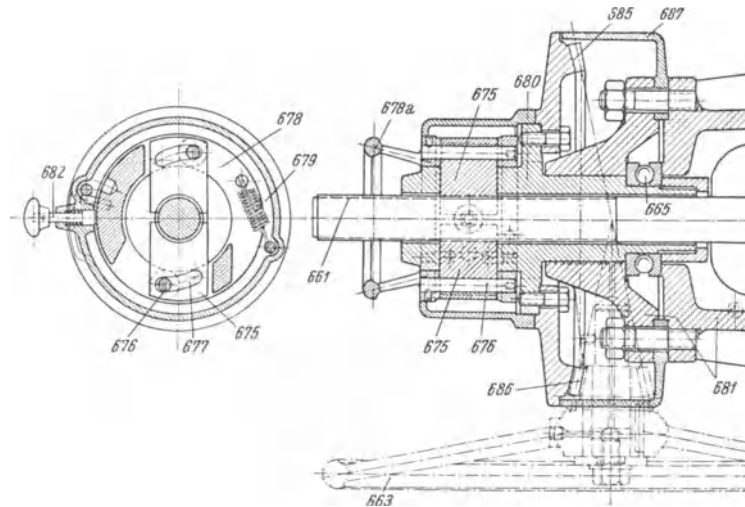


Abb. 145. Handregelung 1200 mkg. (Maßstab 1:8.)

Längenausmaß des Kolbenhubes für die Bewegung der Spindel freigehalten werden. Diese Notwendigkeit entfällt für Anordnungen, bei welchen die Spindel axial unverschieblich gelagert und die Kupplungseinrichtung mit dem Kolben vereinigt ist, wobei wohl, soll die Baulänge hiervon nicht ungünstig beeinflußt werden, für die Spindel die Möglichkeit geschaffen werden muß, in das Innere des Kolbens eingeschoben werden zu können. Die hierdurch bedingte Anwendung

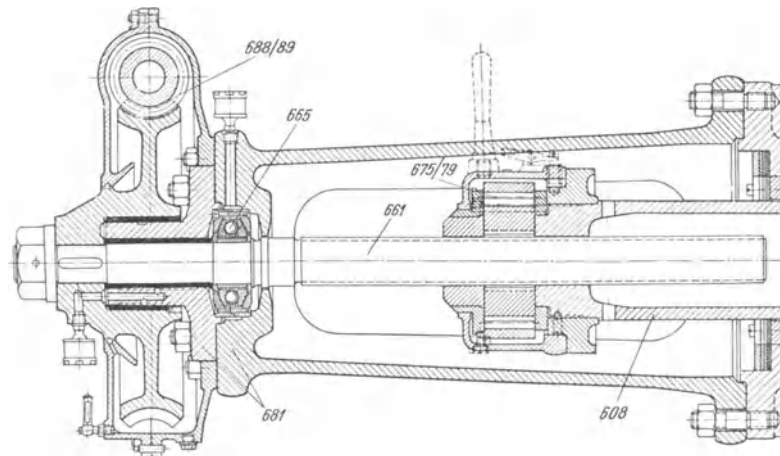


Abb. 146. Handregelung 5000 mkg. (Maßstab 1:12,5.)

eines Hohlkolbens liegt jedoch, wie bereits früher erwähnt, auch in der Richtung der möglichsten Beschränkung der Baulänge des Arbeitswerkes.

Abb. 146 zeigt die Konstruktion [17] einer nach dem vorerwähnten Grundsatz ausgebildeten handbetätigten Verstelleinrichtung: die über das Wechseldrucklager *665* axial festgehaltene Spindel *661*, welche durch das Schneckengetriebe *688*, *689* gedreht werden kann; die mit dem Kolbenrohr *608* vereinigte Kupplungseinrichtung *675* bis *679* der Bauart Abb. 145 sowie die Tragkonstruktion *681* für Spindellagerung und Antrieb.

Der Vollständigkeit halber sei noch auf die Möglichkeit hingewiesen, durch schwenkbare Anordnung von Getrieberädern (Zahnräder, Schnecken) die Kupplung zwischen Arbeitswerk und Handantrieb durchzuführen [1] (Abb. 136).¹

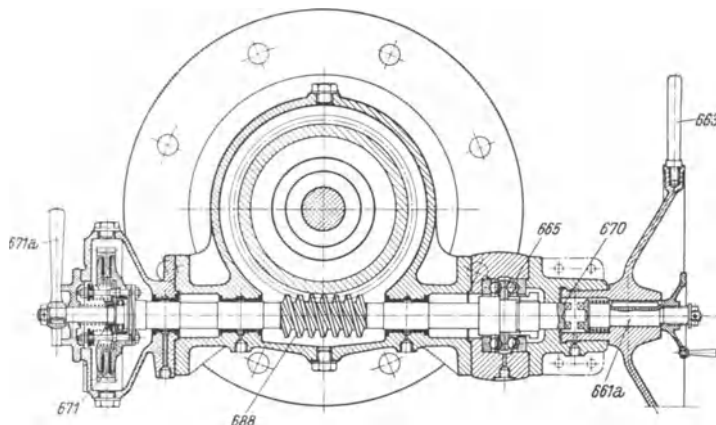


Abb. 147. (Maßstab 1:12,2.)

einer schiefen Ebene anzuhebenden Hebels 671a entlastet werden kann. Die Anschaltung des zur Handbetätigung vorgesehenen Schneckentriebes 688 wird durch die mittels der Spindel 661a bewegte Klauenkupplung 670 ermöglicht.

c) Hydraulische Handsteuerungen.

Für Regler großen Arbeitsvermögens — 5000 mkg und mehr — kann Einrichtungen, welche mittels mechanischer Übersetzungen die Verstellung des Arbeitswerkes von Hand aus, bzw.

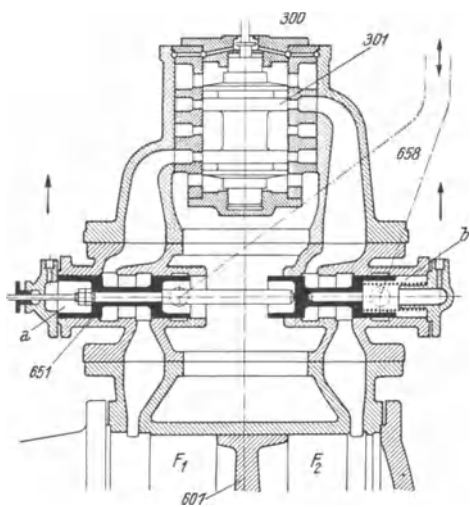


Abb. 148.

unter wirtschaftlichen Aufwendungen elektromotorisch durchführen lassen, infolge der nur erreichbaren geringen Geschwindigkeiten der Arbeitskolbenbewegung nicht mehr der Wert einer zusätzlichen Vorsorge zur Herbeiführung eines genügend raschen Schlusses der Leitvorrichtung bei Versagen der hydraulischen Regelung zugebilligt werden. Die Aufbringung derartiger Leistungen, wie sie bei Reglern des gekennzeichneten Arbeitsvermögens infolge der Regulierkräfte und der zu fordernden Regelgeschwindigkeit auftreten, bleibt zweckmäßig der Öldruckbetätigung vorbehalten, so daß zusätzliche, von Hand zu betätigende Einrichtungen sich der — bei Großkraftanlagen an sich weitgehend gesicherten — Druckölerzeugungsanlage bedienen und durch erstere nur die Umgehung der Steuereinrichtungen der selbsttätigen Regelung, also des Steuerwerkes und des Hauptschaltventils, vorgenommen wird. Die Betriebssicherheit sachgemäß durchgebildeter Regler läßt

im allgemeinen derartige Maßnahmen nicht als unbedingt erforderlich erscheinen; immerhin bringen sie eine wertvolle Erhöhung der Schutzbereitschaft, um so mehr, als diese Einrichtungen einer Selbststeuerung unterstellt werden können.²

Zur Handsteuerung werden in der Regel einfache Kolbenschieber benützt, deren Verstellmechanismus über ein Rückführgestänge mit dem zu steuernden Arbeitswerk in Verbindung steht, um eine eindeutige Zuordnung der Stellung des letzteren und der Handsteuerung über die Mittelstellung des Handsteuerventils herbeizuführen. So wird für die in Abb. 298 dar-

¹ 689 Schwenkschnecke, 682 Feststellung.

² S. hierzu Abschnitt XII, S. 206.

gestellte hydraulische Handregelung der Schaltkolben 651 mittels der Handspindel 653 verstellt, die ihrerseits in der vom Arbeitswerk her über die Rückführung 570a bewegten Mutter 654 gehalten ist. Die Anschaltung der zum Arbeitszylinder führenden Kanäle an das Handsteuer-ventil 651 und die gleichzeitige Abtrennung dieser vom Steuerventil der selbsttätigen Regelung erfolgt im gegenständlichen Falle durch Absperrventile 656, 656a, welche in die genannten Leitungen gelegt sowie mit hydraulischem Antrieb versehen sind und von einem Umschaltventil 657 in entsprechender Weise gemeinsam gesteuert werden.

Normalerweise erfolgt die Druckölversorgung der hydraulischen Handregelung von der Druckspeicheranlage aus; falls die Bereitstellung des Drucköles auch durch Notpumpen zusätzlich gesichert ist, wird zweckmäßig die Möglichkeit der Umschaltung dieser auf die hydraulische Handbetätigung vorgesehen, wodurch der Bereitschaftswert der Einrichtung wesentlich erhöht erscheint.

Die Umschaltung der Steuerwege kann auch in einfacher Weise durch die in Abb. 148 dargestellte Einrichtung erfolgen. Der Kolbenschieber 651 gibt in der gezeichneten Lage die Ver-

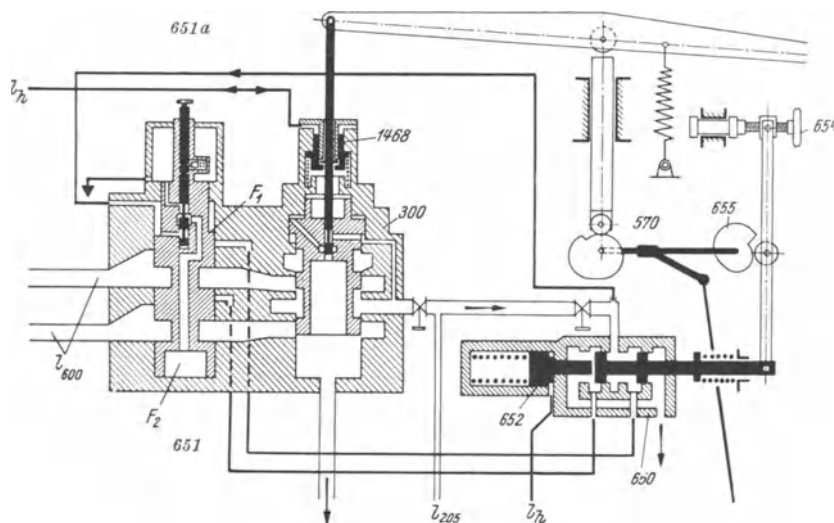


Abb. 149.

bindung zwischen den vom Hauptschaltventil 300 abgehenden Kanälen und den beiden Zylinderseiten F_1 , F_2 frei, während letztere im Falle der Verschiebung des Kolbens 651 in seine andere Endlage mit den Zuführungen 658 zum Handsteuerventil verbunden werden. Eine vom Hauptarbeitskolben 601 abgeleitete Rückführung ordnet hierbei über die Mittelstellung des Schaltkolbens des Handsteuerventiles die Stellungen von Handsteuerung und Hauptarbeitskolben eindeutig einander zu. Der Stellungswechsel des Umschaltkolbens wird durch entsprechende Beaufschlagung bzw. Entlastung der Steuerräume *a* und *b* über eine Hahnsteuerung von Hand aus eingeleitet.

Ausführungen gemäß Abb. 149 (s. a. Abb. 314) sehen die von Hand aus durchzuführende relative Verstellung des Steuerstiftes 651a gegen den Umschaltkolben 651 vor, wodurch die gesteuerte Fläche F_2 , die in Gegenwirkung zur dauernd beaufschlagten Fläche F_1 steht, entweder unter Druck gesetzt oder entlastet und die Verschiebung des Umschaltkolbens 651 in die obere oder untere Endstellung eingeleitet wird. Hierdurch erscheinen die Verbindungsleitungen l_{600} zum Arbeitszylinder entweder an die Leitung zum Handsteuerventil 650 oder Hauptsteuerventil 300 angeschlossen.

In anderen Ausführungen (Abb. 297) ist das Handsteuerventil 650 mittels eines Gestänges 657 an den gleichen Punkt der Spindel angeschlossen wie die Öffnungsbegrenzung¹ und steht unter dem Einfluß einer eigenen Rückführung 655. Infolge dieses Zusammenhanges kann daher die

¹ S. Abschnitt XII, S. 205.

Handsteuerung von der gleichen Steuerstelle aus bedient werden wie die Öffnungsbegrenzung. Die Umschaltung des Kolbenschiebers 651 aus der einen Endlage in die andere erfolgt durch Um-

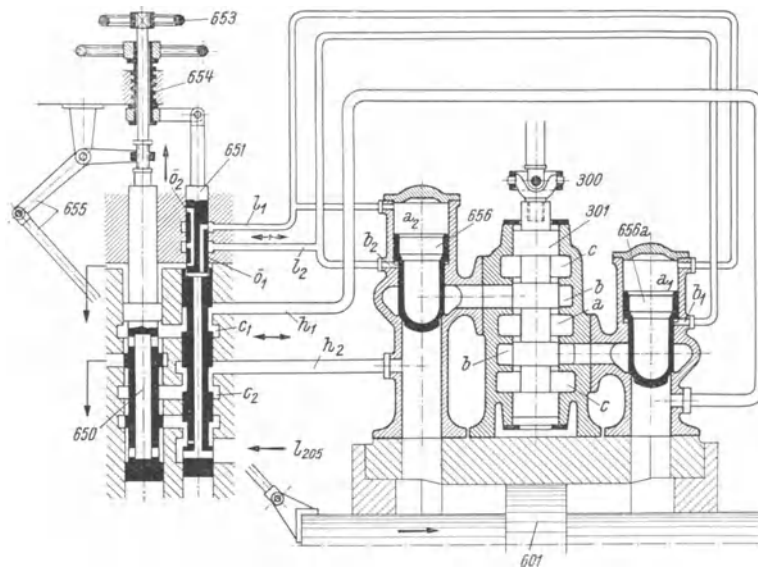


Abb. 150.

stellung des Schaltstiftes 656. Ein stoßfreier Übergang auf Handsteuerung setzt die Übereinstimmung von tatsächlicher und der der augenblicklichen Stellung der Öffnungsbegrenzung zugehörigen Leitschaukelstellung voraus. Um die Einstellung der Öffnungsbegrenzung 470 vor Übergang auf Handsteuerung in übersichtlicher Weise verfolgen zu können, wird die Stellung ersterer mit der jeweiligen Leitschaukelstellung, abgebildet in der Rückführung 655a, über das Doppelzeigerwerk 580 verglichen, welches in der Deckstellung der Zeiger in sinnfälliger Weise die erforderliche Übereinstimmung und damit die Zulässigkeit der Umschaltung erkennen läßt (Abb. 236).

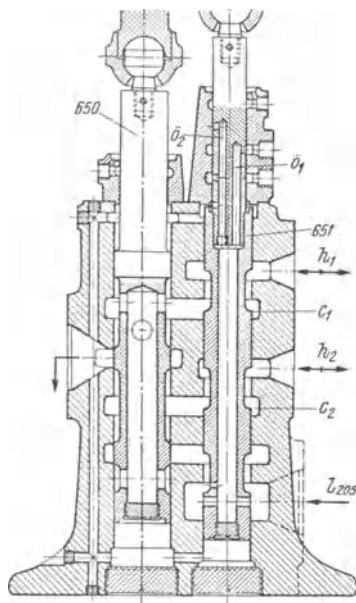


Abb. 151. (Maßstab 1:9.)

Für Regler besonders großen Arbeitsvermögens werden für die Absperrung der verhältnismäßig weiten Kanäle zwischen Arbeitszylinder und Steuerventil zweckmäßig eigene öldruckbetätigte Ventile verwendet (Abb. 150). Für die dargestellte Ausführung¹ wird die Steuerung dieser (656) von einem besonderen Umschaltkolben 651 abgeleitet, der in der gezeichneten Lage durch Beaufschlagung der Stellerräume a_1, a_2 über Leitung l_1 und Ölzuführung σ_1 im Umschaltkolben 651 bei gleichzeitiger Entlastung der Stellerräume b_1, b_2 über Leitung l_2 und Ölabbströmung σ_2 die Ventile 656, 656a geschlossen hält und damit die Verteilkammern b im Hauptsteuerventil 300 von den zugeordneten Räumen im Arbeitszylinder abtrennt. Gleichzeitig werden die Hilfsleitungen h_1, h_2 über die Kammern c_1, c_2 an das Schaltventil 650 angeschlossen, dessen Kolben durch Verschiebung aus der dargestellten Mittellage mittels des Handradtriebes 653 die wechselweise Beaufschlagung bzw. Entlastung der Hilfsleitungen h_1, h_2 und damit die Beaufschlagung des Arbeitskolbens 600 durchführen läßt. Rückführung 655 sorgt für die eindeutige Zuordnung der Stellungen von Handrad 653 und Arbeitskolben 601.

Andererseits werden durch Verstellung des Umschaltkolbens 651 in die andere Endlage mit Hilfe des Spindeltriebes 654 die Blockierventile 656, 656a durch Entlastung der Stellerräume a_1, a_2

¹ Nach D. THOMA; Ausführung der Fynshyttan A. B.

bzw. Beaufschlagung von b_1 , b_2 angehoben, so daß die Verbindung des Hauptsteuerventils (Kolben 301) mit dem Arbeitswerk 600 hergestellt wird. Gleichzeitig mit der Umstellung des Schaltkolbens 651 erfolgt die Abtrennung der Kammern c_1 , c_2 von den Hilfsleitungen h_1 , h_2 , wodurch die Handsteuerung vom Regelkreis abgeschaltet wird.

Abb. 151 zeigt die konstruktive Durchbildung des Umschalt- und Steuerventils.

Auf Reglertypen mittleren und kleinen Arbeitsvermögens findet die hydraulische Handbetätigung als Ersatz der mechanischen Handregelung nur selten Anwendung. Dies erscheint begründet in der Unabhängigkeit letzterer von irgendwelchen zusätzlichen Mitteln, wie diese etwa als Drucköl für die erstgenannte Anordnung zur Verfügung stehen müssen. Da die Betriebsbereitschaft der normalen Druckölerzeugungsanlage — des Druckspeichers bzw. der Ölpumpenanlage des Reglers — nicht unter allen Umständen als gegeben angenommen werden kann, bzw. gerade der Ausfall dieser Einrichtung die Unterstellung der Regelung unter den Einfluß der Handbetätigung notwendig macht, verlangt eine Sicherstellung der Betriebsfähigkeit der hydraulische Mittel heranziehenden Handsteuerung die Anwendung zusätzlicher unabhängiger Druckölquellen.¹

d) Steuerverbindung: Druckölkreis-Handregelung.

Die Verstellung des Leitwerkes mittels der Handregelung setzt die Abschaltung der Druckölerzeugungsanlage voraus unter gleichzeitigen Maßnahmen, welche auch bei ungünstiger, d. i. der beabsichtigten Bewegung nicht entsprechender Stellung des Steuerventilkolbens keinen

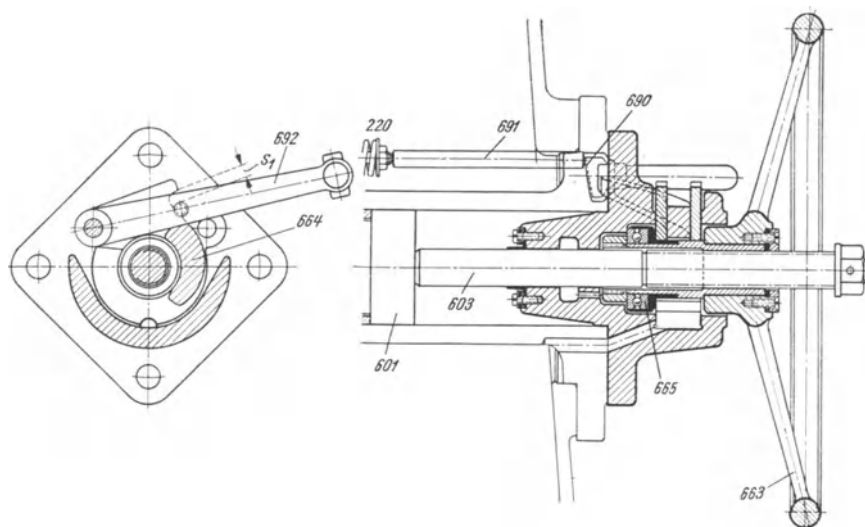


Abb. 152. Handregelung 100 mkg. (Maßstab 1:6.)

praktisch wesentlichen Arbeitsaufwand zur Ausschließung des entgegenstehenden Zylinderinhaltes erforderlich machen. Für Durchflußregler genügt, wie leicht einzusehen ist, die Eröffnung eines Nebenauslasses in der Pumpendruckleitung; für Windkesselregler bedarf es neben der Abschaltung des Druckspeichers der Herstellung einer Verbindung der Zylinderseiten. Umgekehrt haben bei eingeschalteter selbsttätiger Regelung die erwähnten Nebenwege geschlossen zu sein.

Der Umstand, daß somit an die Ein- bzw. Auskupplung der Handregelung weitere Schalthandlungen geknüpft sind, legt eine zwangsläufige Anbindung dieser nahe, wodurch die Bedienung an sich vereinfacht und die richtige Schaltfolge gesichert werden kann. Bezüglich letzterer hat allgemein zu gelten, daß immer eine der Einrichtungen in Wirksamkeit zu sein hat, also die selbsttätige Regelung erst ausgeschaltet werden darf, wenn die Handregelung bereits eingerückt

¹ Die hydraulische Handsteuerung unter Verzicht auf eine rein mechanische Handregelung wird auch für Serienregler seitens der Kvaerner Brug A. B. gepflegt. Die Regler sind sinngemäß mit einer zusätzlichen Hilfspumpe, die in der Regel elektromotorisch angetrieben ist, ausgestattet.

ist, umgekehrt letztere erst ausgerückt werden darf, wenn die selbsttätigen Regelungseinrichtungen mit Arbeits- und Steueröl versorgt sind. Für Durchflußregler läßt sich dies in einfacher Weise mit einer Ausbildung der Handregelung nach Abb. 152 [2]¹ erreichen, bei welcher der die

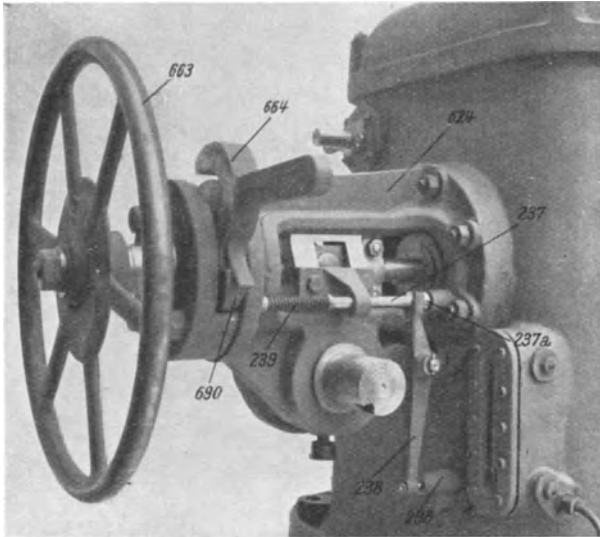


Abb. 153.

der gemeinsamen und folgerichtigen Schaltung von Handregelung und Druckölkreis. Hierzu kann etwa die hydraulische Steuerung des selbsttätigen Absperrventils einem Hilfsventil 236 (Abb. 153) [2] unterstellt werden, das, solange die Handregelung (Gabel 664) ausgerückt ist, durch Windkesseldruck offengehalten wird, da der Druckstift 237, der über Anschlag 237a und Hebel 238 eine Schließbewegung des Ventilstiftes 236 einleiten könnte, an einer derartigen

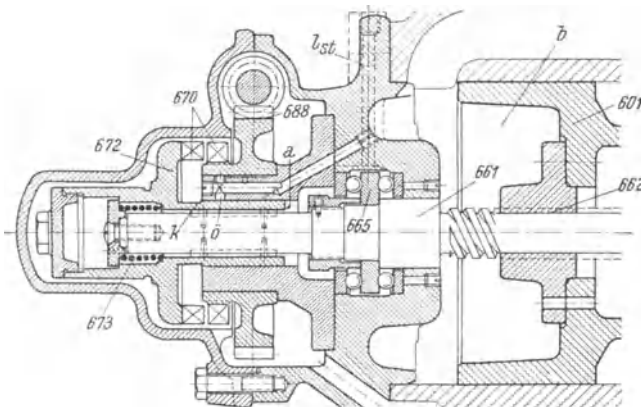


Abb. 154. Handregelung 1000 mkg. (Maßstab 1 : 7,5.)

Steuerung der Handregelung in Abhängigkeit vom Zustand des Ölkreislaufes erfolgen. Bei der in Abb. 154 dargestellten Handregelungseinrichtung [8] erfolgt mit Unterdrucksetzung des Raumes *a* über die Steuerleitung l_{st} und der damit verbundenen Ausschabung des Kolbens 672 gegen die Kraft der Feder 673 die Lösung der Zahnkupplung 670, wodurch die Spindel 661 vom

Feststellung besorgende Hebel 664/692 über Keilstück 690 und Stift 691 das Sicherheitsventil 220 zum Regler aufzudrücken imstande ist. Bei Einlegen der Handregelung wird somit bei praktisch genügend vollzogener Feststellung der Spindel auch der Ölkreis durch Aufdrücken des Sicherheitsventiles entlastet. Umgekehrt wird bei Übergang auf selbsttätige Regelung dadurch, daß der Hebel 692 die Gabel 664 erst nach Zurücklegung des Leerganges s_1 mitnimmt, zunächst der Schluß des Sicherheitsventils, also die Anschaltung der Reglerpumpenförderung und anschließend daran erst die Ausschaltung der Handregelung vorgenommen.

Auch für Windkesselregler, insofern sie mit selbsttätigem Hauptabsperrentil² ausgerüstet sind, besteht die Möglichkeit

Bewegung durch den mit dem Gabelhebel 664 verbundenen Anschlag 690 daran gehindert ist. Wird jedoch die Handregelung eingerückt, wird Druckstift 237 frei gegeben und unter Wirkung der Feder 239 in eine Lage verschoben, bei welcher das von ihm zwangsläufig bewegte Hilfsventil 236 die Leitung zum hydraulischen Antrieb des Hauptabsperrentils entlastet, wodurch letzteres schließt.

Anstatt den Ölkreislauf abhängig von dem jeweiligen Betriebszustand der Handregelung zu steuern, kann auch eine — in diesem Falle zweckmäßig hydraulisch durchzuführende —

¹ Nach Angabe des Verfassers.

² Das Hauptabsperrrorgan zum Windkessel wird nicht von Hand aus betätigt, sondern hydraulisch gesteuert; s. a. Abschnitt XII. Diesbezüglich sei vorausgesetzt, daß durch Beaufschlagung des den Ventilkörper betätigenden Hilfsgetriebes ersterer öffnet, bei Entlastung der Öldruckbetätigung hingegen in seine Schließlage geht.

Schneckenantrieb 688 abgeschaltet wird. Um die Bewegungsmöglichkeit des die Gegenmutter 662 tragenden Kolbens 601 nicht zu unterbinden, darf die Gewindespindel 661 nicht selbstsperrend sein, wobei es ebenso selbstverständlich erscheint, daß die zur Drehung der Gewindespindel vom Öldruck aufzubringende Kraft, die im wesentlichen durch das Reibungsmoment an der doppelt wirkenden Spurung 665 bestimmt ist, durch entsprechende Ausstattung letzterer mit Kugellager möglichst herabgesetzt wird. Die durch die Verwendung der steilgängiger Spindel notwendig werdende größere Übersetzung im übrigen Teil des Getriebes wird weitgehend aufgewogen durch den besseren Wirkungsgrad der steilen Schraube.

Die Behinderung der Handregelung durch einen etwa bei ungünstiger Stellung des Steuerventils abgeschlossenen Ölinhalt des Zylinderraumes *b* (s. a. Abb. 156) wird durch eine Entlastung (δ) des letzteren, die bei eingerückter Kupplung über die Steuerkante *k* zur Wirkung kommt, vermieden.

Für den ungestörten Betrieb bietet diese Auslegung die gleichen Vorteile wie ihre vorerwähnte Umkehrung. Bei unzulässig tiefem Absinken des Öldruckes hingegen erfolgt selbsttätig die Einschaltung der Handregelung und damit die Feststellung des Leitapparates, ein

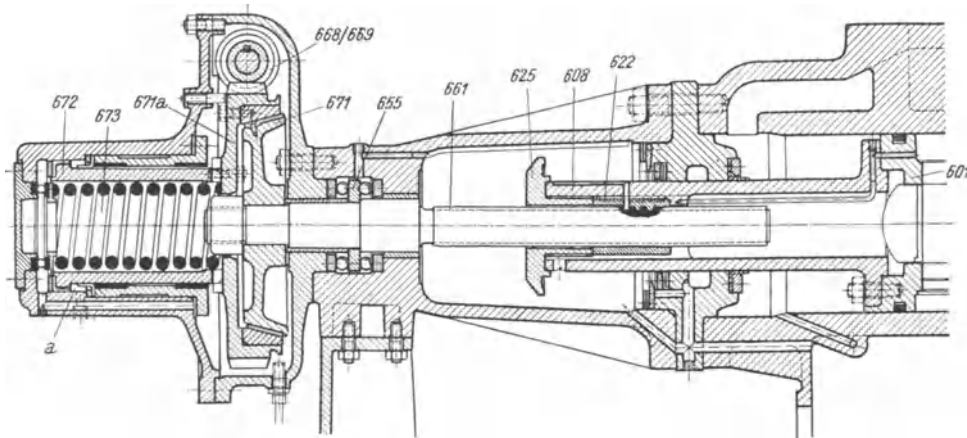


Abb. 155. Handregelung 3000 mkg. (Maßstab 1 : 12.)

601 = Hohlkolben, 608 = Kolbenrohr, 622 = Spindelmutter, 625 = Anschlag, 661 = (axialfeststehende) Spindel, 655 = Wechseldrucklager, 671, 671 a = Reibungskupplung, 672, 673 = hydraulische Ausrückeinrichtung, 668/669 = Schneckenantrieb.

Vorgang, der bei weitgehend selbstgesteuerten Anlagen wertvoll sein kann. Abb. 155 [2] stellt eine nach den gleichen Grundsätzen entwickelte Handbetätigung für einen Regler von 3000 mkg Arbeitsvermögens dar; abweichend ist an Stelle der starren Kupplung eine Reibungskupplung 671 angewendet worden, die bei jeder beliebigen gegenseitigen Stellung der beiden die Kupplung besorgenden Teile diese durchführen läßt. Die Lüftung der Kupplung erfolgt durch Unterdrucksetzung des Raumes *a*, wodurch entgegen der Wirkung der Feder 673 das äußere Reibrad 671a, welches auch den Schneckenkranz 688 des nachgeschalteten Getriebes trägt, abgehoben wird. Umgekehrt erfolgt bei Entlastung der Kammer *a* der Schluß der Kupplung. Über die Selbststeuerung dieser Handregelung sowie jener der Entlastungsventile für die Zylinderräume, die aus dem Bedürfnis der möglichst einfachen In- und Außerdienststellung eines Windkesselreglers des obengenannten Arbeitsvermögens hervorgegangen ist, wird im Abschnitt XII berichtet.

VII. Ausführungsformen.

Dem selbsttätigen Regler als Hilfseinrichtung kann naturgemäß nur im beschränkten Ausmaß ein Einfluß auf die Disposition des Maschinensatzes eingeräumt werden. Andererseits muß der Serienherstellung halber die Anpassung des Reglers an die besonderen Aufstellungsbedingungen durch die Möglichkeit wechselweiser Anordnung der hiervon betroffenen Konstruktionsgruppen — so des Arbeitswerkes und der Handregelung, des Pumpen- und Pendelantriebes — konstruktiv vorbereitet sein. Die Drehrichtung von Pendel und Pumpe soll frei wählbar sein.

Diese Gesichtspunkte erscheinen soweit wie möglich in der Ausbildung der einzelnen Konstruktionsgruppen berücksichtigt, worauf an früherer Stelle bereits hingewiesen wurde. Die

Beeinflussung des Gesamtaufbaues kann aus den folgenden Darlegungen, die sich mit dem Aufbau serienmäßig erzeugter Regler beschäftigen, entnommen werden.

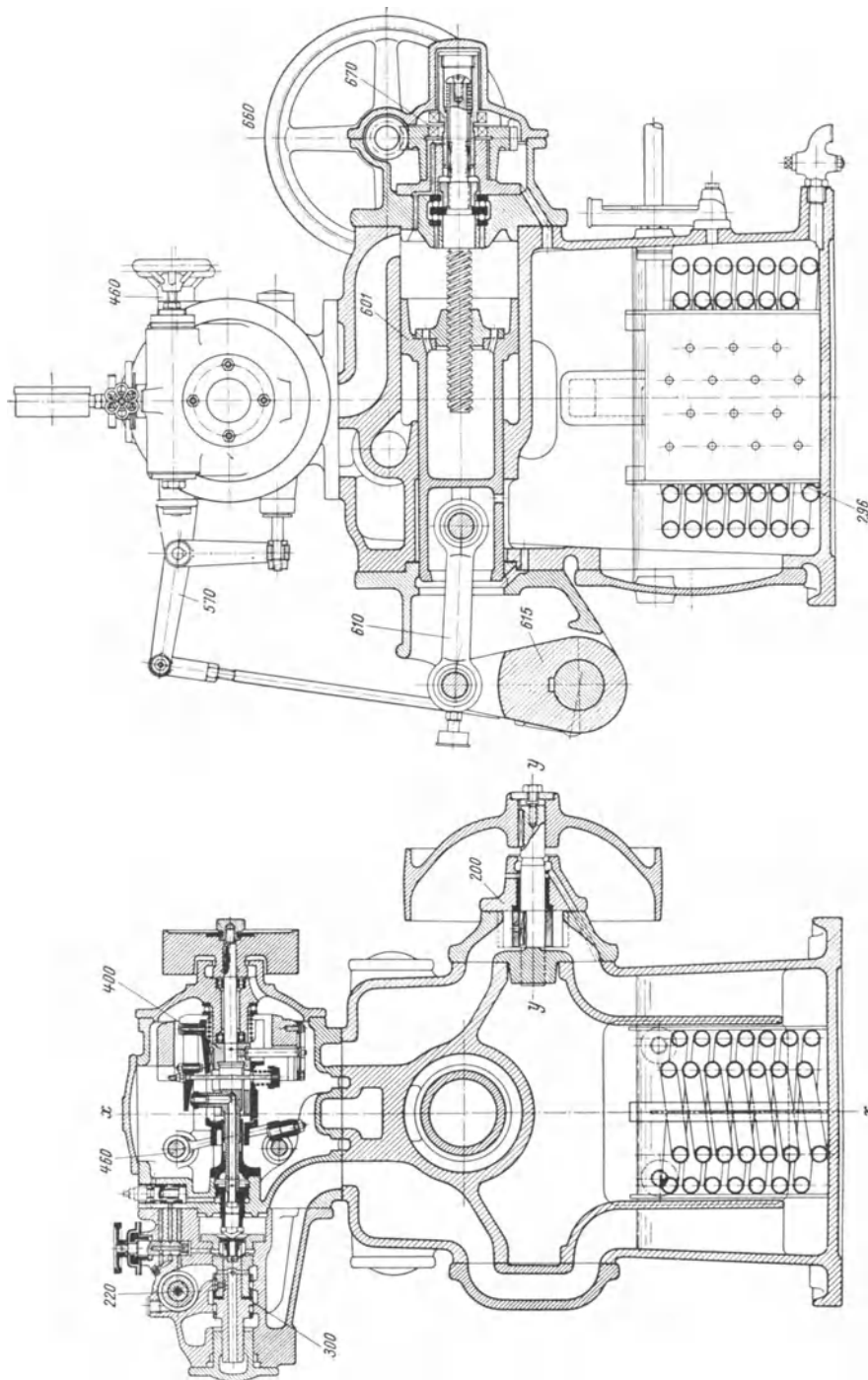


Abb. 156. (Maßstab 1 : 10.)

1. *Durchflußregler*, serienmäßig erzeugt für Arbeitsvermögen bis 1000 mkg (Abb. 156(8)).
 - a) Druckölbereitstellung durch einfache Zahnradpumpe 200 (normaler Arbeitsdruck 15 at), Ölkühlung 296 vorgesehen.

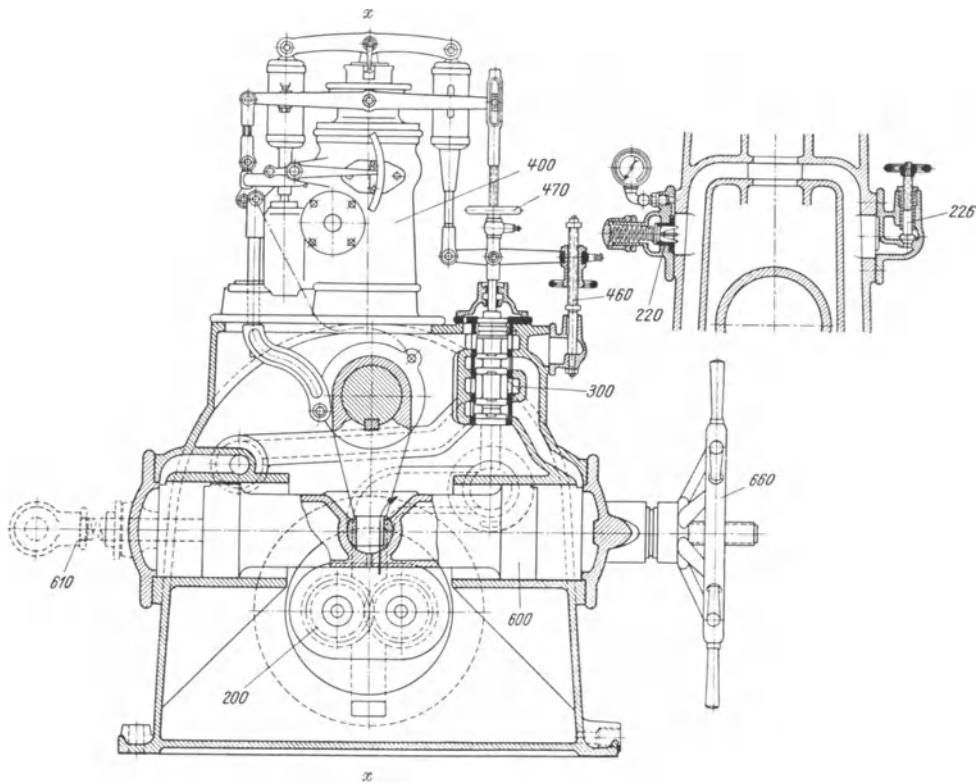


Abb. 157.

b) Steuerventil 300, im Durchfluß arbeitend, einfach vorgesteuert, mit zusammengesetztem Kolbenkörper gemäß Abb. 88, Änderung der Schlußrichtung durch entsprechende Einstellung der Steuerkanten; Sicherheitsventil 220.

c) Einheitssteuerwerk 400 mit Beschleunigungsstabilisierung nach Abbildung 107.

d) Triebwerk mit Differentialkolben 601, einseitig gesteuert; Lenkerverbindung 610 zur Regulierkurbel 615.

e) Handregelung 660 mit feststehender Spindel und selbsttätiger Ein- und Auskupplung, abhängig vom Öldruck (s. a. Abb. 154).

f) Steuerwerk sowie Pumpe können zur Verlegung des Antriebes dieser Konstruktionsgruppen auf die andere Seite des Reglers um Achse $x-x$ umgesetzt werden. Die Anpassung an eine vorgegebene Drehrichtung erfolgt durch Drehung des Pumpenkörpers um Achse $y-y$; bezüglich Schlußrichtungsänderung s. Absatz b.

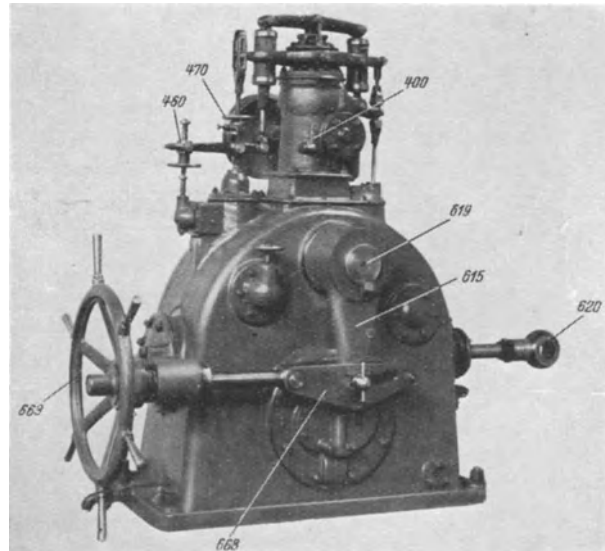


Abb. 158.

2. Durchflußregler, serienmäßig erzeugt bis 1300 mkg (Abb. 157, 158 [11, 12]).

a) Einfache Zahnradpumpe 200 (max. Betriebsdruck 12 at).

b) Steuerventil 300 mit Druckentlastung (s. Abb. 67).

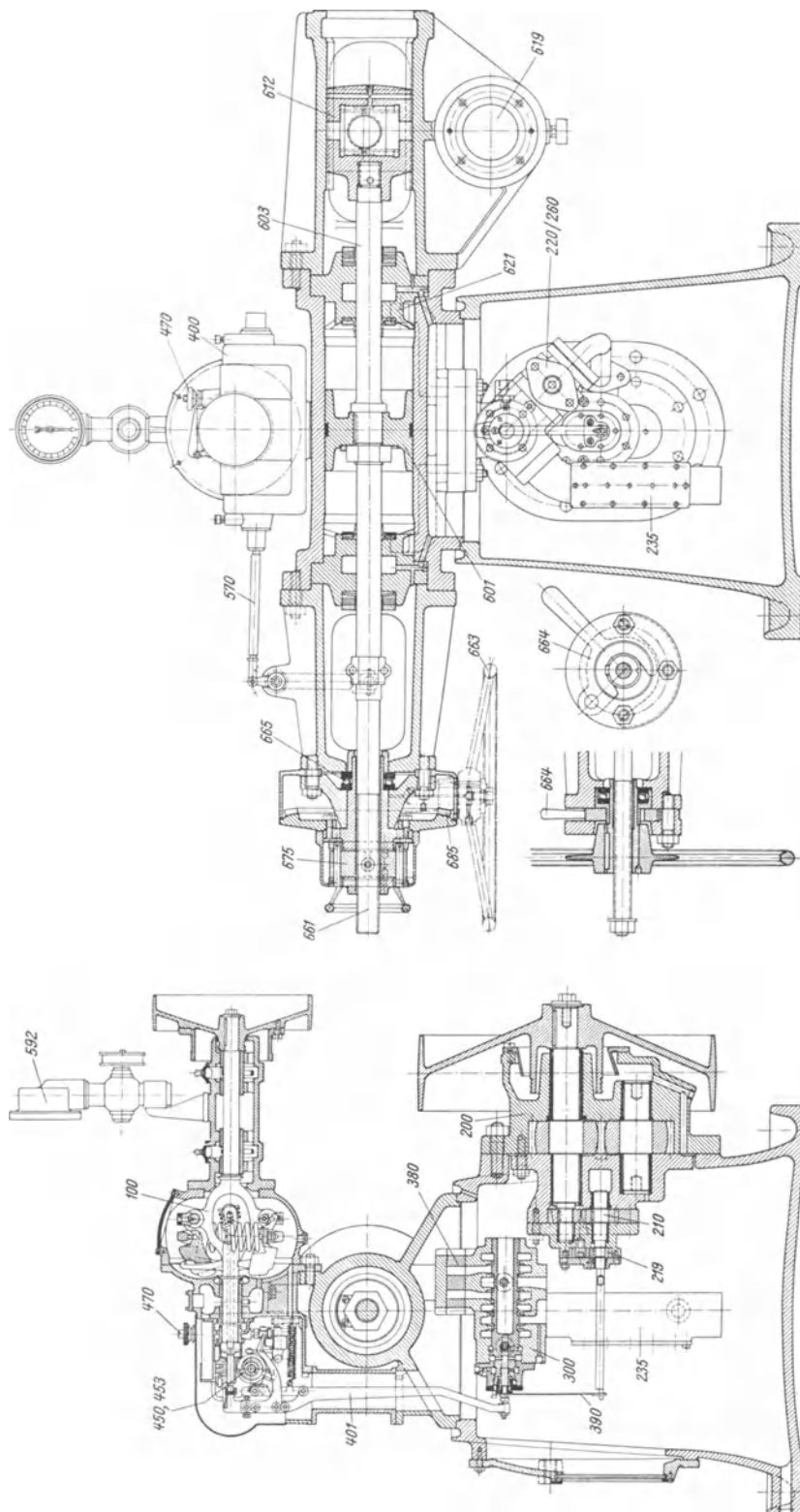


Abb. 159. (Maßstab. 1 : 10.)

- c) Einheitssteuerwerk 400 mit nachgiebiger Rückdrängung und verstärkter Leerlaufstabilisierung (Abb. 103).
 d) Arbeitswerk 600, als Kolbengetriebe mit mittigem Angriff der Regulierkurbel.

e) Handregelung 660 nach Abb. 142.

f) Einer bestimmten Pumpendrehrichtung kann durch entsprechende Anordnung des Antriebes zum Mittel $x-x$ Rechnung getragen werden.

3. Durchflußverbundregler, reihenmäßig erzeugt bis 1200 mkg (Abb. 159, 160 [2]).

a) Druckölbereitstellung durch Verbundpumpe 200, 210 (Abbildung 40), Betriebsdruck 20 at.

b) Steuerventil 300, einfach vorgesteuert, kombiniert mit Rückschlag- und Sicherheitsventil 260/220 (s. Abb. 70), Teilstromfilter 235 (Abb. 63).

c) Einheitssteuerwerk 400 (nachgiebige Rückführung, Abbildung 98).

d) Doppelseitig gesteuertes Kolbengetriebe mit Gleitsteinübertragung (Abb. 127).

e) Handregelung als Spindeltriebwerk mit Feststellung des Handrades durch Schwenkgabel

664 (Abb. 140); für Regularbeiten über 750 mkg—Kupplung von Spindel 661 und nachgeschaltetem Kegelradvorgelege 685 durch zweiteilige Mutter 675 mit Bereitschaftseinschaltung (s. Abb. 145).

f) Triebwerk und Handregelung vertauschbar; freie Wahl der Pumpendrehrichtung durch symmetrische Ausbildung der Quetschölsteuerung; Änderung der Schlußrichtung mittels Wechselplatte 380 zu b (s. Abb. 87).

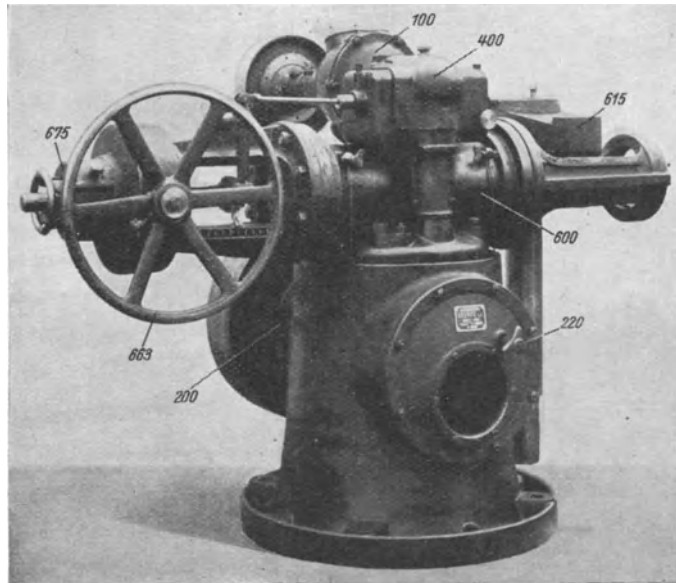


Abb. 160.

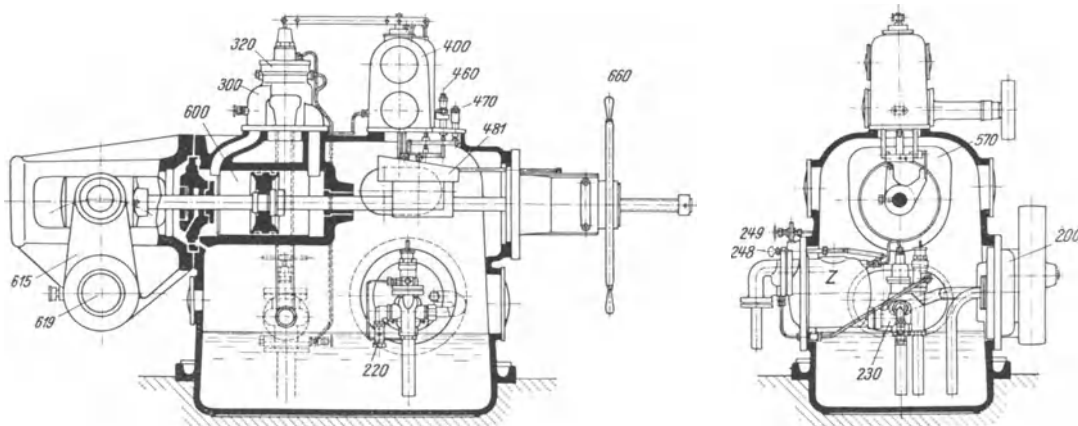


Abb. 161. (Maßstab 1 : 30.)

4. Windkesselregler, reihenmäßig erzeugt von 800 bis 2000 mkg [23], (Abb. 161, 162).

a) Druckölbereitstellung durch gesondert aufgestellten Speicher; Versorgung dieses durch Zahnradpumpe 200 über Wechselschalteneinrichtung 230 und Zwischenbehälter Z (s. Abb. 49, 52); normaler Windkesseldruck 18 bis 20 at.

b) Steuerventil 300, doppelt vorgesteuert, Ausführung gemäß Abb. 81; Vorsteueröl aus dem Druckspeicher, abgenommen vor dem Hauptabsperrentil.

c) Einheitssteuerwerk 400 mit nachgiebiger Rückdrängung gemäß Abb. 104.

d) Doppelseitig gesteuertes Triebwerk 615 mit Gleitsteinübertragung (ähnlich Abb. 127).

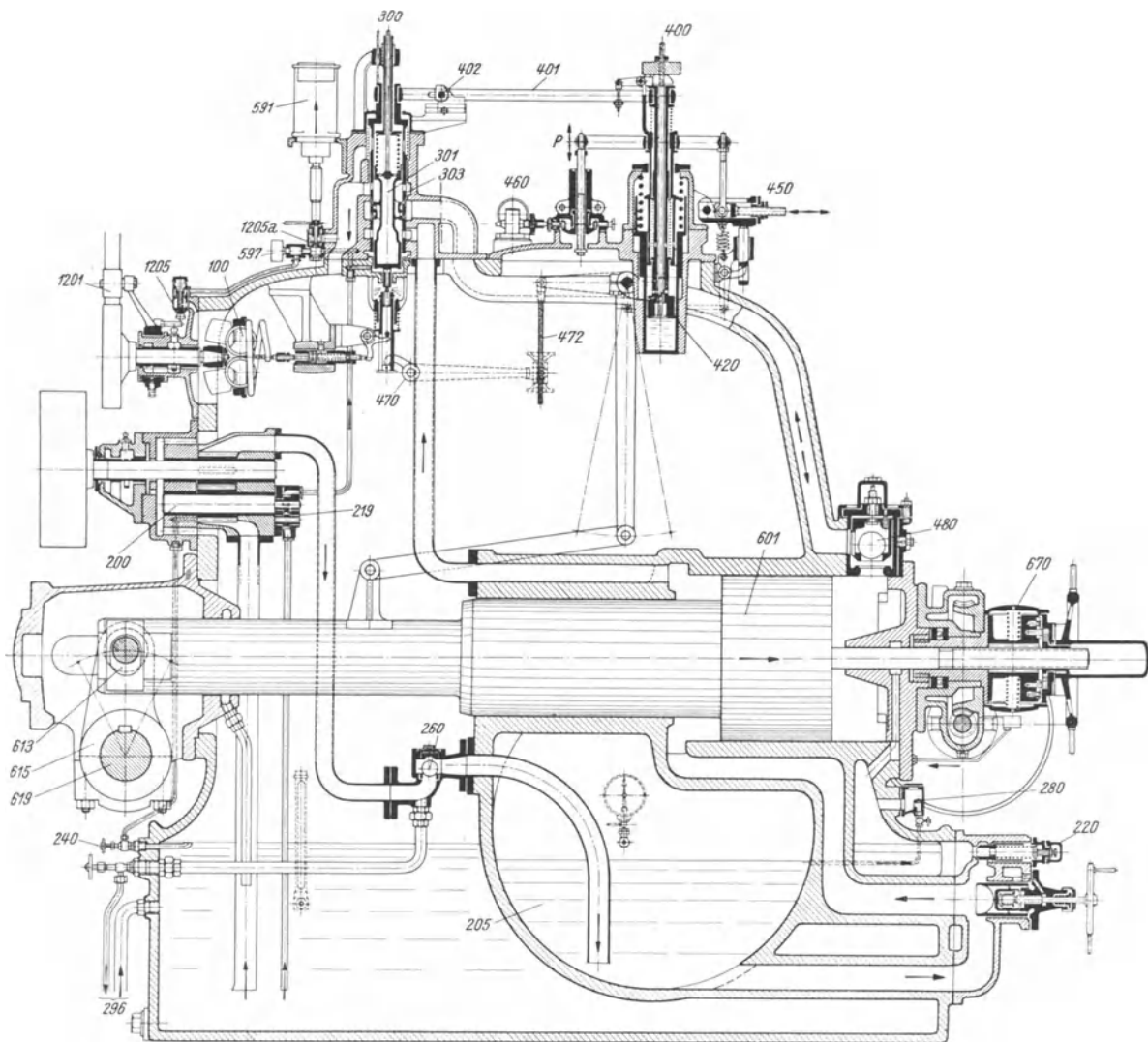


Abb. 163.

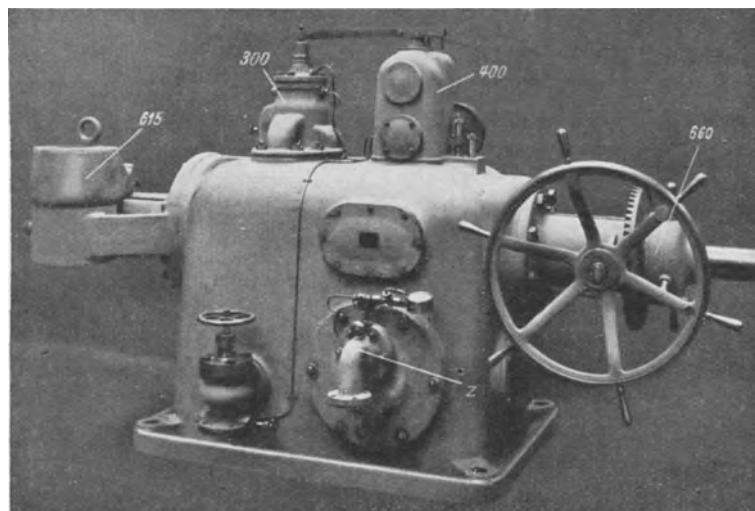


Abb. 162.

e) Handregelung als Spindeltrieb nach Abb. 139; für größere Arbeitsvermögen zusätzliche Kegelradübersetzung und Kupplung mittels zweiteiliger Mutter.

f) Innere Führung von Druck- und Saugleitung entsprechend der vorgegebenen Drehrichtung der Pumpe; Änderung der Schlußrichtung durch Umsetzung des Steuerventils um seine Achse um 180°

5. *Windkesselregler*, Normalbauform bis 3500 mkg (Abb. 163 [1]).

a) Druckölbehälter 205, mit Regleruntersatz zusammengesessen und beliefert durch Zahradpumpe 200; Schnüfleinrichtung 240, Sicherheitsventil 220, Teilstromkühlung des Arbeitsöles 296, Einstellung der Schließ- und Öffnungszeiten über 480 (s. Abb. 85).

b) Steuerventil für einseitige Steuerung mit zweifacher Überströmung nach Abb. 83; Ventilkolben 301, durch besondere Hilfspumpe 219 einfach im Durchfluß vorgesteuert.

c) Steuereinrichtung, gebildet durch die normalisierten Gruppen: Pendel 100 (nach Abb. 8), Vorsteuerung (nach Abb. 83) und Stabilisierungseinrichtung 400 (nachgiebige Rückführung nach Abb. 100).

d) Differentialkolbengetriebe mit Gleitsteinübertragung 613 bis 619 (Abbildung 128).

e) Handregelung 670 als Spindeltrieb, Kupplung mit der zusätzlichen Schneckenübersetzung durch zweiteilige Mutter (s. Abb. 144).

f) Schnellschluß bei Pendelriemenbruch und ferngesteuert; eingeleitet durch Entlastung des Vorsteuerkreises (Riemenbruchrolle 1201, Ventil 1205 — Magnet 591, Ventil 1205a).

b) Kleinregler.

Diese können mit Rücksicht auf die gewöhnlich bestehenden geringeren Anforderungen an die Regelung insbesondere in der Steuerung einfacher ausgelegt werden, wobei entweder ein Verzicht auf gewisse Einstellmöglichkeiten, bzw. der Ersatz der Gleichwertsteuerungen durch starr rückführende, bzw. rückdrängende Steuerungen in Frage kommt; ferner läßt die Verringerung der zu schaltenden Ölmengen gewisse Vereinfachungen in der Konstruktion der Pumpenanlage und des Steuerventils zu. Darüber hinaus lassen sich jedoch maßgebende Einsparungen bei Erhaltung des für Normalregler geltenden grundsätzlichen Aufbaues nicht erzielen, so daß wirtschaftliche Vorteile bei der Herstellung von Reglern unter 15 bis 20 mkg nicht erwartet werden dürfen. Dies sei der Besprechung ausgeführter Kleinregler vorausgeschickt.

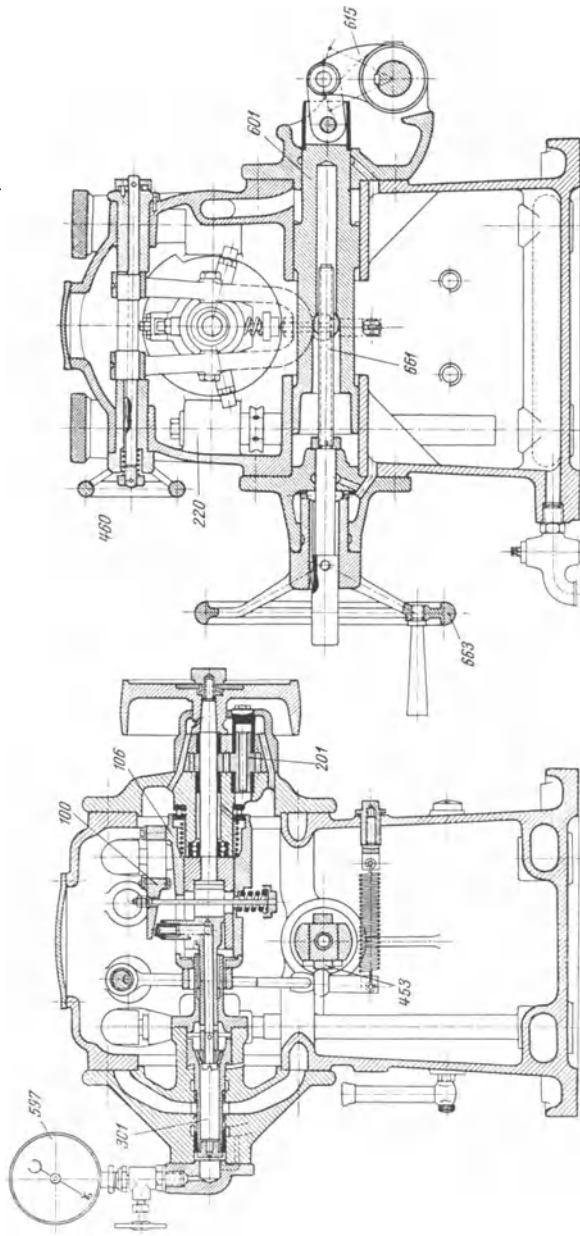


Abb. 164. (Maßstab 1 : 8.)

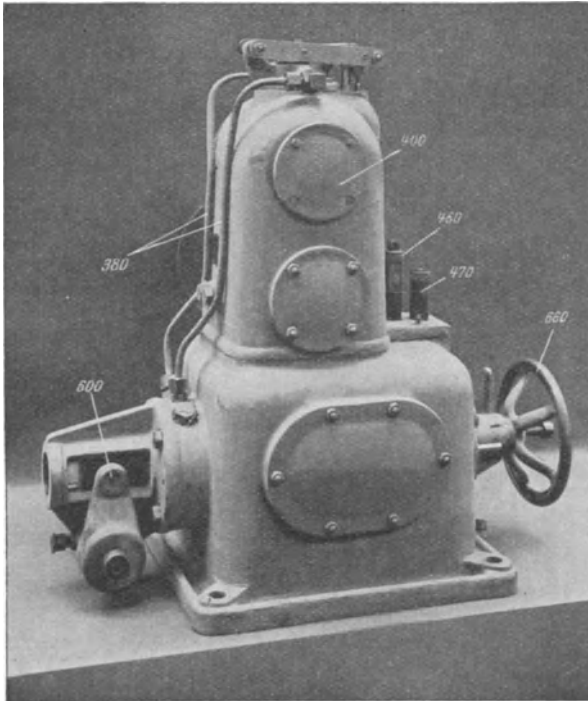


Abb. 165.

1. *Durchflußregler* 15 mkg (Abb. 164 [81]).

a) Einfache Zahnradpumpe 201, gemeinsam angetrieben mit dem Pendel 100 zur Steuerungseinrichtung (Absatz c).

b) Steuerventil 301 für einseitige Steuerung, vorgesteuert; Sicherheitsventil 220.

c) Starre Rückführung durch Verschiebung des Pendelträgers 106 über Keilbahn 453, abgeleitet von den Bewegungen des Arbeitskolbens 601.

d) Differentialkolbentriebwerk 601 mit Lenkerübertragung.

e) Handregelung als Spindeltrieb nach Abb. 141, gleichzeitig mechanische Öffnungsbegrenzung (s. S. 91).

f) Handregelung und Triebwerk sind vertauschbar; Berücksichtigung der vorgeschriebenen Pumpendrehrichtung durch Umsetzung des Lagerschildes der Pumpe 201; Einstellung der Schlußrichtung durch Auswahl der steuernden Kanten des zusammengesetzten Steuerventilkörpers 301 (Abb. 88).

2. *Durchflußregler* 20 mkg (Abbildung 165 [23]).

a) Einfache Zahnradpumpe (20 at Betriebsdruck).

b) Steuerung des Arbeitsöles durch die Vorsteuerung, Stift 320 und Hülse 115 des normalen Einheitssteuerwerkes (s. S. 64).

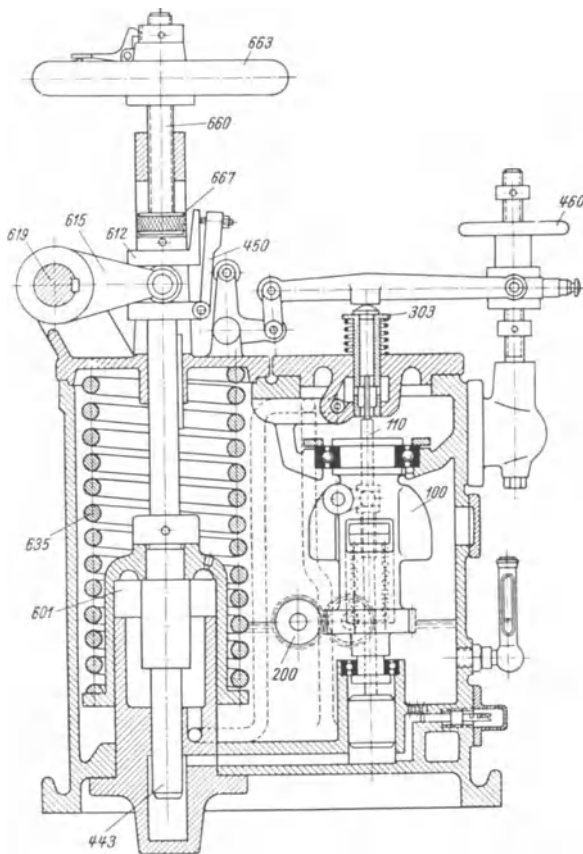


Abb. 166. (Maßstab 1 : 18.)

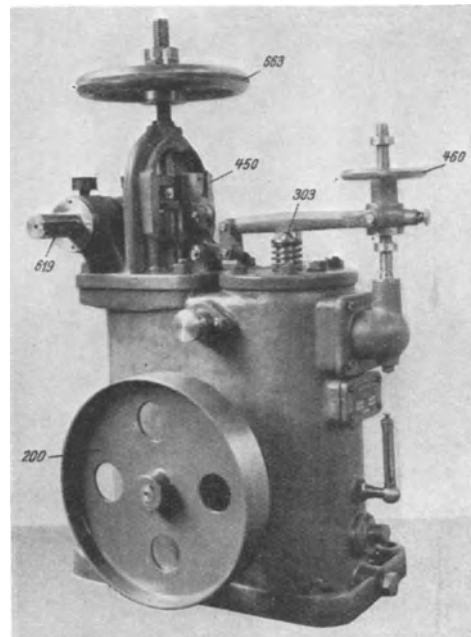


Abb. 167.

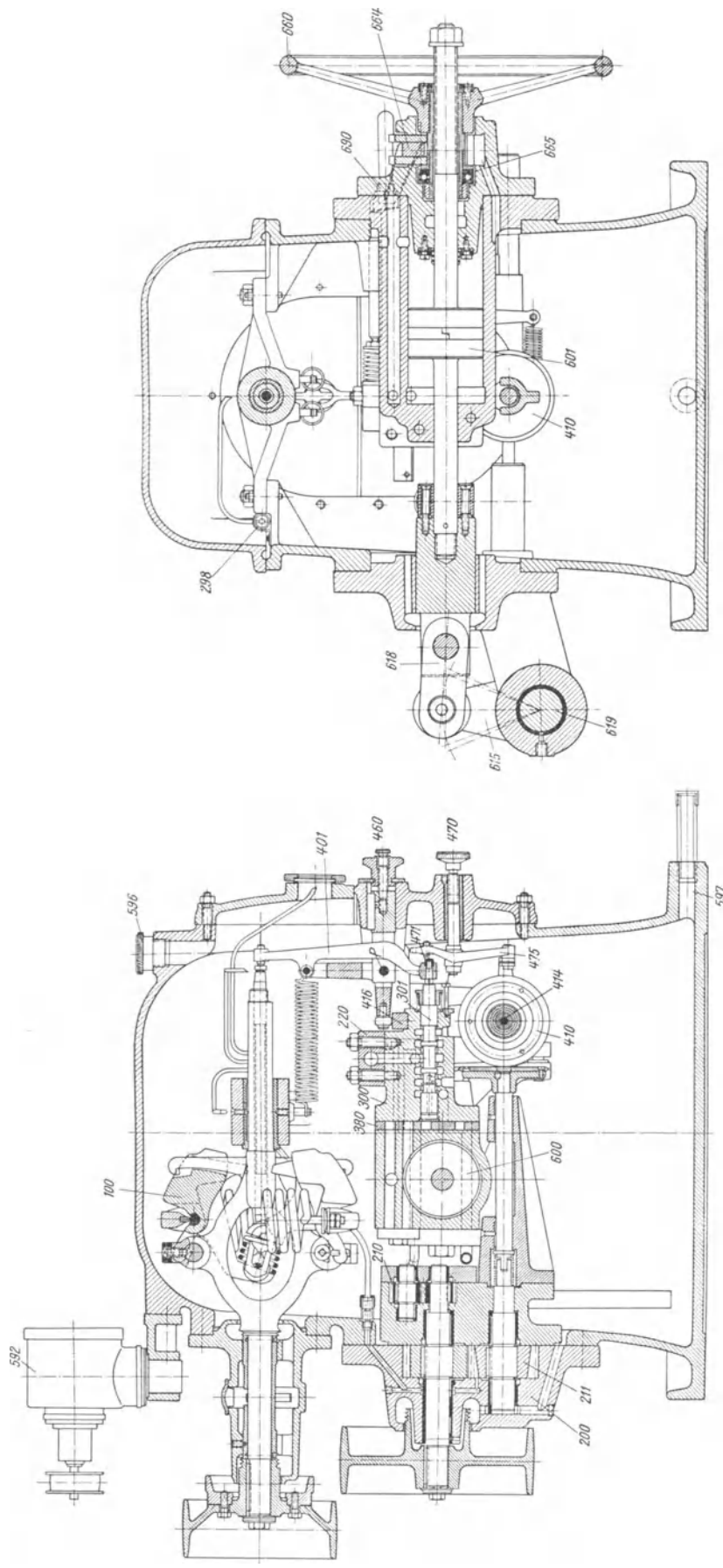


Abb. 168. (Maßstab 1 : 7,8.)

c) Vereinfachtes Einheitssteuerwerk 400 mit Verzicht auf Einstellbarkeit der dauernden Ungleichförmigkeit sowie auf eine stetige Verstellung der vorübergehenden Ungleichförmigkeit.¹

d) Triebwerk 600.

e) Handregelung 660 grundsätzlich übereinstimmend mit den Ausführungen der größeren Regler.

f) Triebwerk und Handregelung sind vertauschbar; Änderung der Schlußrichtung durch entsprechende Anordnung der Verbindungsleitungen 380 zwischen Steuerventil 320, 115 und Arbeitszylinder 600.

3. Durchflußregler 15, 30 mkg (Abb. 166, 167 [11, 12]).

a) Einfache Zahnradpumpe 200, gemeinsam mit Pendel 100 zu c angetrieben.

b) Pendelstift 110 und Steuerbüchse 303 drosseln den von der Zahnradpumpe 200 gelieferten und unter Arbeitskolben 601 geleiteten Ölstrom.

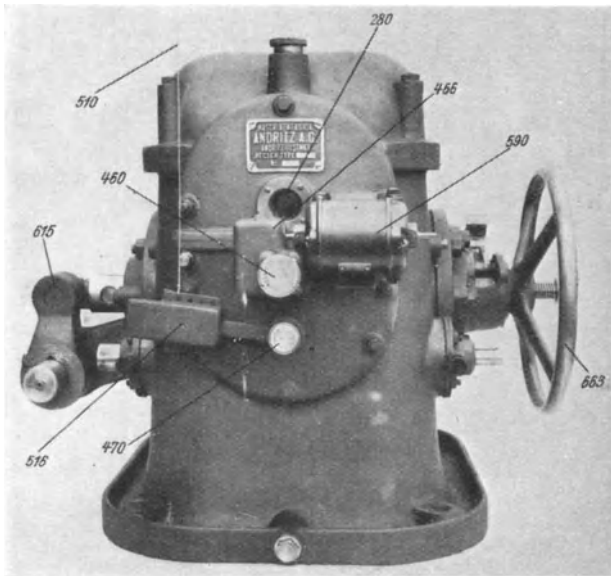


Abb. 169.

c) Nachgiebige Rückdrängung (Verdrängerkolben 443) in Übereinstimmung mit der Ausführung für Normalregler; Einstellbarkeit des dauernden Ungleichförmigkeitsgrades durch Veränderung der wirksamen Neigung des Steuerkeiles 450; Leerlaufückführung, erzielt durch verstärkte Neigung des Steuerkeiles 450 im Bereich des Leerlaufes; Drehzahlverstellung 460.

d) Federservomotor 601 (durch Feder 635 mechanisch erzielte Schließetendenz); Übertragung der Bewegungen dieses auf den Regelhebel 615 mittels Gleitmuffe 612.

e) Handregelung: Spindeltrieb 660, Handrad 663 mit Begrenzung des Freiganges durch die jeweilige Stellung von 667.

4. Durchfluß- (Verbund-) Regler 50 (100) mkg (Abb. 168, 169 [2]).

a) Verbund-Zahnradpumpe 200/210.

b) Steuerventil 300 für Verbundregelung, kombiniert mit Sicherheits- und Rückschlag- (Kugel-) Ventil (s. Abb. 66); Schlußrichtungsänderung durch Wechselplatte 380.

c) Nachgiebige Rückführung (Reibscheibengetriebe 410, Rückführkeil 416); die dauernde Ungleichförmigkeit wird durch eine zusätzliche Verstellung des Rückführkeiles herbeigeführt, die von einem mit der Rückführspindel 414 verbundenen Keil abgenommen wird.

Drehzahlverstellung durch Verlagerung des Drehpunktes *P* des Steuergestänges über Trieb 460; die Öffnungsbegrenzung wirkt unmittelbar auf den Steuerkolben 301 über den mit diesem verbundenen Keil 471²; über letzteren werden den einzelnen Beharrungsstellungen des Arbeitskolbens 601 (Steuerkolben 301 in Mittellage), die in den Stellungen des Hebels 475 übersetzt wiedergegeben werden, verschiedene Lagen der Einstellspindel 470 zugeordnet.

Zentralschmierung 298, versorgt vom Quetschöl der kleinen Pumpe 210.

d) Zweiseitig gesteuerter Triebkolben 601; Übertragung der Bewegungen desselben auf die Regelwelle 619 durch Lenkertrieb 618 (s. Abb. 129).

e) Handregelung als Spindeltrieb; Feststellung der Handradmutter mittels Schwenkgabel 664 bei gleichzeitiger selbsttätiger Schaltung des Druckölkreises (s. a. Abb. 152).

f) Triebwerk und Handregelung sind vertauschbar; die Schlußrichtung ist bestimmt durch die Einbauart der Wechselplatte 380; die jeweils vorgegebene Drehrichtung wird durch entsprechende Anordnung der Saug- und Druckleitungen der Pumpe berücksichtigt.

¹ Ersatz des Spindeltriebes 483 (Abb. 104) durch feste Hebelübersetzungen.

² Durch Umsetzung kann der jeweiligen Schlußrichtung Rechnung getragen werden.

5. *Durchflußregler* mit Drehservomotor (70 mkg) (Abb. 170 [1]).

a) Einfache Zahnradpumpe 200.

b) Steuerventilkolben kraftschlüssig vom Pendel 100, Steuerbüchse 303 vom Rückführmechanismus her verstellt; Anordnung zentral im Schaft 641 des Drehservomotors (Absatz d).

c) Starre Rückführung durch Verstellung der Steuerbüchse 303, abhängig von der Verdrehung des Hilfsmotorkolbens 644.

Hierzu lehnt erstere kraftschlüssig, gegen eine Verdrehung durch Sicherung 303a gehindert, an der mit dem Arbeitskolben verdrehten Keilbahn 453.

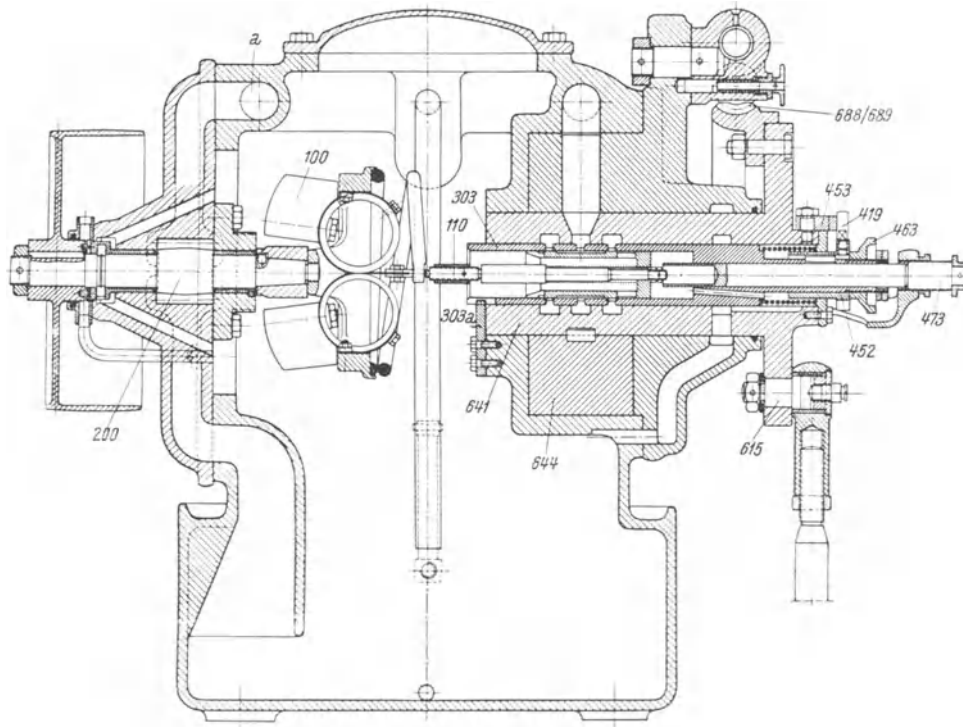


Abb. 170. (Maßstab 1:8.)

Drehzahlverstellung durch Verschiebung der den Anschlag 419 tragenden Gleitbüchse 452 über Handrad 463.

Öffnungsbegrenzung:

Durch die konstruktionsgemäße Verstellung der Steuerbüchse 303 mit der Lage des Arbeitskolbens 644 verschiebt sich die beharrungsmäßige Mittelstellung des Steuerkolbens; durch Begrenzung der Bewegung des letzteren im Öffnungssinne (nach rechts) über Spindeltrieb 473 kann somit eine Weitereröffnung des Reglers unterbunden werden.

d) Doppeltwirkender Drehkolben (s. a. Abb. 136).

e) Handregelung mittels Schwenkschnecke 688 (s. Abb. 136; O Drehpunkt, 682 Feststellvorrichtung).

f) Berücksichtigung der vorgegebenen Drehrichtung durch Umsetzung der Pumpenantriebswelle 200.

VIII. Regler für besondere Zwecke.

Nichtspeicherfähige Wasserkraftanlagen erfahren ihre wirtschaftlichste Verwertung bei restloser Ausnutzung der dargebotenen Wassermenge. Diese Betriebsform setzt die Möglichkeit der Anpassung des Verbrauches an das Energiedarbot voraus, bzw. im Falle des elektrischen Parallelbetriebes die Übernahme der überschüssigen Leistung durch das Netz. Die Bestimmung

der Drehzahl von der Verbraucherseite her macht Einrichtungen zur Drehzahlhaltung des Leistungserzeugers überflüssig, bzw. gibt diesen den Wert einer übergeordneten Drehzahlsicherung.

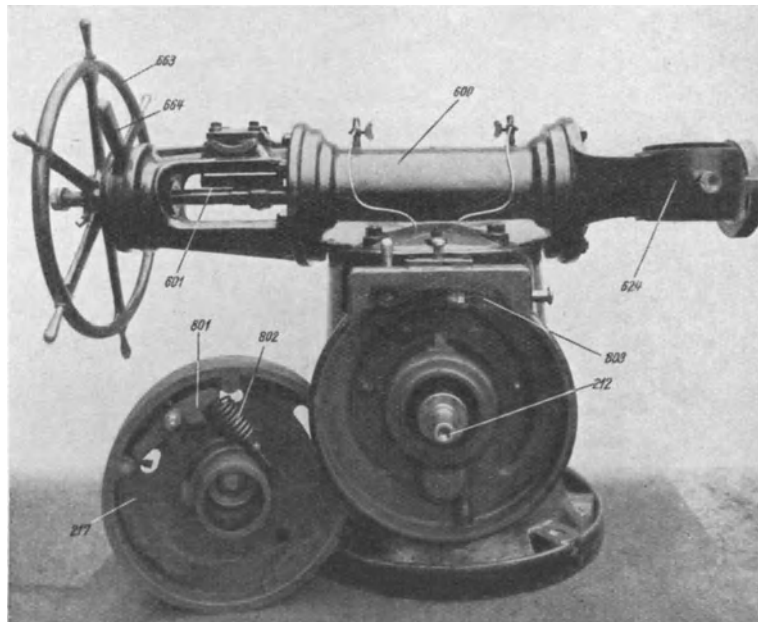


Abb. 171.

Die betriebsmäßige Regelung von Wasserkraftanlagen, die unter derartigen Bedingungen arbeiten, hat nach dem Wasserstande zu erfolgen. Solange durch den Regler nur verhältnismäßig geringe Leistungen zur Verstellung des Turbinenleitapparates aufzubringen sind, können letztere

über ein mechanisches Getriebe unmittelbar von der Kraftmaschinenwelle abgenommen werden. Bei derartigen mechanisch wirkenden Wasserspiegelreglern wird durch einen schwimmergesteuerten Vorschubmechanismus die Regulierwelle nach der einen oder andern Seite hin in eine ruckweise fortschreitende Drehung versetzt [23]; zur Stabilisierung des Regelvorganges wird letztere im rückführenden Sinne in die Steuerung eingeleitet, womit zwangsläufig ein Unterschied der Wasserspiegellagen zwischen Voll- und Nullbeaufschlagung der Turbine verbunden ist.

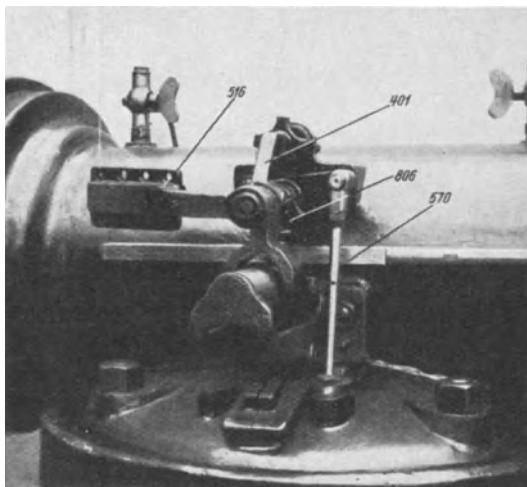


Abb. 172.

Für größere Verstelleistungen haben die bekannten Vorteile der Öldruckbetätigung die Anwendung dieser auch für Zwecke der ausschließlichen Regelung nach dem Wasserdarbot mit sich gebracht, um so mehr, als hiermit auch die Voraussetzungen geschaffen sind, in einfacher

Weise den Regler mit einer übergeordneten Sicherheitseinrichtung auszustatten, die bei Wegfall der externen Drehzahlhaltung Überdrehzahlen des Maschinensatzes verhindert. Die Abb. 171, 172 zeigen einen Wasserstandssicherheitsregler [2], der unter Weglassung des Einheitssteuerwerkes und gewissen konstruktiven Abänderungen aus dem serienmäßig erzeugten Regler gleichen Arbeitsvermögens entstanden ist. Der Schließvorgang des Reglers bei größeren Überschreitungen der normalen Drehzahl wird durch ein in der Pumpenantriebsscheibe 217 untergebrachtes

Fliehkraftpendel 801, 802 über den Schaltmechanismus 803 eingeleitet, der bei seiner Auslösung den Steuerhebel 401 über Kurve 806 auf „Schließen“ stellt. Diese Auslegung der zusätzlichen Steuerung ermöglicht mit der einstellbaren Begrenzung des Kurvenhubes und Erhaltung der Wirkung der Rückführung 570 die Einstellung einer bestimmten Turbinenöffnung nach erfolgter Auslösung und damit den Weiterbetrieb des Maschinensatzes mit einer gewünschten Drehzahl, etwa der angenähert normalen.

Während entsprechend den langsam verlaufenden Änderungen der Wasserdarbietung nur geringe Regelgeschwindigkeiten zur Anpassung der Turbinenöffnung an erstere notwendig sind, bedarf es für einen wirksamen Drehzahlschutz einer Reguliergeschwindigkeit im Schließsinne gleich jener eines normalen Drehzahlreglers. Der beschriebene Wasserstandssicherheitsregler besitzt daher neben der betriebsmäßig arbeitenden Pumpe verhältnismäßig geringer Fördermenge eine Zusatzpumpe entsprechend groß bemessener Förderung, die, über das Steuerventil geschaltet (Verbundsteuerung, s. a. Abb. 32), bei stärkeren Verstellungen des letzteren im Schließsinne, wie sie nur bei Eingriff der Sicherheitsvorrichtung eintreten, in den Arbeitskreislauf einbezogen wird.¹

Die mit der Serienherstellung verbundenen wirtschaftlichen Vorteile können es zweckmäßig erscheinen lassen, an Stelle von Sonderkonstruktionen die Einrichtungen des normalen Reglers unter Weglassung der unter den vereinfachten Bedingungen überflüssig gewordenen Teile beizubehalten. Diesem Grundsatz entspricht der Aufbau des aus dem Serienregler nach Abb. 161 entwickelten Wasserstandssicherheitsreglers [23], dessen Steuerwerk in Abb. 173 zur Darstellung gebracht ist. Entfallen sind Stabilisierungseinrichtung, Drehzahlverstellung sowie Pendeldämpfung, beibehalten erscheint die Öffnungsbegrenzung, erweitert durch eine Schwimmereinrichtung oder fernelektrischen Antrieb, die Verbundpumpe sowie das normale Fliehkraftpendel samt Antrieb. Während normalerweise die Regelung über die Öffnungsbegrenzungseinrichtung 470 erfolgt, geht erstere bei Überdrehzahlen auf das Pendel 100 über, wodurch in diesem Fall der Regler geschlossen wird. Das durch die Wirkung des Fliehkraftpendels stärker als bei den langsamen durch die Wasserstandssteuerung ausgelösten Regelvorgängen aus seiner Mittellage verschobene Steuerventil — hierbei erfolgt, wie bereits erwähnt, die Zuschaltung der großen Pumpe — wird in dieser Lage mechanisch verriegelt, um ein Wiederanlaufen bei zurückgehender Drehzahl zu verhindern.

Bei Verzicht auf die übergeordnete Sicherheitsabstellung wird das Pendel 100 durch den einen Kraftschluß zwischen Öffnungsbegrenzungsgestänge und Steuerhülse 115 herstellenden Federträger 408 ersetzt (Abb. 173 a).

Nichtspeicherfähige (Drehstrom-) Anlagen mit langen Rohrleitungen und relativ kleinem Gefälle, welche zur Erfüllung der Drehzahlgewährleistungen bei Regelung der Beaufschlagung nach der Drehzahl der nur gering zulässigen Regelgeschwindigkeit halber einen unwirtschaftlich hohen Schwungmassenbedarf haben, werden in ihrer Frequenz vorteilhafterweise durch elektrische Belastungsregler beherrscht. Hierbei vernichten letztere den augenblicklich dem Verbrauch nicht zuführbaren Teil der festeingestellten Turbinenleistung über einen elektrischen Belastungswiderstand, der bei Kleinstausführungen unmittelbar von einem Fliehkraftpendel, normalerweise jedoch von einem Öldruckregler entsprechenden Arbeitsvermögens verstellt wird.

Regler dieser Art führen bei betriebsmäßig parallel arbeitenden Grundlastmaschinen die Drehzahlhaltung auch dann durch, wenn die elektrische Kupplung mit dem Netz unterbrochen

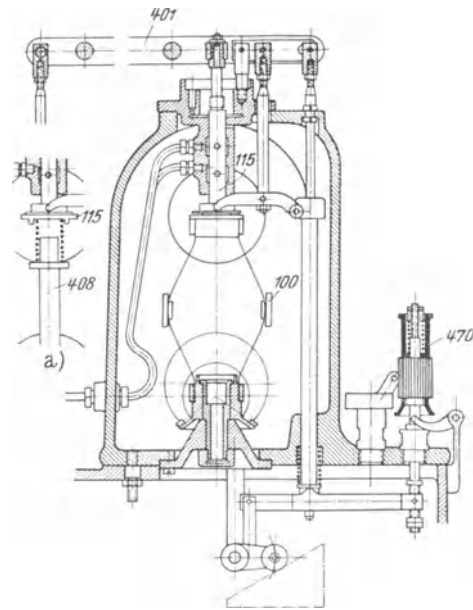


Abb. 173.

¹ Steuerung e_2 ist dieser Aufgabe entsprechend nur für einseitige Absperrung bei Verstellung des Ventilkolbens im Schließsinne ausgebildet.

wird,¹ bzw. der Alleinbetrieb, wie etwa vor Parallelschaltung oder unter besonderen Betriebsumständen, Platz zu greifen hat. Der geringen Regulierarbeit halber, die in der Hauptsache durch die Trägheitskräfte der zu bewegenden Massen des Elektrodengestänges bestimmt wird, lassen sich mit kleinen Reglern hohe Regelgeschwindigkeiten erzielen, welche die üblichen Drehzahlgewährleistungen bei verhältnismäßig geringem Schwungmoment ($T_a \leq 5''$) erzielen lassen.

Abb. 174 [23] zeigt die Gesamtanordnung eines elektrischen Belastungsreglers mit Verstellung des Elektrodenpaketes 811 durch einen normalen Geschwindigkeitsregler. Die zwischengeschaltete doppelarmige Schwinde 812 ermöglicht den Ausgleich des Gewichtes der Elektroden durch ein entsprechendes Gegengewicht 813, wobei letzteres mit Anschlagpuffern 814 versehen ist, während die federnde Verbindung 815 von Regler und Schwinde der Aufnahme größerer Massenkraften dient. Zur Einstellung der Eintauchtiefe der Widerstandsbleche 811 wird der Hub des Reglers verstellbar auf die Schwinde 812 übersetzt.

Die gewöhnlich bestehenden behördlichen Sicherheitsvorschriften verlangen die Unterbringung der unter Hochspannung stehenden Einrichtungen in einem abgesonderten Raum; mit Rücksicht

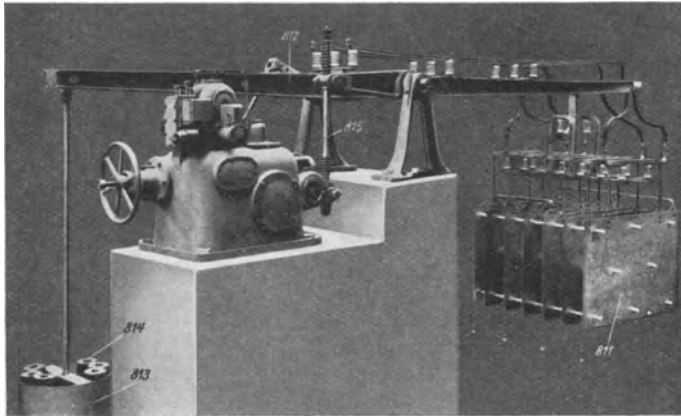


Abb. 174.

darauf wird in den seltensten Fällen der Antrieb des Reglerfliehkraftpendels von der Maschinenwelle abgeleitet werden können, sondern elektromotorisch, zweckmäßig wieder getrennt für Pendel und Pumpe,² durchzuführen sein. Falls vorübergehend große Leistungen zu verrichten sind, wird die selbsttätige Anpassung der Kühlwassermenge, die zur Abführung der äquivalenten Wärmemenge notwendig ist, zweckmäßig. Die lastabhängige Verstellung der Zulaufregleinrichtung kann vom Arbeitskolben des Drehzahlreglers abgeleitet werden.

Der Elektrodenapparat besteht in der Regel aus entsprechend geschalteten Platten, welche aus verzinktem Eisenblech — bei Rücksichtnahme auf längere Lebensdauer aus hartgewalzten Reinnickelblechen — hergestellt sind. Bei größeren Abmessungen wird eine Kombination beider Materialien in der Form angewendet, daß die Elektroden spitzen, die insbesondere bei hoher Spannung dauernd tauchen müssen, in geeigneter Form, etwa als Stäbe mit Kugelspitze, aus letzterem Material hergestellt sind.

IX. Die Regelung der Kaplan-Turbine.

a) Grundsätzliches.

Die Verdrehung der Laufradschaufel hat sich als die wirksamste Vorkehrung zur Verbesserung der Teillastwirkungsgrade spezifisch schnellaufender Wasserturbinen eingeführt. Die fallweise Betätigung des die Verdrehung der Laufradschaufeln durchführenden Mechanismus von Hand aus zur Herbeiführung jener Zuordnung von Leit- und Laufradstellung, welche bei der betreffenden Beaufschlagung den bestmöglichen Wirkungsgrad erzielen läßt, kann in der Mehrzahl der praktischen Anwendungen nicht als genügend zur Ausnützung der durch die Lauf-

¹ Die Spannung im Eigenkreis muß, um die Wirkung des Reglers zu sichern, selbstverständlich erhalten bleiben.

² Bei Anwendung von Asynchronmotoren für die Antriebe zur Vermeidung von Schlupfänderungen, die mit Änderung der Leistungsaufnahme der Pumpe bei einsetzendem Regelvorgang verbunden sind.

schaufelregelung gebotenen wasserwirtschaftlichen Vorteile angesehen werden. Es sind daher Regelungseinrichtungen entwickelt worden, welche die Verstellung der Laufschaufeln selbsttätig und in ihrer vollkommensten Ausführung kombiniert mit der selbsttätigen Regelung der Leitradöffnung über öldruckbetätigte Regelkreise durchführen.

Bei Beschränkung auf einen nicht zu weit unter Halbblast herabgehenden Bereich der Beaufschlagungen kann die ausschließliche Regelung letzterer durch Verdrehung der Laufschaufeln allein als genügend zur Erzielung eines praktisch befriedigenden Erzeugungswirkungsgrades angesehen werden. Der Verzicht auf den regelbaren Leitapparat, also die Anwendung fester Leitschaufeln,¹ bzw. deren vollständiger Wegfall bei Anwendung besonders geformter Zulaufspiralen² vereinfacht die Gesamtanlage und wirkt dementsprechend günstig auf die Kosten des maschinellen, eventuell baulichen Teiles der Anlage sowie deren Instandhaltung; erfahrungsgemäß bedarf es eines nur gering erhöhten Aufwandes an Schwungmasse im Verhältnis zur doppeltgeregelten Turbine zur Erzielung eines gleich stabilen Verhaltens.

Bei den ersten praktischen Ausführungen von Kaplan-Turbinen waren

die Kräfte zur Betätigung des Verstellmechanismus der Laufschaufeln mechanisch mittels einer Gleitmuße auf das Antriebsgestänge im rotierenden Teil übertragen worden. Die erhöhten Beanspruchungen durch den selbsttätigen Betrieb einerseits, die mit der Ausführungsgröße wachsenden konstruktiven Schwierigkeiten bei der Übertragung der Verstellkräfte unter Anwendung mechanischer Mittel andererseits haben bald nach Einführung der Kaplan-Turbine in die Praxis die Verwendung der für die Leitschaufelregelung bewährten Druckölbetätigung eintreten lassen. Die grundlegenden Vorschläge für die Anordnung des hydraulischen Verstellwerkes, welche von D. THOMA gemacht wurden, sehen entweder einen feststehenden Arbeitszylinder 902 (Abb. 175 a), dessen Kolben 903 mittels einer durch die hohle Maschinenwelle geführten Stange 906 das Verstellwerk der Laufschaufeln betätigt, am oberen Ende der Maschinenwelle vor, bzw. wird das hydraulische Triebwerk zur Gänze mit der Maschinenwelle vereinigt (Abb. 175 b), läuft also mit dieser um.³ Einfachere Zuleitung und Verteilung des Drucköles, des feststehenden Arbeitszylinders halber, sowie gute Zugänglichkeit zeichnen die erstgenannte Anordnung aus. Hingegen muß die relative Drehung des Kolbens gegenüber dem Arbeitszylindergehäuse als ebenso bedeutender Nachteil wie der Umstand angesehen werden, daß die Verstellkräfte des Regelmechanismus eine zusätzliche Belastung des Spurlagers mit sich bringen. Diese Anordnung kann daher heute als verlassen angesehen werden.

Im Falle der Bauform Abb. 175 b stehen Stellkräfte und Verstellwiderstände als innere Kräfte des gleichen Systems einander gegenüber, bleiben also ohne Wirkung auf die Spurlagerung. Die Unterbringung des hydraulischen und zur Gänze mitumlaufenden Triebwerkes zwischen Generator und Turbine ist in der Regel ohne zusätzliche Vergrößerung der nach anderen Gesichtspunkten erforderlichen Bauhöhe möglich. Hingegen erfordert die Ölzuführung zu dem rotierenden Arbeitszylinder erhöhte Aufwendungen und eine aufmerksame Durchbildung jener Konstruktionen, die der Überleitung des Öles vom drehenden zum festen Teil sowie der Zuführung zu den beiden Zylinderseiten dienen. Gewisse konstruktive Vereinfachungen, leichtere Ausbaumöglichkeit und bessere Zugänglichkeit ergeben sich, falls das hydraulische Triebwerk am oberen Wellenende fliegend angeordnet wird.

Im Falle der Bauform Abb. 175 b stehen Stellkräfte und Verstellwiderstände als innere Kräfte des gleichen Systems einander gegenüber, bleiben also ohne Wirkung auf die Spurlagerung. Die Unterbringung des hydraulischen und zur Gänze mitumlaufenden Triebwerkes zwischen Generator und Turbine ist in der Regel ohne zusätzliche Vergrößerung der nach anderen Gesichtspunkten erforderlichen Bauhöhe möglich. Hingegen erfordert die Ölzuführung zu dem rotierenden Arbeitszylinder erhöhte Aufwendungen und eine aufmerksame Durchbildung jener Konstruktionen, die der Überleitung des Öles vom drehenden zum festen Teil sowie der Zuführung zu den beiden Zylinderseiten dienen. Gewisse konstruktive Vereinfachungen, leichtere Ausbaumöglichkeit und bessere Zugänglichkeit ergeben sich, falls das hydraulische Triebwerk am oberen Wellenende fliegend angeordnet wird.

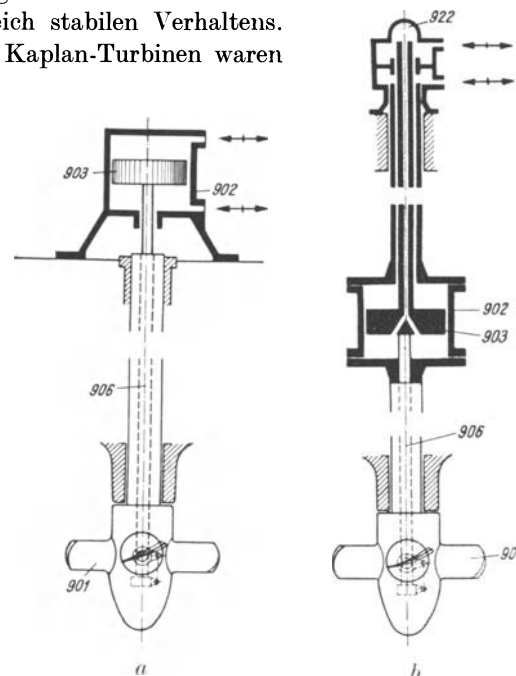


Abb. 175.

¹ Nach Vorschlägen von R. THOMANN.

² Nach M. REIFFENSTEIN.

³ Nach Vorschlägen von E. ENGLESSION wird das Arbeitswerk in die Nabe des Laufrades gelegt.

Fabritz, Kraftmaschinenregelung.

b) Laufschaufeltriebwerke.

Abb. 176 zeigt die konstruktive Durchbildung des Arbeitswerkes mit Anordnung des Triebzylinders zwischen den Flanschen der Generator- und Turbinenwelle [11] (35). Die Zuführung des Drucköles zu den beiden Zylinderseiten erfolgt mittels konzentrischer, durch die hohl gebohrte Generatorwelle geführter Rohre 920, 921, deren innenliegendes, mit dem Arbeitskolben 903 verbunden, die Beaufschlagung der Unterseite desselben ermöglicht sowie dessen Bewegungen über Muffe 904 und Hebel 905 (Abb. 177) abnehmen läßt. Die Durchbildung des Ölzuführungsbockes 922 kann der vorgenannten Abbildung entnommen werden. Die an den Schließ- bzw. Öffnungskanal zu schaltenden Räume b_1 , b_2 sind voneinander nur durch die packungslose Führung 923 getrennt, während der Abdichtung der Einführung des äußeren Zuleitungsrohres 921 sowie der Ableitung des Lecköles mit Rücksicht auf die Freihaltung der unterhalb angeordneten elektrischen Maschinen besondere Sorgfalt gewidmet ist (Stopfbüchse 927, Ölfang 928).

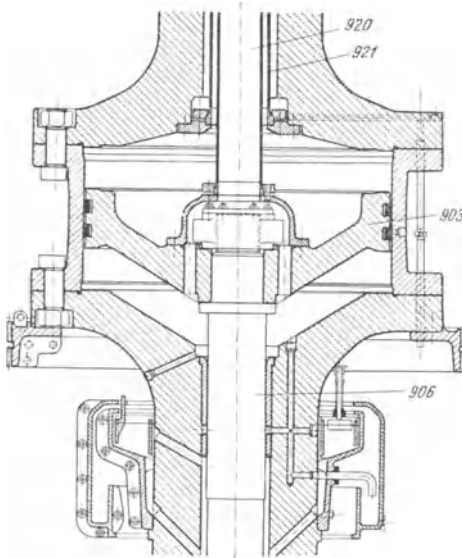


Abb. 176. (Maßstab 1:37,5.)

Die Ausbildung eines am oberen Ende der Turbinenwelle angeordneten Arbeitszylinders einschließlich der Ölzuführung zu diesem ist aus Abb. 178 zu entnehmen. Der untere Deckel des Zylinders 902 bildet hierbei die Tragscheibe des Spurlagers. Relativbewegungen treten ebenso wie bei der vorbeschriebenen Ausführung nur zwischen den Zuführungen 920, 921 und dem feststehenden Ölzuführungsbock 922 auf [8].

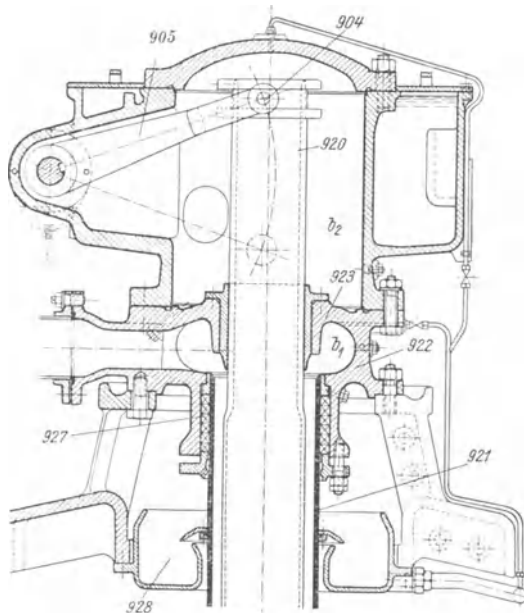


Abb. 177. (Maßstab 1:25.)

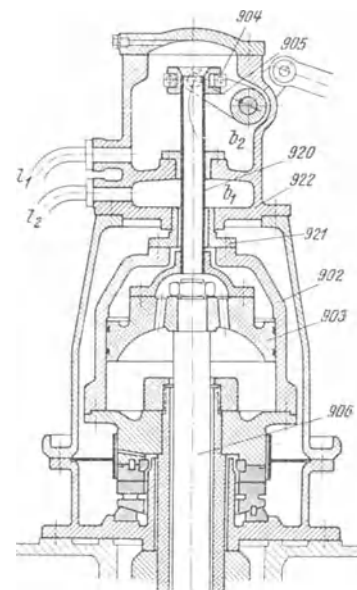


Abb. 178. 902, 903, 906 = Laufarbeitswerk, 920, 921 = Ölzuführungen, 904, 905 = Rückführungsantrieb.

Die beschriebenen Anordnungen können im allgemeinen als Standardausführungen gewertet werden und stellen keine an einen bestimmten Erzeuger gebundenen Ausführungsformen dar. Ihre Verwendung ergibt sich ausschließlich nach Erfordernis und Zweckmäßigkeit.

Gute Zugänglichkeit zum Ölkraftgetriebe ohne Vergrößerung der Bauhöhe wird durch eine in jüngster Zeit für große vertikale Maschinensätze gepflegte Anordnung erreicht, bei

welcher die nur in zwei Lagern geführte Maschinenwelle sowohl Turbinenlaufrad als auch Generatorläufer fliegend trägt.¹ Bei diesem Aufbau des Maschinensatzes, der an sich zum Antrieb des Erregermaschinenaggregates durch Elektromotor bzw. ein besonders von der Maschinenwelle aus abgeleitetes Vorgelege zwingt — mit dem Vorteil der Möglichkeit relativ hoher Drehzahl der Erregermaschine —, kann der Arbeitskolben in das den Generatorläufer tragende entsprechend verstärkte Wellenende verlegt werden (Abb. 179). Die Anordnung der Einrichtungen zur Ölüberleitung unmittelbar über dem Arbeitszylinder ermöglicht kurze Leitungen zu diesem.

Durch die bei Großausführungen bereits infolge des notwendigen Lagerspieles unvermeidlichen Schwankungen der Maschinenwelle werden bei feststehendem Ölzuführungsbock sowohl die Zuführungsrohre l_2 , l_1 als auch die drehenden Durchführungen 920, 921 ungünstig beansprucht. Die hier dargestellte Ausbildung der Ölzuführung [23], bei welcher sich der Kammerkörper 922, nur an einer Verdrehung gehindert und an die infolge ihrer freien Länge genügend nachgiebigen Zuleitungsrohre l_1 und l_2 angeschlossen, mit den ihn führenden bzw. spurenden Organen 920, 921, 925 bewegen kann, vermeidet diesen Nachteil. Der ortsfeste Bock 926 dient der Lagerung des Rückführgestänges sowie der Vermittlung eines äußerlich ruhigen Eindruckes des zur Ölüberleitung notwendigen Aufbaues.

c) Steuerungseinrichtungen.

Die Einfachregelung beschränkt sich, den bisherigen Erkenntnissen Rechnung tragend, ausschließlich auf die Beeinflussung der Laufschaufelstellung. Das in üblicher Weise ausgebildete hydraulische Triebwerk zur Betätigung des Laufschaufelverstellmechanismus wird zweckmäßig an das Steuerventil eines normalen Reglers des erforderlichen Arbeitsvermögens angeschlossen, der den besonderen Verhältnissen durch Weglassung des Arbeitswerkes und der Handregelung angepaßt ist. An Stelle letzterer tritt eine Handpumpe, welche die vor Anlauf notwendige Eröffnung der Laufschaufeln durchführen läßt.

Bei Anwendung der selbsttätigen Leit- und Laufschaufelregelung wird letztere in der einfachsten Form als starr rückgeführte Abhängigkeitsregelung ausgebildet, bei welcher Kurvenscheiben, die vom Arbeitswerk der Leitradregelung bewegt werden und die dem bestmöglichen Wirkungsgrad entsprechende beharrungsmäßige Zuordnung der Regelorgane in die Steuerung einführen, die Steuerung der Laufregelung übernehmen. Der Umstand, daß das Arbeitswerk der letztgenannten Regelung an sich unabhängig angeordnet ist, ermöglicht die unveränderte Anwendung eines typenmäßigen Einfachreglers für das Leitschaufelverstellwerk, falls Laufschaufelsteuerventil und Ölzuführungsbock konstruktiv miteinander vereinigt werden und eine zusätzliche Druckölherstellung für die Laufschaufelregelung nicht notwendig wird (z. B. gemeinsamer Druckspeicher). Abb. 180 läßt die konstruktive Durchbildung [1] einer auf derartigen Voraussetzungen aufgebauten Laufschaufelregelung erkennen, bei welcher der in üblicher Weise zweiseitig steuernde Kolben 941 über das Gestänge 972 primär vom Leitschaufeltriebwerk her verstellt und durch die Bewegungen des zugehörigen Arbeitskolbens, bzw. der mit diesem verstellten Zuführung 920 rückgeführt wird.

Die an sich wünschenswerte örtliche Zusammenfassung der Steuereinrichtungen für Leit- und Laufregelung wird durch die konstruktive Angliederung letzterer an den Leitradregler

¹ Das Spurlager kann dann entweder auf dem Turbinendeckel abgestützt, bzw. unmittelbar unter dem Generatorrotor angeordnet werden.

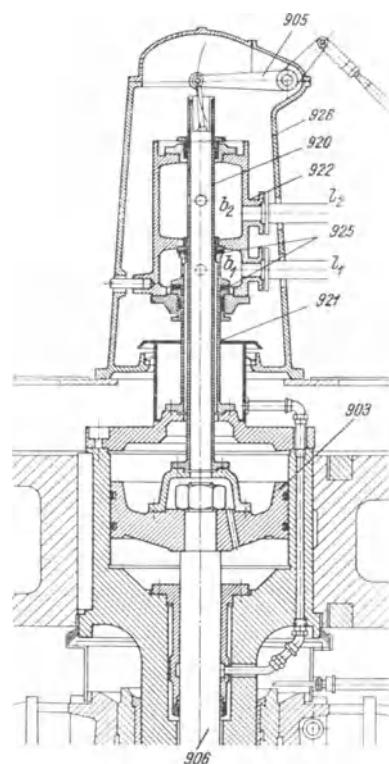


Abb. 179.

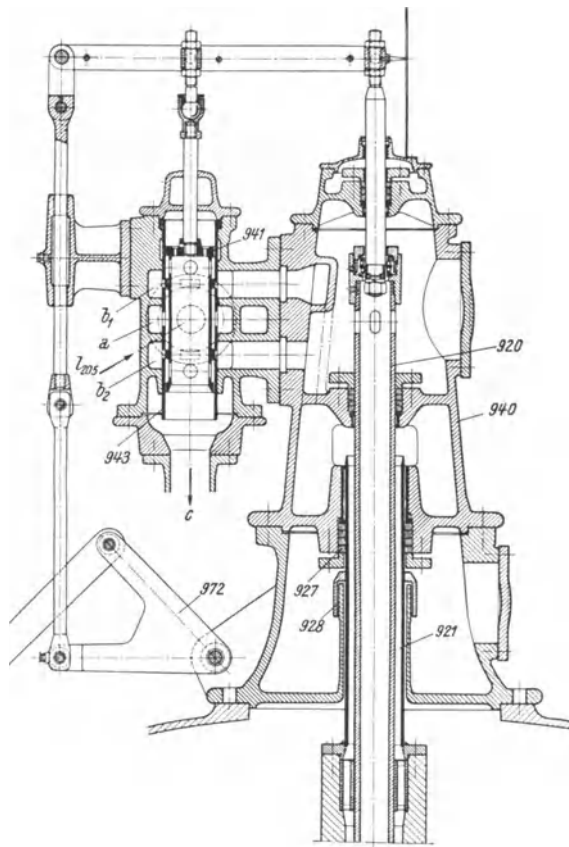


Abb. 180. (Maßstab 1:15.)

920, 921 = Ölzuführungen, 927, 928 = Ölabdichtungen, 940 = Ölzuführungsbock, 941, 943 = Steuerventil, 972 = Abhängigkeitsgestänge.

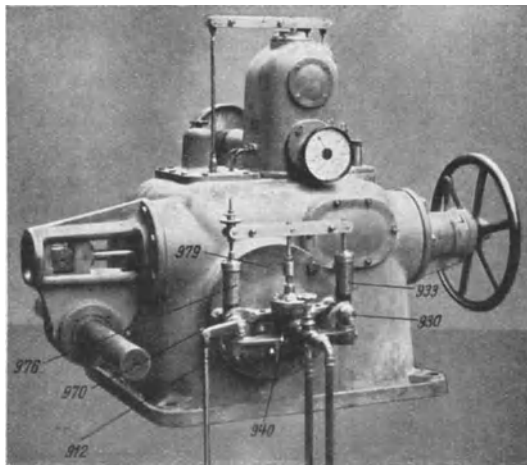


Abb. 181.

gemäß Abb. 294 [11, 12]¹ erreicht. Die Bewegungen des Laufradsteuerkolbens 941 unterliegen dem Einfluß der vom Leitradtriebwerk her bewegten Abhängigkeitskurve 970 und jenem der über Drahtzug 972 vermittelten Laufradrückführung. Die Veränderung der wirksamen Seillänge über das Aufzugsgetriebe 978 läßt die beharrungsmäßige Zuordnung gleichzeitiger Leit- und Laufradstellungen etwa im Sinne der Weitereröffnung des Laufrades ändern, ein Vorgang, der beim Anlassen des Maschinensatzes, bzw. zur Erzielung einer Mehrleistung bei Wasserüberschuß oder starkem Rückstau im Unterwasserkanal notwendig werden kann.

Bei der obengenannten konstruktiven Zusammenfassung erscheint eine Form der zusätzlichen Steuereinrichtung anstrebenswert, die möglichst die Durchbildung des Leitradreglers nicht berührt, insbesondere falls es sich bei letzterem um ein Reihenerzeugnis handelt (Abb. 181 [23]). Laufradsteuerventil 940 und Steuergestänge 933—972 sind auf dem Deckel 979 angeordnet, welcher an Stelle des einfachen Abschlußdeckels des Normalreglers tritt. Immerhin erscheint die Ausrüstung des letzteren noch durch den Umstand beeinflusst, daß sowohl der Antrieb der Abhängigkeitskurve 930 vom Arbeitswerk des Reglers durch zusätzliche Vorkehrungen verwirklicht als auch die Ergänzung des normalen Pumpensatzes durch die die Laufschaufelregelung beliefernde Pumpe vorgenommen werden muß, falls die Regelungen im Durchfluß versorgt werden. Unter diesem Gesichtswinkel erscheint die Entwicklung unabhängiger Zusatzeinrichtungen [23] folgerichtig, die im Falle der Versorgung der Laufradregelung durch eine besondere Pumpe auch letztere einschließen. Die Möglichkeit der räumlich unabhängigen Aufstellung derartiger Einrichtungen kommt der einfachen Führung des Rückführgestänges entgegen, die Zusammenfassung der zur Regelung der Laufschaufeln notwendigen Steuerungseinrichtungen gestattet die unveränderte Anwendung eines normalen Reglers zur Betätigung des Leitapparates; die Unabhängigkeit der Aufstellung wird notwendigenfalls durch elektrischen Antrieb der in die Zusatzeinrichtung einbezogenen Reglerpumpe

gewahrt. Abb. 182 zeigt die Durchbildung der Zusatzeinrichtung unter Voraussetzung der unabhängigen Versorgung des Druckölkreislaufes der Laufschaufelregelung durch eine besondere

¹ S. Abschnitt XII, S. 202.

Pumpe. Der im Durchfluß vorgesteuerte Ventilkolben unterliegt der Führung durch den Leitradservomotor (Kurvenscheibe 932), bzw. den rückführend eingeleiteten Bewegungen des Laufradarbeitswerkes über den Kurventrieb 970, wobei das Handrad 978 der Überöffnung des Laufrades dient. Die drehbare Ausbildung der Gestängeführungen 933 und 976 unterstützt die günstigste Ausrichtung der Verbindungsgestänge.

Die Ausbildung der Zusatzeinrichtung unter Voraussetzung einer gemeinsamen Versorgung der Regelungen durch gespeichertes Drucköl läßt Abb. 183 [23] erkennen. Hingewiesen sei nur auf das Rückschlagventil 960, welches in Betriebspausen die Entleerung der zum Laufrad-servomotor hochsteigenden Ölleitungen verhindern soll, ferner auf die Handpumpe 990, welche die Eröffnung der Laufschaufeln ermöglicht, falls zu Beginn des Anlaßvorganges der Druckspeicher nicht betriebsbereit sein sollte. Die letztgenannte Maßnahme wird

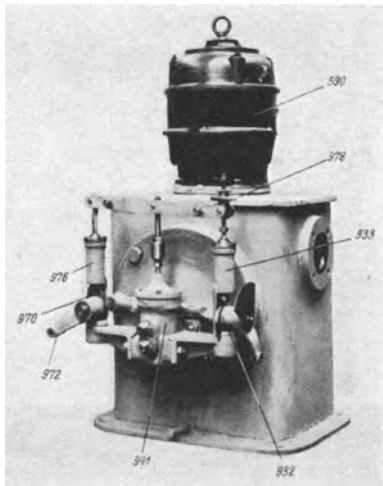


Abb. 182.

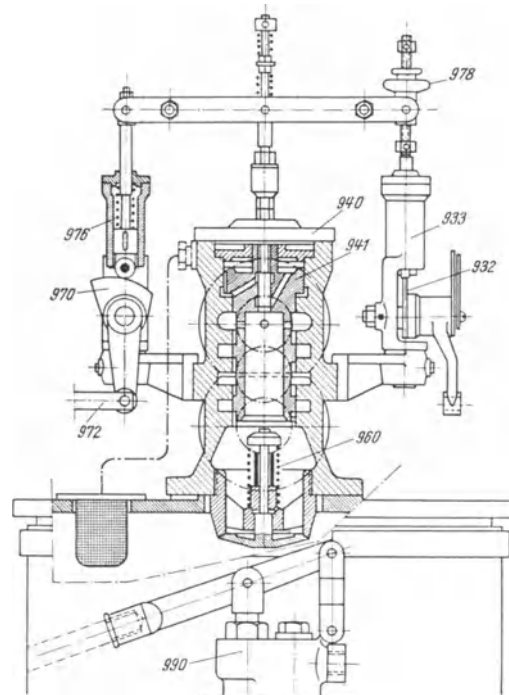


Abb. 183.

auch bei der Anordnung Abb. 182 zweckmäßig, falls nicht unbedingt mit der Betriebsbereitschaft des elektrischen Pumpenantriebes gerechnet werden kann.

Auch die doppelte Verkettung der Steuerkreise in grundsätzlich gleicher Form wie bei der Doppelregelung von Freistrahlturbinen hat Anwendung gefunden (Abb. 184 [23]). Hierbei erfolgt die Verstellung des Steuerventils 940 zur Laufradregelung abhängig von den Bewegungen des Leitradsteuerventils 930 über Doppelhebel 972, dessen mittlerer Drehpunkt dem Einfluß der Verstellungen des Leitradarbeitswerkes über Gestänge 933 und Kurve 932, jenen des Laufschaufelverstellwerkes über Kurventrieb 970 unterstellt ist. Diese Anordnung mit ihrer relativ erhöhten Stabilität kann unter besonderen Verhältnissen notwendig werden, wie sie etwa durch regeltechnisch ungünstige Zusammenhänge zwischen Leit- und Laufradstellung herbeigeführt werden können, bzw. falls die Regelung nach bestmöglichem Wirkungsgrad an die *selbsttätige* Überöffnung des Laufrades bei bereits bestehender voller Leitradöffnung gebunden ist. Nachdem ein befriedigender Verlauf des Wirkungsgrades auch mit regeltechnisch günstigeren Zusammenhängen der obengenannten Bestimmungsgrößen erreicht werden kann, findet die bezeichnete Auslegung nur selten praktische Anwendung.

Der Umstand, daß für jede Leitschaufelstellung ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Stellung der Laufschaufel und dem auf diese ausgeübten hydraulischen Moment besteht, läßt durch Aufbringung bestimmter Gegenmomente die Laufschaufelstellungen jenen des Leitapparates zuordnen. Insofern die beharrungsmäßig den einzelnen Leitapparatstellungen zukommenden Werte des Laufschaufelverstellmomentes in einfacher Abhängigkeit von

der Laufschaufelstellung selbst stehen (Abb. 185), was etwa durch entsprechende Formgebung der Laufschaufel erzwungen werden kann, wird eine besondere Abhängigkeitssteuerung überhaupt entbehrlich (38, 39); die zugeordneten Gegenmomente können dann — wenn konstant —

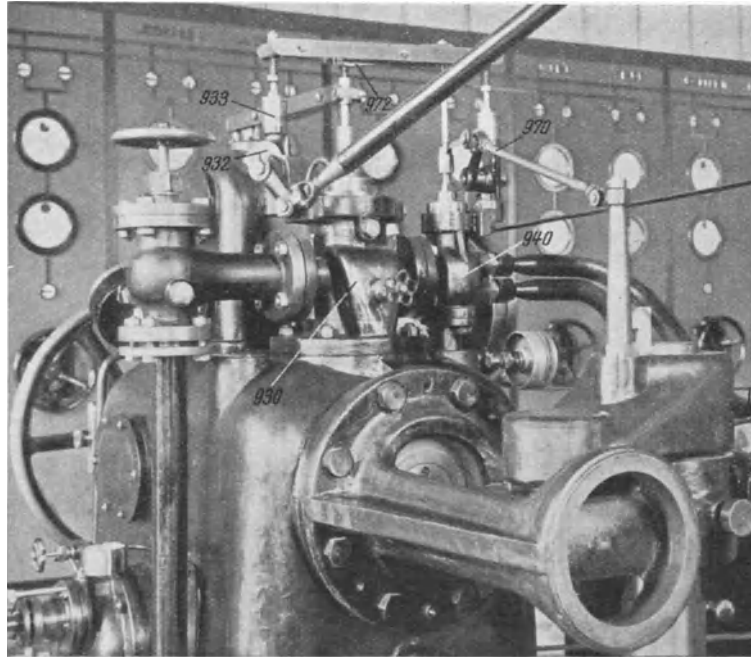


Abb. 184.

durch druckwasserbelastete Gegenkolben, bzw. durch entsprechend abgestimmte Federanordnungen erzielt werden. An Stelle rein mechanischer Mittel kann auch Drucköl zur Erzeugung des Gegenmomentes bzw. des veränderlichen Anteils desselben herangezogen werden; die Steuerung der Ölpressung — etwa in Abhängigkeit von der Leitapparatstellung — läßt auch die Verwirklichung komplizierter Zusammenhänge zu, wobei jedoch infolge der wenn auch verminderten Aufwendungen für die Steuerung (u. a. durch Entfall der mechanischen Rückführung) der Umweg, die Zuordnung drehmomentenabhängig zu verwirklichen, nicht mehr vollberechtigt erscheinen dürfte.

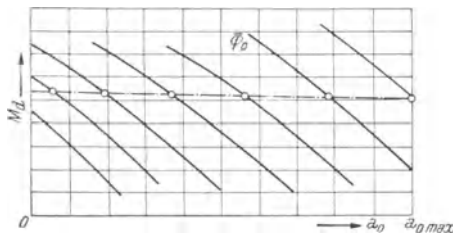


Abb. 185. a_0 = Leitschaufel-, φ_0 = Laufradöffnung, M_d = Laufschaufeldrehmoment.

d) Abstimmung der Regelgeschwindigkeit von Leit- und Laufradverstellung.

Man entnimmt der grundsätzlichen Darstellung des Leistungsfeldes doppelgeregelter Kaplan-Turbinen (Abb. 186), daß zur möglichststen Geringhaltung der Drehzahlsteigerung bei Entlastungsvorgängen die Herabsetzung der Arbeitsgeschwindigkeit der Laufschaufelregelung gegenüber jener der Leitschaufeln vorteilhaft ist insofern, als der rasche Abfall des Wirkungsgrades das Leistungsgleichgewicht bereits bei relativ größeren Wassermengen erreichen läßt, wodurch unter Umständen nicht nur die hierzu erforderliche Zeit verkürzt, sondern auch die Druckschwankungen in der geschlossenen Wasserführung gemildert werden.¹ Für die der erstmaligen Erreichung des Leistungsgleichgewichtes folgende sekundäre Phase des Regelvorganges, in welcher die Einsteuerung der Regelorgane in ihre gesetzmäßige Beharrungslage vor sich

¹ Man entnimmt dem Schaubild, daß z. B. bei einer Entlastung von $N = 0,8$ (auf $N_0 = 1$ bezogen) auf $0,2$ bei ausschließlicher Verstellung des Leitapparates das Gleichgewicht erstmalig bei $q_2 = 0,37$ erreicht wird, während die für den neuen Beharrungszustand $\bar{2}$ maßgebende bezogene Wassermenge $rd \bar{q}_2 = 0,18$ beträgt (der Einfluß der Drehzahländerung auf das Leistungsfeld ist hierbei vernachlässigt).

geht, liegt bei ausschließlicher Abhängigkeitssteuerung des Laufschaufelregelkreises eine rein drehmomentabhängige Verkettung zwischen Leit- und Laufschaufelbewegung vor, wobei letztere, durch die konstruktionsgemäße Regelgeschwindigkeit bestimmt, über die Drehzahl die Leitradverstellung führt. Die hierbei gegebene Möglichkeit von Leistungspendelungen kann vermieden werden, wenn an Stelle der drehzahlabhängigen Steuerung des Leitrades eine ausschließlich von den Bewegungen des Laufrades abgeleitete Abhängigkeitssteuerung [23] tritt, wobei einander zugeordnete Öffnungswerte (a_0, φ_0) der Leerlaufleistung ($N = 0$) entsprechen. Mittelbar ist damit die Haltung der Drehzahl gegeben. In der praktischen Durchführung genügt die gesetzmäßige Begrenzung des Pendelhubes, da der Einfluß der sich schließenden Laufschaufeln (φ_0) im Sinne einer Leistungserhöhung und damit Drehzahlsteigerung geht, wie aus dem Leistungsfeld Abb. 186 zu erkennen ist.

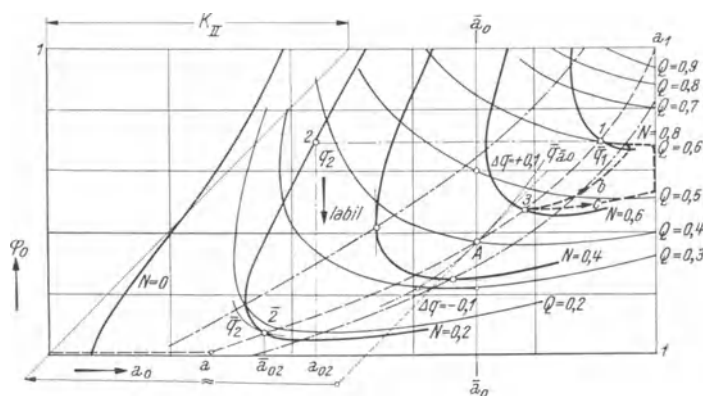


Abb. 186.

Die Wirksamkeit der vorerwähnten Abhängigkeits- (Leistungs-) Steuerung ist an die volle Entlastung des Maschinensatzes gebunden; sie kann als Sonderfall jener allgemeine Geltung beanspruchenden Vorschläge von D. THOMA angesehen werden, bei welchen durch eine rein leistungsabhängige Rückführung — also unter Aufrechterhaltung der Drehzahlsteuerung — für beliebige Werte der neuen Beharrungsleistung die Drehzahl des Maschinensatzes nur von dieser abhängt, hingegen unbeeinflusst von den möglichen Zuordnungen zur Erhaltung dieser Leistung während des sekundären Vorganges bleibt. Gleichzeitig erscheint der Stabilitätswert der Regelung in eindeutiger Beziehung zur Leistung im Gegensatz zu Anordnungen mit Ableitung der Rückführung von der Stellung eines der Regelorgane.

Bei dem allgemeinen Charakter der Abhängigkeit der Leistung von Lauf- und Leitschaufelstellung kann eine rein leistungsabhängige Verstellung des Rückführpunktes C (Abb. 187) durch additive Zusammensetzung der Wege der Regelorgane, bzw. ihrer allgemeinen Abwandlungen etwa über Kurventriebe, nicht erzielt werden, sondern erfordert die Abbildung des jeweils geltenden Leistungsfeldes durch einen Mechanismus mit zwei Freiheitsgraden entsprechend der Abhängigkeit a_0, φ_0 .

Hierzu können Formkörper 971 in die Steuerung eingeschaltet werden, deren Längsverstellung von der Leitschaufelbewegung, deren Winkeldrehung von jener der Laufschaufeln oder umgekehrt abgeleitet ist. Bei einer etwa vorzusehenden linearen Abhängigkeit von Drehzahl und Leistung im Beharrungszustande sind die Leistungswerte in proportionalen Radien des Formkörpers abzubilden. Falls die nur angenäherte Erfüllung der oben gekenn-

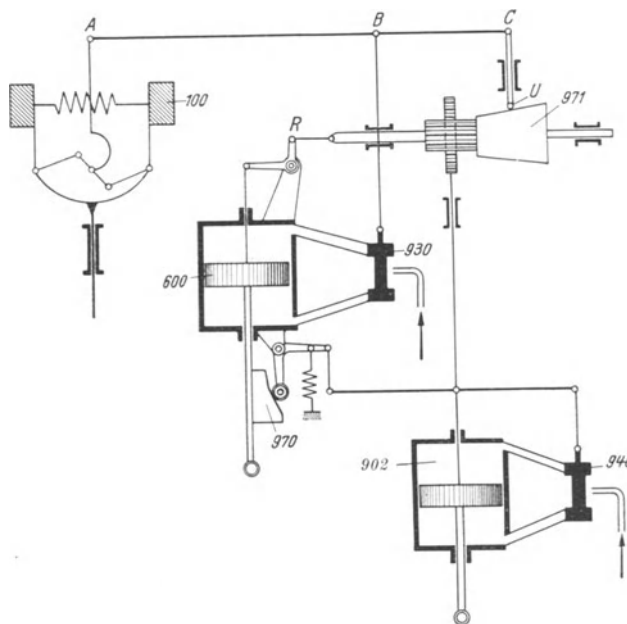


Abb. 187.

zeichneten Forderung genügt, besteht die Möglichkeit des Ersatzes des Formkörpers durch einfacher herzustellende Lenkergetriebe.

Die möglichste Herabsetzung des Schwungmassenbedarfes bei großen und verhältnismäßig langsam laufenden Kaplan-Sätzen macht neben anderem die Anwendung hoher Ungleichförmigkeitsgrade der Regelung und damit isodromierender Einrichtungen zur Erzielung eines praktisch entsprechenden (dauernden) Ungleichförmigkeitsgrades der Regelung notwendig. Die überlagerte Wirkung dieser Einrichtung läßt bei der gewöhnlich gegenüber der Schließzeit des Laufrades größeren Isodromzeit den hinsichtlich der Drehzahlhaltung gezeigten Vorteil zurücktreten, ebenso wie sie den Drehzahleinlauf bei der nur einfach abhängig rückgeführten Regelung begünstigt (Abb. 188). Wertvoll bleibt jedoch die Abhängigkeit des Stabilitätswertes ausschließlich von der Leistung.

Die vorgenannte Leistungssteuerung läßt mehr oder minder ohne Beeinträchtigung der Güte der Drehzahlregelung die Dauer des Sekundärvorganges frei, also genügend lang wählen und so die Massenwirkungen geschlossen geführter Wassersäulen abschwächen, insbesondere die damit zusammenhängenden Vorgänge im Saugrohr, die selbst bei vertikalen Maschinensätzen zusammen mit anderen Ursachen Veranlassung zum Hochsteigen des rotierenden Teiles im Gefolge plötzlicher Entlastungen geben können.

An sich bedingt die Veränderung des Profilanströmwinkels bei sich schließenden Leitschaufeln (zurückgehender c_m -Komponente) die Verringerung des Axialschubes, gegebenenfalls bis zu negativen Werten desselben. Diese Verhältnisse können durch die — regeltechnisch wohl ungünstige — Erhöhung der Nachfolgeschwindigkeit des Laufschaufelmechanismus verbessert werden.

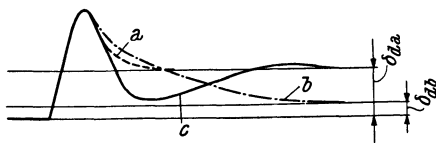


Abb. 188. a = leistungsabhängig rückgeführt, b = isodromiert, c = einfach rückgeführt.

Wesentliche Bedeutung kommt der Vakuumbildung im schaufellosen Raum zu, die, durch die Pumpwirkung des Laufrades gefördert, bei großen Turbinen auch durch eine im praktisch möglichen Ausmaß vorgesehene Belüftung erfahrungsgemäß nur wenig gemildert werden kann. Die Bildung eines freien Wasserspiegels im Saugrohr und dessen stoßartiges Rückfluten schaffen im Augenblick des Eintrittes des gegebenenfalls mit Überdrehzahl rotierenden Laufrades die Disposition zum Hochsteigen desselben.

Die beschriebenen Vorgänge im Saugrohr zu verhindern ebenso wie die Sicherung eines genügenden Abwärtsschubes gelingt in einfacher Weise durch Verzicht auf einen vollständigen Schluß des Leitapparates, etwa durch Beschränkung auf die Leerlauföffnung; ein Vorgang, der jedoch nicht immer, so z. B. für automatische Anlagen, möglich ist. In diesem Falle, insbesondere bei geringem Gewicht des rotierenden Teiles (Getriebeturbinen), muß bei vollem Schluß mit der Wahrscheinlichkeit eines Hochsteigens gerechnet und diesem etwa durch Anordnung von Gegenspuren begegnet werden.

Was den *Öffnungsvorgang* anbelangt, so liegt es im Sinne einer möglichst raschen Herstellung der neuen (vergrößerten) Beharrungsleistung bzw. Geringhaltung des vorübergehenden Leistungsunterschusses, die Angleichung der erzeugten Leistung bei jeweils bestmöglichem Wirkungsgrad vorzunehmen. Dies bedeutet eine Abstimmung der Öffnungsgeschwindigkeiten, welche die beharrungsmäßige Zuordnung $a-a_1$ (Abb. 186) auch während eines durch größere Belastungsänderungen ausgelösten Regelvorganges eintreten läßt. Grundsätzlich kann ein Ablauf des Öffnungsvorganges nach $a-a_1$ durch eine stellungsabhängige Zuordnung der Höchstgeschwindigkeiten von Leit- und Laufschaufelregelung erreicht werden, welche jedoch Einflüssen unterliegt, die nicht eindeutig in der Steuerung berücksichtigt werden können (Veränderlichkeit der Ölviskosität, der Verstellwiderstände).

Dies hat D. THOMA zu dem in Abb. 189 dargestellten Vorschlag veranlaßt, nach welchem die Verstellung des Leitschaufeltriebwerkes im Öffnungssinne durch jene der Laufschaufeln überwacht und gegebenenfalls im genannten Sinne begrenzt wird. Hierbei wird die Tatsache eines Zurückbleibens der Laufschaufelregelung aus der stärkeren Verstellung des zugehörigen Steuerventils 940 im Öffnungssinne gefolgert, welcher Zustand eben dann eintritt, wenn der Kraftkolben des Laufschaufelgetriebes 902 dem primären Impuls des Arbeitskolbens 600 der

Leitradregelung nicht gefolgt ist und damit nicht die Rückführung des Steuerventils 940 gegen seine Mittellage vorgenommen hat. In diesem Falle wird durch das Gestänge 941 der Hub des Steuerventils 930 zum Leitapparatgetriebe im Öffnungssinne beschränkt und damit dessen Geschwindigkeit entsprechend herabgesetzt.¹

Diese Maßnahmen gewinnen besondere Bedeutung im Hinblick auf die Eigenart des Leistungsfeldes von Kaplan-Turbinen, insofern stärkere Abweichungen im Sinne einer Voreilung der Leitschaufeln zur Herstellung des neuen Beharrungszustandes über den Weg starker Überöffnungen des Leitrades (Abb. 186, 3—b—1), gegebenenfalls zu einem instabilen Vorgang mit Volleröffnung des ersteren (3—c—1) führen können.

Der Verlauf der Linien gleicher Leistung im Bereiche der Beharrungszustände läßt eine möglichst pendelfreie Ansteuerung der letzteren bei Schließvorgängen nur bei verhältnismäßig stark herabgesetzter Geschwindigkeit der Laufschaufelverstellung erwarten. Zur Erzielung eines schleichenden Schlusses der Laufschaufeln in der Nähe der gesetzmäßigen Beharrungslage sind besondere Vorkehrungen, wie etwa die in Abb. 190 dargestellte^[11], entwickelt worden. Hierbei werden die von der Abhängigkeitskurve 970 abgenommenen Steuerwege, insofern es sich um Schließvorgänge handelt,

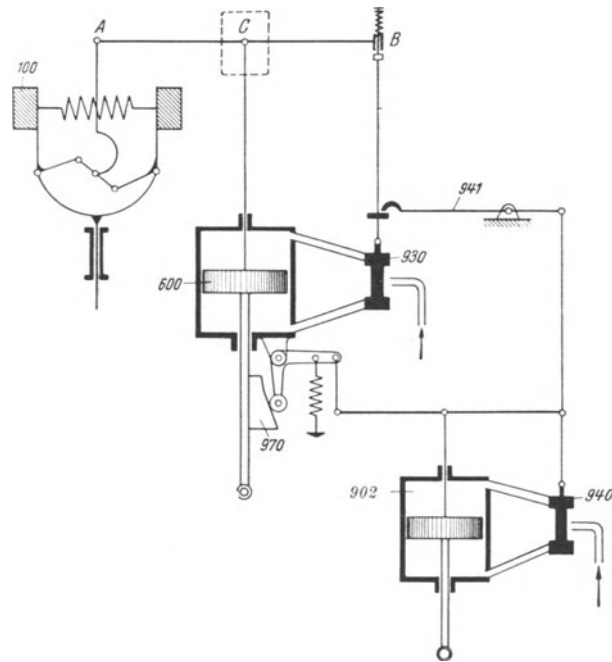


Abb. 189.

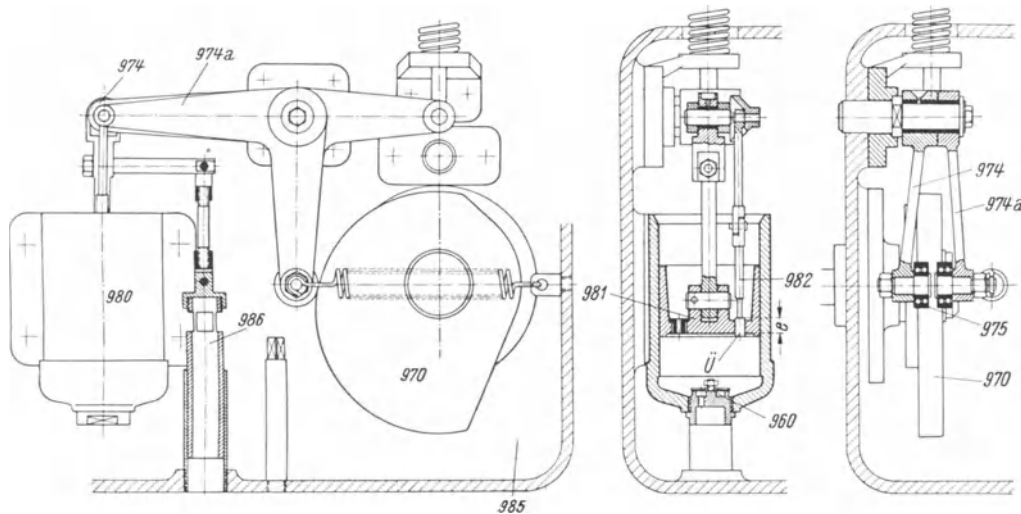


Abb. 190. (Maßstab 1:6.)

durch die Ölbremse 980 mit Abhebung der Rolle 975 von der Kurvenscheibe 970 verzögert, solange die Relativstellung eines zweiten, dauernd kraftschlüssig an Kurvenbahn 970 gelegten Hebels 974a die Überdeckung *e* der durch den Stift 982 gesteuerten Überströmung *Ü* nicht

¹ In die Vorschläge von D. THOMA ist auch die Möglichkeit einer Drosselung der Druckölzufuhr zum Leitapparatsteuerventil bei stärkeren Verstellungen des Laufradsteuerventils im Öffnungssinne aufgenommen.

überschreitet. Öffnungsbewegungen der Abhängigkeitskurve hingegen folgt das Steuergestänge des sekundären Kreises ohne Verzögerung, nachdem hierfür die Wirkung der Ölbremse durch das Rückschlagventil 960¹ ausgeschaltet erscheint.

Der schleichende Schluß der Laufschaufeln im Bereich der letzten Winkelgrade vor Erreichung des Beharrungszustandes kann auch durch eine entsprechende Auslegung des zugehörigen Steuerventils erreicht werden. Drosselbünde mit Bohrungen, Verringerung des steuernden Umfanges im Bereich um die Mittellage des Steuerventils (Abb. 86) dienen nicht nur der starken Herabsetzung der Regelgeschwindigkeit um die Beharrungslage, sondern auch einer unabhängigen Einstellung der Öffnungs- und Schließzeit² des Laufschaufelverstellmechanismus.

Für Anlagen, die unter stark wechselndem Gefälle zu arbeiten haben, kann die Änderung der gesetzmäßigen Zuordnung von Leit- und Laufschaufelöffnung im Beharrungszustand je nach dem augenblicklich wirksamen Gefälle zur Erzielung wirtschaftlichster Ausnützung der verarbeiteten Wassermenge erforderlich werden. Hierzu wird die einfache Abhängigkeitskurve durch eine Kurvenwalze ersetzt, deren Form sich aus der Aneinanderreihung der mit Änderung des Gefälles einzuführenden Gesetzmäßigkeiten der Zuordnung ergibt. Die axiale Verstellung der Kurvenwalze, welche die einzelnen Abhängigkeitsverhältnisse wirksam werden läßt, kann von Hand aus durchgeführt werden, bzw. wird bei Anlagen mit zeitlich unvorhersehbaren Gefällschwankungen (z. B. bei Werken, die der Abflußregelung dienen) bzw. unbedienten Anlagen zweckmäßig Schwimmereinrichtungen übertragen, die unmittelbar oder über hydraulische Getriebe die Verschiebung der Kurvenwalze durchführen (s. Abb. 294).

e) Druckölbereitstellung.

Die Druckölversorgung der Laufschaufelregelung wird, falls es sich um Maschinengrößen handelt, welche zweckmäßig von Durchflußreglern bedient werden, durch eine besondere Pumpe bewirkt. Letztere wird entweder, wie bereits erwähnt, der dem normalen Regler angehörigen Pumpe zugefügt, bzw. bei Anwendung getrennter Zusatzeinrichtungen (Abb. 182) in diese einbezogen. Die sinngemäße Beschränkung des Durchflußprinzips auf Laufradregelungen kleineren Arbeitsbedarfes sowie der Umstand, daß hierbei diese verhältnismäßig langsam vorgenommen werden kann — für den gesamten Verstellhub können 10 bis 20 Sekunden aufgewendet werden —, lassen mit einer einzigen Pumpe zur Erzielung der notwendigen Regelgeschwindigkeit das Auslangen finden.

Falls die Größe der Anlage die Anwendung gespeicherten Drucköles zweckmäßig macht, erfolgt in der Regel die Belieferung der Steuer- und Betätigungskreise der Laufschaufelregelung durch die entsprechend der zusätzlichen Inanspruchnahme ausgelegte gemeinsame Druckölerzeugungsanlage; jedoch kann auch für die Laufradregelung die Versorgung durch eine besondere Pumpe in Durchfluß beibehalten werden, wobei letztere auch zur Belieferung des parallelgeschalteten Druckspeichers herangezogen werden kann. Diese Anordnung, die nur voraussetzt, daß die Pumpe der vorgesehenen maximalen Regelgeschwindigkeit des Laufradservomotors mindestens entspricht, bringt die Entlastung des Druckspeichers vom Druckölbedarf der Laufradregelung, wirkt also im Sinne einer Verringerung des bereitzustellenden Druckölvolumens.

f) Sonderbauformen.

Die bisher besprochenen Anordnungen des Arbeitszylinders zum Laufschaufeltriebwerk lassen eine Beeinflussung der Ausbildung des Generators nicht umgehen, zumindest hinsichtlich der Vorkehrungen, die durch die Ölzuführung zum Laufradarbeitswerk bedingt

¹ Um ein sofortiges Anheben des Rückschlagventils zu sichern, wird der Ölspiegel im Behälter 985 durch den gleichsinnig mit dem Kolben 981 bewegten Überlauf 986 immer um geringes höher als der Ölspiegel im Arbeitsraum der Ölbremse (Unterseite des Kolbens 981) gehalten.

² Abgesehen von der Dauer der Nachregelung hat sich verschiedentlich eine merklichere Nachführung der Laufschaufeln bei stärkeren Entlastungen als erforderlich gezeigt, um eine allzustarke Bremswirkung der offenen Laufschaufeln hintanzuhalten.

sind und den Schutz der elektrischen Maschine vor dem Eindringen von Lecköl zu gewährleisten haben. Diese Nachteile vermeiden Ausführungen, welche die für die Steuerung und Druckölversorgung der Laufschaufelregelung notwendigen Einrichtungen möglichst unmittelbar mit dem Arbeitszylinder dieses Regelkreises vereinigen, wie etwa in Abb. 191 dargestellt [21] (37). Hierbei ist das Gehäuse zum Laufradsteuerventil 943 mit dem Arbeitskolben 903 zusammengebaut, wodurch letzterer dem über die Muffe 972 abhängig von den Bewegungen des Leitapparates verstellten Steuerstift 941 nachgeführt wird. Die Versorgung des Ölkreises erfolgt durch die — der Abmessungen halber mit drei Rädern ausgeführte — Zahnradölpumpe 950, die, mit dem Steuerventil zusammengefaßt, ihren Antrieb von dem feststehenden Zahnkranz 951 ableitet.

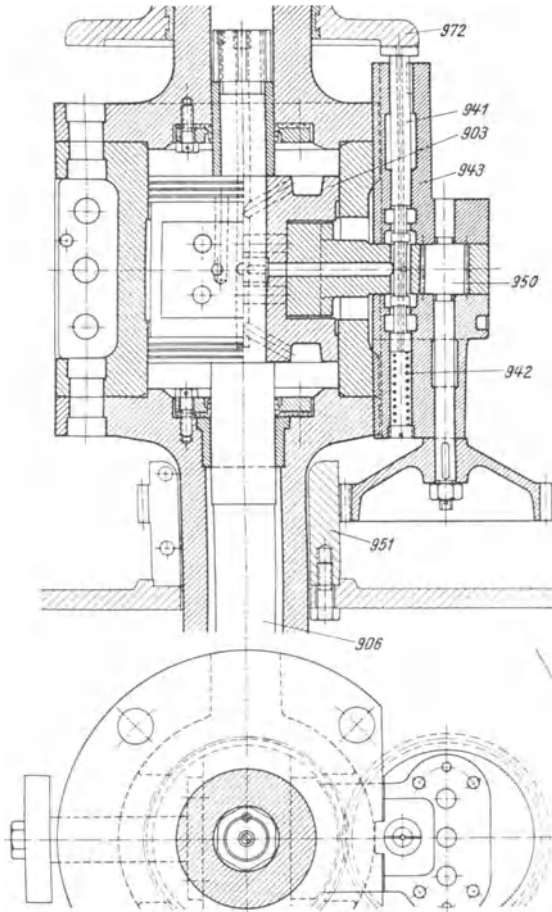


Abb. 191. (Maßstab 1:6.)

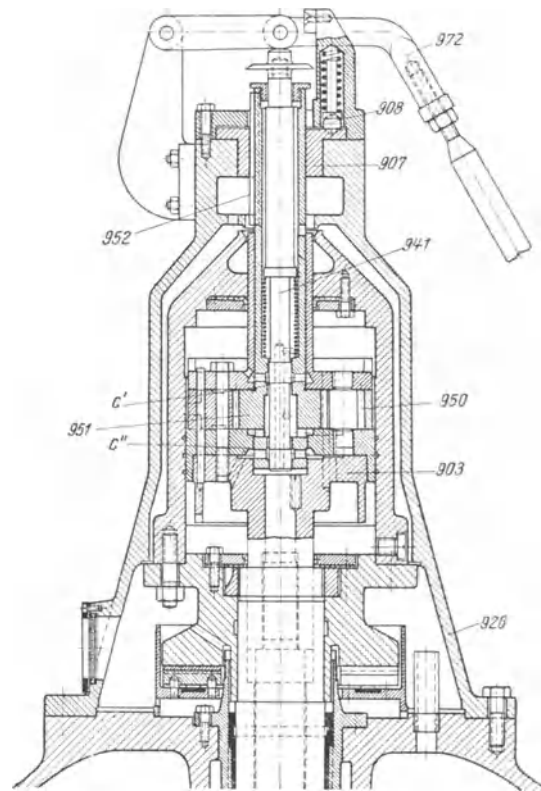


Abb. 192.

Für Anordnungen des Arbeitskolbens am oberen Ende der Maschinenwelle kann ein gedrängter Aufbau der Regelungseinrichtung bei einer den praktischen Forderungen genügenden Zugänglichkeit durch die in Abb. 192 gezeigte Anordnung erreicht werden, bei welcher Zahnradpumpe 950, 951 und Steuerkolben 941 unmittelbar in den Arbeitszylinder verlegt sind. Zahnradpumpe 950 ist als Dreiräderpumpe ausgebildet, deren Förderung durch Verhinderung der Drehung des mittleren Rades 951 über Gleitkeil 952 erzielt wird. Abweichend von der üblichen Verteilung des Drucköles werden aus konstruktiven Erwägungen die beiden Ölströme getrennt in die Zylinderräume eingepumpt und nachher gesteuert, wobei, wie leicht verfolgbar, der Steuerschieber 941, der sich kraftschlüssig an das Abhängigkeitsgestänge 972 anlehnt, durch Abdeckung einer der Auslaßsteuerungen c' , c'' die Nachfolgebewegung des Arbeitskolbens 903 mit Unterdrucksetzung der zugehörigen Pumpe bewirkt. Die nur kraftschlüssige Feststellung der Führungsbüchse 907 über die abgefederte Kugel 908 sichert durch die Beschränkung des Haltemomentes vor Getriebebrüchen.

Die Anwendung größerer Pumpenleistungen und Steuerquerschnitte bei Regelungen mit höherem Arbeitsbedarf führt zu der in Abb. 193 dargestellten Abwandlung¹ der Durchbildung, bei welcher der Steuerkolben in zwei Schieber 941 aufgelöst erscheint, deren einer (rechts) nur den Drucköleinlaß, deren anderer die Abströmung steuert. Die Verstellung der Schieber selbst erfolgt wieder kraftschlüssig von der Muffe 904 aus, welche vom Leitapparatregler entsprechend der geforderten Zuordnung (Kurvenscheibe 970) bewegt wird. Wie leicht erkennbar, wird der Arbeitskolben 903 den übereinstimmend verstellten Schiebern

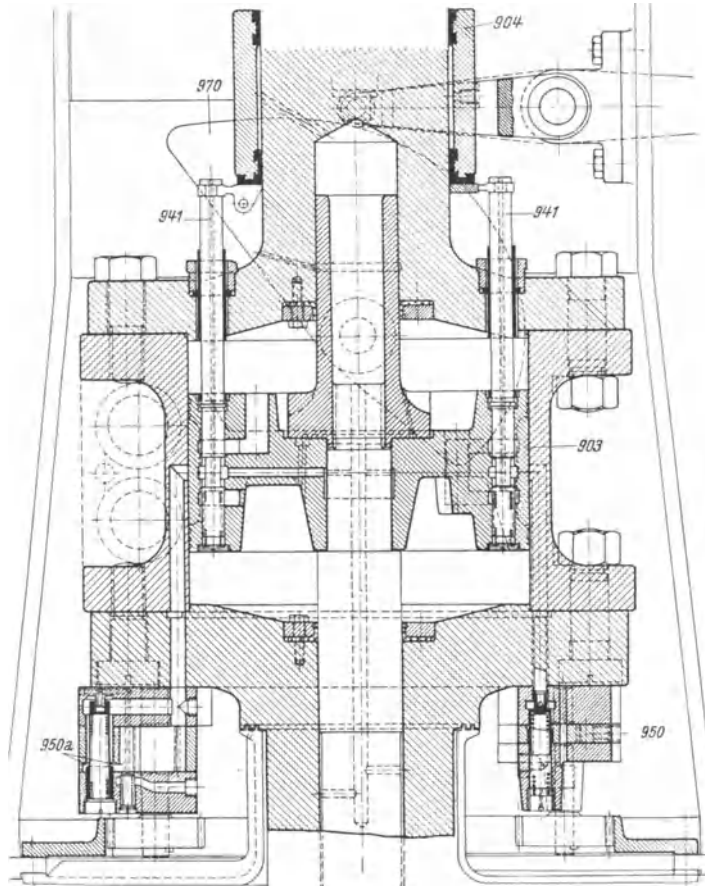


Abb. 193. (Maßstab 1:10.)

abgebbare Höchstleistung bestimmt, von Hand aus, bzw. für den Fall, daß Rücksichten auf Unterlieger die unverzögerte Durchleitung der jeweils zufließenden Wassermenge verlangen, durch eine gesonderte Regelung nach dem Wasserstand eingestellt wird.

Die Regelung der Beaufschlagungsmenge durch *ausschließliche* Verstellung der Düsenadel mittels selbsttätiger Regler ist mit Rücksicht auf die bei Laständerungen zu tolerierenden Drehzahlabweichungen mit noch wirtschaftlich zu bezeichnenden Schwungmassen nur für Rohrleitungsverhältnisse möglich, die bei verhältnismäßig hoher Regelgeschwindigkeit die durch Regelvorgänge ausgelösten Druckschwankungen in der Rohrleitung in zulässigen Grenzen halten lassen.³ Gewöhnlich bedingt jedoch eine wirtschaftliche Auslegung des hydraulischen

bis zur Erreichung des dargestellten Beharrungszustandes nachgeführt. Um den dauernden Kraftverbrauch der Druckölanlage bei Bereitstellung relativ großer sekundlicher Ölmengen herabzusetzen, hat die in Abschnitt II (Abb. 33) besprochene Steuerung der Doppelpumpenanlage (kleine Pumpe 950, große Pumpe 950a) Anwendung gefunden.

X. Die Regelung der Freistrahlturbine.

a) Grundsätzliches.

Für kleinere und nicht speicherfähige Anlagen kann die Anpassung der Beaufschlagung des Becherrades an die jeweils abzugebende Leistung durch teilweise oder gänzliche Abkehr des Strahles vom Laufrad durch Strahlablenker² erfolgen. Letztere werden zum Zwecke der selbsttätigen Gleichhaltung der Drehzahl durch Geschwindigkeitsregler einer der vorbeschriebenen Bauarten betätigt, während die aus der Düse strömende Wassermenge, welche die jeweils

¹ Nach Mitteilungen von J. STOREK bis 25000 mkg ausgeführt.

² Der Strahlablenker kann als Strahldrücker oder Strahlschneider, von oben auf den Strahl drückend oder in denselben von unten her einschneidend, ausgeführt werden. Hinsichtlich der erstgenannten Anordnung ist zu beachten, daß labile Bereiche auftreten können, in welchen die mit steigender Abdrückung zu fordernde Leistungs- (Momenten-) Abnahme nicht erfüllt und somit auch die Eindeutigkeit der Zuordnung von Strahlablenkerstellung und Leistung nicht mehr gegeben ist (43).

³ S. zweiter Teil, Abschnitt A.

Teiles derartiger Hochgefällsanlagen die Erweiterung der Düsenregelung durch zusätzliche Maßnahmen, die den physikalischen Möglichkeiten entsprechend sich wohl unmittelbar nur auf Entlastungsvorgänge beziehen können, mittelbar jedoch auch höhere Reguliergeschwindigkeiten für Öffnungsvorgänge zulassen und somit die Anpassung der Leistungserzeugung an einen raschen Anstieg der Belastung erleichtern. Als derartige zusätzliche Entlastungseinrichtungen können Strahlablenker, welche den Strahl vom Rad abweisen, oder selbsttätige Nebenauslässe Anwendung finden, wodurch die Beaufschlagung des Becherrades verhältnismäßig rasch einer verminderten Leistungsanforderung angepaßt werden kann, ohne daß hierdurch wesentliche Druckschwankungen erzeugt werden.

Für die grundsätzliche Auslegung der Doppelregelung bestehen verschiedene Möglichkeiten (41). Die Anwendung eines einfachen Reglers erlaubt jene Anordnung, für welche die Düsenadel bei Entlastungsvorgängen ungesteuert, ausschließlich unter resultierend in der Schließrichtung wirkender Kräfte der neuen Beharrungslage zustrebt, andererseits bei Öffnungsvorgängen vom Strahlablenergestänge mitgenommen wird (*Auslegungsform 1* mit mechanischer Nachführung der Nadel). Bei der in ihrer einfachsten Art schematisch in Abb. 194 dargestellten Anordnung [11, 12] erlaubt die Kulissee 1002 den Nachlauf der Düsenadel 1001 unter Wirkung der dauernd im Schließsinne gerichteten Nadel- und Federkräfte 1004 bei einer Schließbewegung des den Strahlablenker 1010 unmittelbar betätigenden Reglers, wobei die Geschwindigkeit des Nadelnachlaufes durch die Ölbremse 1050 beherrscht wird. Bewegungen der Nadel finden ihr Ende mit der Anlehnung der Kulissee 1002 an Hebel 1012, womit die gegenseitigen Beharrungsstellungen von Düse und Strahlablenker festgelegt erscheinen. Hinsichtlich dieser Zuordnung ist zu fordern, daß im Beharrungszustand der Ablenker in unmittelbarer Nähe des jeweiligen Strahlrandes steht, ebenso bei Öffnungsbewegungen vor dem anwachsenden Strahl zurückgezogen wird.

Bei voller Ausnützung des Reglerhubes für Strahlablenker und Düse kann somit ersterer nur bis zur Mitte einschwenken, was nur für *Strahldrücker* entsprechender Ausbildung zulässig erscheint. Die Anwendung des über die Achse hinaussschwenkenden *Strahlabschneiders* ist wohl durch nur teilweise Heranziehung des Reglerhubes zur Bestreitung des vollen Hubes der Düsenadel möglich, bedingt jedoch ein erhöhtes Arbeitsvermögen des Reglers, zumindest für Öffnungsbewegungen, gegenüber der erstgenannten Auslegung. Diesen Nachteil vermeidet die Auslegung nach Abb. 195, bei welcher der Hub des Reglers unmittelbar die maximale Verstellung der Düse festlegt, während die gleichzeitigen Wege des Strahlablenkers von Regler- und Düsenadelstellung derart abgeleitet werden, daß der bei Zurücklegung des vollen Reglerweges zunächst ganz durchschwenkende Strahlablenker mit vorlaufender Nadel zurückgezogen wird, um bei Eintritt der Beharrungsstellung am Rande des Strahles zu stehen.¹

Dadurch, daß der Freigang der Strahlablenkerregelung im Schließsinne nur auf einen Bruchteil des gesamten Düsenadelhubes beschränkt wird, andererseits die volle Durchschwenkung

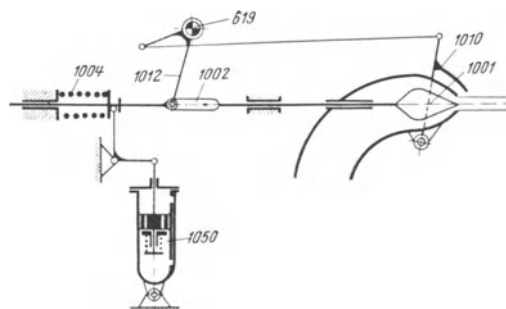


Abb. 194.

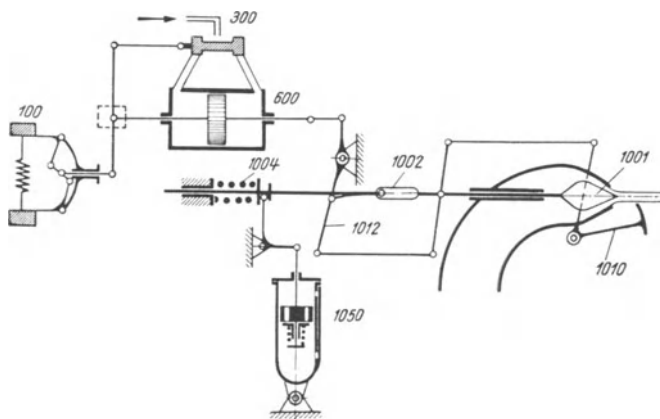


Abb. 195.

¹ Ältere Ausführung von Escher Wyss, Zürich; s. hierzu auch R. THOMANN (44).

des Strahlableskers für diesen Teilhub durch entsprechende Gestängeauslegung herbeigeführt wird, kann die wirksame Schlußzeit der Strahlableskerregelung noch weiter verkürzt werden (44). Nach Zurücklegung des freien Hubes unterstützt der Regler die Schließbewegung der Nadel, was bei der Auslegung der Ölbremse zu beachten ist. Wird letztere bei Öffnungsbewegungen mit Drucköl im unterstützenden Sinne beaufschlagt, so kann damit eine Entlastung des Reglers erreicht werden.

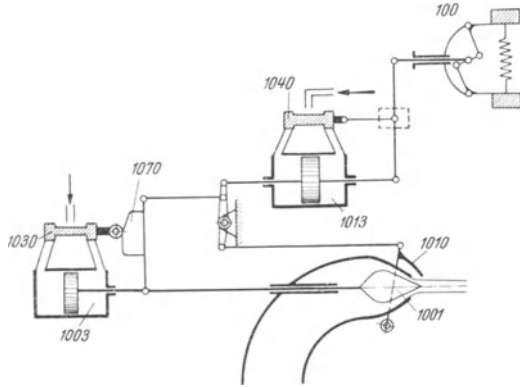


Abb. 196.

Grundsätzlich ist für alle genannten Anordnungen festzustellen, daß die in jedem Falle erforderliche Schließtendenz des Düsenverstellmechanismus den Regelbedarf für Öffnungsbewegungen erhöht. Nachdem jedoch an sich die zulässigen Öffnungszeiten der Düse gewöhnlich ein Vielfaches der möglichst kurz zu bemessenden Schlußzeit des Strahlableskers betragen, muß dieser Umstand keine erhöhte Beanspruchung der Druckölversorgungsanlage bedingen, erfordert jedoch schwerere Übertragungsgestänge. Die unter Rücksichtnahme auf einen möglichst günstigen Verlauf der Druckschwankungen anzustrebende Gesetzmäßigkeit der Nadelschließbewegungen kann durch entsprechende Anordnung der Drosselquerschnitte in der Ölbremse, also durch gesetzmäßige Veränderung der wirksamen Gegenkräfte, herbeigeführt werden.

Die Entlastung des Reglers von den Verstellkräften der Düsenadel und damit die Vermeidung eines nach diesen zu bemessenden Gestänges bringt eine Auslegung, bei welcher die Düsenadel ihr eigenes Arbeitswerk und Steuerventil erhält, welches letzteres, durch die Bewegungen der Düse rückgeführt, primär vom Ablenkergetriebe her verstellt wird (*Auslegungsform 2*,

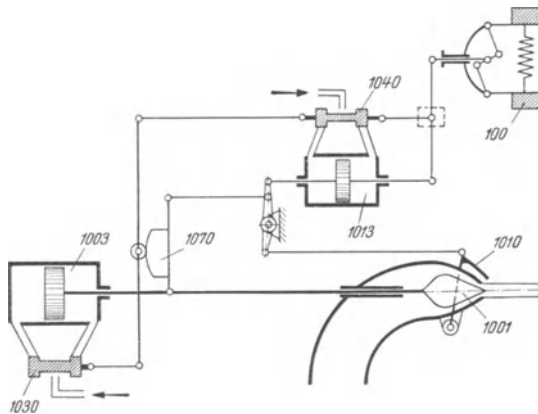


Abb. 197.

Abb. 196). Die gegenseitig richtige Stellung von Düsenadel 1001 und Strahlablesker 1010 im Beharrungszustand kann hierbei durch eine in das Steuergestänge gelegte Kurvenscheibe 1070, bzw. durch entsprechende Schränkung des ersteren erzielt werden. Um einen normalen, gegebenenfalls nur hinsichtlich seiner Druckölerzeugungsanlage ergänzten Regler anwenden zu können, wird zweckmäßig das Steuerventil 1030 für die Düsenregelung örtlich mit dem auf dem Düsenstock aufgebauten hydraulischen Triebzylinder 1003 für die Düsenadel 1001 vereinigt. Unter Voraussetzung dauernd vorhandener Schließ- (oder Öffnungs-) Tendenz der Nadel genügt die einseitige Steuerung des Arbeitswerkes, während andererseits doppelseitige Steuerung

erforderlich wird, falls zur Herabsetzung der Regelarbeit ein weitgehender Ausgleich der Nadelkräfte vorgenommen wurde. Für die Einstellung der Öffnungs- und Schließzeiten, bzw. die gesetzmäßige Veränderung der Regelgeschwindigkeit stehen die bekannten Hilfsmittel zur Verfügung.

Die Möglichkeit der Bedienung der Regelungseinrichtungen von einer zentralen Stelle im Maschinenhaus bedingt die Zusammenfassung der Arbeitswerke und Steuerungseinrichtungen für Düsenadel und Strahlablesker zum *Doppelregler* — eine Auslegung, die auch zweckmäßig ist, falls die Regelungseinrichtung zur gleichzeitigen Betätigung mehrerer Düsen herangezogen wird.

Die Stabilisierung der abhängig gesteuerten Düsenadel kann durch mittelbare Einbindung der Führungsgröße (Drehzahl) in den Nadelsteuerkreis wirksamer gestaltet werden (*Aus-*

legungsform 3). Die Verstellungen des wie üblich von den Bewegungen der Düsenadel starr rückgeführten Steuerventils 1030 (Abb. 197) werden außer von der zur Herbeiführung der richtigen beharrungsmäßigen Zuordnung von Nadel- und Strahlablenkerstellung erforderlichen Abhängigkeitssteuerung 1070 von den gleichzeitigen Bewegungen des Steuerventils 1040 der Strahlablenkerregelung abgeleitet, wodurch der Stabilitätswert dieses Regelkreises im sekundären Steuerkreis zur Auswirkung kommt. Zu beachten ist der entstabilisierende Einfluß gleichzeitiger Strahlablenkerbewegungen,¹ welche durch die Abhängigkeitssteuerung 1070 in den Düsensteuerkreis eingeführt werden und weshalb rasche Bewegungen des Strahlablenkens bei kleinen Änderungen der Drehzahl um den Beharrungswert nicht zulässig erscheinen. Die Herabsetzung der Regelgeschwindigkeit in diesem Bereich wird durch eine besondere Ausbildung des Ventilkolbens 1040 der Strahlablenkerregelung, notwendigenfalls verbunden mit der Anwendung eines erhöhten (vorübergehenden) Stabilitätswertes dieses Regelkreises um die Gleichgewichtslage, erreicht.

Als Vorteil der erwähnten Auslegungsform ist die Ausregelung kleiner und langsam verlaufender Änderungen der Belastung durch ausschließliche Verstellung der Düsenadel, also ohne Eingriff des Strahlablenkens anzusehen. Dies liegt einerseits im Interesse einer möglichst guten Wasserwirtschaft und wirkt andererseits günstig hinsichtlich des Ausmaßes der Abnutzung der Laufradbecher, die nicht nur auf eine etwa unzureichende Form dieser, sondern erfahrungsgemäß unter Umständen überwiegend auf die korrodierende Wirkung des aufgelösten Strahles zurückgeführt werden muß.

Für die umgekehrte Anordnung, bei welcher der Strahlablenker *sekundär* gesteuert erscheint (Auslegungsform 4, Abb. 198), ist die Einbeziehung der Drehzahl in diesen Steuerkreis an sich notwendig, um das

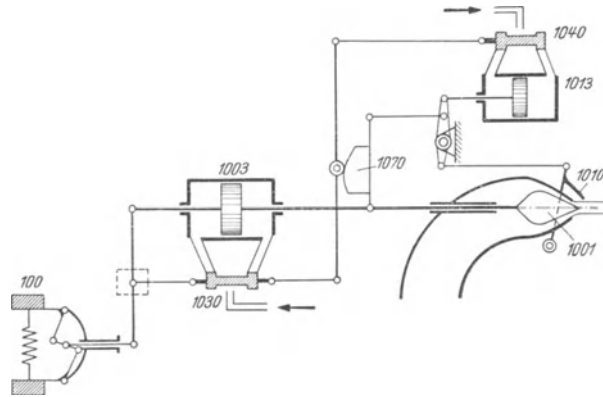


Abb. 198.

rasche Einschwenken des Strahlablenkens bei Entlastungsvorgängen überhaupt herbeizuführen.² Anordnungen dieser Art besitzen den regeltechnischen Vorteil einer von den Bewegungen des Strahlablenkens unbeeinflusst bleibenden Stabilität der Düsenregelung, die ihrerseits der verhältnismäßig kleinen Regelgeschwindigkeit halber nur wenig den an sich gering erforderlichen und darnach wählbaren Ungleichförmigkeitsgrad der Strahlablenkerregelung mindert. Grundsätzlich besteht jedoch die Möglichkeit einer ungünstigen Beeinflussung des Verlaufes der Drehzahlerhöhung bei Entlastungsvorgängen unter Voraussetzung rückführender bzw. rückdrängender Stabilisierungseinrichtungen des Primärkreises, insofern als letztere auf Drehzahlen hinwirken können, die höher sind als jene, die sich aus der alleinigen Wirksamkeit der Strahlablenkerregelung als Maximalwert, bzw. nach deren Ungleichförmigkeit ergeben. Hierzu muß beachtet werden, daß die Stabilisierungsdrehzahl durch die im primären Kreis — also in diesem Falle im Düsensteuerkreis — anzuwendende Ungleichförmigkeit bestimmt wird, was nach erstmaliger Herstellung des Leistungsgleichgewichtes durch den Strahlablenker mit vorlaufender Düsenadel zu nachträglichen Überhöhungen der Drehzahl führen kann (Abb. 199). Dieser — für den Fall der nachgiebigen Ausgestaltung der Dämpfungseinrichtung im Düsensteuerkreis vorübergehende — Drehzahlanstieg läßt sich durch Maßnahmen vermeiden, welche die zur genügenden Dämpfung von Öffnungsbewegungen erforderliche Ungleichförmigkeit bei Schließbewegungen entsprechend herabsetzen (Verringerung der Isodromzeit, bzw. der wirksamen Ungleichförmigkeit für Schließbewegungen).

Jene Maßnahmen, die für die Steuerung von Kaplan-Turbinen angegeben wurden und der

¹ S. zweiter Teil, Abschnitt C.

² Bei einfacher Abhängigkeitssteuerung würde der Strahlablenker nur den (langsamen) Bewegungen der Düse folgen können.

möglichst raschen Rückführung der Drehzahl auf die des Beharrungszustandes ohne Rücksicht auf eine etwa länger dauernde Nachstellung der Regelorgane zur Herbeiführung ihrer gesetzmäßigen Beharrungslage dienen, können sinngemäß auch auf die Doppelregelung von Freistrahlturbinen Anwendung finden. Für die über Strahlableiter und Düsenadel geregelte

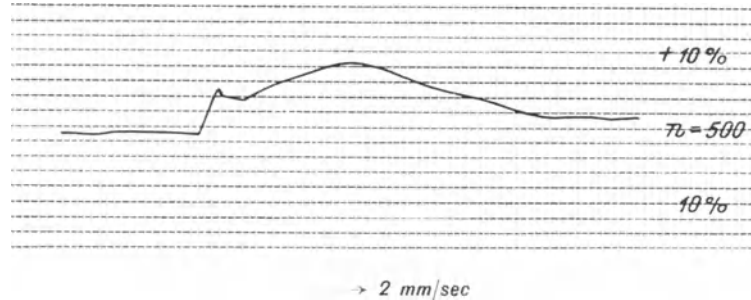


Abb. 199. Drehzahlverlauf bei plötzlicher Entlastung.

Freistrahlturbine lassen sich die Leistungen (Drehmomente) bei Normaldrehzahl als Funktion der Stellungen der genannten Organe in einer Kurvenschar (Abb. 200) abbilden (43); die obere Grenzkurve entspricht den erzielbaren Leistungshöchstwerten im Beharrungszustand bei den einzelnen Düsenöffnungen und aus dem Strahl gezogenen Ablenker.

Der durch eine plötzliche Änderung des Drehmomentes M_0 auf M_1 ausgelöste Regelvorgang stellt sich in diesem Schaubilde nach 0 — 1 dar, wobei der primäre Regelvorgang in 1 beendet erscheint. Werden während der Nachstellung der Regelorgane durch die Steuerung den einzelnen

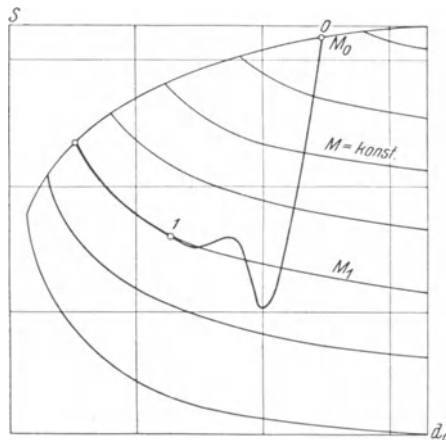


Abb. 200. (d_0 = Nadelhub, s = Stahlableiterkerhub.)

der hohen Ungleichförmigkeit im Strahlableiterkreis bei Schließvorgängen zur Erzielung geringster Drehzahlabweichungen herabsetzen lassen.

b) Triebwerke.

Insoweit zur Betätigung der hydraulischen Triebwerke Drucköl verwendet wird, können sinngemäß die für Einfachregler entwickelten Konstruktionen Anwendung finden. Andererseits steht bei Hochgefällsanlagen während des Betriebes Druckwasser aus der Turbinenleitung als unabhängige Kraftquelle zur Verfügung, welchem Umstande verschiedentlich durch die Auslegung der Arbeitswerke Rechnung getragen wird. Die einseitige Beaufschlagung des letzteren mit Druckwasser im Schließsinne gibt die Möglichkeit, durch Entlastung der entgegenwirkenden Druckölbetätigung unabhängig von den Befehlen der eigentlichen Steuerungseinrichtung das Triebwerk in die Schlußlage zu bringen. Die Durchbildung derartiger gemischt betätigter Arbeitswerke wurde bereits früher erörtert (s. S. 88).

Für Formen nach Auslegung I wird die über den gesamten Hub der Düsennadel erforderliche Schließ Tendenz durch entsprechende Bemessung des Ausgleichskolbens 1008 und der Gegenfedern 1004 erreicht (s. Abb. 194 und 203). Die Geschwindigkeit der Schließbewegung wird durch die Einstellung der Ölbremse 1050 bestimmt, die zweckmäßig vertikal und mit untenliegendem, also bei Schließbewegungen unter Druck gesetztem Arbeitsraum angeordnet ist. Das am höchsten Punkte des letzteren befindliche Rückschlagventil, das der Ausschaltung der Gegenwirkung der Ölbremse bei Öffnungsbewegungen dient, läßt etwa angesammelte Luft selbsttätig entweichen. Eine gegen Hubende verlangsamte Schließbewegung wird durch entsprechende Verkleinerung der Überströmquerschnitte abhängig von der Stellung des Ölbremsekolbens erreicht.

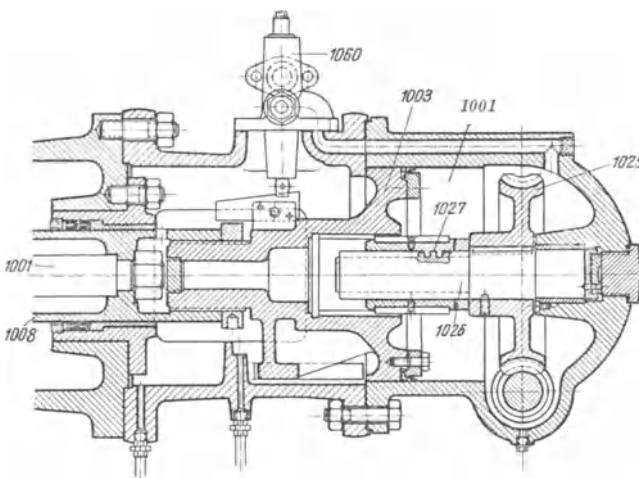


Abb. 201. (Maßstab 1:13.)

Insofern nicht durch die Arbeitsweise der Regelungseinrichtung die Anwendung einer dauernden Schließ Tendenz des Düsennadelverstellmechanismus geboten erscheint, wird zweckmäßig ein Ausgleich der auf die Nadel wirkenden hydraulischen Kräfte angestrebt, der ersterer Öffnungsbestreben verleiht. Diese Auslegung, die bei einer Störung in der Bereitstellung des Drucköles die vollständige Eröffnung der Düse erwarten läßt, setzt die übergeordnete Bereitschaft der Strahl-

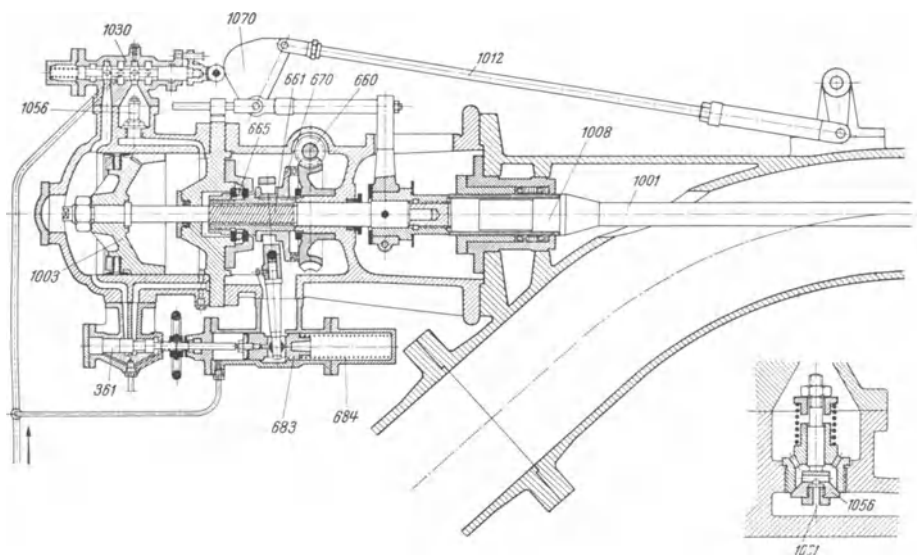


Abb. 202. (Maßstab 1:22,5.)

ablenkerregelung voraus, läßt jedoch selbst bei vollständigen Öffnungsbewegungen nicht jene Drucksteigerung erwarten,¹ die bei raschem Schluß der Düsennadel eintreten könnten. Unter allen Umständen sollen etwa bestehende Schließkräfte geringer als die Reibungswiderstände des Regelgetriebes sein, so daß die Eigenkräfte der Nadel letztere nicht zum Zuschlagen veranlassen können [23]. Eine derartige Abstimmung auf den Bereich nahe der Schlußlage angewendet, bietet den Vorteil, daß bei einer ungewollten Entlastung der Öldrucksteuerung, etwa

¹ S. a. zweiter Teil, Abschnitt A.

durch unrichtig durchgeführte Schalthandlungen bei Übergang von Hand- auf selbsttätige Regelung, die Stellung der Nadel erhalten bleibt, also auch kein Aufreißen erfolgt.

Abb. 201 zeigt die Durchbildung eines dauernd unter Öffnungsdruck der Nadel stehenden und daher nur einseitig zu steuernden Düsentriebwerkes [8], dessen Kolben 1003 gleichachsig mit der Düsenadel 1001 angeordnet ist und diese unmittelbar verstellt. Auf den unter Voraussetzung dauernd bestehender Öffnungstendenz der Nadel besonders einfach auszugestaltenden Handregelungsmechanismus wird später näher eingegangen werden.

Die Ausbildung eines doppelseitig gesteuerten und auf dem Düsenstock aufgebauten Triebwerkes sowie der mit diesem vereinigten Handregelung läßt Abb. 202 erkennen [11]. Die Schließgeschwindigkeit der Nadel wird hierbei durch die Öffnung der Blende 1061 begrenzt, wobei deren Einfügung in das Rückschlagventil 1056 die Ausschaltung der erhöhten Drosselung im Steuerweg bei Öffnungsbewegungen mit sich bringt.

Im Falle der Zusammenfassung der Arbeitswerke beider Regelungen sowie der Steuerungen und Druckölanlage zu einem geschlossenen Doppelregler können beide Triebwerke nebeneinander

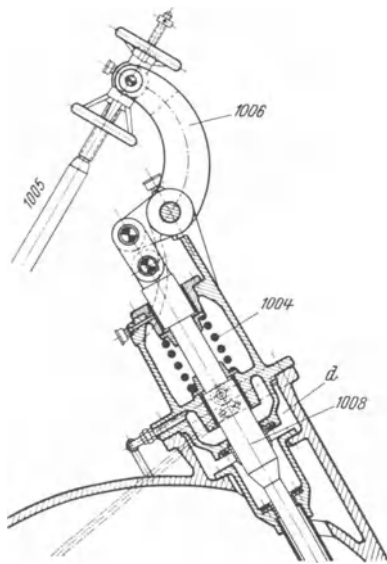


Abb. 203.

angeordnet werden. Eine gedrängtere Bauform wird durch eine Anordnung gemäß Abb. 217 erreicht [23], welche jedoch die einseitige Steuerung der öldruckbetätigten Getriebe voraussetzt. Die beiden dem Antrieb der Düsenadel bzw. des Strahlableikers dienenden Differentialkolben 1003, 1013 sind gleichachsig geführt und nur in bezug auf ihre größeren Flächen F_1, F_1' durch getrennte Ventile 1030, 1040 gesteuert, während die kleineren Kolbenflächen F_2, F_2' unter dauerndem (Speicher-) Öldruck stehen. Mit Rücksicht auf den an sich höheren Arbeitsbedarf der Düsenregelung gegenüber jenem des zugehörigen Strahlableikers erscheinen die Maßnahmen zur Vergleichmäßigung und Herabsetzung der Nadelkräfte wesentlich für die erforderliche Reglergröße und damit auch in wirtschaftlichen Erwägungen begründet.

Bei Verarbeitung der Wassermenge durch mehrere parallelgeschaltete Düsen kann, falls erstere stark schwankt, ein Betrieb mit nur einem Teil der Düsen notwendig werden. Bei Betätigung der Verstellmechanismen letzterer durch einen einzigen Regler werden dann Vorkehrungen notwendig, welche die Abschaltung der Düsen einzeln vornehmen lassen. Abb. 203

zeigt eine mechanische Entkupplungseinrichtung [2], bei der in der Schlußstellung des Regelgetriebes die zwangschlüssige Verbindung zwischen Antriebsgestänge 1005 und Hebel 1006 im Nadelantriebsmechanismus gelöst werden kann. Entsprechend dem vorgesehenen betriebsmäßigen Ausgleich der hydraulischen Nadelkraft durch Feder 1004 und Ausgleichskolben 1008 wird die Schlußhaltung der Nadel durch Entlastung des Raumes d , in welchem der Ausgleichskolben 1008 spielt, gesichert.

Falls die Schaltung der einzelnen Düsen einer Selbststeuerung unterstellt werden soll, erscheint die Ausstattung jeder Düse mit einem eigenen Arbeitszylinder zweckmäßig, der über ein entsprechend gesteuertes Hilfsventil an den Steuerkreis gebunden ist. Hierzu sei auf spätere Darlegungen verwiesen.¹

c) Handregelungen.

Bei einer Ausbildung des Doppelreglers mit getrennt angeordneten Betätigungszyklindern für Düsenadel und Strahlableiker läßt sich jedem Triebwerk eine Handregelung zuordnen. Betriebstechnisch ist letztere für den Düsenverstellmechanismus unbedingt zu fordern, um einerseits bei gestörter Funktion der Regelungseinrichtungen für die Düsenadel letztere feststellen und damit einen Turbine und Rohrleitung gefährdenden Zustand rasch beseitigen, bzw. den Betrieb bei ausschließlicher Regelung der Drehzahl durch den Strahlableiker

¹ S. Abschnitt XII N.

aufrechterhalten zu können. Für den Strahlablenker hingegen können einfache Aufhelfvorrichtungen mechanischer oder hydraulischer Art genügen, mittels welcher der Strahlablenker notwendigenfalls aus dem Bereich des Strahles herausgeholt werden kann, um die Turbine anlaufen zu lassen.

Überdies bietet die unabhängige Einstellung der Düse, wie etwa durch eine mechanische Handregelung, die Möglichkeit einer Betriebsform, bei welcher der Strahlablenker bei festgestellter Nadel und übereröffneter Düse die Regelung der Drehzahl vornimmt; ein Vorgang, der die Parallelschaltung der Maschineneinheit erleichtert, wenn die Nadelregelungseinrichtung ungünstiger hydraulischer Bedingungen halber mit nur geringer Regelgeschwindigkeit betrieben wird und daher die Drehzahl des Maschinensatzes nicht rasch genug den Schwankungen eines unruhigen Netzes (Bahnbetrieb) folgen kann.

Aus allen den genannten betriebstechnischen Gründen erscheinen auch die Nadelverstellwerke der Auslegungsformen 2 und 3 mit Handregelung ausgerüstet, wobei jede der in Abschnitt VI besprochenen Ausführungen in entsprechender Anpassung Verwendung finden kann.

Bei einem Ausgleich der hydraulischen Nadelkraft im Sinne einer immer gleich gerichteten Restkraft besteht die Möglichkeit grundsätzlich einfacherer Ausbildung der der Verstellung der Nadel von Hand aus dienenden Einrichtungen. So genügen für das mit Öffnungstendenz ausgelegte Verstellwerk Abb. 201 Vorkehrungen, welche die einseitige Begrenzung des Nadelhubes im Öffnungssinne vorsehen und wozu etwa nur mittels entsprechender Getriebe 1025 die Stellung der im Kolben 1003 axial geführten Anschlagbüchse 1027 geändert zu werden braucht.

Sinngemäß bedarf es zur unabhängigen Einstellung der Düsennadel für Auslegungsformen nach 1 nur der Begrenzung des Nadelhubes im Schließsinne mit Aufhebung der kraftschlüssigen Anlehnung des Düsenverstellmechanismus an das vom Regler her zwangsläufig bewegte Strahlablenkergestänge.

Besondere Bedeutung hinsichtlich der Sicherung der Druckrohrleitung kommt jenen Maßnahmen zu, welche bei Unterbrechung der Druckölversorgung selbsttätig die Einschaltung der Handregelung und damit die Feststellung der Düsennadel in der im Augenblick der Störung vorhandenen Lage veranlassen. Eine derartige Selbststeuerung der Kupplungseinrichtung zur Handregelung wurde bereits früher (s. S. 98) eingehend dargestellt. Für die Anordnung nach Abb. 202 erfolgt bei zu weitem Absinken des ankommenden Öldruckes die Entlastung des Kolbens 683 und damit die Einrückung der Klauenkupplung 670 unter Wirkung der Feder 684, wobei der zwangsläufig mit dem Kolben 683 bewegte Hilfsschieber 361 die für eine ungehinderte Betätigung der Handregelung notwendige Verbindung der Zylinderräume zu beiden Seiten des Arbeitskolbens 1003 herstellt.

d) Druckölbereitstellung.

Das Vorhandensein zweier Regelkreise legt für Anordnungen nach 3 und 4 die Verwendung gespeicherten Drucköles für Steuerung und Betätigung der Arbeitswerke nahe, um so mehr als die Eigenart dieses Systems, in einfacher Weise Regelgeschwindigkeiten einstellen, bzw. stellungsabhängig verändern zu lassen, besondere Bedeutung für den gesetzmäßigen Ablauf der Düsennadelbewegungen erhält. Durchbildung und Anordnung derartiger Druckölversorgungsanlagen stimmen mit den für Einfachregler verwendeten Formen überein; der Bemessung des Druckspeichers ist der Stoßbedarf an Druckflüssigkeit, jener der Pumpe die mittlere Inanspruchnahme durch *beide* Regelsysteme zu unterlegen.

Mit Versorgung der Ölkreise im Durchfluß durch getrennte Pumpen liegen die Regelgeschwindigkeiten durch die Förderungen letzterer fest, insofern auf die Einschaltung starker Drosselungen in den Steuerkreisen verzichtet wird. Die Anwendung zweier Pumpen verschiedener Größe je Regelkreis gestattet auch hier verlustfrei die Staffelung der Regelgeschwindigkeit, gegebenenfalls abhängig von der Stellung des Regelorgans. Mit Rücksicht auf den Umstand, daß rasche Einschwenkbewegungen des Strahlablenkers den verhältnismäßig langsamen Schließbewegungen der Düsennadel zugeordnet sind, bzw. bei Belastungsvorgängen die Geschwindigkeit des Rückzuges des Strahlablenkers nur jener der Öffnungsbewegung der Düsennadel entsprechen muß, kann der Aufwand für die Pumpenanlage dadurch herabgesetzt werden, daß nur eine

einzig große, d. i. die maximale Regelgeschwindigkeit bestimmende Pumpe vorgesehen ist, die je nach Art des Regelvorganges entweder zur Belieferung des Strahlblenker- bzw. Düsen-

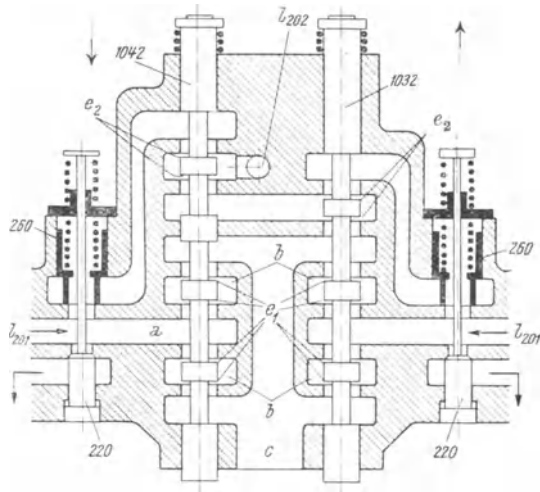


Abb. 204.

triebwerkes eingesetzt wird (*erweitertes Verbundprinzip*) [17]. Hierzu wird der Ölstrom der großen Pumpe (l_{202}) über hintereinandergeschaltete Steuerungen (e_2) am Düsen- und Strahlblenker-ventil 1042—1032 geführt (Abb. 204).

Die Heranziehung von Druckwasser zum Antrieb der Verstellwerke verringert den Umfang der Öldruckbetätigung; andererseits enthebt das Vorhandensein dieser zuverlässig zur Verfügung stehenden Kraftquelle von der Notwendigkeit, durch Speicherung von Drucköl für eine besondere Energiereserve zur Abstellung des Maschinensatzes in Störungsfällen vorzusorgen. Aus diesen Gesichtspunkten heraus wird die unmittelbare Belieferung der beiden Ölsysteme durch eine einzige gemeinsame Pumpe vorteilhaft, wobei die Aufteilung der eingeförderten (gleichbleibenden) Ölmenge auf die beiden parallelgeschalteten

Regelkreise durch im Ölkreislauf der Düsenregelung eingefügte Drosselwiderstände bestimmt wird. Durch die Steuerung der letzteren, abhängig von der Stellung der Düse, können auch bestimmte Gesetzmäßigkeiten der Nadelbewegung verwirklicht werden.

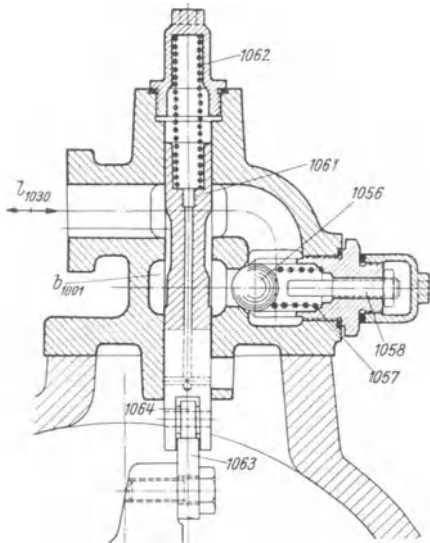


Abb. 205. (Maßstab 1:5.)

Abb. 205 [8] läßt den Aufbau einer derartigen Einrichtung erkennen, deren Drosselkolben 1061 entgegen der Wirkung der Feder 1062 über die Keilbahn 1063 vom Kolben 1003 des Arbeitswerkes (Abb. 201) verstellbar ist und welcher den Widerstand der für Schließbewegungen der Nadel erforderlichen Strömung des Arbeitsöles zum Druckzylinder hin (Kammer b_{1001}) bestimmt, während für Öffnungsbewegungen des Arbeitswerkes die Abströmung aus dem an Kammer b angeschlossenen Druckzylinder 1001 unter Eröffnung des Rückschlagventils 1056 mit einem durch dessen Hub einstellbaren Widerstand vor sich gehen kann. Damit erscheint eine unabhängige Einstellung der Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeit des Düsenverstellmechanismus möglich, erstere überdies in Abhängigkeit von der Stellung desselben.¹ Durch die Anordnung der genannten, der Einstellung der Regelzeiten dienenden Einrichtung in unmittelbarem Anschluß an den Arbeitszylinder wird deren Wirkung auch bei Schäden in der

Verbindungsleitung zum Regler nicht aufgehoben, womit auch in diesem Störungsfall die zulässige Höchstgeschwindigkeit des hierdurch ausgelösten Öffnungsvorganges nicht überschritten werden kann.

e) Steuerventile.

Besondere Beachtung erscheint jenen Vorkehrungen gewidmet, die einer Beeinflussung der Regelgeschwindigkeit der Düsen- oder Strahlblenker-ventile bzw. ihrer gesetzmäßigen Veränderung dienen.

¹ Hierbei ist zu beachten, daß durch die infolge des gewählten Ausgleiches der Nadelkräfte mit steigender Öffnung wachsenden Öffnungskräfte ein gegen Schluß der Düse hin steigender Überschuß der Druckölkräfte entsteht, der durch entsprechende Änderung des Widerstandes (1061) abgedrosselt werden muß, um die Geschwindigkeit der Nadel nicht ansteigen zu lassen (s. a. Abb. 453).

Abb. 216 (S. 140) läßt u. a. die Durchbildung des in üblicher Weise vorgesteuerten¹ Düsenventils 1030 zu einem Windkesseldoppelregler [23] unter Voraussetzung einseitig gesteuerter Triebwerke (Abb. 217) erkennen. Die Verbindung des gesteuerten Zylinderraumes (b_1 bzw. b_2 , Abb. 216) mit der Druckkölzuleitung l_{205} , bzw. dem Abfluß c erfolgt über die unterschiedlich durchgebildeten Drosselungen e_1' , e_1'' , deren erstere, der Begrenzung der Schließgeschwindigkeit dienend, einem konstanten Widerstand (Abb. 86 b, Abschnitt III), letztere einem mit dem Hub des Ventils veränderlichen (Abb. 86 a) entspricht. Die gesetzmäßige Veränderung der Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel mit der Größe der relativen Öffnung der Düse wird durch die vorgeschaltete und stufenweise wirkende Zusatzdrosselung 1060 erreicht, deren wirksamer Querschnitt durch die Lage des vom Düsenarbeitswerk her bewegten Drosselstiftes 1061 bestimmt ist.

Durch die in Abb. 206 dargestellte Konstruktion des Düsensteuerventils [2] erscheinen die Schließ- und Öffnungsverhältnisse bestimmt durch die Wirkung der Drosselbunde e_1' und e_1'' (nach Abb. 86 a ausgebildet) zusammen mit der festen Zusatzdrosselung 1060, deren Einstellung die größtmögliche Regelgeschwindigkeit an sich festlegt. Während eine gesetzmäßige Veränderung der Schließgeschwindigkeit durch mechanische Begrenzung des Steuerventilhubes über die abhängig von der Stellung des Düsenarbeitswerkes bewegte Kurvenbahn 480 (Abb. 210) erreicht wird, erzielt eine besondere Ausbildung der Vorsteuerung die allmähliche Steigerung der Öffnungsgeschwindigkeit bei jeder Ausgangsbelastung; eine Maßnahme, die bei mehrfachem Maschineneinsatz und verschiedener Vorbelastung einen günstigen Einfluß auf die Drucksteigerungen bei Regelvorgängen auszuüben imstande ist. Um einen derartigen Ablauf der Öffnungsbewegungen zu erreichen, erfolgt die Belieferung der Vorsteuerung 1031 nur bei einer Verstellung des Schwebekolbens 1032 im Schließsinne (nach aufwärts) ungehindert über die sich öffnende Steuerung e_5 , kann jedoch bei Verstellungen im Öffnungssinne (nach abwärts) nach Abdeckung derselben nur über die einstellbare Drosselung 1035 vor sich gehen. Dementsprechend wird der Schwebekolben 1032 dem Steuerstift 1031 mit einer durch die Größe der Überströmöffnung 1035 bestimmten Verzögerung nachgeführt, wodurch die zeitliche Wirkung der Drosselung des Arbeitsölstromes an der Steuerkante e_1'' gegenüber jener durch einen dem Steuerstift 1031 synchron nachgeführten Schwebekolben einstellbar verlängert wird. Um die Empfindlichkeit der Regelung nicht ungünstig zu beeinflussen, ist durch die negative Überdeckung der Steuerung e_5 die Wirkung der Drosselung 1035 für Stellungen des Schwebekolbens nahe um seine Mittellage aufgehoben.

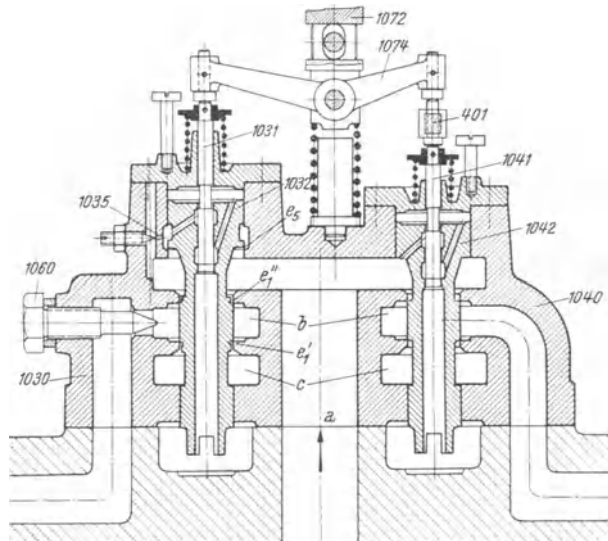


Abb. 206. (Maßstab 1:4.)

Für Anordnungen nach 3 und 4 liegt es nahe, die Steuerventile in einem Block zu vereinigen, wobei die einseitige Steuerung der Triebwerke, etwa nach Abb. 217, der einfachen konstruktiven Gestaltung entgegenkommt.

In bemerkenswerter einfacher Weise erscheint die steuerungsgemäße Verbindung des Düsen- und Strahlablenkerventils durch eine Anordnung nach Abb. 207 erreicht [8]. Dem das

¹ An Stelle der bei Einfachreglern angewendeten Schließfeder (s. Abb. 78) tritt in diesem Falle der den Raum m dauernd zugeführte konstante Speicheröldruck. Die im Raum n spielende Kolbenfläche (1030) übernimmt auch gleichzeitig die Verstellkraft für den Strahlablenkersteuerkolben 1040, der durch entsprechende Abstimmungen der Durchmesser von Schaft und oberer Führung nach aufwärts gedrückt wird.

Strahlablenkertriebwerk steuernden Schaltkolben 1042 ist auch die Steuerung des Düsenverstellwerkes in Zusammenarbeit mit der Steuerbüchse 1032 übertragen, welche letztere über die

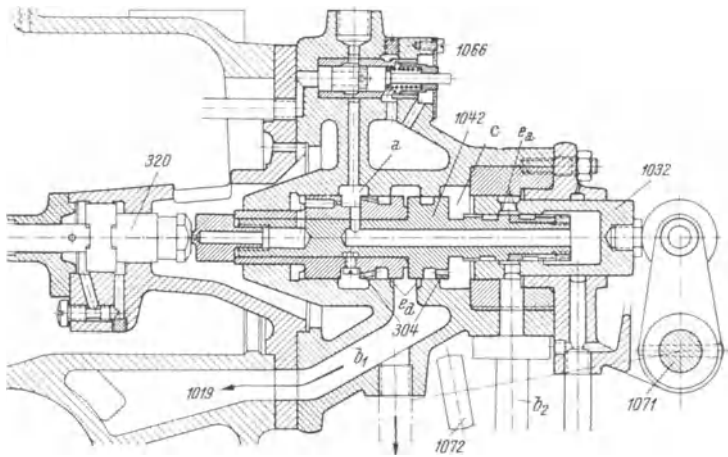


Abb. 207. (Maßstab 1:5,7.)

Kurvenbahn 1070 (Abb. 209) dem Einfluß der Rückführung 1073 sowie des Gestänges 1071 unterliegt, das die beharrungsmäßig richtige Zuordnung von Strahlablenker und Düsenadel vermittelt. Die in den Raum a eingespeiste Förderung der Reglerpumpe wird über die Steuerung e_a dem Strahlablenkerarbeitszylinder 1019, über die zentrale Bohrung von 1042 und Steuerung e_a dem gesteuerten Arbeitsraum des Düsenarbeitswerkes zugeleitet, wobei die mengenmäßige Aufteilung von dem Widerstand dieser Steuer-

wege sowie der mit dem Düsenarbeitszylinder verbundenen Drossleinrichtung Abb. 205 bestimmt wird. Der anstehende Arbeitsöldruck wird durch Reduzierventil 1066 konstant gehalten.

Für Steuerventile größeren Durchmessers wird zweckmäßig die Steuerbüchse 1032 nicht unmittelbar vom Gestänge, sondern unter Zwischenschaltung einer Vorsteuerung verstellt (Abb. 221, Steuerventil 1030). Dem konstanten Öldruck auf die Fläche F_1 steht hierbei der gesteuerte Druck in F_2 gegenüber, wobei letzterer mit Verstellung des Steuerstiftes 1031 in einem Sinn geändert wird, der diesem die Steuerbüchse 1032 nachfolgen läßt.

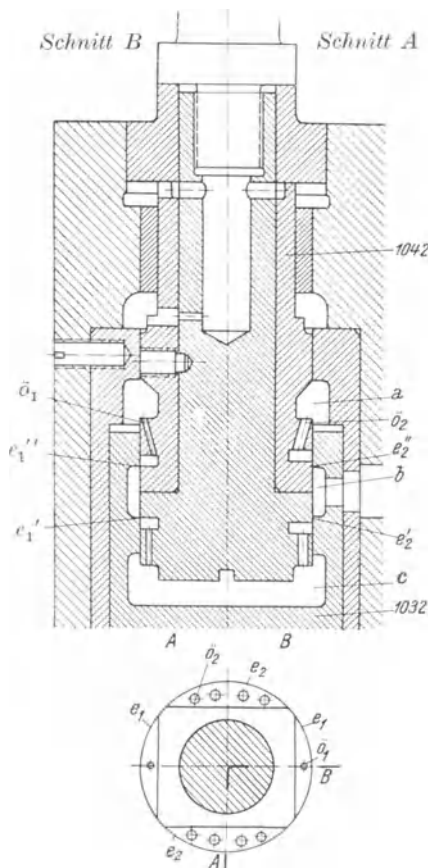


Abb. 208. (Maßstab 1:2,2.)

Eine bemerkenswerte Ausbildung der Steuerwege läßt Abb. 208 erkennen [8], bei welcher sich die Steuerkanten nur über einen Teil des Kolbenumfanges in üblicher Weise, also mit Überdeckungen im Ausmaße einiger Zehntelmillimeter, gegenüberstehen (e_1), während die übrigen Teile des Umfanges (e_2) in ihrer Steuerwirkung von den erstgenannten getrennt und stärker überdeckt sind. Hierdurch können mit Erhaltung der Empfindlichkeit der Regelung bei Bewegungen des Steuerkolbens um die Beharrungslage nur geringe Regengeschwindigkeiten ausgelöst werden, wobei der beabsichtigten Wirkung entsprechend den Steuerkanten zu e_1 eine sehr kräftige, jenen zu e_2 eine wesentlich geringere Drosselung durch die in Zahl und Größe verschiedenen Überströmöffnungen δ_1 bzw. δ_2 zugewiesen ist. Diese Ausbildung erscheint wertvoll im Hinblick auf ein allmähliches Einsetzen der Nadelregelbewegungen, bzw. Verhinderung rascher Strahlablenkerbewegungen bei geringen Verstellungen des Strahlablenkerkolbens aus seiner Mittellage (Stabilitätsbedingung!).

f) Steuerwerke.

Für Regelungsanordnungen nach 1 und 2, bei denen der sekundäre Regelkreis (Düsenadel) ausschließlich durch das Arbeitswerk des primären Regelkreises (Strahlablenker) geführt wird, ist die Anwendung des für Einfachregler entwickelten Steuerwerkes ebenso wie die Möglichkeit

der Verwendung normaler Einfachregler unter unmittelbarer Ankupplung des sekundären Regelkreises ohne weiters gegeben, so wie etwa für Bauform 2 in Abb. 202 dargestellt. Hierbei steht der Steuerkolben für die Verteilung des Drucköles zum Düsentriebwerk unter dem Einfluß der von Strahlablenker und Düse her bewegten Abhängigkeits- (Rückführ-) Kurve 1070. Steuerungsanordnungen nach 3 und 4, also mit doppelter Verkettung des Sekundärkreises sowohl über die Drehzahl als auch die Stellung des primären Arbeitswerkes bedingen eine Erweiterung des Einheitssteuerwerkes für Einfachregler, die ihren konstruktiven Niederschlag in der Durchbildung besonderer Steuerwerke für Doppelregler findet.

Abb. 209 zeigt das Steuergestänge für einen Doppelregler, Auslegungsform 3 und unter Verwendung des in Abb. 207 dargestellten Steuerventils [8]. Die Bewegungen von Düse und Strahlablenker werden über Gestänge 1073 bzw. 1071 auf die Abhängigkeitskurvenscheibe 1070

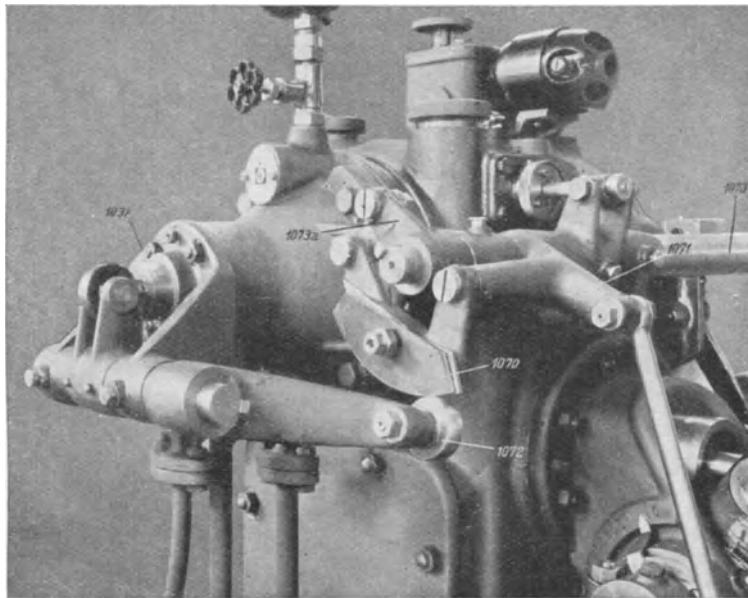


Abb. 209.

übertragen, wo sie, von Rolle 1072 abgenommen, die Stellung der Steuerbüchse 1032 (Abb. 207) bestimmen.

Für die Anordnung nach Abb. 210 [2] werden die stabilisierten Bewegungen des Strahlablenkersteuerventils 1040 über den Zwischenhebel 1074 auf das Düsensteuerventil 1030 übertragen. Rückführung und beharrungsmäßige Zuordnung werden über Winkelhebel 1073 von den Bewegungen des Düsentriebwerkes 1003, bzw. von der vom Strahlablenkertriebwerk 1013 verstellten Abhängigkeitskurve 1070 abgenommen und über Waagscheit 1076, Winkelhebel 1077 der Führungsbüchse 1072 mitgeteilt, welche ihrerseits den Drehpunkt des Doppelhebels 1074 trägt. Der Stabilitätswert der starren Düsenrückführung ist durch Veränderung des Übersetzungsverhältnisses des Winkelhebels 1077 einstellbar gemacht.

Die Öffnungsbegrenzung wirkt unmittelbar auf das Düsensteuerventil. Hierzu kann der mit dem Düsentriebwerk bewegte Hebel 1086 mittels der Gewindeschraube 1085 relativ gegen das Steuerventil verstellt werden, während die Keilbahn 1087 die eindeutige Zuordnung von Stellung der Spindel 1085 und beharrungsmäßiger Öffnung vermittelt sowie die einseitig begrenzende Wirkung der Einrichtung ermöglicht.

Wertvoll in Anwendung auf doppelt geregelte Freistrahlturbinensätze zur Versorgung elektrischer Bahnnetze erscheint die Erweiterung der Öffnungsbegrenzung durch eine konstruktiv einfache Maßnahme, die eine Erhöhung des Wasserdurchlasses ermöglicht, ohne den Übergang auf Handregelung für den Düsenadelmechanismus notwendig zu machen und ohne die Wirksamkeit der Strahlablenkerregelung zu beeinflussen [2]. Damit kann jene früher gekennzeichnete,

für die Zuschaltung auf unruhige Netze vorteilhafte Betriebsform in wesentlich einfacherer Weise, d. i. unter Vermeidung jener Schalthandlungen, die der vorübergehende Übergang auf Handregelung mit sich bringt, herbeigeführt werden. Hierzu läßt der Gegenkeil *1088* (s. a. Abb. 214) durch Betätigung der Handverstellung über den normalen Hub der Öffnungsbegrenzung *470* hinaus die Verschiebung des Düsensteuerventils im Öffnungssinne entgegen der Wirkung der normalen Steuerung herbeiführen und gleichzeitig jeder Stellung eine bestimmte Eröffnung der Düse zuordnen, wobei infolge der nur kraftschlüssigen Anlehnung des Zwischenhebels *1074* an den Hauptsteuerhebel *401* die Wirksamkeit der Strahlablenkerregelung unbehindert bleibt; bei beliebig überöffneter und — entsprechend der Schließ Tendenz der Steuerung — festgestellter Düse erfolgt somit eine ausschließliche Regelung der Drehzahl durch den Strahl-

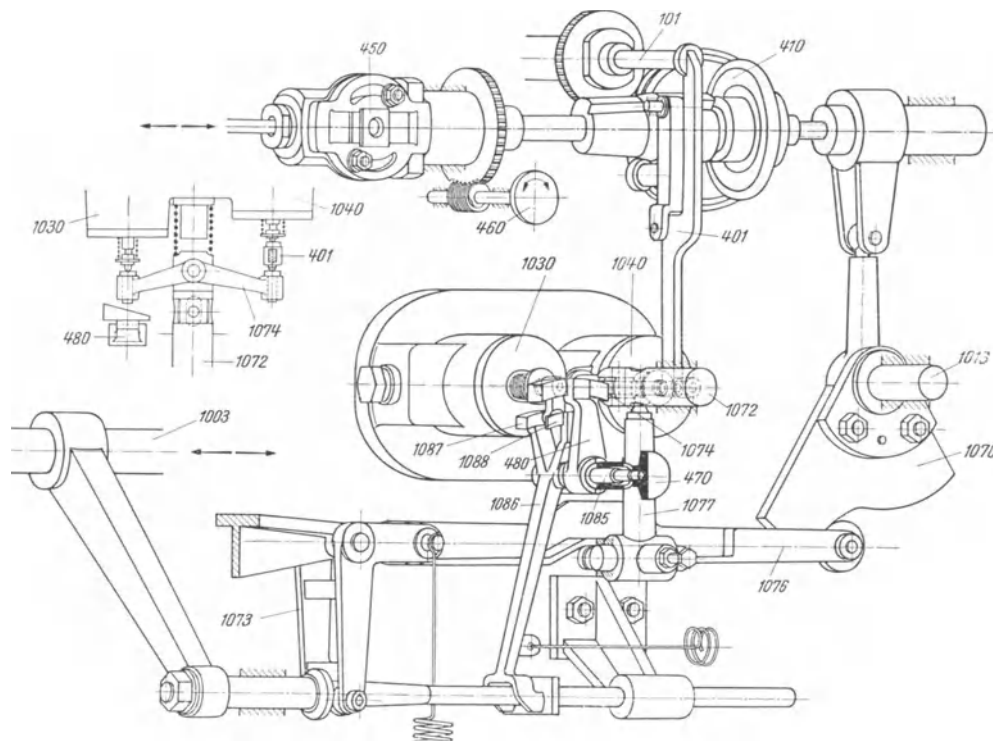


Abb. 210.

ablenker. Eine einfache, selbsttätig einklinkende Verriegelung trennt den der vorbeschriebenen Einrichtung zukommenden Verstellhub von jenem der normalen Öffnungsbegrenzung.

Abb. 218 [23] läßt eine Doppelreglersteuerung nach Bauform 4 unter Verwendung des Einheitssteuerwerkes Abb. 104 erkennen, dem der sekundäre (Strahlablenker-) Steuerkreis angefügt ist. Im letzteren wird der Ausschlag der vom Düsentriebwerk her bewegten Abhängigkeitskurve *1070* mit jener der Strahlablenkerrückführung *1073* über Doppelhebel *1076* zusammengesetzt und über Gestänge *1077* auf den Antriebshebel zum Strahlablenkersteuerventil *1040* (s. a. Abb. 216) übertragen.

g) Ausführungsformen.

Nachfolgend mögen einige Ausführungsformen selbsttätiger Doppelregler eingehender besprochen werden.

I. *Doppelregler* für 3000/1000 mkg¹ [11] (42), Auslegungsform 2 (Abb. 211, 212).

a) Getrennte Einfachdruckölpumpen für Düsen- und Strahlablenkertriebwerk. Betriebsdruck 15 at.

¹ Bei der Angabe des Arbeitsvermögens bezieht sich die erste Nennung auf die Düsenregelung, die zweite auf den Strahlablenker.

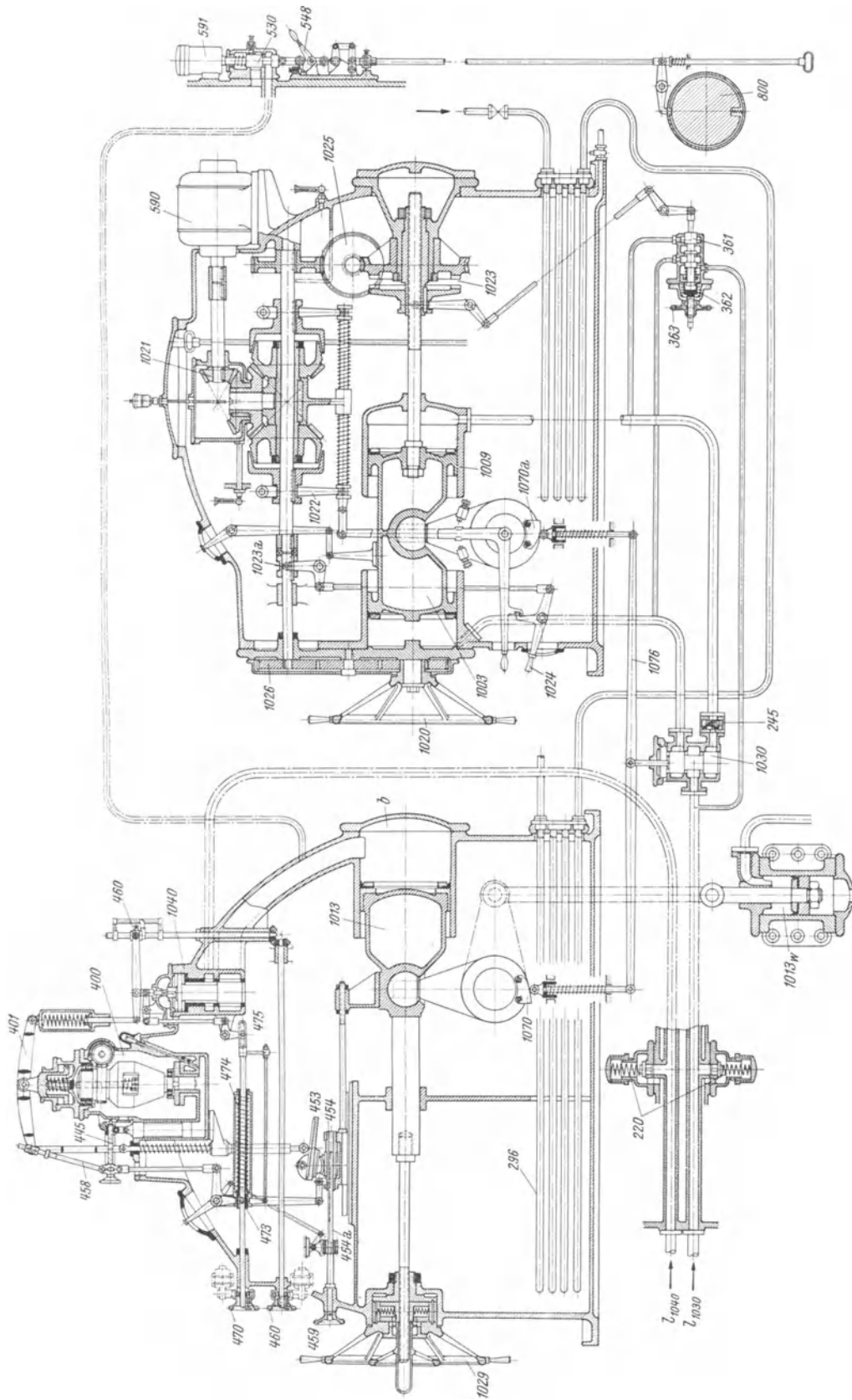


Abb. 211.

b) Strahlableitersteuerventil 1040 für einseitige Steuerung, im parallelgeschalteten Durchfluß vorgesteuert (s. a. Abb. 71). Düsensteuerventil 1030 für doppelseitige Steuerung, unmittelbar vom Steuergestänge 1076 bewegt.

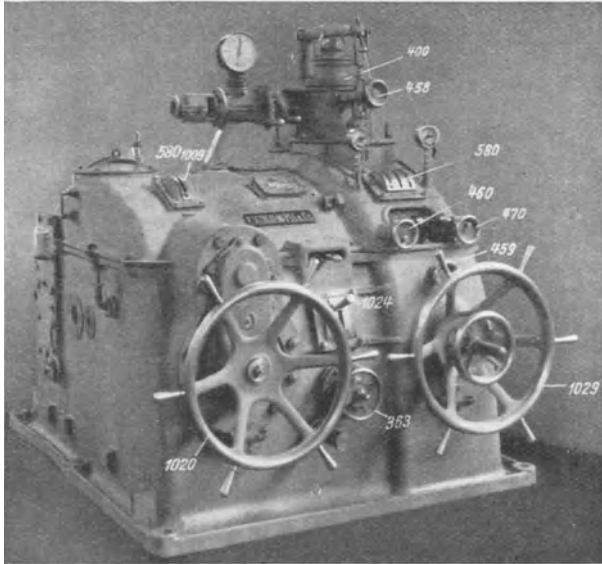


Abb. 212.

c) Einheitssteuerwerk 400 nach Abb. 103; Sonderausführung der Einstellbarkeit der dauernden Ungleichförmigkeit (die vom Strahlableiterarbeitskolben 1013 her bewegte Lauffläche 453 kann mittels Schneckentriebes 454 über Gleitstange 454a und Handrad 459 verdreht werden); Einstellbarkeit der vorübergehenden Ungleichförmigkeit über Spindeltrieb 445; Leerlaufückführung über Gestänge 458; Öffnungsbegrenzung über Gestänge 475, auf Strahlableitersteuerventil 1040 wirkend, Betätigung über Spindeltrieb 473 mittels Handrad 470, Freigang 475, Federkolben 474 zur Bruchsicherung bei Handregelung und falscher Stellung der Öffnungsbegrenzung; einfache Abhängigkeitssteuerung über Kurve 1070 und 1070a sowie Gestänge 1076.

d) Strahlableitertriebwerk für einseitig gesteuerten Öldruck in Gegenwirkung zu ungesteuertem Druckwasser (Treibzylinder 1013 W), letzterer im Schließsinne dauernd beaufschlagt. Düsentriebwerk 1003: doppelseitig öldruckgesteuert (Grundanordnung Abb. 157), Drosselung 245, mit Rückschlagventil kombiniert, im Ablauf der Schließseite des Arbeitszylinders.

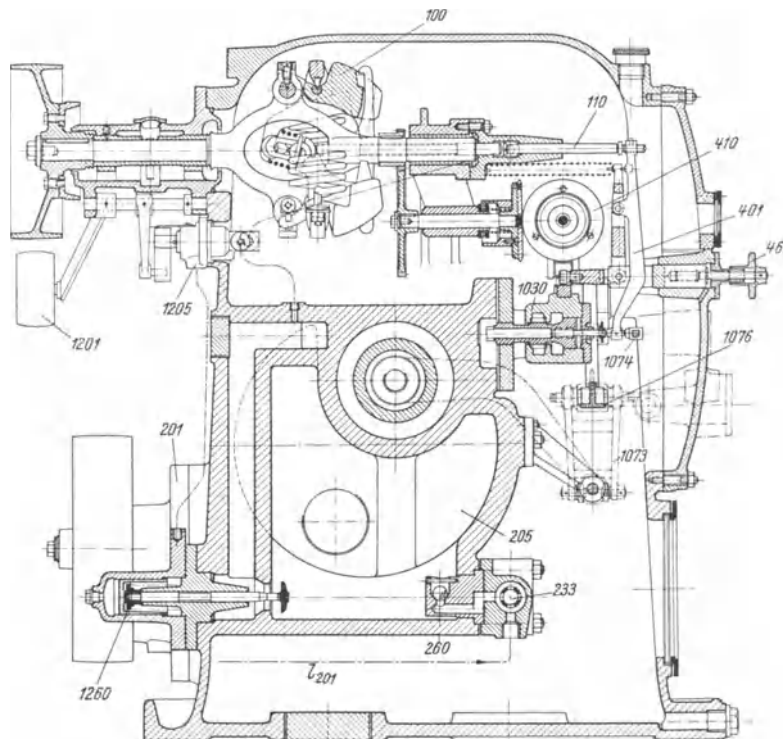


Abb. 213. (Maßstab 1:10.)

e) Strahlablenkerhandregelung 1029 durch Spindeltriebwerk mit zweiteiliger Kupplungsmutter (Ausführungsform ähnlich Abb. 144). Nadelhandregelung durch steilgängigen Spindeltrieb, Schnecken- und Stirnradvorgelege (1025—1026); Kuppelung durch Einrückung der Klauenscheibe 1023 mittels Handrades 363, wobei zwangsläufig über Ventil 361 die Verbindung der beiden Zylinderseiten 1009 durchgeführt wird.

f) Besondere Ausrüstung.

1. Starrer Antrieb der Druckölpumpen von der Turbinenwelle aus.

2. Elektrischer Fernantrieb für Drehzahlverstellung 460 und Öffnungsbegrenzung 470.

3. Zusätzlicher elektromotorischer Antrieb der Nadelhandregelung über Wendegetriebe 1021 mit verriegelter Einkupplung des letzteren (die Betätigung des Schalthebels 1022 wird erst nach Ausrückung des Verriegelungshebels 1024 möglich, wodurch über die Klauenkupplung 1023a der Handantrieb 1020 abgeschaltet wird).

4. Druckölüberwachung der Düsentriebwerkspumpe: Der Kolben 361 wird durch den Pumpendruck entgegen der Wirkung der Feder 362 in der die Ausschaltung der Klauenkupplung 1023 veranlassenden Stellung gehalten. Bei Verschwinden des Öldruckes tritt selbsttätig die Einschaltung der Handregelung ein.

5. Ölkühlung 296.

6. Sicherheitsabstellvorrichtung: Sicherheitspendel 800 und Hubmagnet 591 wirken auf das Schaltventil 530, das bei Anhub den Raum *b* des Strahlablenkertriebwerkes entlastet, wodurch der Strahlablenker unter Wirkung des Wasserdruckhilfskolbens 1013 *W* einschwenkt; Handschnellabstellung mittels Kurvenhebel 548.

Die Einstellung der Öffnungsbegrenzung, Drehzahlstellvorrichtung, der dauernden Ungleichförmigkeit sowie der Triebwerke wird angezeigt; sämtliche Anzeigevorrichtungen sowie Bedienungsriffe sind auf einer Seite des Reglers vereinigt (Führerstand s. Abb. 212).

II. *Doppelregler* 300/200 mkg, Auslegungsform 3, Windkessel-type (Abb. 213, 215 [2]).

a) Druckölversorgung aus Windkessel 205 (Anordnung nach Abb. 56), Wechselschalt-einrichtung (s. Abb. 291, Umsteuerung 233), selbsttätig gesteuertes Absperrventil 1260, Rückschlagventil 260.

b) Steuerventil 1030 (1040), für Strahlablenker- und Nadeltriebwerk (Abb. 206) in einem Block vereinigt, einfach vorgesteuert (hydraulische Öffnungsverzögerung und mechanisch wirkende Schließgeschwindigkeitsbegrenzung 480 für das Düsensteuerventil), Steuerkolben für einseitige Steuerung.

c) Steuerwerk mit nachgiebiger mechanischer Rückführung im Strahlablenker- (Primär-) Steuerkreis, erweiterte Öffnungsbegrenzung (s. S. 136), Stabilitätsgrad des Düsensteuerkreises einstellbar (Abb. 210).

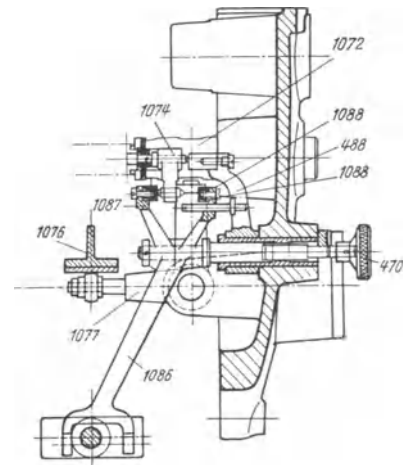


Abb. 214.

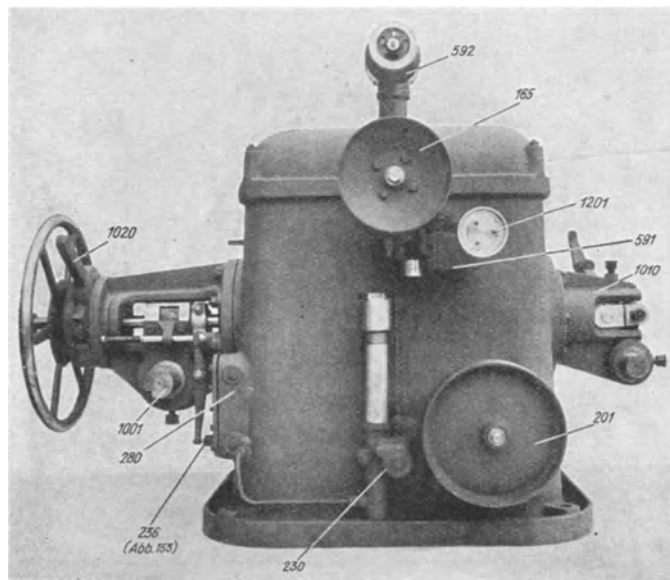


Abb. 215.

- d) Differentialkolbentriebwerke ähnlich Abb. 217.
 e) Düsenhandregelung als Spindeltriebwerk nach Abb. 153 mit zwangsläufiger Abschaltung des selbsttätigen Windkesselabsperrventils in der Schlußlage.

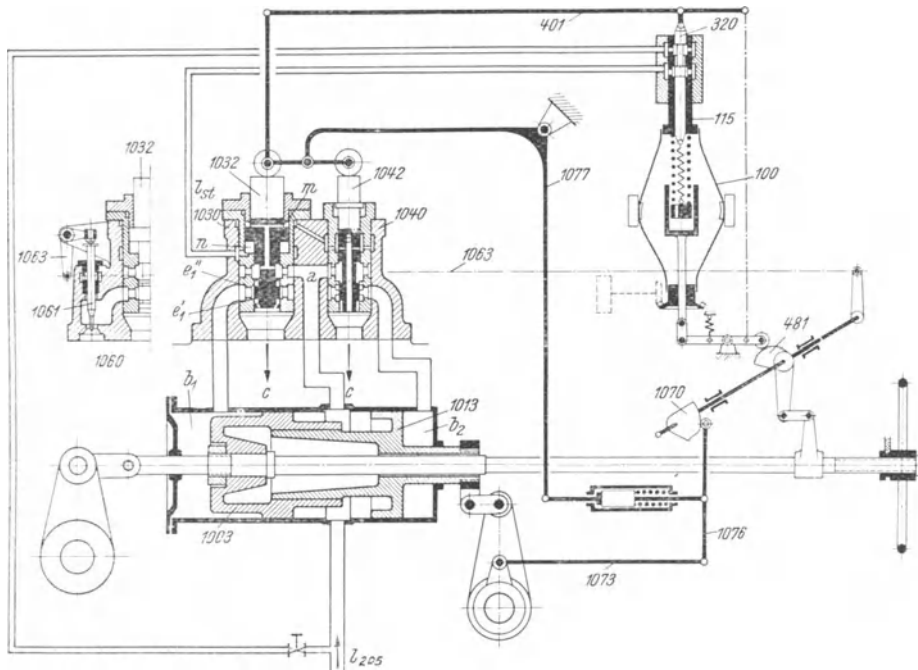


Abb. 216.

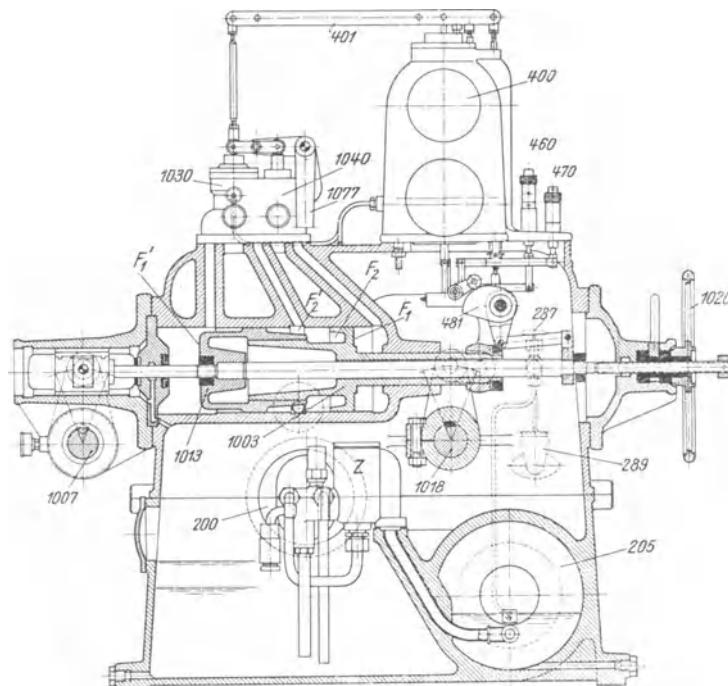


Abb. 217. (Maßstab 1:18.)

- f) Besondere Ausrüstung:
 1. Elektromotorischer Antrieb zur Drehzahlverstellung.
 2. Öldrucküberwachung (Einleitung des Reglerschlusses bei zu weitem Sinken des Öldruckes, s. Abschnitt XII. B. a. 4, Abb. 260).

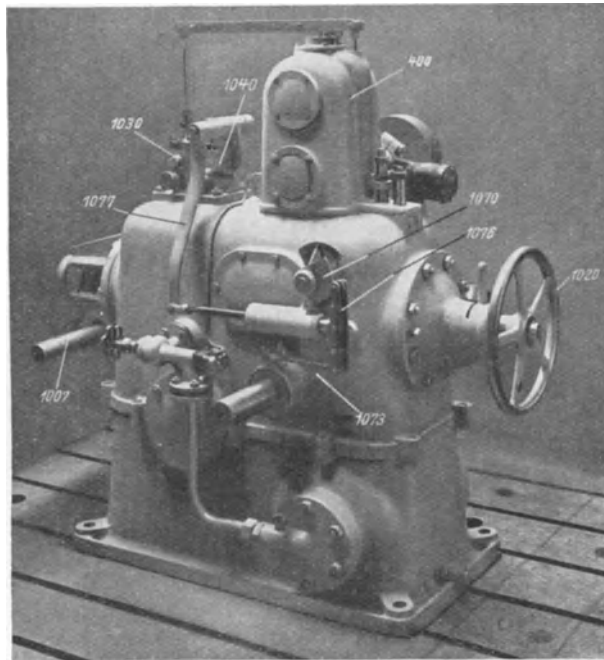


Abb. 218.

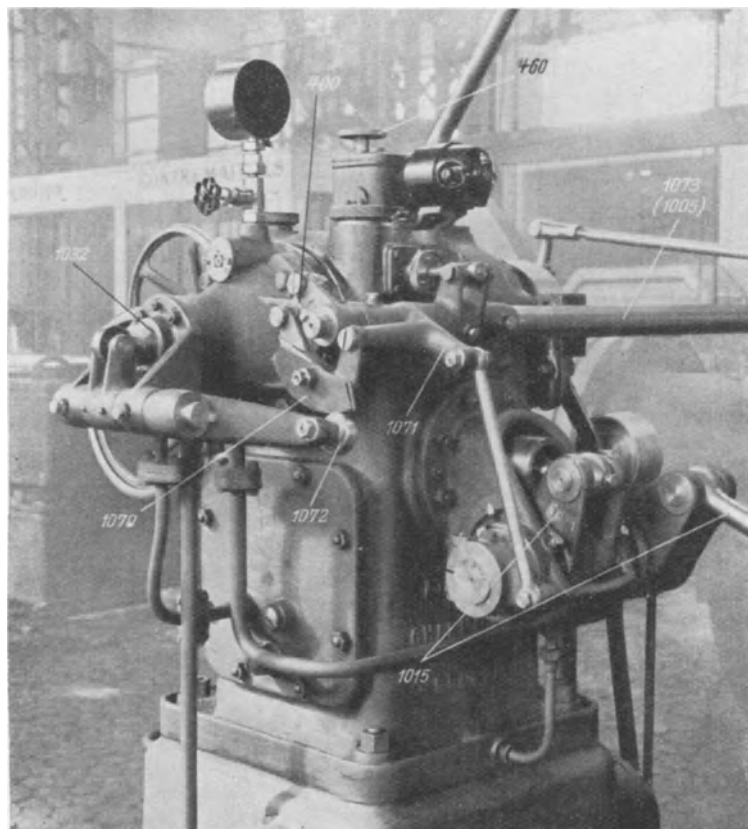


Abb. 219.

3. Pendelriemenbruchsicherung nach Abb. 246 (S. 164).

4. Druckgesteuertes selbsttätiges Absperrventil 1260.

III. *Doppelregler* 250/250 mkg, Auslegungsform 4 [23] (Abb. 216, 217, 218).

a) Druckspeicher 205 mit Reglerkasten vereinigt, Einfachpumpe 200, Wechselschalteinrichtung mit Zwischenbehälter Z (s. Abb. 55), Prüfeinrichtung 287, 289.

b) Steuerventile 1030, 1040 in einem Block, Steuerkolben für einseitige Steuerung, einfach vorgesteuert¹ (Abb. 216).

c) Einheitssteuerwerk 400 nach Abb. 104 mit angefügtem Steuerkreis 1070 bis 1077 für die Strahlblenkerregelung (Antrieb der Dämpfungseinrichtung zur nachgiebigen Rückdrängung

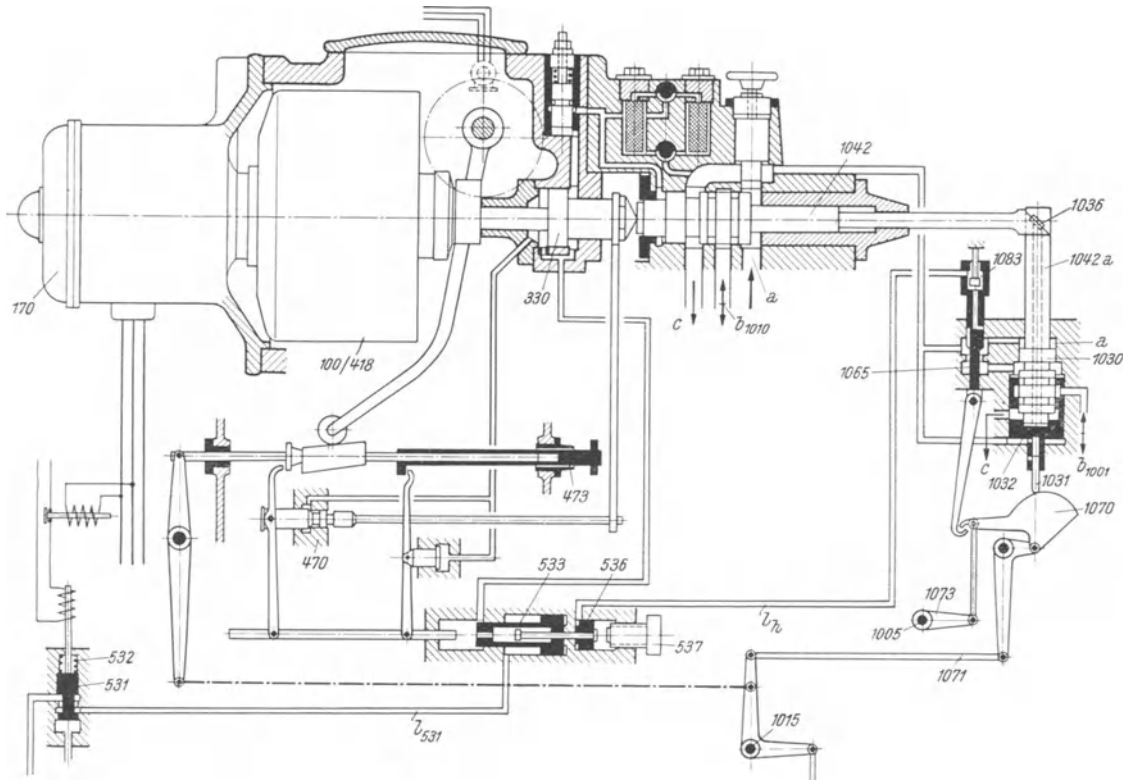


Abb. 220.

über Kurvenscheibe 481 mit der Möglichkeit der Wahl unterschiedlicher Stabilitätsgrade, bzw. bestimmter Gesetzmäßigkeit der dauernden Drehzahlabweichung).

d) Differentialkolbentriebwerk 1003, 1013 (Abb. 217).

e) Handregelung für die Düse 1020 nach Abb. 138.

f) Als Serienregler ausstattbar mit den Überwachungseinrichtungen für Pendelriemenbruch, Öldrucküberwachung usw.

IV. *Doppelregler* 100 mkg, Auslegungsform 3, mit getrenntem Düsenarbeitswerk, Durchflußtype [8] (Abb. 219).

a) Einfache Druckölpumpe, gemeinsam für beide Regelkreise.

b) Kombiniertes Steuerventil nach Abb. 207 für einseitige Steuerung im Durchfluß; Steuerkolben einfach vorgesteuert.

c) Einheitssteuerwerk 400 nach Abb. 107, Verstellung der Steuerbüchse 1032 über Abhängigkeitskurve 1070 (s. Abb. 209).

d) Strahlblenkertriebwerk² als öldruckbetätigter Differentialkolbentrieb (Normalausführung s. Abb. 156).

¹ S. Fußnote 1, S. 133.

² Das Düsentriebwerk ist unmittelbar mit dem Düsenstock verbunden; Ausführung gemäß Abb. 201.

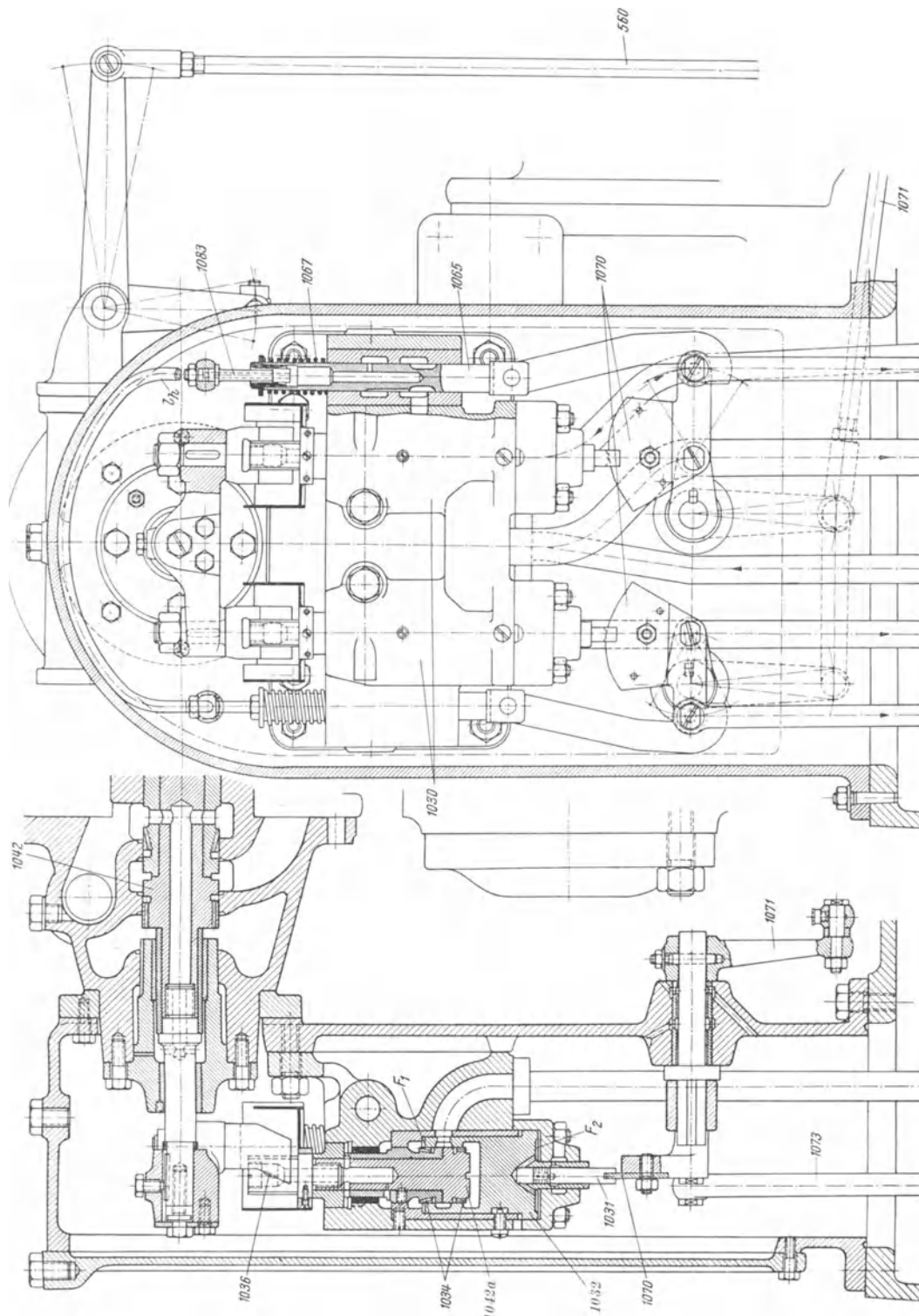


Abb. 221. (Maßstab 1:5,8.)

Wie ein Vergleich der letztbeschriebenen Reglerausführung mit jener der Abb. 213 erkennen läßt, hat hier für Zwecke der Doppelregelung trotz zweifacher Verkettung der Steuerkreise ein reihenmäßig erzeugter Regler Anwendung gefunden. Außer gewissen konstruktiven Vor-sorgen am typenmäßigen Einfachregler, die insbesondere die Einbaumöglichkeit des kombi-

nierten Steuerventils nach Abb. 207 betreffen, wird dies ermöglicht durch die Abtrennung des sekundär gesteuerten Triebwerkes zur Düsenadelverstellung vom eigentlichen Regler. Dieser Weg in Anwendung auf Auslegungen mit zweifacher Verkettung der Steuerkreise führt zu einer Beschränkung von Sondermodellen auf die Einrichtungen des sekundär gesteuerten Kreises und erscheint daher in wirtschaftlicher Hinsicht überaus beachtenswert.

Abb. 220 zeigt die Auslegung der Steuerung für eine doppeldüsige Freistrahlturbine mit Anwendung getrennter sekundärer (Düsen-) Regelkreise [8].¹ Die der Steuerung der Düsenadeltriebwerke dienenden Einrichtungen sind zu einer Konstruktionseinheit (Abb. 221) zusammengefaßt, die dem normalen Regler angegliedert ist. Die leichte Zugänglichkeit wird durch Unterbringung der Zusatzeinrichtung in einem nach einer Seite hin voll zu öffnenden Schrank erreicht.

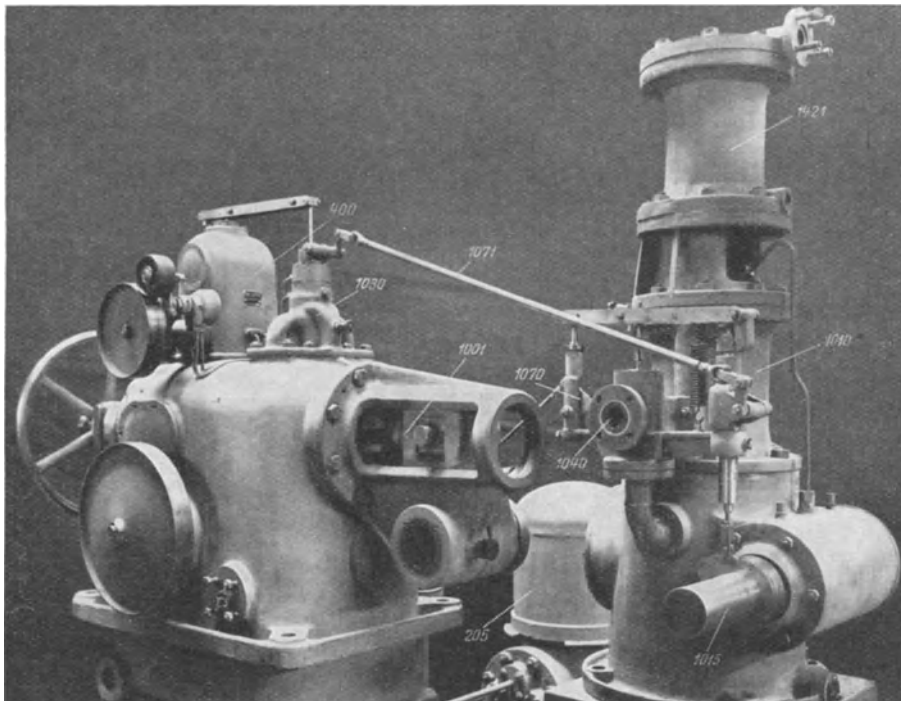


Abb. 222.

Entsprechend der Gleichartigkeit der Regelbewegungen bei Parallelbetrieb beider Düsen sind die beiden Sekundärkreise übereinstimmend ausgelegt. Die Bewegungen des Steuerkolbens 1042 werden, um die Zusatzeinrichtung als geschlossene Einheit ausbilden zu können, hydraulisch über die Schlitzsteuerungen 1036 auf die Hilfskolben 1042a übertragen, die im Zusammenwirken mit den Steuerbüchsen 1032 die Steuerung der Düsentriebwerke in der bereits erörterten Weise durchführen. Die Steuerbüchsen 1032, die über Stift 1031 vorgesteuert werden, folgen hierbei den Bewegungen der Steuerscheiben 1070, die abhängig vom gemeinsamen Strahl- ablenkerantrieb 1015 (Gestänge 1071), bzw. vom zugehörigen Düsenadeltriebwerk 1005 über Gestänge 1073 verstellt werden.

Durch den in die Ölleitung l_h gelegten Drosselkolben 1065, der im Bereich der kleinen Öffnungen entgegen der Druckfeder 1067 von dem die Düsenadelbewegung übertragenden Gestänge 1073 verschoben wird, tritt mit Annäherung an die Schließlage die Herabsetzung der Schließgeschwindigkeit ein. Die Geschwindigkeit von Öffnungsbewegungen bleibt durch diese Einrichtung unberührt und untersteht ausschließlich der Wirkung der Drosselung 1056 im Zylinderabfluß (Abb. 205).

¹ Diese sind im Schema nur einfach dargestellt.

Bei der eingehenden Darstellung, welche das dem Schema unterlegte Einheitssteuerwerk erfahren hat, darf auf eine steuerungstechnisch beachtenswerte Maßnahme hingewiesen werden, die unabhängig von der Vorbelastung die Einstellung eines angenäherten synchronen Leerlaufes bei Störungen in der Drehzahlregelung ohne vorübergehend größere Drehzahlerhöhungen herbeizuführen imstande ist. Die alleinige Verstellung der Öffnungsbegrenzung auf Leerlauf vermag jedenfalls nur die beharrungsmäßige Leerlaufstellung des Strahlablenkens herbeizuführen, was wegen der nur ungenügenden Abschätzung des Betriebswassers während der zunächst noch bestehenden größeren Öffnungen der Düse zu unzulässigen Überhöhungen der Drehzahl Anlaß geben kann. Bei der dargestellten Anordnung führt eine zusätzliche Steuerung die Öffnungsbegrenzung 470 (Abb. 220), die zunächst auf vollständigen Schluß der Regelungseinrichtungen mit Entlastung der Steuerleitung 1531 bei Abfall des Ventils 531 (s. a. Abb. 109) eingestellt wird, bei Erreichung der Leerlaufhöhe der Düsennadeln auf die dieser Lage entsprechende Stellung zurück. Letzterer Vorgang tritt mit Abdeckung der Hilfssteuerung 1083 ein, wodurch Leitung l_h unter Druck gesetzt und der Hilfskolben 536 gegen den festen Anschlag 537 zurückgedrängt wird, hierbei den Betätigungskolben 533 zur Öffnungsbegrenzung in die Leerlaufhöhe zurückziehend. Mit der Schraube 537 wird der dem Leerlauf entsprechende Hub des Kolbens 533 der Zahl der arbeitenden Düsen angepaßt.

Die vorgenannten Grundsätze für den Aufbau der Regelungseinrichtung können auch auf Auslegungsformen nach 4 mit Vorteil angewendet werden, wobei dem auf die Düsennadel wirkenden Serienregler der sekundäre Kreis der Strahlablenkerregelung — Arbeitswerk 1010,¹ Steuerventil und Steuerung — in Form einer besonderen Zusatzeinrichtung angefügt wird (Abb. 222 [23]). Die Verstellungen des Düsensuerventils 1030 werden hierbei über das Hebelwerk 1071 auf das Strahlablenkerstevventil 1040 übertragen, während die Rückführung des letzteren und die beharrungsmäßige Zuordnung der Regelorgane durch die Kurventriebe 1070 in Übereinstimmung mit Schema Abb. 216 eingeführt werden.

h) Regelungen mit Nebenauslaß.

In der Einleitung des vorangehenden Abschnittes wurde des Nebenauslasses als Entlastungseinrichtung für selbsttätig geregelte Rohrleitungsturbinen Erwähnung getan. Der Vollständigkeit halber möge hier einiges über die Ausbildung der Steuerung derartiger Einrichtungen, die in europäischen Anlagen wohl nahezu ausschließlich auf Überdruckturbinen Anwendung finden, angefügt werden.

Soll die Forderung eines angenähert konstanten Gesamtdurchflusses erfüllt werden, entspricht dieser die Anwendung eines Wechselauslasses, dessen Ventilkolben über ein starres Gestänge vom Turbinenleitapparat her gegensinnig bewegt wird. Beide Einrichtungen sind derart aufeinander abzustimmen, daß Öffnungsänderungen des Turbinenleitapparates durch die gleichzeitige Verstellung des Wechselauslasses praktisch ausgeglichen werden.

Für speicherfähige Anlagen sind aus wasserwirtschaftlichen Rücksichten Wasserverluste durch den Nebenauslaß auf das unumgänglich notwendige Maß zu beschränken. Der bei einer Entlastung zunächst entsprechend der Verringerung des Leitapparatdurchganges eröffnete Druckregler ist somit nach Beendigung des eigentlichen Regelvorganges, also Herstellung der der neuen Belastung entsprechenden Leitapparatöffnung wieder und der zulässigen Drucksteigerung entsprechend allmählich zu schließen. Hierzu wird in den Antrieb des Ventilkolbens 1090 eine Ölbremse 1095 (Abb. 223 [23]) eingefügt, wodurch der abgehobene Ventilkörper unter Wirkung des Eigengewichtes, bzw. zusätzlicher Belastungsgewichte mit einstellbarer Geschwindigkeit in die abschließende Lage zurücksinkt. Öffnungsbewegungen des Leitapparates können bei geschlossenem Ventil 1090 infolge des mit dem Ölbremskolben 1095 konstruktiv vereinigten Rückschlagventils 1096 ungehindert vor sich gehen, bzw. führen bei noch

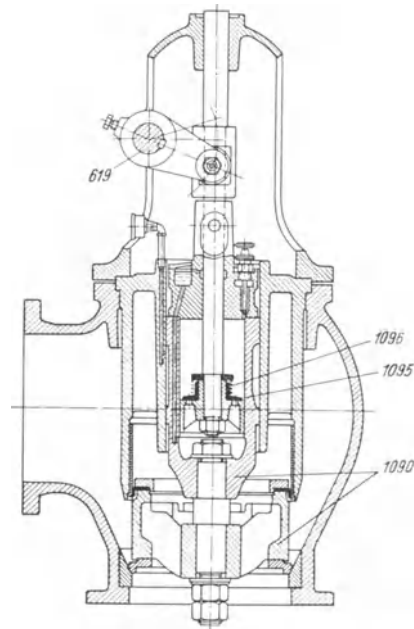


Abb. 223.

¹ Dieses ist noch durch den Druckwasserzylinder 1421 der Sicherheitsabstalleinrichtung ergänzt.

geöffnetem Druckregler zu Rückstellungen des Ventilkörpers 1090, die jedoch nie schneller oder weiter als jene des Ölbremsskolbens 1095 vor sich gehen können.

Druckregler für größere Wassermengen werden zweckmäßig mit hydraulischer Betätigung ausgeführt, wodurch das schwere Übertragungsgestänge sowie die Aufbringung der Verstell-

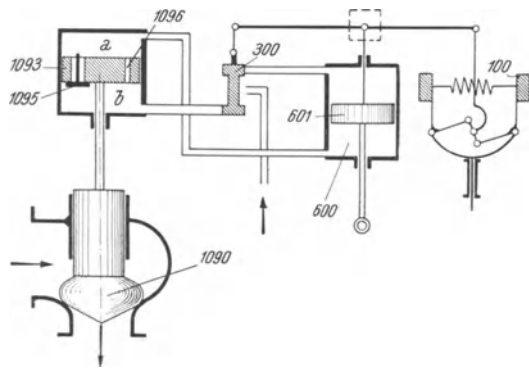


Abb. 224.

arbeit für den Druckregler seitens des hydraulischen Reglers entfällt. Die unmittelbare hydraulische Kupplung zwischen Turbinenleitapparat und Druckregler ist in der von D. THOMA angegebenen Anordnung Abb. 224 verwirklicht; hierbei sind die hydraulischen Triebwerke von Wechselauslaß und Turbinenleitapparat hintereinandergeschaltet. Die bei einer Entlastung des Maschinensatzes mit Beaufschlagung der Zylinderseite *b* des Druckreglertriebwerkes aus Zylinderraum *a* abströmende Ölmenge beaufschlagt den Arbeitskolben 601 vom Leitapparatverstellwerk und bestimmt dessen Verschiebung, welche damit eindeutig gleichzeitigen Druck-

reglervstellungen zugeordnet erscheint. Die Überströmung 1096 läßt unter Wirkung des Eigengewichtes der bewegten Ventil- bzw. Antriebsteile den allmählichen Schluß des Nebenauslasses eintreten. Rückschlagventil 1095 ermöglicht die Abströmung des aus dem Zylinderraum *a* auszuschiebenden Öles mit Umgehung des Druckreglertriebwerkes bei Belastungen, bei welchen über das Steuerventil 300 des Reglers die Beaufschlagung des Leitapparat-

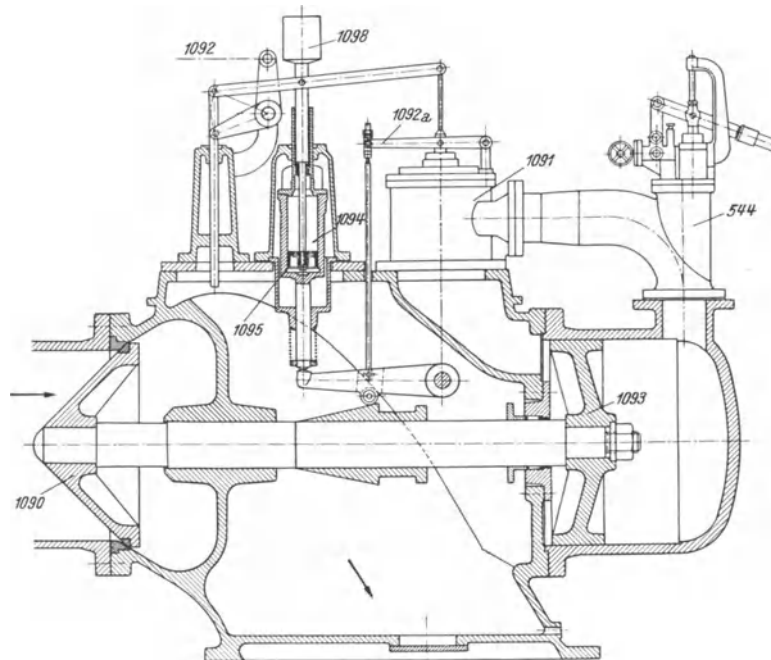


Abb. 225.

werkes im Öffnungssinne erfolgt. Der Arbeitsbedarf des Druckreglers kommt nur in dem entsprechend erhöhten Druck der Reglerpumpe zum Ausdruck.

Größere Freizügigkeit in der Verwirklichung bestimmter Bewegungsabhängigkeiten sowie die natürliche Verringerung der Gefährdung der Rohrleitung bei Versagen der Steuerung bieten jene hydraulisch betätigten Auslegungen, bei welchen der Auslaßkegel des Druckreglers unter dem Öffnungsdruck des Triebwassers in Gegenwirkung zu gesteuertem Öldruck steht (Abb. 225

[231]. Diese Auslegung erscheint daher in erster Linie für größere Wassermengen geeignet. Die Beaufschlagung, bzw. Entlastung des einseitig wirkenden Druckölantriebes, welcher letztere die Eröffnung des Nebenauslasses herbeiführt, erfolgt über Steuerventil 1091, welches über Gestänge 1092 vom Turbinenleitapparat her verstellt und andererseits unter Zwischenschaltung der Ölbremse 1094 vom Treibkolben 1093 her rückgeführt wird. Ölbremse 1094 wirkt auf den allmählichen Schluß des Druckreglers hin, insofern als nach Beendigung der Öffnungsbewegung des Leitapparates das Steuerventil mit sinkender Ölbremse im Schließsinne verstellt wird und mit Wiederherstellung des Öldruckes am Treibkolben den Druckregler im gleichen Zeitmaß zum Schließen veranlaßt.

Bei Öffnungsbewegungen des Turbinenleitapparates kann infolge des vorgesehenen, einseitig wirkenden Rückschlagventils 1095 die Ölbremse 1094 schlüpfen, wodurch die erforderliche Nachgiebigkeit des Gestänges bei Öffnungsbewegungen des Leitapparates und geschlossenem Druckregler gegeben erscheint. Die Durchsinkgeschwindigkeit der Ölbremse kann mittels des Belastungsgewichtes 1098 sowie durch die Einstellung der Überströmöffnung 1096 (s. Abb. 226) beeinflusst werden. In besonderen Fällen findet noch eine Verstärkung der Drosselwirkung in der Nähe der Schlußlage des Druckreglers statt, wozu in diesem Bereich der Drosselstift 1097 der zusätzlichen Überströmung 1096a vom Mitnehmer 1099 gegen die Überströmöffnung bewegt wird. Dem gleichen Zweck kann eine nahe der Schlußlage zur Wirkung kommende Begrenzung 1092a des Steuerventilhubes dienen.

Eine verhältnismäßig einfache Art der Einbindung des Nebenauslasses in die Gesamtregel-einrichtung ist der Abb. 227 zu entnehmen [8]. Bei Schließbewegungen des Steuerventils 300 (nach unten) mit Entlastung des Raumes b wird der auf den Auslaßkegel 1090 wirkende

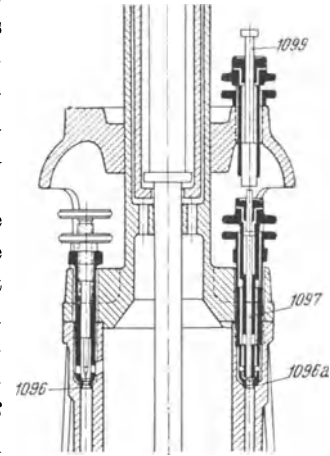


Abb. 226.

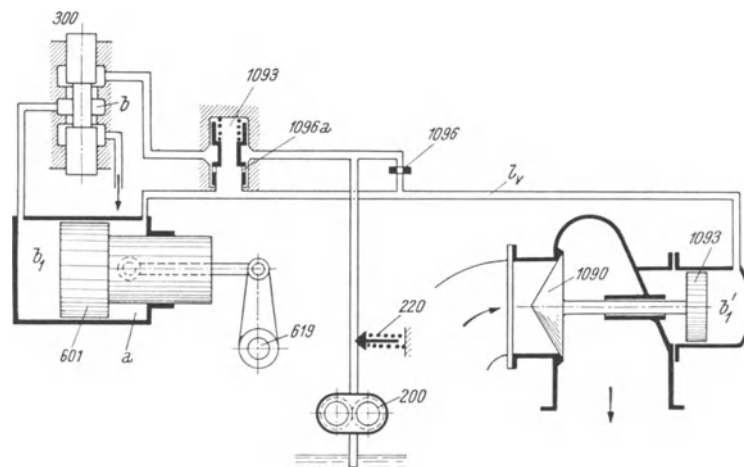


Abb. 227.

Wasserdruck über den Weg der hydraulischen Kupplung — Regler- und Druckreglerschließzylinder (b_1' , l_v , a) — als Verstellkraft frei und bewirkt den Schluß des Leitapparates sowie die Eröffnung des Druckreglers, wobei die gleichzeitigen Verstellwege volumetrisch aneinander gebunden sind. Sobald der Regler seine neue Beharrungslage erreicht hat, sorgt das über die Drosselöffnung 1096 einströmende Drucköl für die Wiederherstellung des Druckes im Raume b_1' und damit für den allmählichen Schluß des Nebenauslasses. Bei einer plötzlichen Belastung kann das aus dem Raum a zur Verdrängung kommende Öl über die Entlastungsbohrung 1096a des Überströmventils 1093 in den Pumpenkreislauf zurückgedrängt werden.

Besondere Aufmerksamkeit ist den Maßnahmen gewidmet worden, welche den Gleichlauf von Leitapparat und Druckregler während Entlastungsvorgängen überwachen und im Störfalle die erforderliche Verlangsamung der Schließbewegung des Reglers herbeiführen. Hierzu

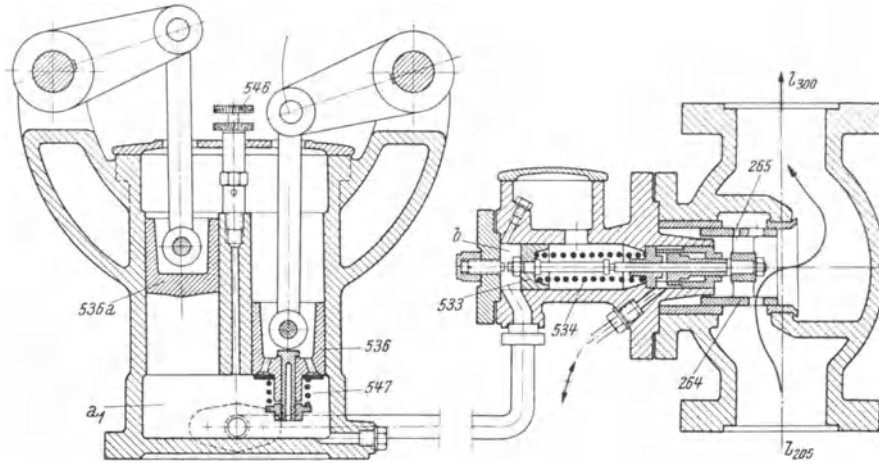


Abb. 228. (Maßstab 1:8.)

werden die Bewegungen des Druckreglers und Turbinenleitapparates über ein volumetrisches System, gebildet durch die beiden Kolbentriebe 536, 536a (Abb. 228) verglichen, die vom Leitapparat bzw. Druckreglerarbeitskolben her bewegt werden [23].¹ Insolange Entlastungsvorgänge ordnungsmäßig verlaufen, werden Volumsänderungen im Raume a_1 wegen der gegenläufigen Verstellungen der Kolben 536, 536a nicht eintreten; andernfalls wird bei zurückbleibendem Druckregler der Unterschied des verdrängten bzw. aufgenommenen Volumens in den Raum b gepreßt, wo er die Verschiebung des Kolbens 533 entgegen der Wirkung der Feder 534 und damit die Verstellung des Ringschiebers 264 in eine Lage vornimmt, bei welcher die Drosselungen 265 in die Leitung vom Windkessel zum Reglersteuerventil eingeschaltet werden; hierdurch wird die Schließgeschwindigkeit der Leitapparatbewegung entsprechend herabgesetzt. Volumsänderungen im Raume a_1 infolge praktisch zulässiger Ungenauigkeiten in der Bewegungsübereinstimmung von Leitapparat und Druckregler bleiben der vorgesehenen Überströmung 546 halber ohne Wirkung auf den Antriebskolben 533 zum Drosselventil 264. Rückschlagsventil 547 sichert bei Öffnungsbewegungen des Leitapparates die Auffüllung des Arbeitsraumes a_1 .

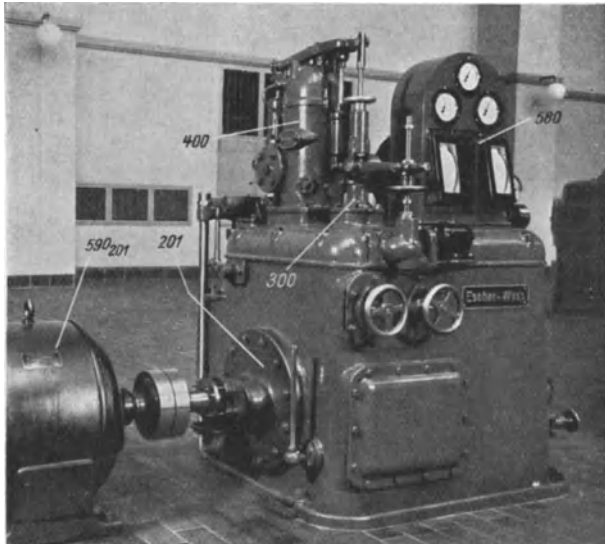


Abb. 229.

werden; hierdurch wird die Schließgeschwindigkeit der Leitapparatbewegung entsprechend herabgesetzt. Volumsänderungen im Raume a_1 infolge praktisch zulässiger Ungenauigkeiten in der Bewegungsübereinstimmung von Leitapparat und Druckregler bleiben der vorgesehenen Überströmung 546 halber ohne Wirkung auf den Antriebskolben 533 zum Drosselventil 264. Rückschlagsventil 547 sichert bei Öffnungsbewegungen des Leitapparates die Auffüllung des Arbeitsraumes a_1 .

XI. Steuerregler.

Die vertikale Anordnung großer Maschinensätze mit der sich daraus zwangsläufig ergebenden zweigeschoßigen Gliederung erfordert für eine übersichtliche Betriebsführung die örtliche

Zusammenfassung aller Einrichtungen, die vom Maschinenpersonal zu handhaben sind, so der Schalteinrichtungen im Rahmen der Steuerung des hydraulischen Teiles, der etwa vorge-

¹ Grundsätzlich gleiche Ausführung auch durch Escher Wyss. [11, 12]

sehenen Rückmeldeanlage sowie sonstiger Schaltgeräte. Hierfür bietet der Generatorenraum zweckmäßige Möglichkeiten der Unterbringung; Arbeitswerk und Druckölerzeugungsanlage, welche keinerlei Bedienung an Ort erfordern, können im Untergeschoß aufgestellt werden, wodurch die Regelarbeit übertragende, schwere Gestänge ebenso wie die Länge der Ölleitungen zwischen Windkessel und Arbeitswerk möglichst beschränkt wird. Bei einer derartigen „aufgelösten“ Anordnung der Regelungseinrichtung kann Steuerwerk, Steuerventil und gegebenenfalls Druckölpumpe zu einer geschlossenen Einheit zusammengefaßt werden (Abb. 229 [12]), deren Aufbau bei starrem Antrieb der Druckölpumpe von der Turbinenwelle aus sich weiter vereinfacht. Bei ausschließlicher Leitradregelung größerer Maschinensätze

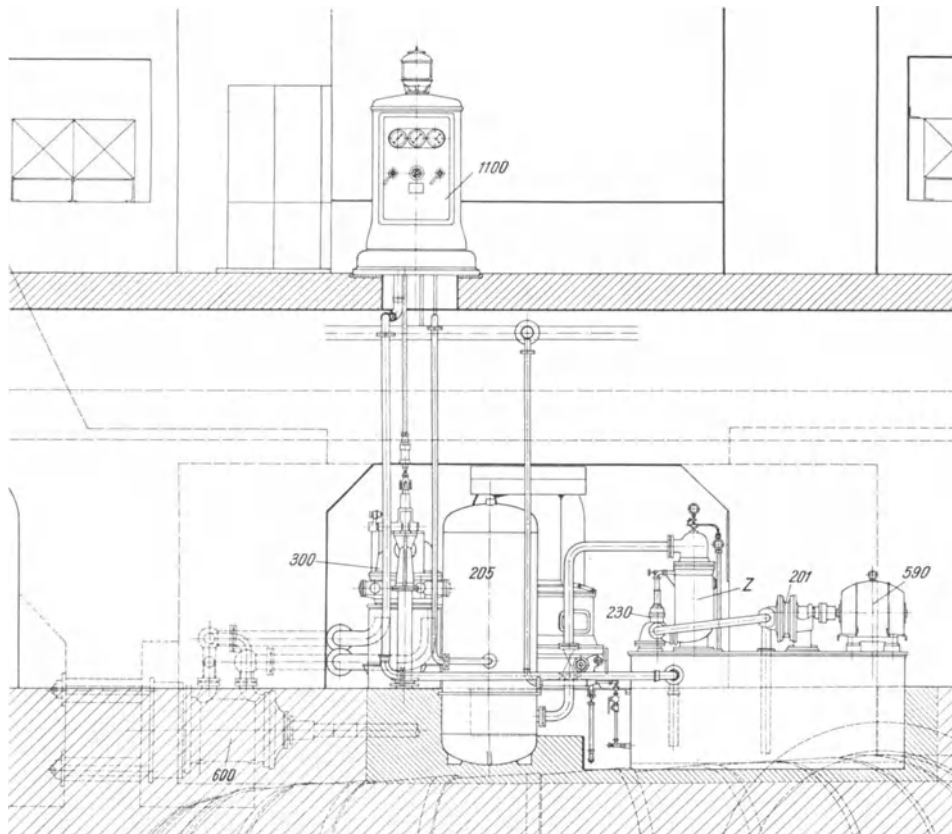


Abb. 230. (Maßstab 1:8.)

werden die eingangs genannten Vorteile bei einer Anordnung des Hauptsteuerventils in dem Arbeitswerk und Druckölanlage aufnehmenden Geschoß und somit Abtrennung des Hauptsteuerventils von den zum Steuerregler vereinigten Steuerungseinrichtungen im Generatorraum voll zur Auswirkung gebracht¹ (Abb. 230).

In der grundsätzlich den Aufbau der geschlossenen Regelungseinrichtung beibehaltenden Form des Steuerreglers erscheint mit dem Steuerwerk nur der Vorsteuermechanismus des Hauptsteuerventils zum Steuerregler vereinigt, während die Übertragung der so erzielten genügenden Verstellkraft auf den Hauptschaltkolben mittels eines starren Gestänges erfolgt (Form 1, Abb. 231).

Zur Entlastung des Verbindungsgestänges kann das Hauptsteuerventil eine eigene Vorsteuerung erhalten, so daß zur Betätigung des ersteren die Verstellkraft eines einfach vorgesteuerten Arbeitskreises genügt; dieser kann nach Art eines normalen Geschwindigkeitsreglers

¹ Hinsichtlich der gegebenenfalls angewendeten Handsteuerung kann auf Abschnitt VI verwiesen werden.

ausgelegt werden, von dessen Arbeitskolben die Verstellung des im übrigen starr rückgeführten Hauptschaltventils abgeleitet wird (Form 2, Abb. 232).

Die letztgenannte Auslegung bietet den Vorteil, daß der als selbständige Einheit sich darstellende Steuerregler allgemein verwendbar erscheint, nachdem Unterschiede in der Verstellkraft des Hauptschaltkolbens durch entsprechende Auslegung der Vorsteuerung des letzteren ausgeglichen werden können.

Nach dem Vorgesagten besteht die Möglichkeit, reihenmäßig erzeugte Typenregler als Steuerregler zu verwenden. Dem bereitzustellenden Arbeitsvermögen von 20 bis 60 mkg entsprechend, wird in diesem Falle die Druckölversorgung im Durchfluß als vorgegeben anzusehen sein. Die Verwendung des normalen Reglers mit eigener, unmittelbar einspeisender Druckölpumpe stellt zunächst eine Entlastung der Hauptdruckölanlage vom Bedarf des Steuerreglers dar; ferner bestimmt die festliegende Liefermenge der Durchflußpumpe die höchstmögliche Geschwindigkeit des Arbeitskolbens bei größeren Belastungsänderungen. Damit liegt die Geschwindigkeit der Führungsbewegung hinsicht-

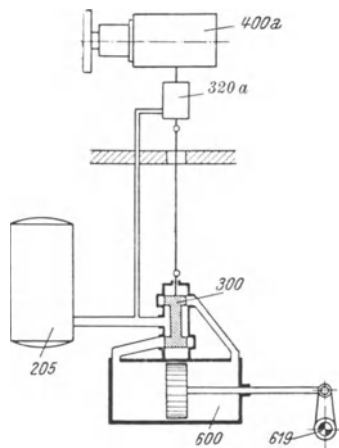


Abb. 231.

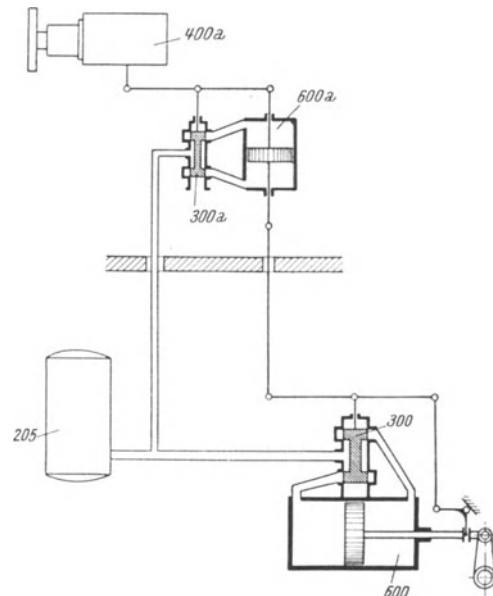


Abb. 232.

lich ihres Höchstwertes — bei voller Einschaltung der Pumpe — fest, so daß durch entsprechende (veränderliche) Übersetzung der Bewegung des Steuerreglerarbeitskolbens, etwa über Kurvenscheiben geeigneter Form, eine im voraus bestimmbare, gesetzmäßige Abhängigkeit der Höchstgeschwindigkeit des Hauptarbeitskolbens von der jeweiligen Leitapparatstellung eindeutig und unbeeinflusst von der Viskosität des Betriebsöles sowie den stellungsmäßig veränderlichen Leitapparatrückdrücken verwirklicht werden kann.¹ Diesem regeltechnischen Vorteile steht jedoch gegenüber, daß bei einem Versagen der Vorsteuerung keine Gewähr dafür vorhanden ist, daß die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens nicht in unerwünschter Weise sich mit der maximal möglichen einstellt; unter diesem Gesichtswinkel erscheinen Maßnahmen, welche die Regelgeschwindigkeit in der letzten Steuerstufe beherrschen lassen, einer Berechtigung nicht zu entbehren.

Form 1 hat auf einen Vorsteuerregler,² gehörend zu einer Großkraftregeleinrichtung mit einem Arbeitsvermögen von 40000 mkg, Anwendung gefunden. Das Steuerwerk, dessen Aufbau grundsätzlich mit dem in Abb. 97 dargestellten übereinstimmt, befindet sich in einem Schrank, wodurch sich leichte Zugänglichkeit der Einzelteile mit gleichzeitigem Abschluß dieser gegen Staub und unbefugten Zugriff ergibt. Nur die der Bedienung zugänglich zu haltenden Einrichtungen, bzw. die der Anzeige dienenden sind nach außen verlegt. Der mit Drucköl von der Speicheranlage versorgte und vom Steuerwerk her betätigte Vorsteuermechanismus

¹ Nach A. TENOT; Ausführung Neyret Bellier et Piccard Pictet, Grenoble.

² Nach D. THOMA; Ausführung Fynshyttan A. B. (29).

(s. Abb. 90) befindet sich seitlich angeordnet. Nach den vorangegangenen Darlegungen genügt es diesbezüglich, auf den unmittelbaren Drehantrieb der Schwebekolben durch Zahnräder unterschiedlicher Übersetzung hinzuweisen.

Eine Auslegung im Sinne der Form 2 weist die Regelungseinrichtung Abb. 296 auf, die bei einem Großkraftregler von 50000 mkg zur Anwendung gekommen ist [8]. Im Steuerregler Abb. 233 erfolgt die konstruktive Zusammenfassung des Einheitssteuerwerkes Abb. 107 mit dem Hilfskolbengetriebe *600a* und die Schaffung des Bedienungsstandes durch örtliche Vereinigung sämtlicher für Betrieb und Überwachung des hydraulischen Teiles des Maschinensatzes notwendigen Hilfseinrichtungen. Für den Antrieb des Führungsmechanismus (Pendel und Beschleunigungsmesser) dient ein Asynchronmotor *170* in einer Schutzschaltung gemäß Abb. 248.

Der Vollständigkeit halber sei noch auf den Zweck des in das Steuerwerk eingeordneten Hilfsventils *535* (Abb. 296) hingewiesen, das einer besonderen Eigenschaft der hier angewendeten Beschleunigungsstabilisierung gerecht wird und welches verhindert, daß bei Spannungsunterbruch und Wiederkehr der Spannung am Antriebsmotor *170* die rasche Beschleunigung desselben zu einem schnellen Schluß des Turbinenleitapparates Veranlassung gibt. Hierzu findet mit Eintritt der Leerlaufstellung des Schaltkolbens *533* die Entlastung des Raumes a_{535} statt, wodurch Hilfsventil *535* unter Einwirkung der Feder *531* in eine Lage geht, in welcher nur eine allmähliche Entlastung des gesteuerten Raumes *b* des Hilfskolbengetriebes *600a* selbst bei einer starken Verstellung des Steuerventils *301a* im Schließsinne, wie sie dem raschen Anlauf des Motors entsprechen würde, eintreten kann.

Die Verstellung des einfach vorgesteuerten Hauptschaltventils *300* erfolgt primär vom Arbeitskolben *600a* des Steuerreglers her und wird rückgeführt durch die vom Hauptarbeitswerk *600* abgeleiteten Bewegungen.

Als typisierte Bauform unter Verwendung des Einheitssteuerwerkes Abb. 104 ist der in Abb. 234 dargestellte Steuerregler anzusprechen [23]. Gemäß der grundsätzlichen Auslegung nach Form 2 erfolgt die Betätigung des vorgesteuerten — und im Untergeschoß angeordneten — Hauptsteuerventils vom vertikalen Hilfsarbeitskolben *600a* aus, der über Ventil *300a* in üblicher Weise gesteuert wird. Die Rückführung leitet sich von Keil *453a* ab; Getriebe *580a* dient der Stellungsanzeige. Der Vorsteuerregler arbeitet mit Drucköl aus der Hauptspeicheranlage.

Im Gesamtaufbau des Maschinensatzes begründet, kann auch die örtliche Zusammenfassung des Steuerreglers mit dem Hauptsteuerventil erforderlich werden. Abb. 235 zeigt einen Steuerregler, von dessen Hilfsarbeitskolben über Doppelhebel *401* die Vorsteuerung des Hauptsteuerventils *300* betätigt wird. Die rückführenden

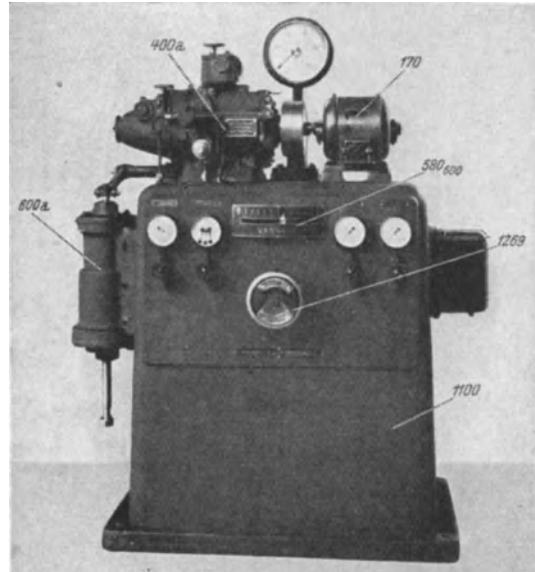


Abb. 233. *170* = Pendelmotor, *400a* = Steuerwerk, *600a* = Hilfsarbeitskolben, *580/600* = Öffnungsanzeiger, *1269* = Umsteuerung.

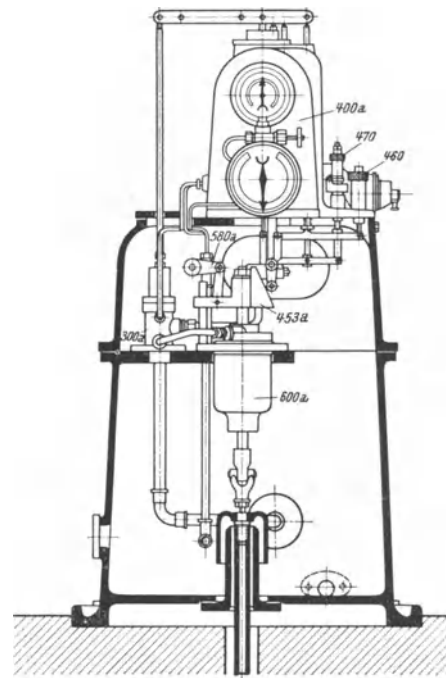


Abb. 234. (Maßstab 1:18.)

Bewegungen des Hauptarbeitswerkes werden über einen Kurventrieb 570 in den Sekundärsteuerkreis eingeführt. Die Konstruktionsgruppe umfaßt ferner Umschalt- und Hilfsventil (652 und 651) zur hydraulischen Handsteuerung (s. Abschnitt VI).

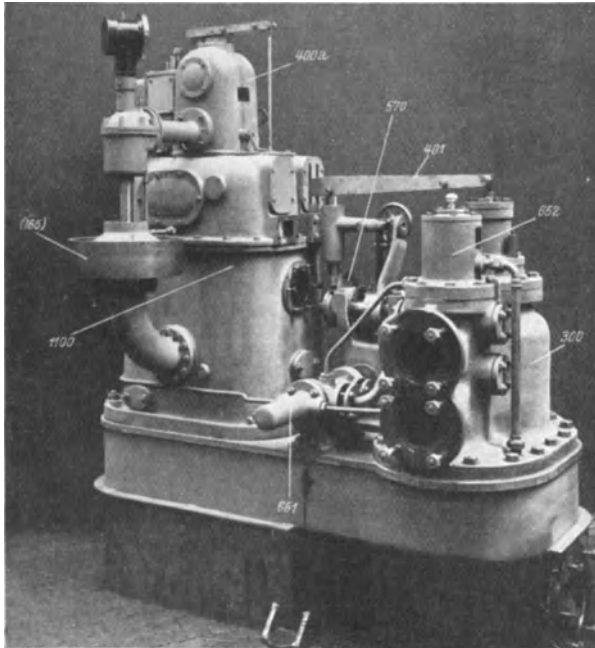


Abb. 235.

Die Abb. 236, 237 lassen den Aufbau eines Steuerreglers erkennen, der neben den Einrichtungen des primären Steuerkreises alle notwendigen Steuergeräte für den hydraulischen Teil einschließlich ihres elektrischen Zubehörs örtlich¹ zusammenfaßt, so u. a. die hydraulische Handsteuerung des Arbeitswerkes und die handgesteuerte Verriegelung zu letzterem 123j. Die Auslegung, welcher das Einheitssteuerwerk Abb. 104 zugrunde liegt, entspricht dem Schema 2 mit Anwendung eines in sich geschlossenen Regelkreises (Steuerwerk 400, Steuerventil 300a, Hilfsarbeitskolben 600a, Rückführung 570a). Für die Wirkungsweise dieser Einrichtungen sowie des hiervon gesteuerten Sekundärkreises Abb. 297 (Steuerventil 301, Hauptarbeitswerk 600, Rückführung 570_I) erübrigen sich weitere Erklärungen; hingewiesen sei nur auf die im elektromotorischen

Antrieb des Fliehkraftpendels begründete Abstellereinrichtung, durch welche bei Ausfall der Motorspannung durch den abfallenden Kern des Hubmagneten 1209 das Öffnungsbegrenzungs-gestänge 475 (einstellbar) auf Leerlauf oder Schluß der Leit-schaufeln gestellt wird; ferner auf die Steuerung zur Verriegelung des Leitapparates in seiner Schlußstellung, die von Hand aus über das Hilfsschaltventil 656a eingeleitet wird und durch eine Verblockung ausgezeichnet ist, welche einerseits die Einschaltung der Verriegelung nur im geschlossenen Zustand der Leitvorrichtung, anderseits die Einleitung von Öffnungsbewegungen des Leitapparates nur nach Lösung der Verriegelung zuläßt. Hierzu ist eine Sperrvorrichtung bestehend aus zwei Sichel-scheiben 1255 angewendet, die entweder die Einschaltung des Verriegelungsventiles 656a oder die Betätigung des Handrades 470 zur Öffnungsbegrenzung bei eingerücktem Riegel verhindert.

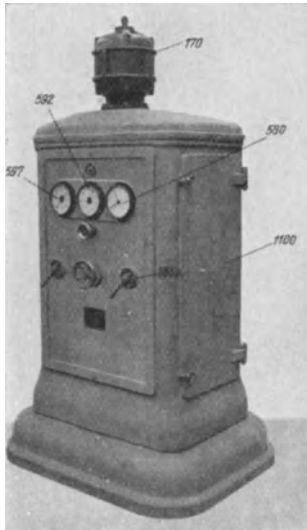


Abb. 236.

Die räumliche Austeilung der einzelnen Konstruktionsgruppen zeigen die ausführungsgemäßen Darstellungen des Steuerreglers, Abb. 237, wobei die leichte Zugänglichkeit der einzelnen Teile sowie eine günstige und zwanglose Entwicklung der Konstruktion durch Unterbringung dieser in einen geräumigen und mehrtürigen Schrank im besonderen Maße gewährleistet ist.²

¹ Jedoch abgetrennt; hierdurch sollen die elektrischen Teile der Wirkung des Öldunstes entzogen werden sowie übersichtlich zusammengefaßt sein.

² Die Steuer- und Hilfseinrichtungen einschließlich der Betätigungs- und Anzeigevorrichtungen werden auch bei den Ausführungen der Woodward Governor zu einer für die reihenmäßigen Erzeugung besonders geeigneten Einheit (Cabinet Actuator Governing Equipment) zusammengefaßt. Bei dem „Twin“-System, das bei mehreren Einheiten Verwendung findet, können die Betätigungseinrichtungen und Pumpenanlagen miteinander verbunden und wahlweise auf jede der Einheiten geschaltet werden.

Eine überaus kompensierte und vollständig geschlossene Bauart eines Vorsteuerreglers nach Form 2 läßt Abb. 237 erkennen [11]. Die Stellung der Drehzahleinstellvorrichtung sowie der Öffnungsbegrenzung, letztere der Leitradstellungsanzeige zugeordnet, wird an großen Skalen angezeigt, ebenso wie die Drehzahl am eingebauten Tachometer. Die gesamten Steuer- und

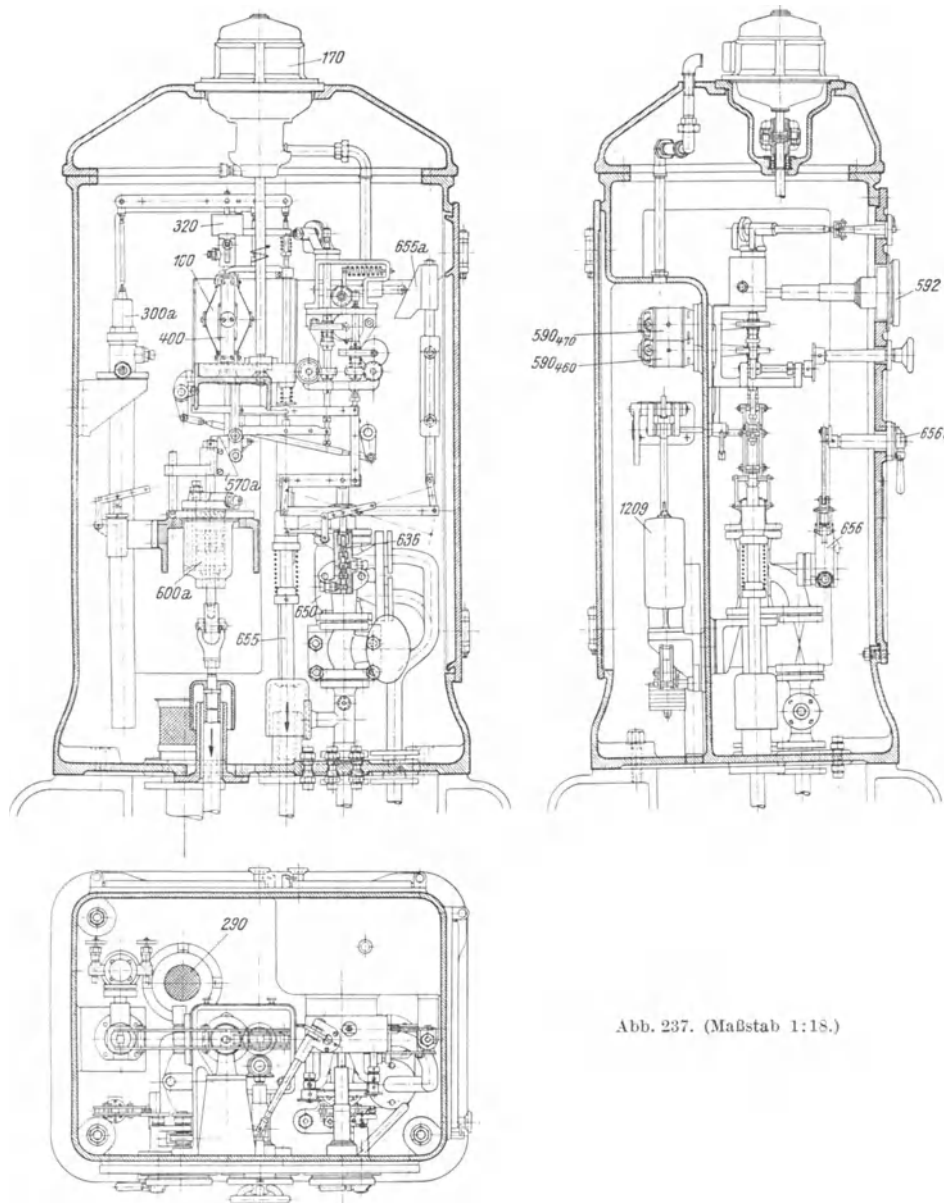


Abb. 237. (Maßstab 1:18.)

Betätigungseinrichtungen — Pendel 100, Steuerölpumpe 219 mit gemeinsamem Antrieb, Steuerwerk mit nachgiebiger Rückdrängung, Anlaufpumpe 1458 mit Motor, Steuerventil 300a, Arbeitszylinder 600a mit Schließfeder, Getriebe zur Drehzahlverstellung und Öffnungsbegrenzung¹ einschließlich Motorantrieb 590, alle elektrischen Hilfsgeräte und Anzeigevorrichtungen — sind auf einer gemeinsamen Platte in übersichtlicher und leicht zugänglicher Weise aufgebaut und in das Gehäuse 1100 eingesenkt. Für den Anlauf von Hand aus wird mittels Kurbel 1459

¹ Diese öffnet einen im Kolben angebrachten Nebenauslaß bei Erreichung des vorgesehenen Öffnungswertes.

der Servomotor entgegen der Wirkung der Schließfeder aus der Schlußstellung herausgedrängt. Bei ferngesteuertem Betrieb erfolgt diese Bewegung unter Wirkung der Förderung der Anlaßpumpe.

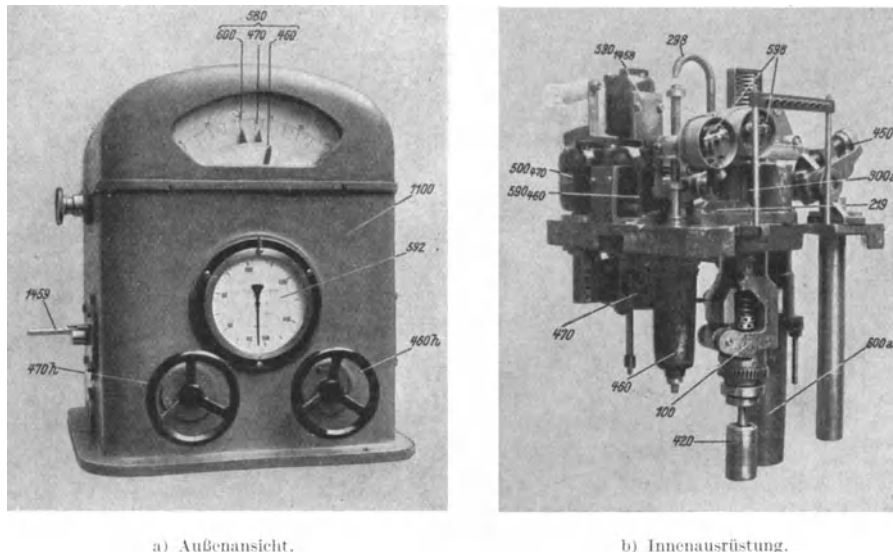


Abb. 238. Steuerregler.

Für die ausschließlich vertikalachsig angeordneten Kaplan-Turbinensätze großer Leistung bestehen die gleichen Voraussetzungen für die eingangs bezeichnete Gliederung der Regelungseinrichtung. Der Steuerregler (s. Abb. 239) kann hierbei zur Führung der beiden sekundären Regelkreise herangezogen werden, wobei die zu verwirklichende

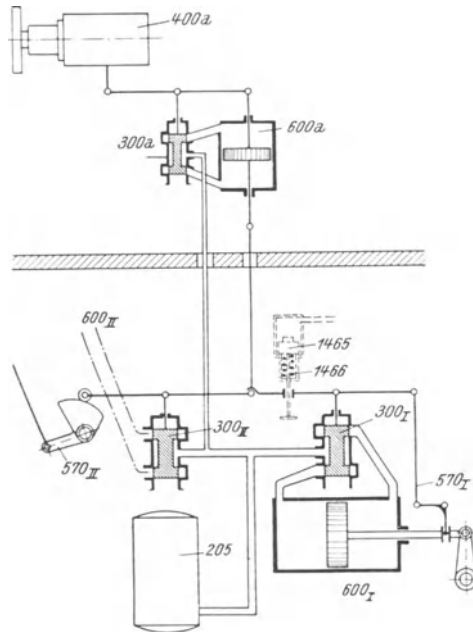


Abb. 239.

Gesetzmäßigkeit zwischen gleichzeitigen Stellungen der Regelorgane im Beharrungszustande durch entsprechende Abstimmung der der Stabilisierung in den Sekundärkreisen dienenden starren Rückführungen 570_I , 570_{II} erreicht wird (Form 3). Durch die vorgeschriebene Anordnung wird die Entlastung der Führungssteuerung von den Verstellkräften der sekundären Regelkreise, insbesondere ihrer Steuerventile, erreicht. Die mittelbare, d. i. über den Arbeitskolben $600a$ des Steuerreglers, in jeden der sekundär gesteuerten Kreise eingeführte Wirkung der Drehzahl bringt eine verbesserte Stabilität sowie ein Eingreifen jedes der Regelorgane entsprechend der Größe der eingetretenen Belastungsänderung mit sich, dies im Gegensatz zu Anordnungen, bei welchen nur die Führung eines Regelkreises drehzahlabhängig, die des zweiten hingegen ausschließlich von der Stellung des Regelorgans des ersten Kreises erfolgt. Dadurch, daß der dem vollen Weg eines der Regelorgane zugeordnete Hub des Steuerreglerarbeitskolbens ver-

schieden für die einzelnen Regelorgane gemacht wird, kann selbsttätig die Weiterverstellung eines der Regelorgane bei Beharrung des anderen in seiner Grenzlage erreicht werden, wenn die Tendenz der Steuerung in diesem Sinne geht; so etwa die selbsttätige Überöffnung des Laufrades bei erreichter voller Öffnung des Leitapparates und weiter bestehendem Öffnungsbestreben der Steuerung.

Die vorgenannten Richtlinien erscheinen im Aufbau der Doppelregelung Abb. 297 [23] berücksichtigt. Vom Arbeitswerk des in voller Übereinstimmung mit Form 3 in den primären Regelkreis eingebundenen Steuerreglers wird einerseits über Keil *570a* der Stabilisierungsmechanismus eines Einheitssteuerwerkes gemäß Abb. 104 betätigt, andererseits über Schwinge und Doppelhebel die Verstellung des vorgesteuerten Laufradventils *940* abgeleitet, dessen Rückführung durch die vom Laufschaufelmechanismus über Gestänge *972* bewegte Kurvenscheibe *970* vermittelt wird.

Zur Steuerung des Leitapparatregelkreises werden die Bewegungen des Hilfsarbeitskolbens *600a* über das Gestänge auf den für sich starr rückführenden Mechanismus der Leitradregelung übertragen. Nachdem die Beharrungsstellungen des Leitapparates der starren Rückführung *570_I* halber eindeutig in den Stellungen des Steuerreglerarbeitskolbens *601a* wiedergegeben sind, wird durch letzteren als Führungsorgan des Laufradregelkreises die Stellung des Leitapparates dort eingeführt. In der Form der Rückführkurven *570_I*, *970* ist somit die beharrungsmäßig verlangte Zuordnung beider Regelsysteme entsprechend zu berücksichtigen.

Durch Anwendung eines im Öffnungssinne bestehenden Überhubes des Hilfsarbeitskolbens *601a* über den darauf bezogenen vollen Hub der Rückführung des Leitapparates kann unter Erhaltung der Offenstellung des letzteren die selbsttätige Weiteröffnung des Laufrades eintreten, wobei die Stetigkeit der Leistungskennlinie erhalten bleibt.

Abb. 240 [23] zeigt den Aufbau des nach Schema Abb. 239 ausgelegten Steuerreglers, wobei die vertikale Anordnung des Hilfsarbeitskolbens der Aufstellung des Leitradhauptsteuerventils im Untergeschoß Rechnung trägt. Dieser Steuerregler stellt eine Weiterentwicklung der für die Einfachregelung geschaffenen Type Abb. 234 dar, welcher das Steuergestänge *570_{II}* und Hauptsteuerventil *940* für den Laufschaufelregelkreis zugefügt wurden.

Der Antrieb großer Steuerventile, deren Anordnung nach Abb. 240 [23] nicht mehr zweckmäßig erscheint, kann auch von der Hilfswelle *619* sinngemäß abgeleitet werden (Abb. 241).

In früheren Abschnitten war darauf verwiesen worden, daß in Großkraftanlagen die möglichste Lokalisierung von Störungen in der Druckölversorgung durch für jeden Maschinensatz

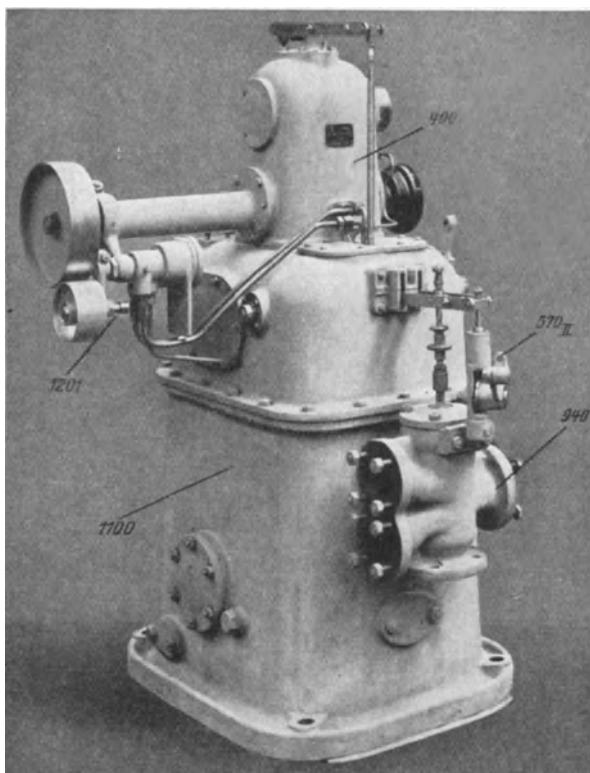


Abb. 240.

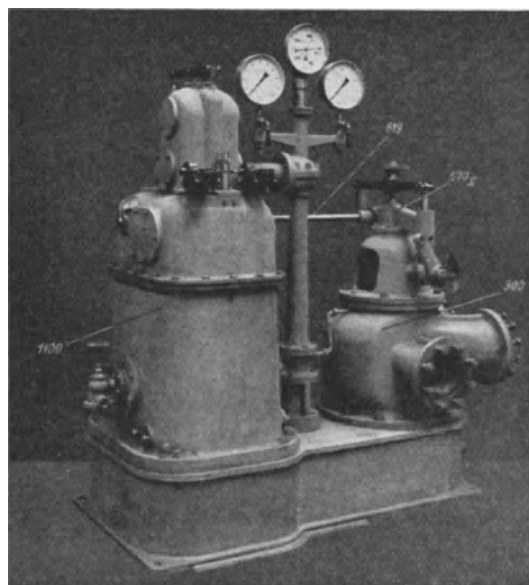


Abb. 241.

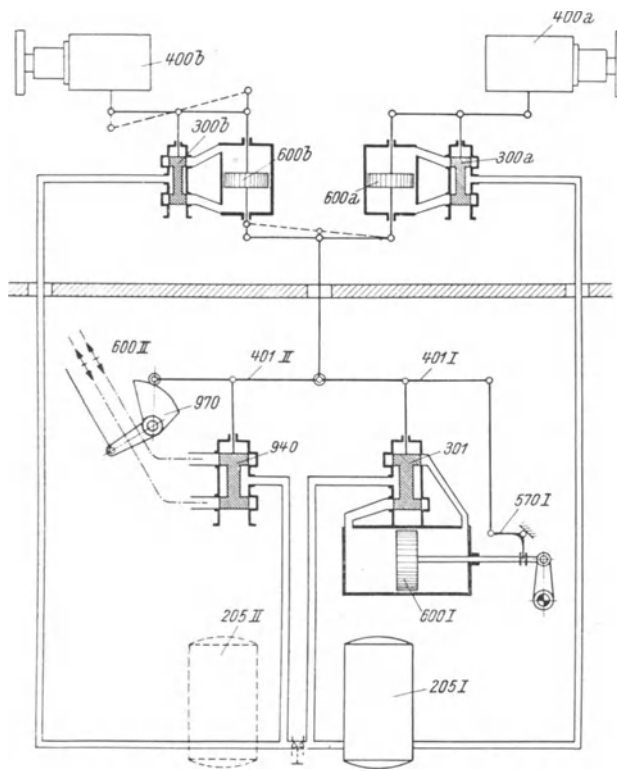


Abb. 242.

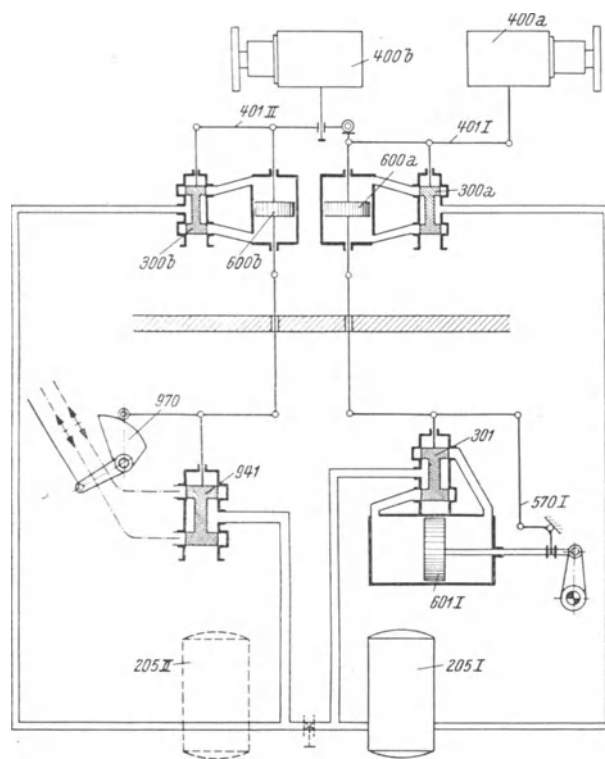


Abb. 243.

unabhängig zu betreibende Drucköl-erzeugungsanlagen angestrebt wird. Bei doppelt geregelten Kaplan-Sätzen bietet das Vorhandensein zweier Regelsysteme weiters die Möglichkeit einer Steuerungsauslegung, durch welche bei Störungen in einem System ein Weiterbetrieb des Maschinensatzes unter Herrschaft des ungestörten Systems Platz greifen kann. Da die größte Wahrscheinlichkeit von Störungen in dem verhältnismäßig komplizierten, teilweise mit sehr geringen Verstellkräften arbeitenden Führungsmechanismus (Steuerwerk, Steuerregler) liegt, wird diesen und damit dem Ausfall des Maschinensatzes am ehesten entweder durch Bereitstellung eines gleichartigen Steuergerätes, welches ersterem parallelgeschaltet, dessen Funktionen zu übernehmen imstande ist (Form 4), begegnet werden können oder dadurch, daß der normalen Führungssteuerung eines der Systeme eine unabhängige Drehzahlsteuerung übergeordnet ist, welche die Drehzahlregelung des Maschinensatzes allein über den zugehörigen Regelkreis vornehmen kann (Form 5).

Für Anlagen mit Steuerregler erfordert die erstgenannte Schutzauslegung die Anwendung von zwei gleichen und übereinstimmend geschalteten Steuerreglern (Abb. 242), wobei die Führung der sekundären Regelkreise im normalen Betrieb einem der Steuerregler durch entsprechend verlagerte Einstellung der Drehzahlleistungskennlinien zu übertragen ist. Bei Störungen im betriebsmäßig führenden Steuerregler kann der in Bereitschaft stehende die Führung unter Erhaltung der gesetzmäßigen Zuordnung von Leit- und Laufgradstellung übernehmen, so daß unter Voraussetzung ungestörter Sekundärkreise an der grundsätzlichen Funktion der Regelung nichts geändert wird.

Im Falle der Anordnung nach Form 5 (Abb. 243) übernimmt bei Störungen im Steuerregler 300a—600a der durch die zusätzliche Drehzahlsteuereinrichtung 300b—600b ausgezeichnete Sekundärregelkreis II allein die Aufgabe der Drehzahlhaltung des Maschinensatzes. Ausführungen, die

sich der letztgenannten Anordnung bedienen, sehen die Sicherheitsregelung im Laufschaufelkreis vor [11, 12] und überlagern der vom Hilfsarbeitskolben des Steuerreglers abgeleiteten Abhängigkeitssteuerung 401_{II} eine unabhängige Drehzahlsteuerung $400b$, welche erst bei höheren als betriebsmäßigen Drehzahlen einzugreifen hat und deren Mechanismus, bedingt durch die Anwendung derartiger Steuerungen in Großkraftanlagen, gewöhnlich durch Vorsteuerungen, bzw. deren Erweiterung zum selbsttätigen Steuerregler von den Verstellkräften des sekundären Regelkreises zu entlasten sein wird.

Aus dem Leistungsdiagramm Abb. 186 lassen sich auch bemerkenswerte grundsätzliche Voraussetzungen für die Stabilität der Regelung bei ausschließlicher Verstellung der Lauf-

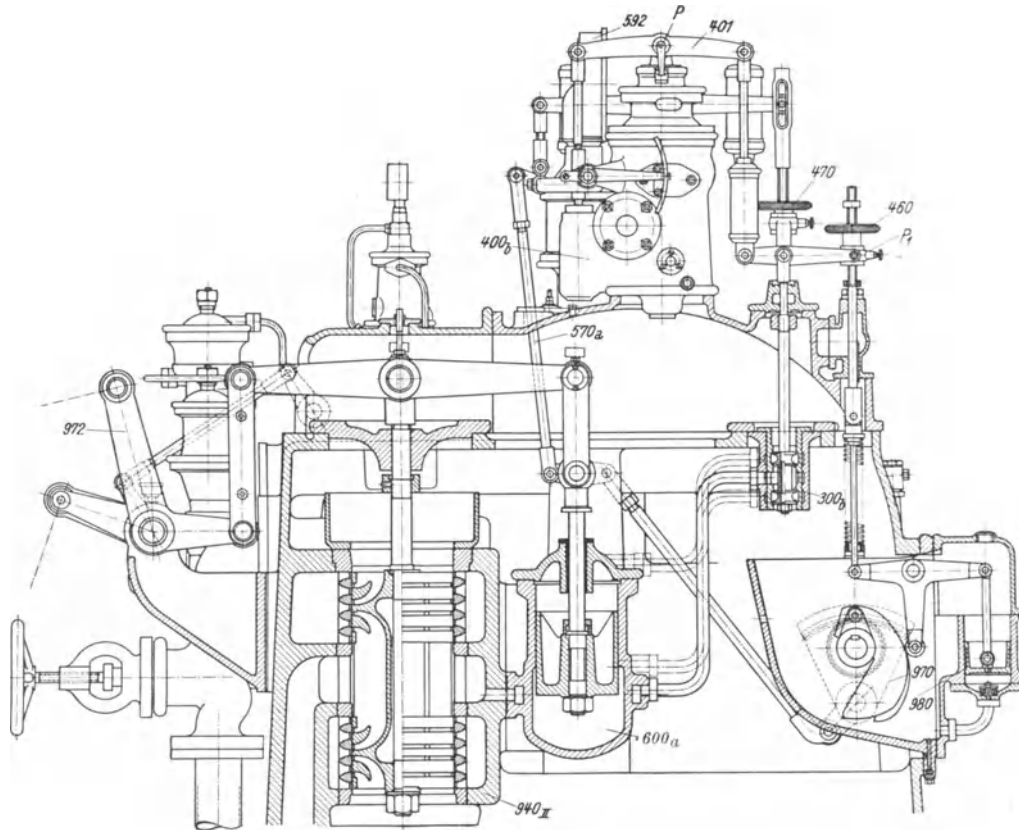


Abb. 244. (Maßstab 1:16.)

schaufeln herauslesen. Ein stabiles Arbeiten wird nur in dem um $a—a_1$ liegenden, im Sinne steigender a_0 eingegrenzten Bereich zu erwarten sein; hierbei kann die der Stabilitätsgrenze jeweils entsprechende Höchstleistung mit Rücksicht auf praktisch anwendbare Stabilitätsgrade und Schwungmassen nur annähernd erreicht werden.

Diese Voraussetzungen schränken den Wert einer derartigen Regelungsanordnung stark ein. Man hat sich dementsprechend in jüngsten Ausführungen darauf beschränkt, die übergeordnete Laufschaufelregelung als *Sicherheitsregelung* auszubilden, bei deren Ansprechen der Maschinensatz vom Netz getrennt und auf angenäherter Leerlaufdrehzahl geführt wird; ein Vorgang, der im allgemeinen für alle Leitschaufelstellungen in stabiler Weise möglich ist. In diesem Falle kann auf eine isodrome Steuerung im Schutzkreis verzichtet werden und genügt es, mit großer dauernder Ungleichförmigkeit zu arbeiten.

Die Abb. 244, 245 vermitteln die konstruktive Durchbildung der zu einer Einheit zusammengefaßten Leit- und Laufschaufelsteuerregler, welche sekundäre Regelkreise von 45000 bzw. 105000 mkg [12] (s. a. Abb. 298) gemäß Form 5 steuern. Beide Steuerregler zeigen den grundsätzlich gleichen inneren Aufbau und beinhalten außer dem geschlossenen Vorsteuerregelkreis

noch das vom jeweiligen Regelorgan starr rückgeführte Hauptsteuerventil (s. Abb. 84). Während der Leitradsteuerkreis ausschließlich einem Steuerwerk nach Abb. 103 untersteht, führt die Kurvenscheibe 970, deren Antrieb mittels eines den Drehwinkel vergrößernden Übersetzungsgetriebes vom Arbeitszylinder 600a des Leitradsteuerreglers her erfolgt, den Laufradvorsteuerkreis — Steuerventil 300b, Hilfsarbeitswerk 600b, Rückführung 570a; hierbei bildet normalerweise der Anlenkungspunkt *P* am Vorsteuerkolben des Einheitssteuerwerkes den festen Drehpunkt des Rückführgestänges. An dieser Stelle erscheint die zusätzliche Drehzahlsteuerung eingebun-

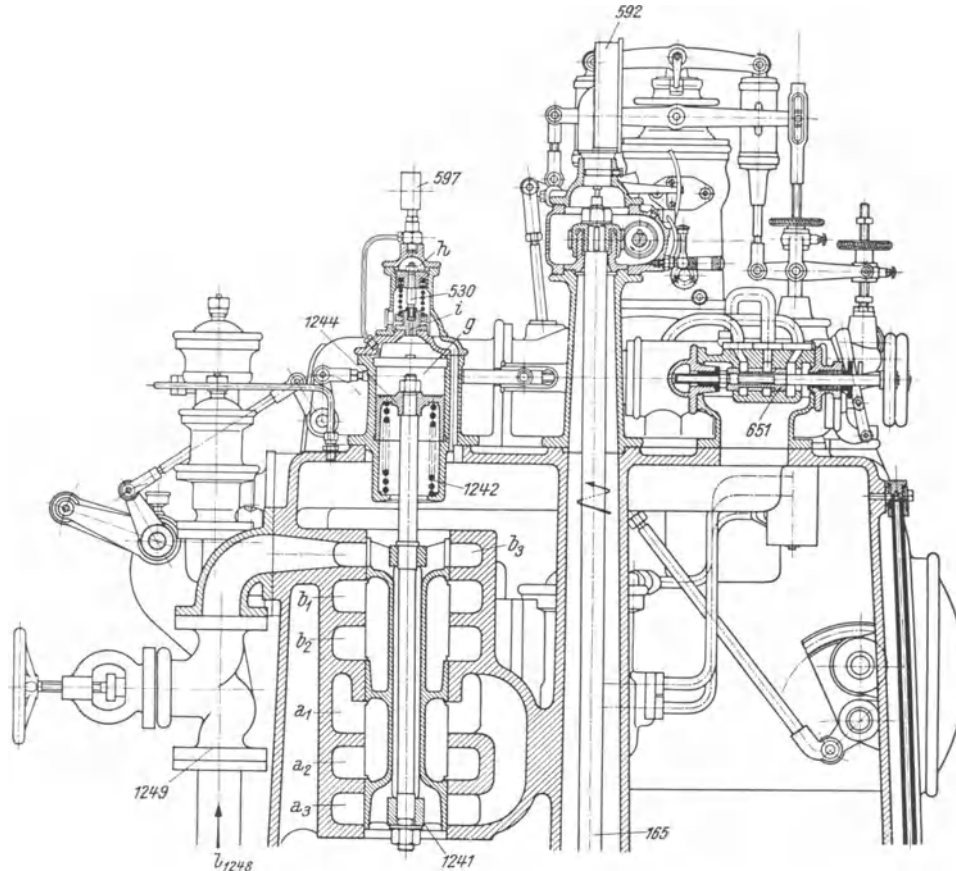


Abb. 24b.

den, welche bei gestörter Funktion des Leitapparatreglers und bei Überdrehzahl die Laufschaufelverstellung (Steuerventil 940_{II}) übernimmt; dabei wird P_1 zum Festpunkt der Steuerung, der zur Herbeiführung einer bestimmten (Leerlauf-) Drehzahl verlagert werden kann. Hinsichtlich der mit dem Steuerregler konstruktiv zusammengefaßten Hilfseinrichtungen (hydraulische Handsteuerung, Notpumpenschaltung usw.) sei auf Abschnitt XII, S. 170 verwiesen.

XII. Selbststeuerung.

A. Grundsätzliche Formen der Betriebsführung von Wasserkraftanlagen und ihr Anwendungsbereich.

Bei dem Ausbau neuer oder der Vervollkommnung bestehender Wasserkraftwerke ist es heute möglich, der Vielfältigkeit der Bedingungen als einer besonderen Eigenart der natürlichen Energiedarbietung an den Staustufen der Flüsse bzw. in den Speichern von Seen oder Talsperren und den damit gebotenen technischen Möglichkeiten und Zielen durch sorgfältige Auswahl einer angemessenen Bedienungsausrüstung Rechnung zu tragen. Dadurch erst wird

für jede Energiequelle die volle Ausnützung ihrer besonderen Betriebswerte und die Sicherung der in ihr zugänglichen äußersten Ausbeute gewährleistet. Der Vielseitigkeit der natürlichen Voraussetzungen bei Wasserkräften entspricht heute eine ganz ähnliche der Verfahren und Hilfsmittel der Betriebsgestaltung. Die zahlreichen Bedienungsformen unterscheiden sich im einzelnen vor allem in der Wahl des Standortes für die Bedienung, ferner hinsichtlich des Ausmaßes der Anwendung besonderer Einrichtungen zur Erleichterung des Betätigens der Betriebsorgane, zum Vereinfachen des Steuerns, Schaltens und Regeln sowie zur Vervollkommnung der Überwachung aller Maßnahmen des Betriebswechsels und aller Eingriffe zum Ordnen des laufenden Betriebes. Auch bezüglich der Bereitstellung zusätzlicher Hilfsmittel des Gemeinschaftsbetriebes, die in besonderem Maße der betriebstechnischen Einfügung der Einzelanlage in größere Versorgungssysteme dienen, sind heute in verschiedenen Kraftwerken stark voneinander abweichende Bedienungsverfahren verwirklicht.

a) Örtliche Handbedienung der Kraftwerke in Einzelvorgängen.

Die Bedienung der Wassereinlaßorgane vor den Turbinen, die Verstellung des Drehzahlreglers zur Änderung der Beaufschlagung während des Betriebes und des Inbetriebsetzungsvorganges, die Regelung der Maschinenspannung, die Parallelschaltung einschließlich der Betätigung des Hauptmaschinenschalters, die Einstellung der Blindbelastung, ferner die bei größeren Maschineneinheiten erforderliche Freigabe der Kühlmittel zu den Lagern und der Einsatz aller Hilfsbetriebe für die Steuer- und Regelölbereitung erfolgten ursprünglich nacheinander über Handantriebe unmittelbar an den einzelnen Organen, später in schon etwas erleichterter Form durch Steuern elektrischer Antriebe. Die Überwachung des Ablaufes der Vorgänge beim Betriebswechsel und der wichtigen Betriebszustände durch örtliche Besichtigung am einzelnen Organ war die Voraussetzung für die Fortführung des Gesamtvorganges. Die Ausrüstung der Überwachungsstellen des Betriebes beschränkte sich auf Anzeigergeräte, wie Manometer, Tachometer (Frequenzmesser), Stromzeiger, Wirk- und Blindleistungszeiger.

Eine beachtliche Verbesserung der Betriebsführung und Beschleunigung aller Vorgänge des Betriebswechsels bei Beibehaltung der Grundform des Bedienens in Einzelvorgängen brachte im Laufe der Entwicklung die planmäßige Zusammenfassung der Bedienungs- und Überwachungsmittel sowohl der elektrischen als auch der hydraulischen Anlagenteile in besonderen Befehlsständen. Voraussetzung dafür war, daß die einem Wechsel ihrer Betriebsform unterliegenden Organe, insbesondere auch des hydraulischen Teiles der Anlagen, mit elektrischen oder durch Drucköl bzw. Druckwasser gespeisten Antrieben versehen wurden, die eine einfache Steuerung der Bewegungen zulassen. Die Schaffung besonderer Stützpunkte der Bedienung für die elektrischen Anlagenteile in der Warte und vielfach auch für die Antriebsmaschinen und ihre Hilfsbetriebe in der Nähe der Turbinen erforderte gleichzeitig die weitere Ausgestaltung der Hilfseinrichtungen zur Überwachung des Betriebes.

Die Betriebsstellungen aller gesteuerten Einrichtungen und ihr störungsfreies Arbeiten müssen an den Steuerstellen bei einer derart zusammengefaßten Betriebsführung dauernd ersichtlich sein, damit die einzelnen Maßnahmen nur nach Überprüfung der für ihre Zulässigkeit zu erfüllenden Voraussetzungen eingeleitet werden. Die dadurch gewonnene bessere Übersichtlichkeit der Betriebsführung wirkt sich als eine Steigerung der Betriebssicherheit aus.

Die Betriebsführung von Wasserkraftwerken durch Handbedienung in Einzelvorgängen als verhältnismäßig träge wirksames und den rasch wechselnden Forderungen des Betriebes wenig angleichbares Verfahren befriedigt nur noch für einfache Aufgaben der Stromversorgung; sie entbehrt vor allem jener Vorkehrungen zur Erfüllung der zusätzlichen Anforderungen, die durch die Zusammenfassung verschiedener Anlagen zu Betriebsgemeinschaften hinsichtlich der Schlagfertigkeit des Einsatzes der Kraftwerke und Einzelmaschinensätze zur Stromerzeugung wie auch bezüglich der Überwachung und Steigerung der Wirtschaftlichkeit der Ausnützung gestellt werden.

Die Anwendung der einfachen Form der Handbedienung kommt daher nur bei kleinen, einzeln genutzten Wasserkraftwerken noch in Frage, bzw. bei jenen Wasserkräften an Flußläufen, die ihrer Natur nach ausschließlich zur Grundlastdeckung im Verbundbetrieb dienen,

so daß durch eine Vervollkommnung ihrer Steuerung infolge des nur selten erforderlichen Betriebswechsels eine Steigerung ihrer Nutzbarkeit nicht mehr möglich ist. Jedoch ergeben sich auch unter diesen Voraussetzungen durch zusätzliches Einfügen selbsttätiger Teilsteuerungen oder sorgfältig ausgewählter Maßnahmen der Fernbedienung und Fernüberwachung meist noch überlegene Möglichkeiten erhöhter Wirtschaftlichkeit bzw. Sicherheit des Betriebes.

b) Bedienungsverfahren örtlicher Selbststeuerung von Wasserkraftwerken.

Wichtige Möglichkeiten gesteigerter Anpassung der Betriebsführung an die aus naturbedingten Voraussetzungen abzuleitenden Eigenschaften der Wasserkraftquellen und dadurch eine Förderung auch ihrer Ausnützung selbst vermittelt die planmäßige Entfaltung der Selbststeuertechnik als Betriebsverfahren.

Die *Selbststeuerung* an sich dient der Durchführung des selbsttätigen Ablaufes einer Reihe bestimmter Schalthandlungen, die zur Überführung der gesteuerten Einrichtungen von einer Betriebsform in die andere notwendig werden. Die hierbei erreichte *eindeutige Festlegung der Schaltfolge* gewährt die immer gleiche physikalisch und betriebstechnisch richtige Aneinanderreihung der Schaltvorgänge und schließt Fehlschaltungen aus, die bei Handbedienung immerhin möglich sind; die Aufeinanderfolge der Schalthandlungen mit *geringstem Schaltverzug*, möglichenfalls mit zeitlicher Überdeckung einzelner sich technisch nicht berührender Vorgänge, führt auf *kürzeste Gesamtschaltzeiten*.

Die Maßnahmen zur Einleitung des selbsttätigen Ablaufes der Schaltreihe beschränken sich auf die diesbezügliche *Befehls-gabe*. Damit erscheint das Bedienungspersonal von der Durchführung von Schalthandlungen, die an sich folgenmäßig bedingt sind, entlastet und ist in der Lage, seine volle Aufmerksamkeit der eigentlichen Betriebsgestaltung zuzuwenden. Dieser Umstand wird bedeutungsvoll für die in der Regel umfangreiche Hilfseinrichtungen aufweisenden Großkraftanlagen, die überdies in vorgenannter Hinsicht erhöhte Ansprüche an die Bedienung stellen.

Den Umfang der in jedem Einzelfalle anzuwendenden Selbsttätigkeit der Betriebsgestaltung richtig zu bemessen, erfordert planmäßiges Erforschen der günstigsten technischen Einsatzmöglichkeiten aus den natürlichen Bedingungen der Energiedarbietung.

1. Selbstgesteuerter laufender Betrieb.

Das Kennzeichen selbsttätiger Teilbedienung von Wasserkraftanlagen ist die Beschränkung der Selbststeuerung auf die Durchführung von Maßnahmen zur Anpassung des Betriebes an artgebundene Änderungen der Betriebsbedingungen sowie zum Wechsel der Betriebsform in Störungsfällen. Der planmäßige Einsatz und die Zurückziehung der einzelnen Einheiten bleiben Aufgabe des Wärters ebenso wie die Lenkung des Betriebes bei allen durch selbsttätige Einrichtungen nicht erfaßten Ereignissen.

Zur Anpassung der Energieerzeugung an den Wechsel des Wirkstrombedarfes im Verbraucher-netz sind Selbstregler der Beaufschlagung der Antriebsturbinen ebenso wie der Einsatz selbsttätiger Spannungsregler zur Spannungshaltung bzw. Regelung der Blindstrombelastung parallel betriebener Generatoren als älteste Hilfsmittel der Selbststeuertechnik im Kraftwerksbetrieb überhaupt zu nennen. Wo die Anpassung der Stromerzeugung an den Wechsel des Energieanfalles ohne Speichermöglichkeiten gegeben ist, leisten Wasserstands- oder Wassermengenselbstregler wertvolle Dienste. Da hierbei die jeweils anfallenden Energiemengen der restlosen Ausnützung zugeführt werden, muß die Aufgabe der Anpassung der Stromerzeugung an den Wechsel des Energieverbrauches im Netz anderen gleichzeitig betriebenen Kraftwerken übertragen werden, die durch ihre technischen und natürlichen Eigenschaften hierzu befähigt sind.

Der *laufende* Betrieb der zur Stromlieferung eingesetzten Maschineneinheiten von *Grundlast*-wasserkraftwerken kann durch den billigen Aufwand für die Hilfsmittel einer elektrischen oder mechanischen Wasserstandselbstregelung in einfachster Weise selbsttätig gestaltet werden, wenn darüber hinaus auch die Regelung der Erregung der Stromerzeuger Spannungselbstreglern übertragen wird, die einem dem Blindstrombedarf des Netzes und der Leistungsfähigkeit der geregelten Maschinensätze angepaßten Plan dauernde Verwirklichung sichern. Ein derartiger

Kraftwerksbetrieb, ergänzt durch ausreichende Hilfsmittel zum Schutz der Maschinen und der wichtigsten Hilfsbetriebe der Anlage, ermöglicht als in sich geschlossene Betriebsform den Verzicht auf eine *dauernde* Betriebsüberwachung und findet heute schon vielfach Anwendung in Laufkraftwerken, in denen Maßnahmen des Betriebswechsels, die einen Besuch der Anlage erforderlich machen, nur selten vorzunehmen sind.

Die örtliche Selbststeuerung bildet somit die Grundlage für die Ausbildung eines wirksamen Schutzes der durch hohen Kapital- und Betriebswert gekennzeichneten Großkraftanlage ebenso wie für unbesetzt betriebene Kraftwerke.

2. Selbststeuerung der Maßnahmen zum Betriebswechsel.

Als Bedienungsverfahren für alle Vorgänge des Betriebswechsels, also zum Inbetriebnehmen und Stillsetzen der Maschinengruppen, hat die Selbststeuerung in Wasserkraftwerken besondere Bedeutung gefunden. Hier schafft sie eine Stärkung des Bereitschaftswertes der Wasserkraftanlagen und macht diese unter der Voraussetzung der Möglichkeit der natürlichen oder künstlichen Energiespeicherung zu Schnellbereitschaften der Stromversorgung, die auf eine die Wirtschaftlichkeit der Gesamterzeugung ungünstig beeinflussende Bereithaltung leerlaufender Dampfturbosätze oder hydraulischer Speicherturbinen verzichten läßt. Die Stärkung des Bereitschaftswertes dieser Anlagen durch den Einsatz der Selbststeuerung auf einfache Befehlserteilung hin findet ihren klarsten Ausdruck in der Möglichkeit raschest aufeinanderfolgender, gegebenenfalls gleichzeitiger Inbetriebnahme sämtlicher Maschineneinheiten einer Anlage. Wirkt sich somit im Falle von Störungen der Energieversorgung des Systems die Selbststeuerung durch die Möglichkeit des Schnelleinsatzes neuer Maschinenleistung zur Betriebsstützung besonders günstig aus,¹ verbürgt sie ebenso die rechtzeitige Außerbetriebnahme in ihrer Funktion gestörter Maschineneinheiten.

3. Vollselbsttätiger Betrieb von Wasserkraftmaschinensätzen.

In bestimmten Anwendungen ist die Selbststeuerung in der Ausführungsform als *vollselbsttätiges* Verfahren am Platze. Die Eigenbedarfsanlagen der Stromversorgungsbetriebe, in erster Linie also der Kraftwerke selbst, zählen in der Reihe aller Verbraucher von Elektrizität zu den dringendsten, da von ihrem unterbrechungslosen Arbeiten das Inbetriebhalten der Hauptmaschinen und damit die geordnete Aufrechterhaltung der Stromlieferung überhaupt abhängt. So gering besonders in Wasserkraftwerken die für die Eigenbedarfsversorgung dauernd geforderte elektrische Leistung ist,² so dringend notwendig ist aber das *dauernde* Bereitstehen dieser Energie für den Betrieb der Kraftwerke. Die Steuerung aller Maschinensätze, die für die Eigenbedarfsdeckung wichtiger Wasserkraftanlagen bestimmt sind, sei es nun vorwiegend als *Bereitschaftsgruppen* in Fällen, in denen die Versorgung der Eigenbetriebe der Kraftanlage normal aus dem System erfolgt, sei es auch als Stromquellen zur dauernden Speisung dieser wichtigen Hilfsbetriebe, wird deswegen zweckmäßig vollautomatisch ausgelegt. Es bereitet heute keine Schwierigkeiten, die Speicher für Steuer-, Lager- und Regleröl sowie für die Kühlwasserversorgung der einzelnen Hauptmaschinensätze der Kraftwerke so auszulegen, daß ein Ausfallen auch der wichtigsten Hilfsbetriebe für die Dauer einer Minute ohne schädliche Folgen bleibt. Vollselbsttätiges Umschalten und Steuern des Inbetriebgehens der Eigenbedarfssätze vorausgesetzt, ist der Wechsel von der Stromquelle der normalen Energielieferung auf die in Bereitschaft gehaltene Notstromquelle innerhalb der vorgenannten Zeit mit größter Zuverlässigkeit vollzogen.

¹ Häufiger Einsatz zum Betrieb und schnellste Bereitschaft zur Stützung der Stromversorgung sind die besonderen Anforderungen an die Betriebsgestaltung von Spitzenkraftwerken. In verschiedenen hydraulischen Speicherwerken ansehnlicher Leistungsfähigkeit ist durch weitgehende örtliche Selbststeuerung der Maßnahmen des Betriebswechsels mit einfacher Befehlsgabe die zuverlässige Gewähr geschaffen, innerhalb von etwa 3 Minuten, gerechnet vom Stillstand der Stromerzeuger bei geschlossenem Absperrorgan vor den Turbinen, die volle Leistungsfähigkeit — z. B. 4 Maschineneinheiten mit zusammen bis zu 140 MVA — bereitzustellen.

² Diese beträgt schon in Kraftwerken mit Leistungen von einigen 1000 kW dem Anschlußwert nach gewöhnlich nicht mehr als 1 bis 3% der Ausbauleistung.

Der vollselbsttätige Übergang von einer Eigenbedarfsversorgung auf eine andere Energiequelle wird zweckmäßig vom Vorhandensein der Spannung an dem Verbrauchersystem der Eigenbedarfsbetriebe abhängig gemacht, da das Ausbleiben der Spannung entscheidendes Kennzeichen für die Notwendigkeit des Einsatzes der Notstromlieferung ist.¹

c) Die Fernbedienung als Betriebsverfahren.

Gestützt auf die Hilfsmittel des Fernsteuerns, Fernmeldens, Fernmessens sowie des Fernregels und erleichtert durch die Anwendung örtlicher Selbststeuerung ist heute auch der Fernbetrieb von Wasserkraftanlagen zuverlässig gewährleistet in dem Sinne, daß der Standort der Betriebsführung unabhängig von der Lage der Energiequelle selbst praktisch beliebig gewählt werden kann.

Das Ausmaß der Anwendung von Hilfsmitteln für die Ferneinwirkung auf den Betrieb der Kraftwerke richtet sich dabei nach den erzielbaren Vorteilen. Je nach dem Umfang der im einzelnen Falle praktisch verwirklichten Fernbedienung, der im Hinblick auf die technischen Möglichkeiten keinen Beschränkungen unterliegt, kann man einen fernbedienten Teilbetrieb, bzw. auch den vollen Fernbetrieb der Stromerzeugeranlagen unterscheiden.

1. Zusammengefaßte Ortsbedienung.

In die Gruppe der Fernbedienungsverfahren muß auch jene Betriebsform eingereiht werden, bei welcher die Befehlsgebung an die Selbststeuerung zur Einleitung zusammengefaßter Teilvorgänge zur Erreichung eines bestimmten Betriebszieles von einer zentralen Stelle im Maschinenhaus für den maschinellen Teil, von der Warte aus für den elektrischen Teil ebenso wie die Überwachung des laufenden Betriebes erfolgt, in weiterer Steigerung von der Warte aus allein vorgenommen wird.

2. Ferngesteuerter Teilbetrieb

ist angebracht, wenn für bestimmte Maßnahmen der Betriebsgestaltung die Fernsteuerung eine besondere Verbesserung des Gemeinschaftsbetriebes mit benachbarten oder auf dasselbe Versorgungssystem arbeitenden Staustufen vermittelt, während für andere Eingriffe in den Betrieb die Handbetätigung durch in der Anlage anwesende Wärter als angemessen anzuerkennen ist.

So läßt z. B. die Fernbeeinflussung des Belastungszustandes von einer gemeinsamen Steuerstelle aus die beste Ausbeute der verschiedenen parallel betriebenen Wasserkraftwerke erwarten, da sich an dieser Stelle die technischen Anforderungen der Energieversorgung des Verbrauchersystems und die günstigsten Möglichkeiten, ihnen zu entsprechen, besser übersehen und verwirklichen lassen, als wenn die Wahl der Belastung der einzelnen Anlage von einer übergeordneten Lastverteilerstelle aus durch telephonische Anweisungen beeinflusst wird oder gar, abgesehen von einigen grundsätzlichen Richtlinien, dem Ermessen der Wärter überlassen bleibt.

Wirk- und Blindleistungsfernanzeige, möglichst ergänzt durch Wasserstands- oder Wassermengenfernanzeigen an der zentralen Steuerstelle der Lastverteilung, verbürgen dann den Überblick über den Energieanfall bzw. die Energievorräte an den Staustufen gegenüber dem Strombedarf des versorgten Systems. Die ferngesteuerte Einstellung der Kennlinien der Drehzahlselfstregler der Maschineneinheiten in den einzelnen Kraftwerken ermöglicht darnach die unmittelbare Einflußnahme auf die Lastverteilung. Diese Form eignet sich besonders für Kraftwerke, bei denen ein Interesse an einer gelegentlichen sehr raschen Inbetriebnahme der Maschinensätze nicht besteht. Liegen jedoch die Aufgaben der Fernbedienungstechnik, verglichen mit den gerade erläuterten, umgekehrt, lassen sich also die Anweisungen für die Führung des laufenden Betriebes in einer einfachen Vorschrift an das örtliche Bedienungspersonal zusammenfassen oder durch den Einsatz selbsttätiger Regler ver-

¹ Demgegenüber ist für den Einsatz der größeren Schnellreserven im Hauptnetz, falls dieser selbsttätig vor sich gehen soll, die Frequenz des Netzes maßgebend, insofern als ihr Abgleiten als Kennzeichen der Überlastung des Netzes zu werten ist.

wirklichen, besteht jedoch andererseits die Notwendigkeit, im Bedarfsfalle die Maschinengruppen eines Wasserkraftwerkes von einer entlegenen zentralen Bedienungs- und Überwachungsstelle aus schnell einzusetzen, so ist die örtliche Selbststeuerung der Maßnahmen des Betriebswechsels in einem Zuge, ergänzt durch die Möglichkeit der Fernbefehlserteilung für diese Inbetriebnahme und das Stillsetzen der einzelnen Aggregate als günstiges Bedienungsverfahren zu erachten.

3. Fernbedienter Vollbetrieb

von Wasserkraftwerken ist heute als die Bedienungsform zu werten, die den Gemeinschaftsbetrieb verschiedener, hydraulisch und elektrisch zu einer Betriebsgemeinschaft vereinigter Kraftwerke in vollkommenster Form ermöglicht. Bei diesem Bedienungsverfahren werden die Hilfsmittel der Fernbetriebstechnik zur Zusammenfassung der Betriebsführung verschiedener Kraftwerksanlagen nutzbar gemacht, wobei *alle* Maßnahmen des Betriebswechsels und *alle Eingriffe* in den *laufenden Betrieb* verschiedener zusammengehöriger Kraftwerke von der Steuerstelle des Gemeinschaftsbetriebes aus mit praktisch derselben Vollkommenheit, Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit eingeleitet werden können, die gegeben wären, wenn es sich um eine einzige nahgesteuerte Anlage handelte. Auch sämtliche Vorkehrungen zur zuverlässigen Überwachung der Betriebsgestaltung und des Verhaltens der Anlagen im laufenden Betrieb lassen sich an dieser Gemeinschaftswarte leicht treffen.

Systematische Planung von Wasserkraftwerken für die Energiegewinnung führt fast stets zur Aufteilung eines zusammengehörigen Flußgebietes in einzelne Nutzungsabschnitte, ebenso wie Flußregulierungen, die der ordnenden Beeinflussung der Wasserführung und der Erschließung neuer Schiffahrtswege dienen, häufig den Ausbau zahlreicher, oft nicht weit voneinander entfernter Staustufen erfordern, deren jede als Energiequelle für die Stromgewinnung in Frage kommt.¹ Natürliches Merkmal dieser Staustufen ist ihre engste Zusammengehörigkeit hinsichtlich aller ihrer hydraulischen Bedingungen und der wasserwirtschaftlichen Forderungen.

Der von der Natur bei solcher Sachlage vorgeschriebene hydraulische Gemeinschaftsbetrieb, dem bei Zusammenfassung der Erzeugung in *einem* Verteilungsnetz technisch an sich der elektrische Verbundbetrieb dieser Anlagen als neuzeitliche Lösung entspricht, findet beste Verwirklichung durch die Zusammenfassung der Betriebsführung an einer Steuerstelle des Gemeinschaftsbetriebes. Wo die Vereinigung zu einer einzigen Betriebsgemeinschaft in diesem Sinne nicht möglich ist, bedeutet die Zusammenfassung zu verschiedenen größeren Gruppen, deren jede von einer Steuerstelle aus betrieben wird, schon einen wesentlichen Schritt zur Sicherung der angemessenen Betriebsgestaltung.

Pumpspeichieranlagen erfordern gewöhnlich außer der Errichtung des Speicherkraftwerkes auch den Ausbau einer Staustufe am Abfluß des Unterwasserbeckens. Beide Kraftwerke sind hydraulisch und betrieblich aufs engste aufeinander angewiesen. Die Fernbedienung des Vorsperrenkraftwerkes von der Warte der Pumpspeichieranlage als der Steuerstelle ihrer Betriebsgemeinschaft vermittelt die erwünschte technische Zusammenfassung der Betriebsgestaltung unter einer Betriebsleitung.

Alle Staustufen am Unterwasserabfluß einer Talsperre, angewiesen auf größte gegenseitige Rücksichtnahme bei der Energieausbeute der aus dem gemeinsamen Wasservorrat der Sperre freigegebenen Wassermengen, werden mit größter Wirtschaftlichkeit betrieben durch Steuerung von *einer* Steuerstelle aus, die für das Kraftwerk an der Sperre und allen Stufen unterhalb gemeinsam ist.

Selbststeuerung und Fernbedienung, angewandt als Hilfsmittel der Betriebsführung bei der Ausnützung von Wasserkraften, bieten somit die äußersten Möglichkeiten, die Betriebsführung den naturgegebenen ursprünglichen oder durch technische Ergänzungen gewonnenen Eigentümlichkeiten der Kraftquellen aufs engste anzupassen.² So vermitteln sie auch den

¹ Wasserkraftwerke werden deswegen heute auch selten einzeln geplant. Gewöhnlich handelt es sich um Gruppen hydraulisch zusammengehöriger Anlagen.

² Die Tatsache, daß die Selbststeuerung den Wärter von Eingriffen von Hand aus weitgehend entlastet, darf nicht zu einer Einschränkung der Wartung der Anlagen und damit

höchstmöglichen Ertrag dieser Kraftquellen, indem sie das besondere Ziel des Verbundbetriebes fördern, der jeder Kraftanlage, ihren Eigenschaften angepaßt, die Aufgaben zuweist, für deren Lösung sie besondere Vorzüge besitzt.

B. Maßnahmen zur Sicherung des laufenden Betriebes der Anlage sowie zur Bereitschaftshaltung der örtlichen Selbststeuerung.

a) Mechanischer Teil.

1. Sicherung des Pendelantriebes.

Wie in Abschnitt IV ausgeführt, erfolgt der Antrieb des Fliehkraftpendels mittels Riemen von der Turbinenwelle aus bzw. elektromotorisch. Das Versagen dieses Antriebes, sei es durch Abgleiten oder Bruch des Riemens, bzw. Unterbrechung der Motorspannung, führt unter Voraussetzung ausschließlicher Drehzahlregelung zur vollen Beaufschlagung der Antriebsturbine, was

für den im *Alleinbetrieb* stehenden, bzw. vom Netz getrennten Maschinensatz einen unzulässigen Drehzahlanstieg nach sich zieht. Zur Verhinderung dieses die Anlageteile erhöht beanspruchenden bzw. gefährdenden Zustandes sind Überwachungseinrichtungen vorgesehen, die im genannten Störfalle unter Ausschaltung der Drehzahlsteuerung die Stillsetzung des Maschinensatzes, bzw. die Rückstellung des Leitapparates auf die ungefähre Leerlauföffnung veranlassen.

In der Regel wird ein Abgleiten oder Bruch des Riemens durch auf letzterem laufende Fühlrollen unmittelbar, seltener über Folgeerscheinungen (Drehzahlrückgang des Pendels, Überdrehzahl des Maschinensatzes) erfaßt. Die von den Fühlrollen gesteuerten mechanischen, hydraulischen oder elektrischen Übertragungsmittel greifen entweder in die Drehzahlsteuerung oder Öffnungsbegrenzungseinrichtung ein, bzw. wirken unmittelbar auf die Vorsteuerung in dem Sinne, daß unter Ausschaltung des Einflusses der normalen Steuerungseinrichtung der Schalt-

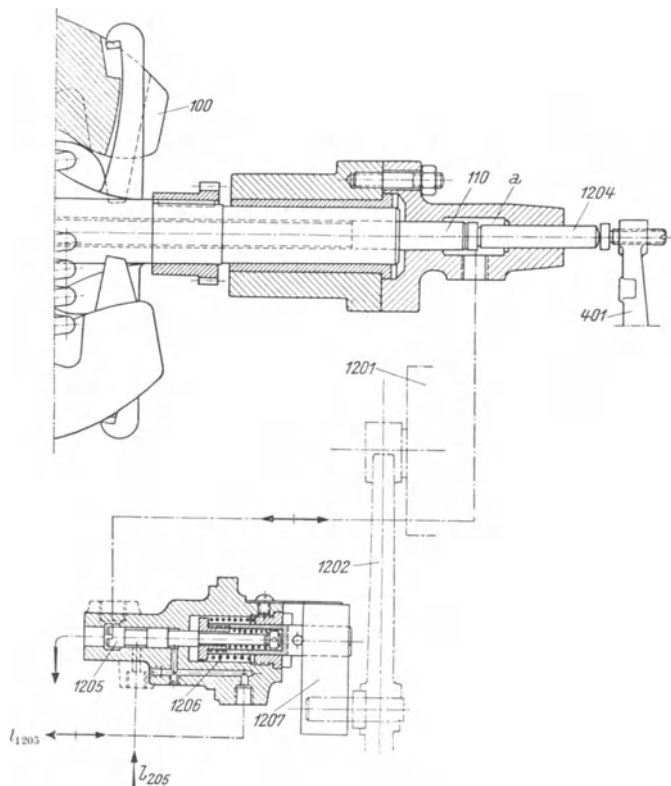


Abb. 246. (Maßstab 1:2,4.)

kolben des Steuerventils in die den Schluß des Reglers herbeiführende Stellung geschoben wird.

Abb. 246 zeigt eine Anordnung [2], bei welcher der Abstellmechanismus dem Fliehkraftpendel 100 vorgeschaltet ist und aus einem Kolben 1204 besteht, der, normalerweise durch den Kraftschluß des Steuergestänges auf den Pendelstift 110 abgestützt, in Störfällen mit Unterdrucksetzung der Kammer *a* jedoch abgehoben wird und hierbei den Steuerhebel 401 auf „Schließen“ stellt. Die Beaufschlagung der Kammer *a* erfolgt, sobald der Schaltstift 1205 über Klinke 1207 durch den abfallenden Rollenhebel 1202 verdreht wird und unter Wirkung

zur Gefährdung ihrer überlegenen technischen Bereitschaft werden. Dem Versuch, eine weitere Steigerung der Wirtschaftlichkeit des mehr oder minder selbstgesteuerten Betriebes durch Einschränkung des Pflege- und Aufsichtspersonals herbeizuführen, wird in der Regel nur kurzer Erfolg beschieden sein.

der Feder 1206 in eine Lage geht, in welcher die Ölzuführung l_{205} mit der bisher entlasteten Kammer a verbunden wird.

Bei der in Abb. 103, 77 dargestellten Steuerungseinrichtung [11, 12], bei welcher die Vorsteuerung gesondert durch eine in den Antrieb des Fliehkraftpendels gelegte kleine Pumpe mit Drucköl versorgt wird, erfolgt bei Riemenabfall und damit aussetzender Förderung dieser Pumpe die Unterbrechung der hydraulischen Nachführung des Schwebekolbens 330, wodurch dieser der ausschließlichen Wirkung der Feder 331 unterstellt wird, welche den Schwebekolben und damit Steuerventil 301 auf „Schließen“ stellt. Eine genügende Sicherung durch diese mit dem geringsten Aufwand an zusätzlichen Mitteln durchgebildete Überwachungseinrichtung setzt ein rasches Zurückgehen der Pumpenförderung zwecks ehester Lösung der hydraulischen Kupplung zwischen Steuerstift und Schwebekolben voraus, welche zunächst mit zurückgehendem Pendelstift auf eine Weiteröffnung und damit Beschleunigung des Maschinensatzes hinwirkt; die verlangte Wirkung wird jedoch dadurch gewährleistet, daß dem Kraftbedarf der Vorsteuerpumpe nur ein verhältnismäßig geringes Arbeitsvermögen der umlaufenden Massen gegenübersteht.

Diese Voraussetzung kann entfallen, falls die Vorsteuerung durch ein von der Riemenbruchrolle gesteuertes Ventil entlastet wird. Bei Anwendung von Schaltkolben, die unter einseitiger, im Schließsinne wirkender Federbelastung stehen, genügt für die Einleitung des Schließvorganges die Entlastung der die Gegenkräfte aufbringenden hydraulischen Steuerung durch einen gesteuerten Nebenauslaß, welcher bei Abfall der Riemenführrolle geöffnet wird.

Abb. 247 zeigt die Ausbildung einer derartigen Zusatzeinrichtung [23], bei welcher über den Dreiweghahn 1205 bei Lage der Laufrolle auf dem Riemen die Verbindung zwischen Vorsteuerung g_1 , g_2 und Steuerfläche F_1 (Abb. 78) am Ventilkolben hergestellt ist, während bei abgefallener Laufrolle der Steuerraum (F_1) mit dem Ablauf verbunden erscheint. Die Lagerung des Hahngehäuses 1208 an einem um die Achse des Antriebes schwenkbaren Arm gestattet in einfacher Weise die Anpassung der Vorrichtung an eine beliebige Lage des Riementriebes.

Im Falle des elektromotorischen Antriebes des Fliehkraftpendels kann durch einen zum Stromkreis des Antriebsmotors parallelgeschalteten Hubmagneten, der damit im Falle des Ausbleibens der Spannung abfällt¹ und hierbei den Regler über die Öffnungsbegrenzung zur Gänze bzw. bis zur Leerlauföffnung schließt, der genannte Gefahrenfall erfaßt werden. Um bei spannungslosem Generator anfahren zu können, ist eine Unterstellung des Hubmagneten vorzusehen, welche, um den Sicherheitswert der Anordnung nicht in Frage zu stellen, so auszulegen ist, daß sie bei Unterspannungsetzung und damit erfolgendem vollständigen Anziehen des Magneten selbsttätig herausfällt.

An Stelle der unmittelbaren Beeinflussung der Öffnungsbegrenzung durch den Hubmagnet kann diese auch über druckölgesteuerte und betätigte Hilfseinrichtungen erfolgen, wodurch —

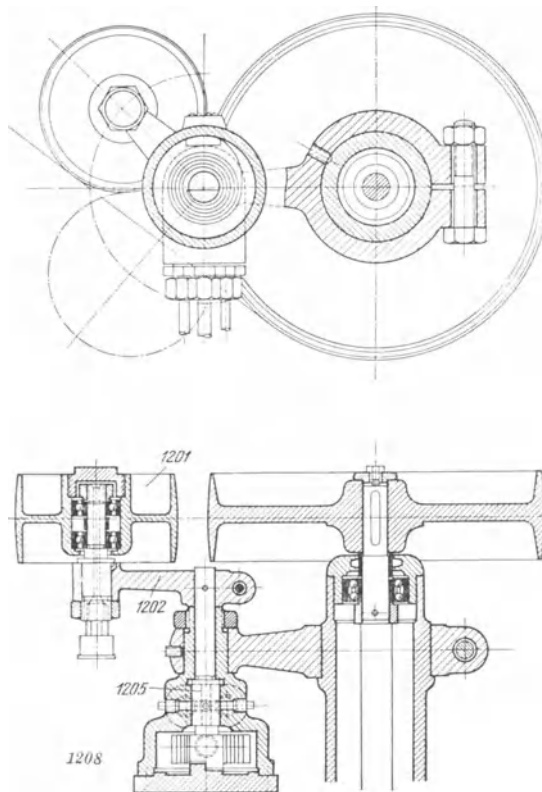


Abb. 247.

¹ Bei Anwendung von Synchronmotoren ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß der Motor bereits bei einer geringeren Spannungssenkung außer Tritt fällt, als der Abfall des Hubmagneten erfolgt. In diesem Falle empfiehlt es sich, die Spannungssenkung durch ein über der Kippspannung eingestelltes Spannungsrelais zu erfassen und über dieses den Hubmagnet stromlos zu machen (s. S. 233).

als grundsätzliche Eigenschaft der hydraulischen Steuerung — neben der Freizügigkeit der Anordnung die Zusammenfassung mehrerer Steueraufgaben über diese Einrichtung möglich wird. Zur Überwachung des Spannungszustandes des Pendelmotors ist für das in Abb. 109 dargestellte Steuerwerk ein magnetgesteuertes Hilfsventil 530 vorgesehen, das bei Spannungszusammenbruch und damit gleichzeitig erfolgender Entspannung des Magneten 591 unter Wirkung der Feder 531 in eine Lage geht, bei welcher die Entlastung des Steuerraumes r eines weiteren Hilfsventils 533 und damit die Verstellung des zugehörigen Kolbens unter Wirkung des dauernd auf der Gegenfläche lastenden Öldruckes in die andere Endlage eintritt. Hierdurch wird das Gestänge zur Öffnungsbegrenzung (475) in eine Stellung gebracht, die auf den gänzlichen, bzw. bis zur Leerlauföffnung führenden Schluß des Reglers hinwirkt.

Die beschriebenen Vorkehrungen führen im bezeichneten Störungsfalle zur Abstellung des Maschinensatzes, bzw. zumindest zum Ausfall der von diesem erzeugten Leistung. Insofern

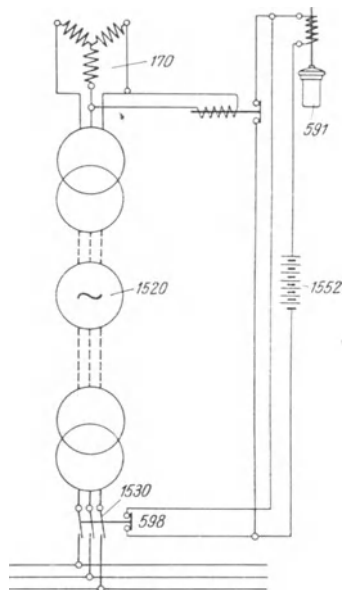


Abb. 248.

die von der Störung betroffene Maschineneinheit einem Gemeinschaftsbetrieb eingegliedert ist, sind derartige Maßnahmen dem Wesen der Störung nach nicht unbedingt erforderlich und können im Interesse der Erhaltung der Netzlastverteilung vermieden werden, insofern nur die Weitereröffnung des Leitapparates verhindert wird. Maschinensätze, die nach der Wasserdarbietung, bzw. mit fester Leistungseinstellung betrieben werden, können auf diese Weise bis zur anderweitigen Bereitstellung der Energie in Betrieb gehalten werden. Hierbei genügt die Feststellung und Meldung des Eintrittes der Störung; durch übergeordnete Überwachungseinrichtungen ist selbstverständlich für den Schluß des Reglers zu sorgen, falls schließlich aus anderen Ursachen die Abtrennung des Maschinensatzes vom Netz erfolgen sollte.

Eine grundsätzliche Lösung in diesem Sinne erscheint in Abb. 248 dargestellt [8]. Bei motorischem Antrieb des Reglerpendels kann mit Speisung des Überwachungsmagneten durch eine Fremdstromquelle 1552 sowie den Parallelschluß des ersteren über Kontakte 598 am Maschinenhauptschalter 1530 verhindert werden, daß die Abstellvorrichtung in Tätigkeit gesetzt wird, solange der Maschinensatz am Netz liegt.

Für drehzahlabhängig betriebene Maschineneinheiten kann die Feststellung des Leitapparates in der im Augenblick der Störung befindlichen Öffnung etwa über die selbstgesteuerte Handregelungseinrichtung erfolgen (s. S. 98).

Für den Fall, daß durch die Anwendung eines besonderen, mit der Turbinenwelle gekuppelten Hilfsgenerators der Pendelmotor unabhängig vom Hauptsystem versorgt wird, erfolgt die Überwachung des Pendelantriebes mittelbar durch den im Rahmen der Drehzahlüberwachung des Maschinensatzes vorgesehenen Fliehkraftschalter.

2. Sicherung der Druckölversorgung.

Durchflußregler verlieren mit dem Versagen des Antriebes zur Reglerpumpe ihre Arbeitsfähigkeit; insofern nicht eine unabhängige Versorgung des Druckölkreises besteht, muß die Anlage abgestellt werden. Der Arbeitsbedarf für den einzuleitenden Schließvorgang muß gesondert bereitgestellten Energiequellen entzogen werden. Auf die Mitverwendung des bei Mittel- und Hochdruckanlagen zur Verfügung stehenden Druckwassers zur Herbeiführung einer dauernden Schließendenz der Verstelleinrichtung des Arbeitswerkes wurde bereits verwiesen; ebenso kann von Energiequellen begrenzter Arbeitsfähigkeit, wie einem in den Antrieb eingeordneten *Schwungrad*, das die Inganghaltung der Pumpe während des durch die Überwachungseinrichtungen eingeleiteten Abstellvorganges sichert, bzw. von einem in Bereitschaft stehenden *Hilfsspeicher* der für den Schließvorgang benötigte Arbeitsaufwand abgenommen werden. Im letzteren Falle erscheint eine Anordnung zweckmäßig, bei welcher nur die kleine Fläche des mit einem Differentialkolben versehenen Arbeitsgetriebes *ungesteuert* unter dem Druck des Hilfswindkessels

steht (Abb. 249) [11, 12]. Dadurch, daß der Verbrauch an Drucköl auf die Undichtigkeitsverluste am Kolben *601a* beschränkt ist, wird selbst bei längeren Stillständen der den Windkessel *1211* nachfüllenden Pumpe *1212* der Druck im Speicher in genügendem Ausmaß erhalten bleiben, um den Regler in der Schließstellung zu halten. Die Versorgung der Öffnungsseite mit Arbeitsöl erfolgt zweckmäßig durch eine im Durchfluß gesteuerte besondere Pumpe *201*, für deren Bemessung die etwaige Möglichkeit verhältnismäßig längerer Öffnungszeiten sich günstig auswirken kann.

Die Anwendung des *starr*en Antriebes für die Reglerpumpe schafft eine gewisse erhöhte Sicherheit in der Druckölbereitstellung für den *Durchflußregler*; *Windkesselregler* besitzen im Druckspeicher eine begrenzte Arbeitsreserve, die bei entsprechender Auslegung der Überwachungseinrichtungen zum Abschluß der Regelungseinrichtungen vor zu starkem Absinken des Druckes im Speicher herangezogen werden kann. Die Aufrechterhaltung des Betriebes bei Störungen in der Pumpenanlage selbst erscheint jedoch in vollkommener Weise für Durchfluß- als auch Windkesselregler nur bei Anwendung einer unabhängig angetriebenen *Hilfspumpe* gewährleistet, die — dauernd in Bereitschaft — bei Ausfall der normalen Reglerpumpe in den Druckölkreis-

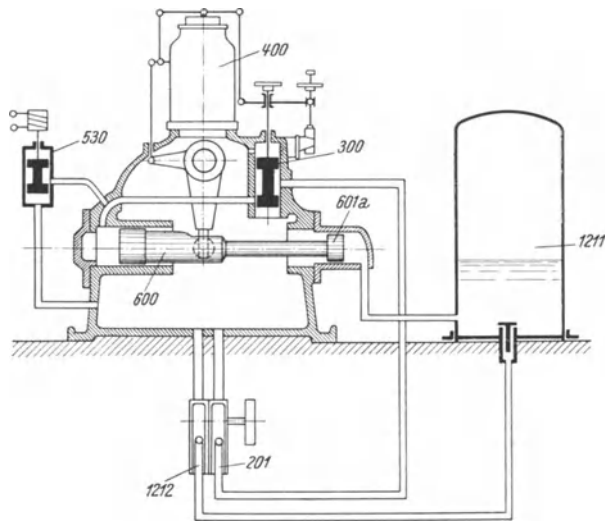


Abb. 249.

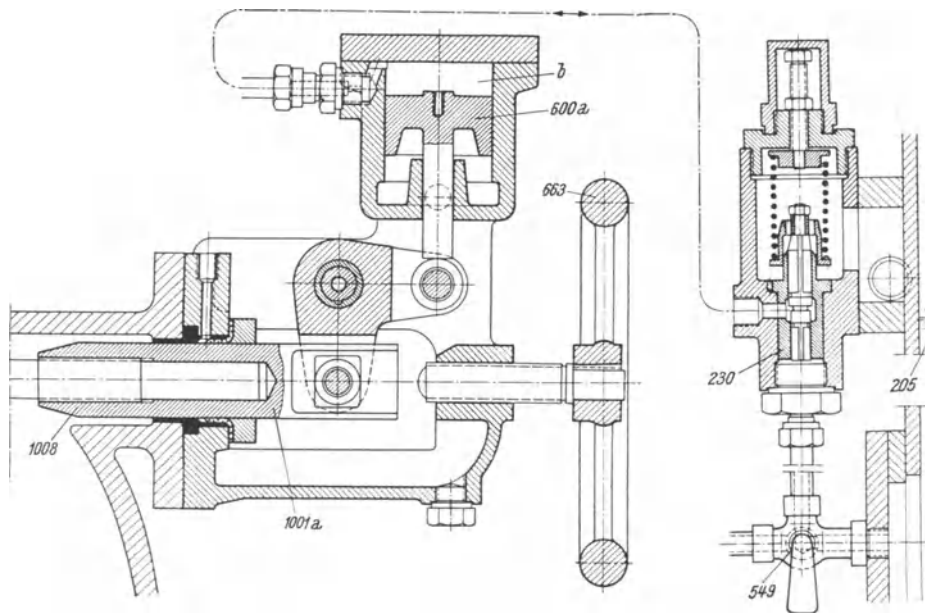


Abb. 250. (Maßstab 1:5.)

lauf eingesteuert wird. Selbstverständlich müssen derartige Maßnahmen durch den Betriebswert der Anlage gerechtfertigt sein.

Abb. 250 [11] zeigt die Steuerung einer die Hilfspumpe antreibenden Freistrahlturbine, deren Düsenadelverstellmechanismus *600a* in leicht erkennbarer Weise durch das Druckgerät *230* in Abhängigkeit vom Zustand des Speichers gesteuert wird.

Zur Verstellung der Düsenadel *1001a*, die durch entsprechende Wahl des Durchmessers

des Ausgleichskolbens 1008 Öffnungstendenz über den ganzen Hub besitzt, in eine andere Endlage dient das Kolbengetriebe 600a, dessen Arbeitsraum *b* mittels eines Druckschaltgerätes 230, gleich dem in Abb. 51 dargestellten, an den Grenzen des vorgesehenen Schaltbereiches entweder mit Drucköl beaufschlagt oder entlastet wird. Mittels des Dreiweghahnes 549 kann das Druckgerät 230 vom Windkessel 205 abgetrennt und entlastet werden, worauf die Betätigung der Düsenadel mittels des vorgesehenen Handrades 663 vorgenommen werden kann.

Die Schaltgrenzen des erwähnten Steuergerätes werden unter den korrespondierenden Werten des die Wechselschaltung der eigentlichen Reglerpumpe bewirkenden Druckgerätes gewählt, wodurch einerseits die Einsteuerung der Hilfspumpe erst bei stärker als betriebsmäßig normalem Absinken des Windkesseldruckes eintritt, andererseits die Aussteuerung der Hilfspumpe bei Wiederherstellung des betriebsmäßigen Zustandes des Windkessels selbsttätig vor sich geht.

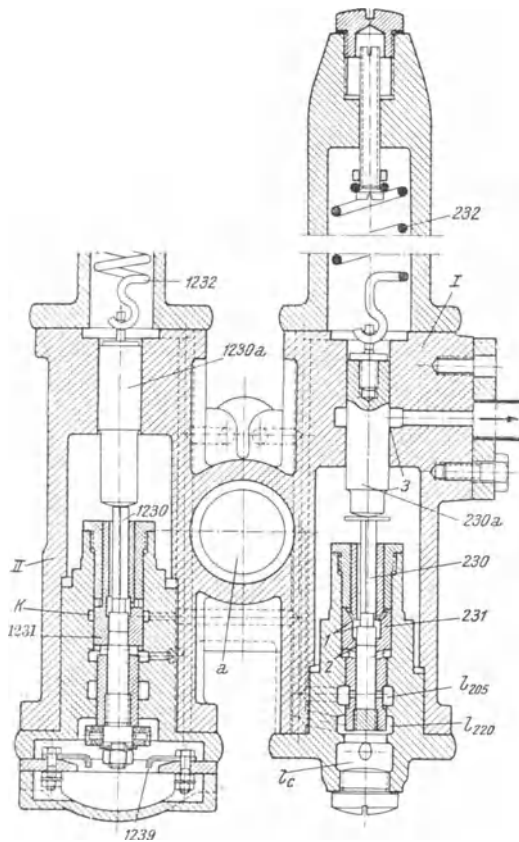


Abb. 251. (Maßstab 1:3,9.)

Insoferne als die Druckölbereitstellung durch eine zusätzliche *elektromotorisch* angetriebene Hilfspumpe im erhöhten Maße gesichert werden soll, ist deren In- und Außerdienststellung ebenfalls einer Selbststeuerung zu übertragen. Abb. 251 zeigt die Ergänzung der Schalteinrichtung I (Abb. 50) durch einen weiteren hydraulisch arbeitenden Wechselmechanismus II, der bei einem Sinken des Druckes unter die betriebsmäßige Mindestgrenze den Motor zur Hilfspumpe über eine Kontakteinrichtung 1239 zum Anlauf bringt [8].¹ Die Ausschaltung der Hilfspumpe erfolgt bei ordnungsmäßiger Funktion von I selbsttätig, sobald letztere Einrichtung bei Erreichung der oberen Grenze des Windkesseldruckes den gesteuerten Raum *a* über dem Federkolben 227 des Sicherheitsventils (s. Abb. 45) und damit den diesem parallel geschalteten Raum *k* entlastet, wodurch der Hilfskolben 1231 unabhängig von der Lage seines eigenen Schaltstiftes 1230 in die obere Lage geht und damit Kontakt 1239 öffnet. Ansonsten, d. i. wenn etwa die Steuerungseinrichtung I nicht ordnungsgemäß arbeiten sollte, also die Rückstellung des

Hilfskolbens 1231 in seine obere Lage nicht von I eingeleitet wird, findet bei Erreichung eines wenig über der betriebsmäßigen oberen Schaltgrenze liegenden Windkesseldruckes² durch den Manometerkolben 1230a bzw. Steuerstift 1230 die Rückstellung des Hilfskolbens 1231 und Öffnung des Kontaktes 1239 statt, so daß unter allen Umständen bei überhöhtem Druck im Windkessel die Hilfspumpe abgeschaltet wird.

Außer der Betriebserhaltung kann auch derart ausgelegten Hilfspumpensätzen die Herstellung der Betriebsbereitschaft der zugehörigen Maschinensätze oder -gruppen durch Versorgung der Steuer- und Arbeitsölkreise vor Anlauf des Maschinensatzes, bzw. die Erhaltung der Arbeitsfähigkeit des Druckspeichers während Stillstandszeiten übertragen werden; im Falle des elektromotorischen Antriebes bedarf es hierzu der dauernden Bereitstellung der Spannung für den Betrieb des Hilfspumpenmotors vom Netz aus oder durch Batterie; der hydraulische Antrieb läßt auch diese Abhängigkeit vermeiden.

In jenen Fällen, in welchen auf die Anwendung besonderer Hilfspumpen verzichtet ist,

¹ Bei elektromotorischem Antrieb der Hauptpumpe kann der Einsatz der Hilfspumpe auch vom Spannungseinbruch am Hauptpumpenmotor abhängig gemacht werden.

² Druckintervall von II somit größer als von I.

kann eine Vorversorgung der Druckölkreise sowie die Sicherung des über Riemen durchgeführten Antriebes der Reglerpumpe durch zusätzlichen elektromotorischen Antrieb der letzteren erreicht werden, wobei eine Überholkupplung den Anlauf der Pumpe bei stehendem Maschinensatz ermöglicht, andererseits der im normalen Betriebe leerlaufende Motor sich bereit zur Übernahme des Antriebes befindet.

Auf die Möglichkeit, in Anlagen mit mehreren mit Windkesselreglern ausgerüsteten Maschinensätzen durch Zusammenschaltung der Druckspeicher eine erhöhte Sicherheit in der Bereitstellung des erforderlichen Drucköles zu schaffen, wurde bereits in einem früheren Abschnitt hingewiesen. Unter dieser Voraussetzung kann die Anwendung einer einzigen Hilfspumpenanlage, die in das Verbindungssystem der Druckspeicher einspeist, als in der Regel genügende Maßnahme zur Sicherstellung der Druckölversorgung angesehen werden.

Für Großkraftanlagen und Pumpspeicherwerke besonderen Ausmaßes an Leistung und Bedeutung im Rahmen der Energieerzeugung geht die Vorsorge über die Bereitstellung eines unabhängigen Hilfspumpensatzes hinaus mit der Aufstellung einer zweiten unabhängigen Druckölerzeugungsanlage, deren Pumpe elektromotorisch oder durch eine Hilfsturbine angetrieben wird, notwendigen Falles mit beiden Antriebsmöglichkeiten versehen ist.

Die Schaltung der Regeleinrichtungen auf die in Bereitschaft stehende Druckspeicheranlage wird zweckmäßig selbsttätigen Einrichtungen übertragen, die den nicht betriebsmäßigen Zustand der normalen Druckölerzeugungsanlage feststellen und die Umschaltung vornehmen. Eine derart gesicherte Druckölversorgung ist in Abb. 252 in ihrer grundsätzlichen Anordnung dargestellt [11]. Die Erhaltung der Betriebsbereitschaft des Hilfswindkessels 1211 erfolgt mittels einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe 1212, die an den Grenzen des betriebsmäßig zugelassenen Druckintervalls über ein Öldruckrelais 545 an- bzw. ausgeschaltet wird. Der Zuschaltung des Hilfsspeichers 1211 und Abtrennung des Betriebswindkessels 205 dient ein besonderes Wechselschaltventil (Abb. 253), vorgesteuert in der Art des normalen Wechselventils (Abb. 51), jedoch mit einer Ausbildung des Schaltkolbens 1233, durch welche im angehobenen Zustand des letzteren über die Räume a_1 — a die Verbindung des Reglersteuerventils mit dem Betriebswindkessel, in der unteren Endstellung hingegen die Verbindung mit dem Reservewindkessel hergestellt wird (a_2 , a). Letztere Stellung tritt unter Wirkung der Feder 1234 mit Entlastung des Steuer-raumes c über die Steuerkante 2 durch den Hilfskolben 1230 ein. Der zugehörige Schalldruck liegt selbstverständlich mit genügendem Spielraum unterhalb des betriebsmäßig zugelassenen Mindestdruckes im Hauptspeicher.

Übereinstimmend mit der Durchbildung des Wechselventils Abb. 51 erfolgt die Zuführung des Drucköles zur Vorsteuerung 1230 über ein ausziehbares Filter 1235.

Für *doppelt geregelte Kaplan-Turbinen* erscheint die Erhaltung der Regelfähigkeit des einen Systems bei Störungen im anderen auch insofern wertvoll, als hierdurch auf weitere Sicherungen, etwa durch Einbezug des Hauptabsperrorgans in die Schutzmaßnahmen, und damit überhaupt auf letzteres — zumindest aus diesem Titel — verzichtet werden und an Stelle der bei Großausführungen kostspieligen Einlaufschütze der einfachere Dammbalkenverschluß treten kann.

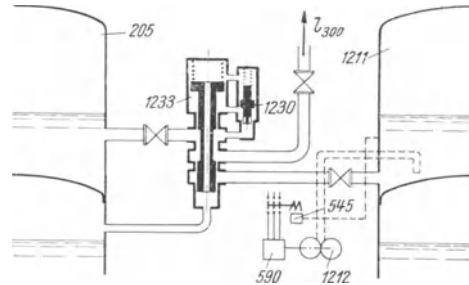


Abb. 252.

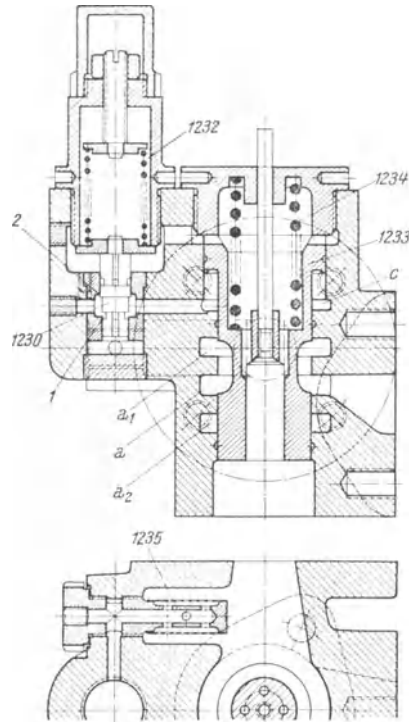


Abb. 253. (Maßstab 1:4.)

Die Unabhängigkeit der Regelsysteme in möglichst vollkommener Weise wird neben der besonderen Auslegung der Steuerung¹ durch Anwendung getrennter Druckölerzeugungsanlagen für Leit- und Laufschaufelregelung erreicht. Für Anlagen mittlerer Größe kann die verhältnismäßig langsame Laufradregelung im Durchfluß von einer besonderen Pumpe versorgt werden,² bzw. werden getrennt zu betreibende Druckspeicher für Leit- und Laufradregelung vorgesehen, eine Anordnung, die sich bei außergewöhnlich wichtigen Großanlagen aus der oben erwähnten Einsparung wirtschaftlich vertreten läßt und überdies den Weiterbetrieb des in *einem* Druckölersystem gestörten Maschinensatzes ermöglicht.

Für derart ausgestattete Anlagen hat sich als letzte überlagerte Sicherung noch eine Notabstellung eingeführt, bei welcher die Förderung einer zweckmäßig starr von der Turbinenwelle aus angetriebenen Pumpe bei Ansprechen der die Funktion der normalen Regelung überwachenden Einrichtungen (Drehzahl- oder Speicherdrucküberwachung) mittels eines besonderen, in die Ölzuleitungen zum Laufradservomotor gelegten Umschaltventils unmittelbar, also unter Umgehung der normalen Regeleinrichtungen, auf die Schließseite des erwähnten Arbeitszylinders geschaltet wird, wodurch die Laufschaufeln soweit als möglich über die normale Schlußstellung³ hinaus verdreht werden.

Abb. 245⁴ zeigt ein derartiges Ventil einschließlich der Steuer- und Betätigungseinrichtungen für einen Großkraftregler [11]. In der dargestellten betriebsmäßigen Lage kann das von der Notpumpe 1248 über Absperrventil 1249 eingeförderte Öl über Raum b_3 durch den hohlen Kolbenschieber 1241 abströmen. Die Kolbenseiten des Arbeitswerkes zur Laufschaufelregelung stehen über die Räume a_1 , a_2 bzw. b_1 , b_2 mit den entsprechend gesteuerten Räumen des Hauptverteils in Verbindung (a_1 mit der Öffnungsseite, b_1 mit der Schließseite des Arbeitswerkes, a_2 mit der Öffnungsseite, b_2 mit der Schließseite des Steuerventils). In der oberen Endstellung des Kolbens 1241 hingegen wird, wie leicht ersichtlich, der Ablauf für die Ölförderung der Notpumpe geschlossen und deren Verbindung mit dem Raum b_1 hergestellt. Nachdem gleichzeitig die Räume a_2 und b_2 abgesperrt werden, andererseits Raum a_3 Abströmung erhält, wird das Laufschaufeltriebwerk einerseits dem Einfluß des normalen Steuerventils entzogen, andererseits unter ausschließlicher Wirkung der Notpumpe unbehindert in die geschlossene Stellung gebracht.

Die Betätigung des Umschaltventils erfolgt nun mittels des unter einseitiger Federbelastung stehenden hydraulischen Getriebes 1244, durch dessen Beaufschlagung das Umschaltventil 1241 in die betriebsmäßige Stellung gebracht wird. Andererseits kann durch Entlastung des Raumes g die Umstellung des Schaltventils 1241 in die obere Endstellung unter Wirkung der Feder 1242 und damit die Einleitung der Notabstellung durchgeführt werden. Diese Umstellung des Schiebers 1241, dessen Betätigungskolben 1244 unmittelbar vom Druckspeicher her mit Drucköl versorgt wird, tritt ohne weitere Zwischenschaltungen ein, wenn der Druck im Speicher unzulässig und damit unter den der Spannung der Feder 1242 zukommenden Wert sinkt. Damit wird das Arbeitswerk selbsttätig unter die Wirkung der Notpumpe gebracht, sobald eine Störung in der Druckölanlage deren Arbeitsfähigkeit unterbindet.

Der gesteuerten Entlastung dient ein Hilfsventil, dessen unter Wirkung einer Feder stehender Kolben 530 betriebsmäßig mittels Öldruckes in die den Ablauf i aus Raum g geschlossen haltende Stellung gedrängt ist. Die Entlastung des Raumes h durch zusätzliche, etwa den Überwachungseinrichtungen unterstellte Hilfsventile führt mit Eröffnung des Ablaufes i zur Entlastung des Kolbens 530 und damit ebenfalls zur Einsteuerung der Notpumpe sowie zum Schluß des Arbeitswerkes der Laufschaufelregelung.

Bei doppelt geregelten Kaplan-Turbinenanlagen mit einfacher Speicheranlage, bzw. unmittelbar durch die Reglerpumpen versorgten Druckölkreisen kann durch Einrichtungen grundsätzlich gleicher Wirkungsweise ein einfacher und unabhängiger Schutz bei Störungen in der

¹ S. Abschnitt XI, S. 156.

² Diese Pumpe kann auch gleichzeitig zur Windkesselspeisung herangezogen werden bei positiver Überdeckung des Steuerkolbens zum Laufradventil [8].

³ Bei Laufrädern für relativ hohe Gefälle verbietet die Anwendung verhältnismäßig langer Schaufeln ein Überdrehen der Schlußstellung, so daß unter Umständen selbst nicht die normale Drehzahl gehalten werden kann.

⁴ S. S. 157, 158.

normalen Druckölversorgung erzielt werden. Abb. 254 stellt die Ausführung [11, 12] eines mechanisch in der betriebsmäßigen Lage verriegelten Umschaltventils dar. Das — zur Herabsetzung der Verstellkräfte vorgesehene — unterstellende Klinkwerk 1243 wird über den seitens der Überwachungseinrichtungen ferngesteuerten Magnet 591 ausgelöst, wobei die im vorhergehenden beschriebene Umschaltung der über das Ventil 1241 geführten Verbindungswege eintritt. Der Handhebel 1245 dient der Wiedereinschaltung nach Herstellung des betriebsmäßigen Zustandes.

Die elektrische Betätigung des Notventils ermöglicht es auch, bei irgendwelchen Störungen die Abstellung des Maschinensatzes einzuleiten. An Stelle eines besonderen Umschaltventils kann das im sekundär gesteuerten Kreis angeordnete Laufgradsteuerventil einer zusätzlichen Hilfssteuerung unterstellt werden, die im Störfalle die normale Steuer-Verbindung aufhebt und das Steuerventil im Schließsinne verstellt (1465, Abb. 239 [23]).

3. Selbsttätige Verriegelungen.

In unbesetzten, mit Selbststeuerung des Absperrventils zum Windkessel ausgestatteten Anlagen¹ ist erstere auch auf die Verriegelung des Leitapparates in der Schlußstellung auszu-dehnen; nur in bedienten, mit Windkesselreglern ausgerüsteten Anlagen, und auch dann nur in grundsätzlicher Übereinstimmung mit der Betätigung des Absperrventils zum Windkessel, kann die Handsteuerung der Verriegelung angewendet werden. Auf die in diesem Falle zweckmäßigen Verblockungen in der Steuerung wurde bereits an früherer Stelle hingewiesen.

Die Durchbildung einer selbsttätigen Verriegelungseinrichtung in öldruckgesteuerter Auslegung zeigt Abb. 255 [2]. Die eigentliche Verriegelung besteht aus dem Sperrbolzen 1251, der bei laufender Turbine durch der Pumpenanlage entnommenes Drucköl in die ausgerückte Endstellung entsprechend dem Durchfluß desselben über Steuerkante 1 gebracht wird. Werden im Zusammenhang mit einer Störung die beiden Räume *a* und *b* miteinander verbunden,² findet unter Wirkung der Feder 1252 sowie des Druckes auf die Kolbendifferenzflächen eine Ausschubung des Sperrbolzens 1251 statt, der somit zur Verriegelung bereitgestellt wird. Diese erfolgt in der aus Abb. 255 erkennbaren Weise dadurch, daß der zunächst längs der Führung 1253 gleitende Sperrbolzen 1251 bei Erreichung der Schlußlage des Leitapparates in die im Regelhebel 615 vorgesehene Bohrung 1254 einspringt und damit ersteren in der Schlußstellung verriegelt. Falls nicht die Möglichkeit der Versorgung des Steuerkreises von einer auch bei stehender Turbine bereit-

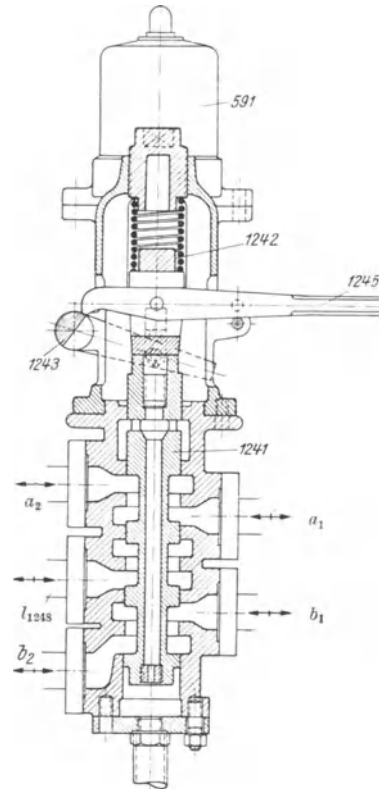


Abb. 254. (Maßstab 1:8.)

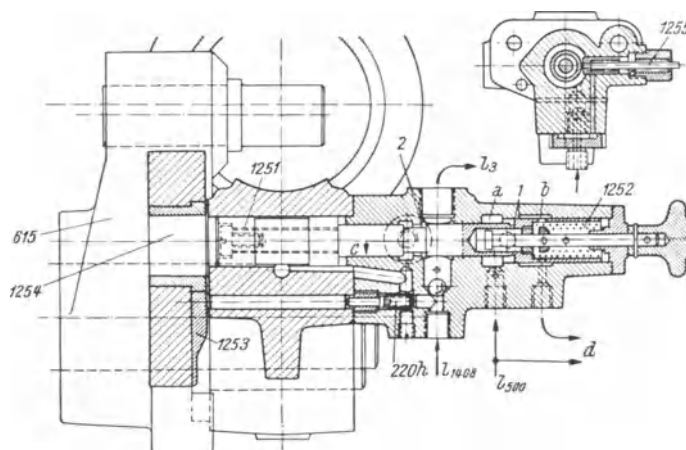


Abb. 255. (Maßstab 1:5.)

¹ S. Abschnitt IV.

² Etwa über ein den Überwachungseinrichtungen unterstelltes Hilfsventil (Leitungen *d*).

zuhaltenden Druckölanlage besteht, wird eine bei stehender Maschine wirksam werdende mechanische Sperrung 1255 des Kolbens 1251 in der gezogenen Stellung hinzugefügt, die, sobald die Einrichtung durch die Steuerflüssigkeit beaufschlagt wird, sich selbsttätig ausschaltet. Neben der Vermeidung von Klinkwerken, was wegen der unmittelbaren Aufbringung der für eine sichere Wirkung erforderlichen Kräfte infolge der Druckölbetätigung möglich wird, besteht ein grundsätzlicher Vorteil in der ausschließlichen Anwendung von Drucköl zur Steuerung der Einrichtung, da hierdurch der Schaltzustand der Verriegelungseinrichtung in unmittelbare Bedingtheit vom Betriebszustand der Druckölerzeugungsanlage gebracht wird. Dies im Gegensatz zu etwa elektrisch gesteuerten Feststelleinrichtungen, die bei vorübergehenden Spannungssenkungen zur Auslösung kommen können und dann Veranlassung zu einer fehlerhaften und betriebsmäßig unerwünschten Blockierung des Leitapparates geben.

Falls die Handregelung eine Selbststeuerung ihrer Kupplungseinrichtung ermöglicht, wie dies etwa für Ausführungsformen gemäß Abb. 154 gegeben ist, besteht die Möglichkeit, die Aufgabe der selbsttätigen Verriegelung des Leitapparates in der Schlußstellung an erstere zu übertragen.

4. Selbsttätige Windkesselabsperrventile.

Es ist in den vorhergehenden Ausführungen darauf hingewiesen worden, daß die Selbststeuerung des Hauptabsperrventils zum Windkessel ein wesentliches Glied in der Reihe der Maßnahmen zur Vereinfachung der Bedienung des Windkesselreglers darstellt und, wenn für

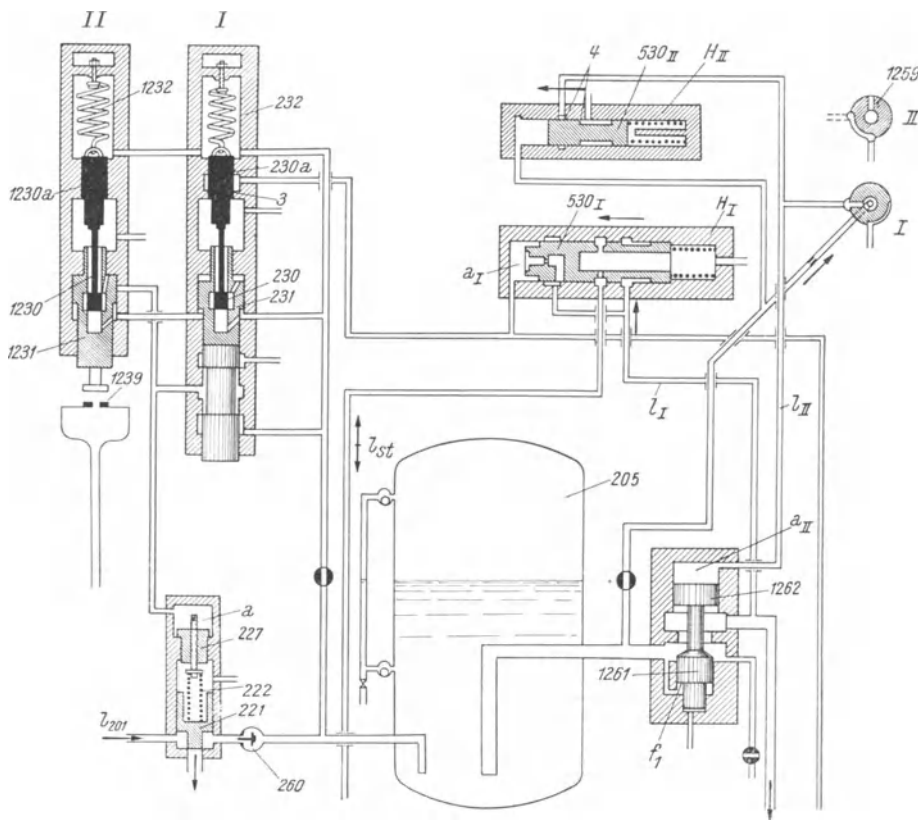


Abb. 256.

selbsttätige Anlagen als unbedingt erforderlich, so aus dem genannten Grunde für Großkraftregler berechtigt ist. Die Steuerung des Ventils selbst hat der Bedingung zu genügen, daß einerseits die Inbetriebnahme der selbsttätigen Regelung nicht vor Herstellung des betriebsmäßigen Zustandes des Druckspeichers möglich ist, andererseits der Schluß des Absperrventils vor zu weitgehender Entleerung des Speichers vor sich geht; hierzu ist vorher der Schluß der Regelungseinrichtungen und gegebenenfalls deren Verriegelung in der geschlossenen Stellung einzuleiten,

falls nicht die Abschützung des Betriebswassers durch unabhängige Absperrorgane vorgesehen ist. Immer jedoch ist die Handsteuerung des selbsttätigen Absperrventils neben der Selbststeuerung vorzukehren, um gegebenenfalls die An- bzw. Abschaltung des Druckspeichers herausgelöst aus dem Gesamtvorgang der In- bzw. Außerdienststellung vornehmen zu können.

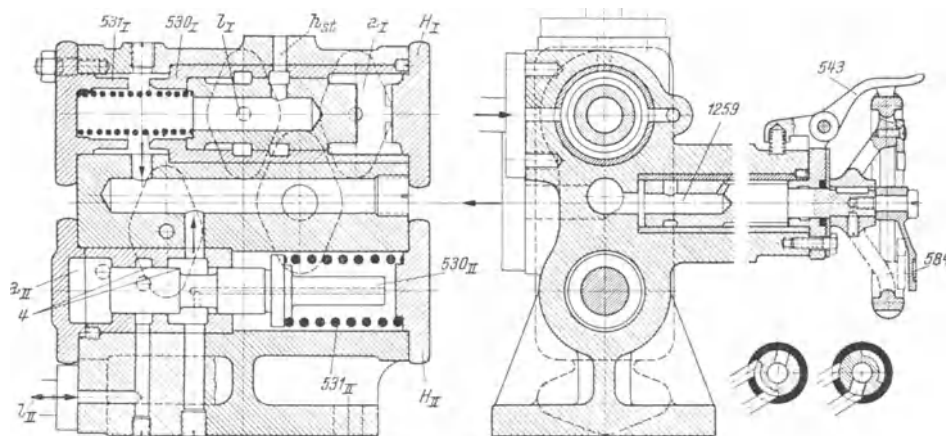


Abb. 257. (Maßstab 1:6.)

Hand- und Selbststeuerung in der letzterwähnten Zusammenfassung sind bei einer Auslegung gemäß Abb. 256 verwirklicht worden [8].

Die Wechselschalteneinrichtung nach Abb. 251 erreicht durch eine zusätzliche Steuerung 3 am Manometerkolben 230a, falls der Druck im Windkessel unzulässig tief fallen sollte, daß der Kolben 530_I des Hilfsventils H_I mit Entlastung des Steuer-raumes a_I infolge der geöffneten Abströmung am Manometerkolben 230a in eine Lage verstellt wird, in welcher durch Unterdrucksetzung der Steuerleitung l_{st} das Steuerventil des Reglers auf „Schließen“ gestellt wird. Bei noch weiterem Absinken des Windkesseldruckes führt der Manometerkolben 530_{II} eines zweiten Hilfsventils H_{II} über Steuerung 4 die Entlastung des Raumes a_{II} über der gesteuerten Kolbenfläche 1262 des selbsttätigen Absperrventils 1261 herbei, wodurch dieses unter Wirkung des auf der kleineren Fläche f_1 dauernd lastenden Öldruckes geschlossen und damit der Windkessel 205 von der Regelungseinrichtung abgetrennt wird. Zu- und Abschaltung von Hand aus erfolgen mittels des Steuerhahnes 1259,¹ der entweder die Eröffnung des Absperrventils mit Unterdrucksetzung des Raumes a_{II} (Stellung I), bzw. den Schluß des Ventils mit Entlastung des letzteren herbeiführen läßt (Stellung II); mit dem ersten Vorgang wird die druckabhängige Überwachungseinrichtung bereitgestellt.

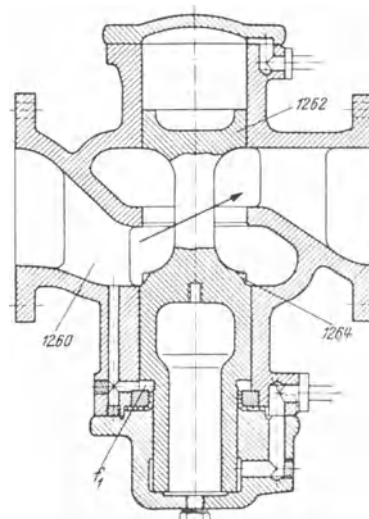


Abb. 258. (Maßstab 1:10.)

Die konstruktive Durchbildung der Steuermechanismen I und II — ergänzt durch die früher näher gekennzeichnete Selbststeuerung der Hilfspumpe —, wie sie u. a. auf einen Regler von 50000 mkg Arbeitsvermögen Anwendung gefunden haben, geht aus Abb. 251 hervor. Durch die konstruktiv vorbereitete Änderung der Vorspannung der Federn 232, 1232 zu den Manometerkolben 230a, 1230a kann das betriebsmäßige Druckintervall hinsichtlich seiner absoluten Endwerte verschoben werden. Die Steuerstifte 230, 1230 werden durch den auf ihre unteren Flächen dauernd lastenden Öldruck an die Manometerkolben gepreßt.

Die Konstruktion der Hilfsventile H_I und H_{II} erscheint in Abb. 257, die des selbsttätigen Absperrventils in Abb. 258 festgehalten. Der dem Ventilsitz vorgeschaltete Drosselring 1264

¹ Dieser Steuerhahn ist zusammen mit den Anzeigevorrichtungen am Steuerregler — s. Abschnitt XI — angeordnet.

sorgt für die allmähliche Einströmung des Drucköles in die Regelungseinrichtungen bei Eröffnung des Ventils.

Abb. 257 läßt auch die Durchbildung des Absperrhahnes 1259 einschließlich Anzeige 584 und Verriegelung 543 in den beiden Hauptstellungen („Handregelung — automatische Regelung“) erkennen.

Falls neben dem Absperrventil auch die Handregelung in die selbsttätige Steuerung einbezogen ist, werden zweckmäßig die Steuerungen beider Einrichtungen verbunden. Dies kann

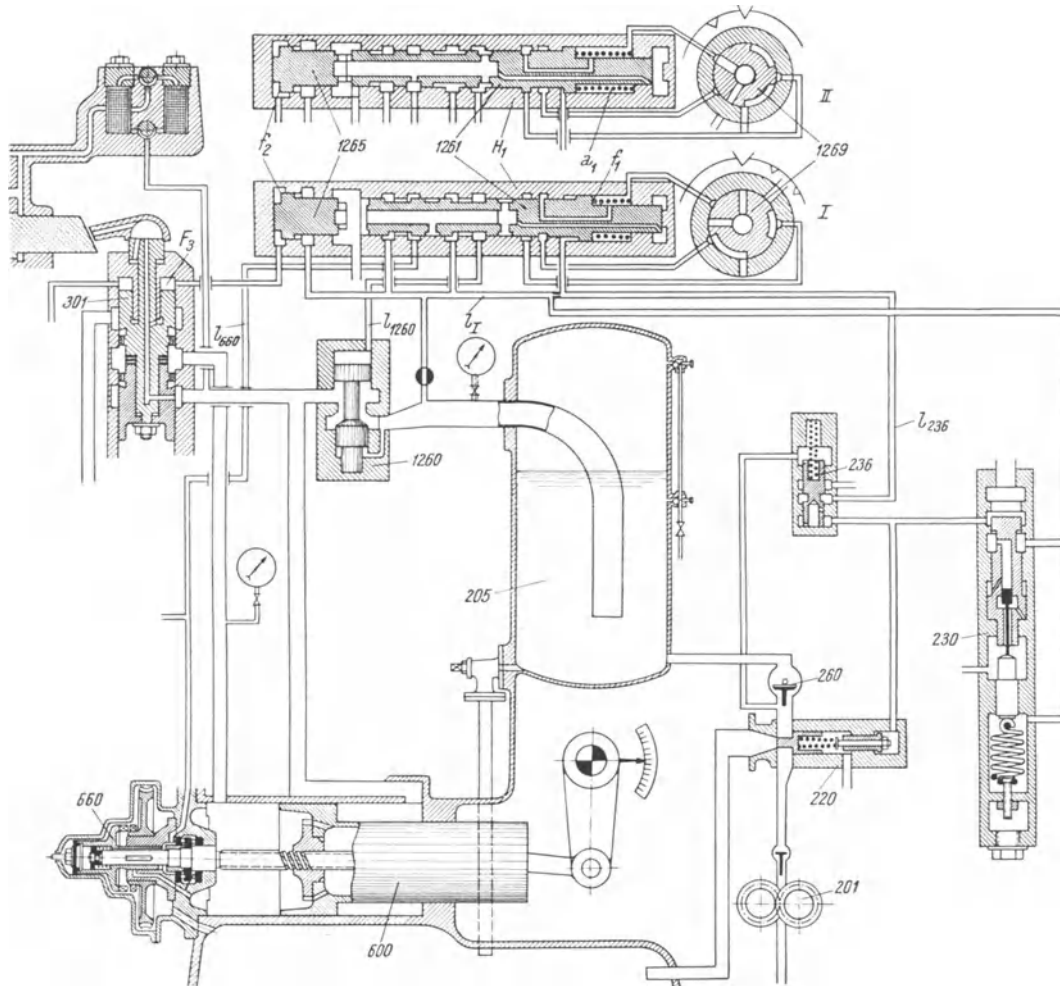


Abb. 259.

entweder, wie später gezeigt, durch eine Abhängigkeitssteuerung erzielt werden oder dadurch, daß beide Steuerungen *einem* Ventil übertragen werden, das die richtige Zuordnung gleichzeitig durchzuführender Schaltungen übernimmt. Die Verstellungen des Schaltkolbens erfolgen hierbei zweckmäßig über eine Vorsteuerung, welche neben der Handbetätigung zur Herbeiführung des jeweilig gewünschten Betriebszustandes auch den Anschluß etwaiger Überwachungseinrichtungen ermöglicht.

Abb. 259 zeigt unter anderem schematisch die Anordnung einer derartigen Steuerungseinrichtung [8]. Hierbei untersteht der Hilfsschieber H_1 der von Hand zu betätigenden Handsteuerung 1269, durch welche die Steuerfläche (Raum a_1) am Hilfskolben 1261 entlastet oder unter Druck gesetzt werden kann. Im ersten Falle (Stellung I) wird mit Unterdrucksetzung der Leitungen l_{660} , l_{1260} die Kupplung zum Handregelungsmechanismus 660 (s. a. Abb. 154) gelöst sowie das selbsttätige Absperrventil 1260 zum Windkessel geöffnet. Mit Umstellung

des Hahnes in Lage *II* und der mit der Entlastung des Steuerraumes a_1 folgenden Verschiebung des Hilfskolbens 1269 in seine andere Endlage werden die vorgenannten Leitungen drucklos, was die Einrückung der Handregelungskupplung sowie den Schluß des Windkesselabsperrventils zur Folge hat.

Der Druck im Steuerraum a_1 kann auch der Pumpenüberwachungseinrichtung (Abb. 50) über Leitung l_{236} unterstellt werden, so daß Störungen in der Druckölversorgung mit Entlastung von l_{236} zur Ausschaltung der selbsttätigen Regelung und Feststellung des Arbeitswerkes über die Handregelung führen.

Um unabhängig von der jeweiligen Betriebsform die Bedingungen für den selbsttätigen Schluß der Regelungseinrichtung in Störungsfällen, in welchen dieser unvermeidlich wird, sicherzustellen — Bereithaltung der Druckölversorgung, ausgerückte Handregelung —, erfolgt mit Beaufschlagung der zusätzlichen Fläche F_3 am Hauptsteuerkolben¹ 301 die Unterdrucksetzung der Steuerfläche f_2 am Sperrkolben 1265 und die Verschiebung des letzteren in seine andere Endlage, wodurch Schaltkolben 1261 in seiner die Anschaltung des Druckspeichers an die Regelungseinrichtung aufrechterhaltenden Lage festgestellt, bzw. in diese gebracht wird.

Es unterliegt keinen grundsätzlichen Schwierigkeiten, durch Entlastung des Raumes f_2 abhängig von der Erreichung der Schließ- (Leerlauf-) Lage des Leitapparates die Sperrung des Kolbens 1261 in der Handregelung und Hauptabsperrventil offen haltenden Stellung aufzuheben und diese wieder der Wirkung der die Druckölanlage überwachenden Einrichtung zu unterstellen, wodurch sich schließlich die selbsttätige Regelung auf Handregelung umschaltet.

Die Steuerung der Abstellvorrichtung, des selbsttätigen Absperrventils sowie der hiervon abhängig ein- und ausgeschalteten Handregelung kann auch unmittelbar von dem erweiterten Schaltmechanismus zur Steuerung der Reglerpumpe abgeleitet werden, Abb. 260 (s. a. Abb. 291 [2]). Der Manometerkolben 230, der in leicht zu verfolgender und grundsätzlich bereits mehrfach erörterter Weise den in diesem Falle getrennt angeordneten Umlaufschieber 233 zur wechselweisen Schaltung der Förderung der Zahnradpumpe 201 steuert (l_{233}), bewirkt die Unterdrucksetzung der zur Abstellvorrichtung 1204, 1205 (s. Abb. 246) führenden Leitung l_{1205} und damit den Schließvorgang des Leitapparates, falls die Steuerkante 1 die feste Kante 1' erreicht, also der Druck im Speicher auf den dieser Stellung entsprechenden Wert abgefallen ist. Bei weiterem Sinken des Speicherdruckes wird über die Steuerkante 2 die Leitung l_{1260} zum selbsttätigen öldruckgesteuerten Hauptventil entlastet, wodurch letzteres schließt, ehe die Ölvorlage im Windkessel 205 entleert ist. Gleichzeitig wird unter Entlastung der Umlaufventile 360 (Abb. 291) die Kupplung 671 der Handregelung 660 eingerückt und damit der Regler in der durch den vorhergehenden Abstellvorgang erreichten Schließstellung festgehalten. Letzterer Vorgang erfolgt durch eine Abhängigkeitssteuerung, die der erforderlichen Folge in der Betätigung von Absperrventil und Handregelung Rechnung trägt, also letztere einrückt, ehe der Öldruck von den Regelungs-

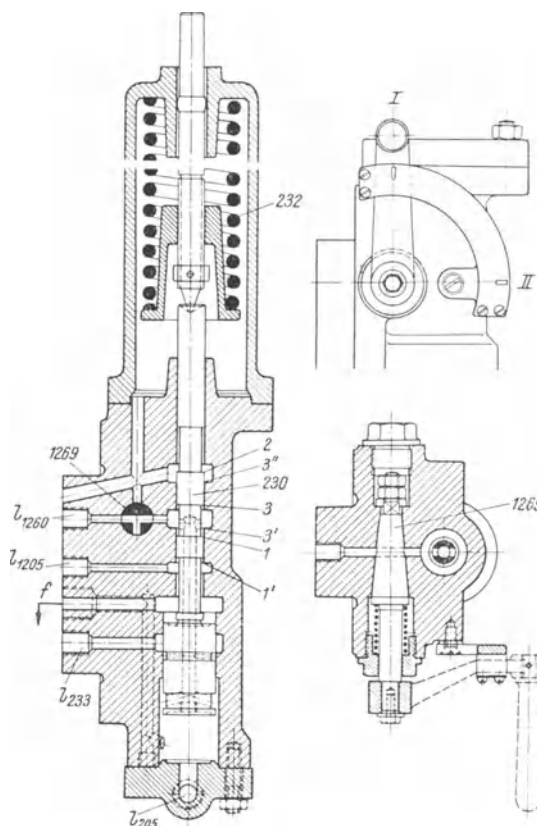


Abb. 260. (Maßstab 1:5.)

¹ S. a. Abb. 82, S. 47.

einrichtungen genommen ist, andererseits die Öffnung der Kupplung zur Handregelung erst dann vornimmt, wenn das selbsttätige Absperrventil bereits genügend geöffnet ist. Hierzu erfolgt die Beaufschlagung des Betätigungskolbens 1262 zum selbsttätigen Absperrventil 1261 (Abb. 261) nicht unmittelbar, sondern über ein Hilfsventil, dessen Kolben 1266 bei Entlastung der Steuerleitung l_{1260} , also bei einzuleitendem Schluß des Hauptabsperrventils, mit Entlastung des Steuer-raumes a unter Wirkung der Feder 1267 in jene Grenzstellung geht, bei welcher der gesteuerte Raum a_1 über dem Kolben 1262 des Absperrventils gedrosselte Abströmung erhält (Drosselbund d), während die über Leitung l_{660} angeschlossene Kolbenfläche f_k der hydraulisch betätigten Kupplung 671 zur Handregelung (Abb. 155) voll entlastet wird (Steuerkante 2), wodurch letztere vor vollständigem Schluß des Hauptabsperrventils mit Sicherheit eingerückt ist. Andererseits erfolgt mit Unterdrucksetzung der Steuerleitung l_{1260} und Verschiebung des Schaltkolbens 1266 in die andere Endlage zunächst nur die Öffnung des Hauptabsperrventils 1261 durch Beaufschlagung des Raumes a_1 über Steuerung 4 , l_{a_1} und abhängig von der nahezu erfolgten Eröffnung des genannten Ventils über die Hilfssteuerung 1 die Beaufschlagung des Betätigungskolbens (f_k) zur Handregelung, wodurch letztere also erst nach Unterdrucksetzung der Regelungseinrichtungen ausgeschaltet wird. Außer der selbsttätigen Steuerung kann auch von Hand aus mittels des Hahnes 1269 (Abb. 260) die Steuerleitung l_{1260} mit den vorbeschriebenen Wirkungen unter, bzw. außer Druck gesetzt werden. Neben der Einleitung der Vorgänge zur selbsttätigen Außerdienststellung werden auch jene der Indienststellung überwacht. So erscheint die Möglichkeit der Einschaltung an die Erreichung eines bestimmten Mindestdruckes im Speicher gebunden, insofern selbst bei Stellung des Hahnes auf „Betrieb“¹ die Unterdrucksetzung der Steuerleitung l_{1260} und damit

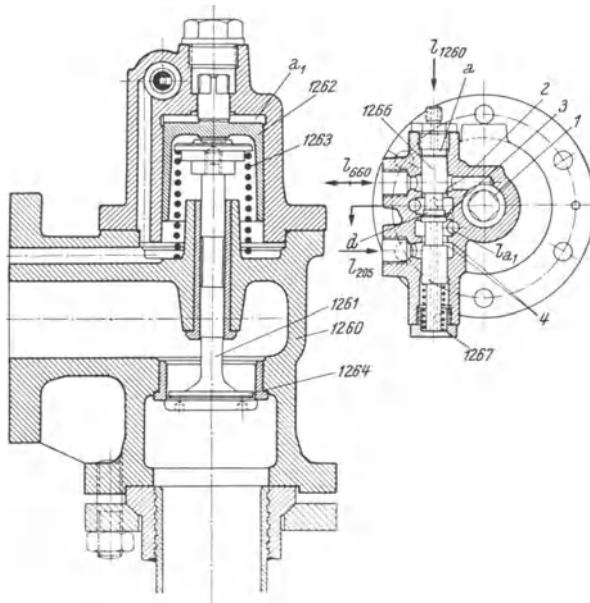


Abb. 261. (Maßstab 1:6,8.)

die Eröffnung des Hauptabsperrventils sowie die Ausrückung der Handregelung erst dann eintritt, wenn Steuerkante 3 die Gehäusekante 3' erreicht, also der Druck im Speicher einen bestimmten, für die Regelung genügenden Wert angenommen hat. Bei zu starkem Anstieg des Druckes wirkt der Manometerkolben 230 über die Steuerung 3,3'' als Sicherheitsventil.

Anordnungen mit selbsttätigem Absperrventil, bei welchen die Handregelung ihrer grundsätzlichen Durchbildung halber nicht in die Selbststeuerung einbezogen werden kann, erfordern unter den eingangs erwähnten Voraussetzungen die Anwendung zusätzlicher Verriegelungsmechanismen. Eine Ausführung, bei welcher letzterer unmittelbar mit dem Hauptabsperrventil zum Windkessel betätigt wird, zeigt Abb. 262 [1]. Hierzu sind Ventilkolben 1261 und Verriegelungsbolzen 1251 gleichachsig angeordnet und werden in der geöffneten bzw. ausgerückten Stellung durch Beaufschlagung des Raumes a_1 mit Drucköl aus der Vorsteuerleitung² gehalten. Bei Entlastung letzterer erfolgt unter Wirkung der Feder 1263 gleichzeitig mit dem Schließvorgang des Arbeitswerkes die Bereitstellung der Verriegelung unter Mitnahme des Ventilkolbens 1261, dessen Schluß jedoch erst mit durchgeführtem Eingriff des Verriegelungsbolzens 1251 in die in der Schlußstellung des Arbeitswerkes korrespondierende Bohrung 1254

¹ I Betrieb, II Handregelung.

² Vorsteuerpumpe getrennt von Hauptpumpe; normalerweise gesondert angetrieben und als Anlaßpumpe verwendet.

im Kolbenrohr 603a (s. Abb. 128) erfolgen kann. Damit erscheint in einfachster Weise die Druckölversorgung während des vorher durchzuführenden Schließvorganges des Reglers gewährleistet.

Von dem vorbeschriebenen Mechanismus aus wird in später erörterter Weise die Selbststeuerung der Anlauf- und Bremsenrichtung abgeleitet. Der Spindeltrieb 1268 ermöglicht die Eröffnung des Absperrventils 1261 von Hand aus; die Sperrung 1268a sichert während des automatischen Betriebes die Feststellung des Handrades 1268 in seiner unwirksamen Lage.

Soll die Druckölversorgung bis zum Stillstand des Maschinensatzes gesichert bleiben, kann die Steuerung des selbsttätigen Absperrventils einem Zeitmechanismus unterstellt werden, der mit Unterbrechung der Turbinenbeaufschlagung eingesetzt wird und eine Ablaufdauer entsprechend der Auslaufzeit des Maschinensatzes erhält. Die unmittelbare Erfassung des eingetretenen Stillstandes kann über eine von der Maschinenwelle aus angetriebene kleine Pumpe erfolgen, deren Förderung zur Ausschubung eines unter Feder Spannung stehenden Hilfskolbens benützt wird. Abb. 263a zeigt die entsprechende Ergänzung [23] der Vorsteuerung zum selbsttätigen Absperrventil 1260, die primär der Wirkung des Hubmagneten 591 unterstellt ist. Der Abfall des Schaltstiftes 530, der in leicht ersichtlicher Weise den hydraulischen Antrieb 1262 zum Absperrventil 1260 steuert, in die untere, mit Entlastung des Raumes a_1 den Schluß des Ventils 1260 herbeiführende Lage erscheint unabhängig von der Art des Befehles an den Hubmagneten 591 solange gesperrt, als die Stillstandpumpe (Leitung l_{1459}) fördert und damit der Sperrkolben 1265 in seine obere Lage gedrückt wird.

Falls das Hauptabsperrorgan (Einlaßschütze, Drosselklappe usw.) in die Selbststeuerung einbezogen ist, können grundsätzlich besondere selbsttätige Einrichtungen entbehrt werden, die den Leitapparat in der Schlußstellung verriegeln. Um im Falle planmäßiger Abstellungen des mit Selbststeuerung ausgerüsteten Maschinensatzes die Wiederanlaßbereitschaft nicht in Frage zu stellen, bedarf es unter Umständen der Erhaltung der Arbeitsfähigkeit des selbsttätigen Reglers bis zum erfolgten Abschluß des Hauptabsperrorgans. Dies

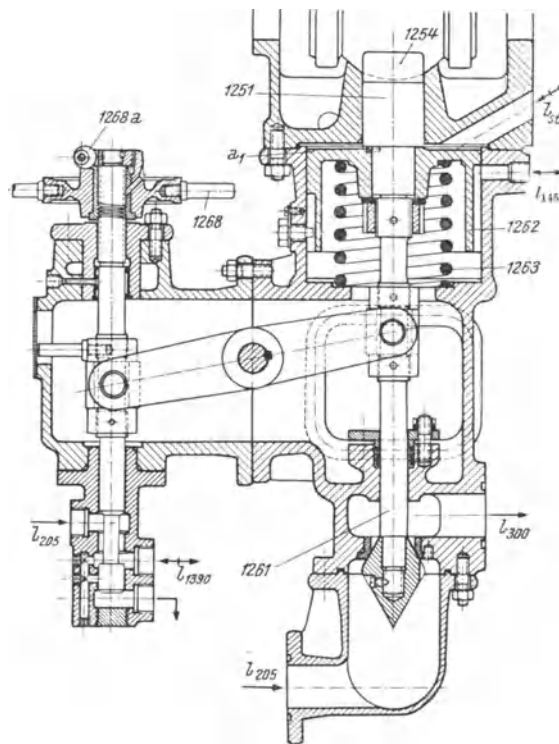


Abb. 262. (Maßstab 1:10.)

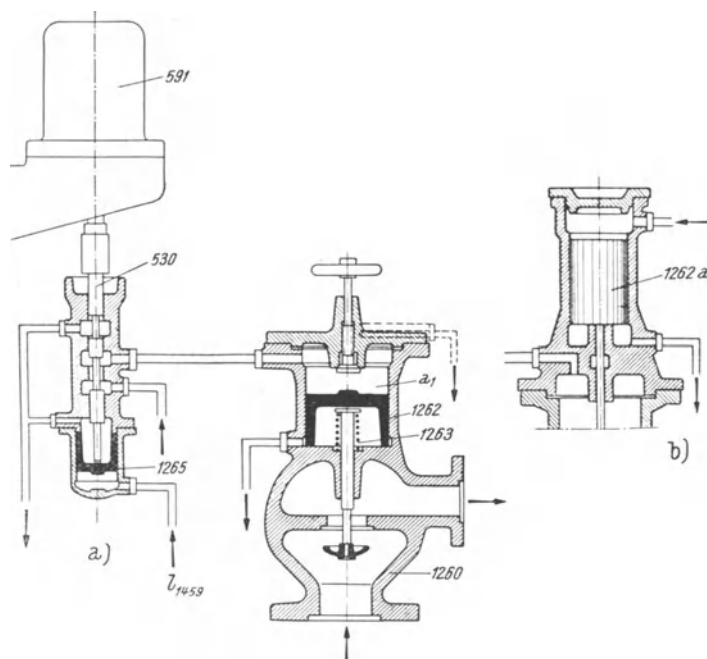


Abb. 263.

bedingt für Regler mit Druckölspeicherung die Offenhaltung des Windkesselabsperrventils bis zu diesem Zeitpunkt, wozu der erfolgte Schluß des Einlaßorgans in den Steuermechanismus des Absperrventils entweder unmittelbar zu übertragen, bzw. aus dem Druckzustand des Raumes zwischen Einlaßorgan und Turbine zu folgern ist.

Bei Hochgefällsanlagen kann dem durch Drucköl zu beaufschlagenden Kolbenantrieb des Windkesselabsperrventils noch ein vom Wasserdruck aus dem Raume zwischen Hauptabsperrschieber und Turbine einseitig im Sinne der Eröffnung des Ventils unter Druck zu setzender Kolben *1262a* hinzugefügt werden [23] (Abb. 263 b). Die Beaufschlagung des Öldruckkolbens *1262* erfolgt über ein in der Regel hydraulisch- oder magnetbetätigtes Vorsteuerventil. Wird zum Zwecke der Einleitung der Stillsetzung des Maschinensatzes der Schaltstift *530* des Vorsteuerventils in die den Steuerraum a_1 entlastende Stellung geschoben, so wird zunächst das Absperrventil *1260* noch durch den auf Kolben *1262a* lastenden Wasserdruck offen gehalten. Erst wenn dieser mit Eintritt der Schlußstellung des Hauptabsperrorgans verschwindet, kann die Feder *1263*, unterstützt durch die Schließ Tendenz des Absperrventils, letzteres schließen.

Umgekehrt wird durch den Öldruck mit Anhub des Vorsteuerstiftes *530* das Windkesselabsperrventil *1260* geöffnet, also der Regler bei noch geschlossenem Hauptabsperrorgan betriebsbereit gemacht.

Bei Niederdruckanlagen kann die Übertragung charakteristischer Stellungen des Absperrorgans elektrisch erfolgen, bzw. für Fallschützen mit hydraulischem Antrieb kennzeichnet das Verschwinden des Öldruckes im Betätigungssystem mittelbar den geschlossenen Zustand der Schütze. Es genügt daher, den Hilfskolben *1262* zum Absperrventil mit Drucköl aus dem Arbeitsraum des Schützenhubwerkes zu beaufschlagen (s. a. S. 180).

5. Schnellschlußeinrichtungen.

Diese bewirken die Verstellung des Reglersteuerventils in die den Schließvorgang des Reglers veranlassende Stellung ohne Rücksicht auf die seitens der eigentlichen Steuerungseinrichtung gegebenen Befehle. Die Überführung des Hauptsteuerventils in die Schließlage kann hierbei unter Überwindung der durch die normale Vorsteuerung eingeschalteten Verstellkräfte am Schaltkolben durch zusätzlich aufgebrachte hydraulische Kräfte erfolgen (Abb. 82), bzw. bei Schaltkolben, die unter einseitiger Wirkung im Schließsinne gerichteter mechanischer Kräfte stehen, durch Entlastung der Vorsteuerung (Abb. 81, 83). Hydraulisch betätigte Öffnungsbegrenzungen, etwa gemäß Abb. 311, die ihre Berechtigung mit der Übertragung zusätzlicher Aufgaben im Rahmen der Selbststeuerung erhalten,¹ können ebenfalls zur Einleitung des Schnellschlusses durch Entlastung des öldruckgesteuerten Raumes δ_1 herangezogen werden. Außerdem können unabhängige Einrichtungen Anwendung finden, entweder in Form besonderer Umschaltventile, welche das eigentliche Steuerventil vom zugehörigen Arbeitszylinder abtrennen und letzteren im Schließsinne beaufschlagen lassen, bzw. die die Verstellung des Vorsteuerstiftes zum Hauptsteuerventil im Schließsinne durchführen, falls ihre betriebsmäßig bestehende und entweder hydraulisch oder elektrisch durchgebildete Verriegelung in der unwirksamen Offenlage aufgehoben wird.²

Die letztgenannten Anordnungen setzen die ungestörte Arbeitsweise der Vorsteuerung voraus, eine Einschränkung, die für Auslegungen gemäß Abb. 81, 82, 83 keine Geltung besitzt.

6. Selbstschlußeinlaßorgane.

Die Einbeziehung des Turbineneinlaßorgans in die Selbststeuerung unter Beibehaltung der Ausstattung des selbsttätigen Reglers nach den Erfordernissen des unbesetzten Betriebes schafft eine zusätzliche Sicherheit des letzteren, wobei gewisse Unzulänglichkeiten überbrückt werden, die mit der alleinigen Übertragung der Schutzmaßnahmen an den selbsttätigen Regler verbunden sind; so die mehr oder minder bestehende Möglichkeit eines Versagens des Reglers, die Gefahr eines durch Fremdkörper verursachten ungenügenden Schlusses der Leitvorrichtung und schließlich die nicht zu vermeidende und mit der Betriebsdauer steigende Undichtigkeit

¹ S. Abschnitt XII, K.

² S. Abb. 325.

der letzteren, die insbesondere für Anlagen mit höherem Gefälle eine zur vollständigen Stillsetzung ungenügende Abschätzung des Betriebswassers ergeben kann. Wenn auch der letztgenannte Übelstand durch die an sich für selbsttätige Anlagen zu fordernden selbstgesteuerten Bremsrichtungen wesentlich gemildert werden kann, bedeuten die erstgenannten Möglichkeiten eine — wenn auch bei der heutigen Vollkommenheit der Reglerkonstruktionen führender Firmen nicht zu überschätzende — Beeinträchtigung des Sicherheitsgrades der Auslegung der Überwachungs- und Schutzeinrichtungen mit ausschließlicher Wirkung über den Regler.

Für Niederdruckanlagen steht, insofern die klimatischen Verhältnisse sowie die Lage des Einlaufbauwerkes nicht zu ungünstig sind, in der *Fallschütze* eine bewährte Einrichtung zur raschen Abschätzung des Betriebswassers zur Verfügung. Bei verhältnismäßig kleinen Ausführungen kann der ungebremste Freifall der Schützentafel aus ihrer hochgezogenen Lage vorgesehen werden. In letzterer befindet sich die Schützentafel vom Aufzugsgestänge (Abb. 264) abgekuppelt und auf dem Hebel 1271 des Auslösegestänges mittels des Anschlages 1272 in Fallbereitschaft hängend [23].

Die Auslösung des Freifalles erfolgt durch Unterbrechung der Spannung zum Haltemagnet 591, dessen abfallender Kern über das Kniehebelgestänge 1273 die Vorklinke 1274 zum Ausschwenken bringt, wodurch die Verriegelung 1275 des Haltebügels 1271 gelöst wird. Die Rückstellung des Klinkwerkes in die Bereitschaftslage erfolgt mit Unterspannungsetzung des Magneten 591; ebenso selbsttätig fällt der Haltebügel 1271 während des letzten Teiles des Anhubes der Schützentafel in seine Verriegelung. Ein- und Auskuppelung des Aufzugsgestänges erfordern bei entsprechenden konstruktiven Maßnahmen ebenfalls keinerlei Zugriff, so daß die Wiederherstellung der Fallbereitschaft der Schütze in nur geringem Maße der Aufmerksamkeit der Bedienung unterliegt.

Für Schützen mit größeren Tafelgewichten erscheint der freie Fall der Schützentafel nicht mehr zulässig. Um ein genügend sanftes Aufsetzen letzterer auf ihre Bodenschwelle zu erreichen, bedarf es einer über den Fallweg mehr oder minder wirksamen Abbremsung der lebendigen Kraft der fallenden Tafel über energieverzehrende Einrichtungen. Soweit die sichere Beherrschung der Massenkräfte dies zuläßt, wirkt eine verstärkte Bremsung im letzten Teil des Fallhubes im Hinblick auf eine möglichst kleine Schlußzeit günstig, die damit auf Werte von 10 bis 20 Sekunden herabgedrückt werden kann. In der praktischen Anwendung erscheinen hydraulische Flüssigkeitsbremsen bevorzugt und bewährt, deren Wirkung auf der Leistungsaufnahme einer im Kreislauf fördernden und in diesem gedrosselten Zahnradpumpe beruht, wobei entsprechend dem als günstigst erkannten Bewegungsgesetz die Drosselung des Ölumlauftes stellungsabhängig gesteuert wird und insbesondere gegen Ende des Fallweges zur Wirkung kommt.

Die vorbeschriebene Auslegung erfordert vor dem Wiederaufheben der Schütze die Einrückung der Kupplung im Aufzugsvorgelege sowie die Überstellung in die Fallbereitschaft von Hand aus nach Durchführung des Anhubes. Abb. 265 [11] zeigt die Anordnung eines ebenfalls mechanischen Antriebes einer Fallschütze, bei dem die zur Wiederbereitstellung erforderlichen Schaltungen ferngesteuert erfolgen. Mit Unterspannungsetzung des Motors 590 und Anlauf des Vorgelegeteiles 1281 wird zunächst mittels der Anhubvorrichtung 1282 die Reibungskupplung 1285 zwangsläufig eingerückt. Gleichzeitig wird der Gewichtshebel 1283 über das Haltegestänge 1284 bei unter Spannung gesetztem Hubmagnet 591 verblockt, wodurch auch bei der in der Folge vor sich gehenden Weiterdrehung des Exzenters zum Kupplungsschalt-

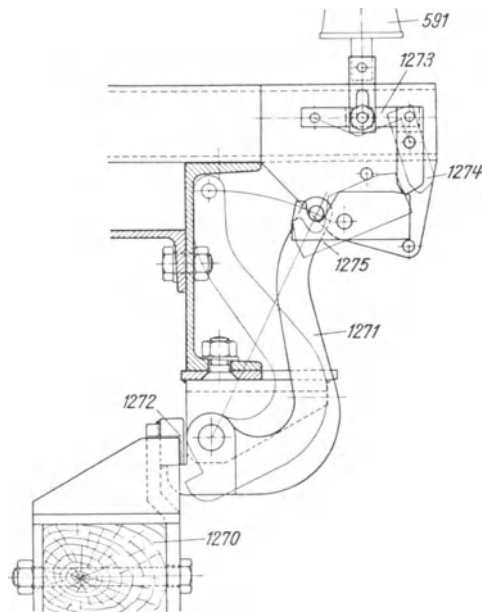


Abb. 264.

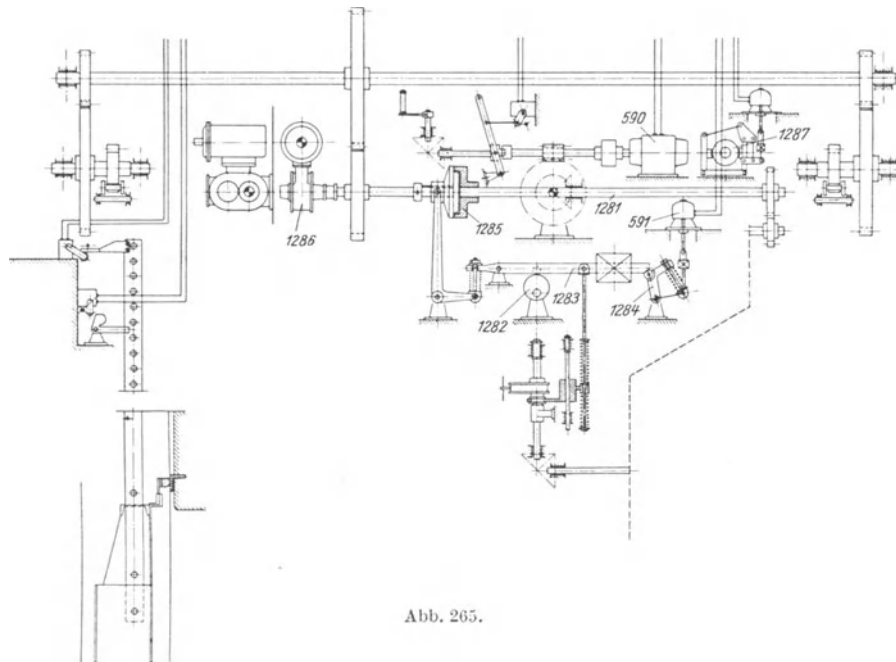


Abb. 265.

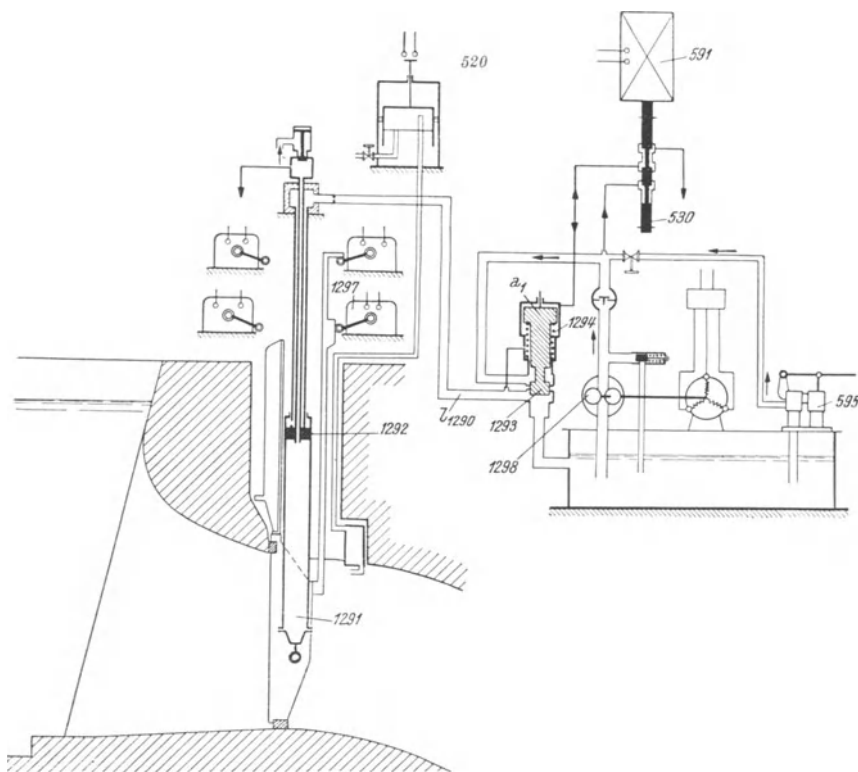


Abb. 266.

gestänge die Reibungskupplung eingerückt bleibt und die Schützentafel hochgezogen wird. Nach Beendigung des Hubvorganges sichert eine mit der Abstellung des Hubmotors 590 einfallende Backenbremse 1287 die Feststellung des Aufzugsgetriebes in der Offenstellung.

Der Abfall der Schützentafel wird durch Entspannung des Hubmagneten 591 eingeleitet, wodurch die Reibungskupplung 1285 gelöst und die Schützentafel unter Wirkung ihres Eigen-

gewichtetes, in ihrer Fallgeschwindigkeit durch die Bremspumpe 1286 beherrscht, in 15 bis 20 Sekunden schließt.

Eine überaus einfache und übersichtliche Bauart des Bewegungsmechanismus mit geringem Raumbedarf, großer Aufzugskraft sowie vorzüglicher Eignung zur Verwirklichung eines optimalen Ablaufes des Schnellschlusses ergibt sich bei Verwendung eines hydraulischen Hubwerkes. Letzteres besteht aus dem in der Regel mit der Schützentafel verbundenen Hubzylinder 1291 (Abb. 266), der gelenkig aufgehängten und raumfesten Kolbenstange mit Kolben 1292,¹ wobei durch erstere die Druckölzu- bzw. -abfuhr erfolgt. Um die Schützentafel anzuheben, wird das von einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe 1298 gelieferte Drucköl in den Zylinderraum 1291 geleitet, wodurch sich die Tafel mit einer Geschwindigkeit entsprechend der sekundlich eingeförderten Ölmenge hebt. In der vorgesehenen Höchststellung der Schützentafel wird der Ölpumpenmotor durch Endschalter 1297 abgeschaltet. Nachdem mechanische Verriegelungen des hierfür erforderlichen Aufwandes und der Komplizierung halber zweckmäßig nicht angewendet werden, ruht die Schützentafel in der Folge auf der Druckflüssigkeit, was wegen der immerhin bestehenden Undichtigkeiten an dem Kolben und der Stopfbüchse zu einem allmählichen Niedergehen der Schützentafel führen muß. Die Beschränkung dieser Abwärtsbewegung auf einen für den Wasserdurchlaß praktisch bedeutungslosen Betrag wird nun dadurch erreicht, daß bei einem Absinken der Tafel um etwa 15 bis 20 cm über einen weiteren Endschalter der Pumpensatz wieder in Betrieb gesetzt wird, wodurch die Schützentafel in ihre obere Endstellung gehoben wird, worauf der erstgenannte Endschalter das Ölpumpenaggregat wieder stillsetzt. Der so gekennzeichnete Vorgang wiederholt sich erforderlichenfalls während der Offenhaltung der Schützenöffnung. Die Beaufschlagung bzw. Entlastung des Arbeitszylinders wird über ein Steuerventil 1293 durchgeführt, welches unter der Wirkung der Feder 1294 sowie des über das Vorsteuerventil 530 gesteuerten Öldruckes im Raume α_1 steht; mit Unterdrucksetzung des letzteren über den durch den Hubmotor 591 angehobenen Schaltstift 530 wird die gleichzeitig mit der Unterspannungsetzung des Hubmotors angelassene Pumpe 1298 an den Hubzylinder 1291 geschaltet und damit der Aufzug der Schützentafel eingeleitet.

Der Schluß der Schütze wird durch Entlastung der Ölleitung l_{1290} über das vorerwähnte Steuerventil 1293 vorgenommen. Die im letzten Teil des Fallweges eintretende zunehmende Überdeckung des Überströmschlitzes 1295 durch die Drosselhülse 1296, die zuletzt bestehende Beschränkung des Übertrittsquerschnittes auf den durch einen Drosselstift eingestellten sichern den stark verzögerten Schluß des Schützentores. Im Hinblick auf einen bis zu 100 at gewählten Betriebsdruck ist besonderer Wert auf eine gute Dichtung 1299 von Kolbenstange und Kolben gelegt (Abb. 267).

Falls die Schütze der Sperrung des Einlaufes einer längeren Rohrleitung dient, kann die langsame Auffüllung letzterer durch einen zunächst nur geringen Anhub der Schützentafel erreicht werden. Hierzu setzen Endschalter die Schützentafel in der Füllstellung durch Ausschaltung des Antriebsmotors zur Pumpe 1298 still; die Wiedereinschaltung des Motors und Fortsetzung des Anhubes wird über Schwimmerschalter 520 (s. Abb. 266) bei erfolgter Füllung der Rohrleitung vorgenommen.²

An Stelle der Auffüllung der Rohrleitung über die nur wenig gelüftete Schützentafel können auch besondere Füllventile mit einer entsprechenden Abhängigkeitssteuerung ihres hydraulischen Antriebes angewendet werden.

¹ Ausführung J. M. Voith — die grundsätzlich gleichartige Bauart nur mit umgekehrter Anordnung des Hubwerkes pflegt Escher Wyss.

² Durch die dargestellte Anordnung können mechanische Schwimmer vermieden werden.

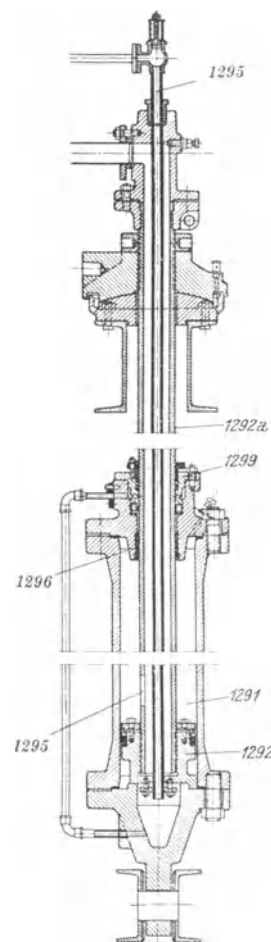


Abb. 267.

Einlaßschützen für Niederdruckanlagen mit großer Leistung stellen insbesondere in der Erweiterung zum Selbstschlußorgan kostspielige Einrichtungen dar. Diese können zumindest

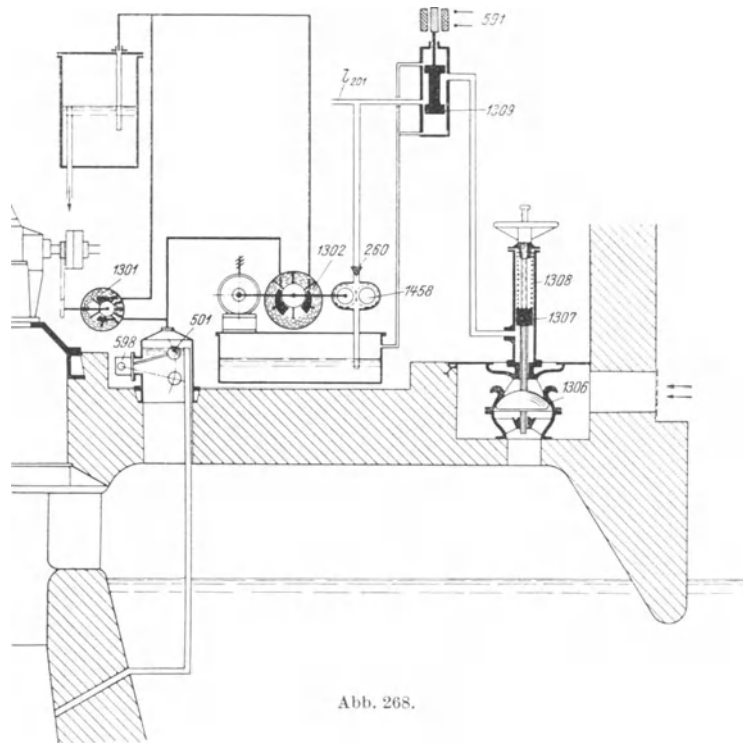


Abb. 268.

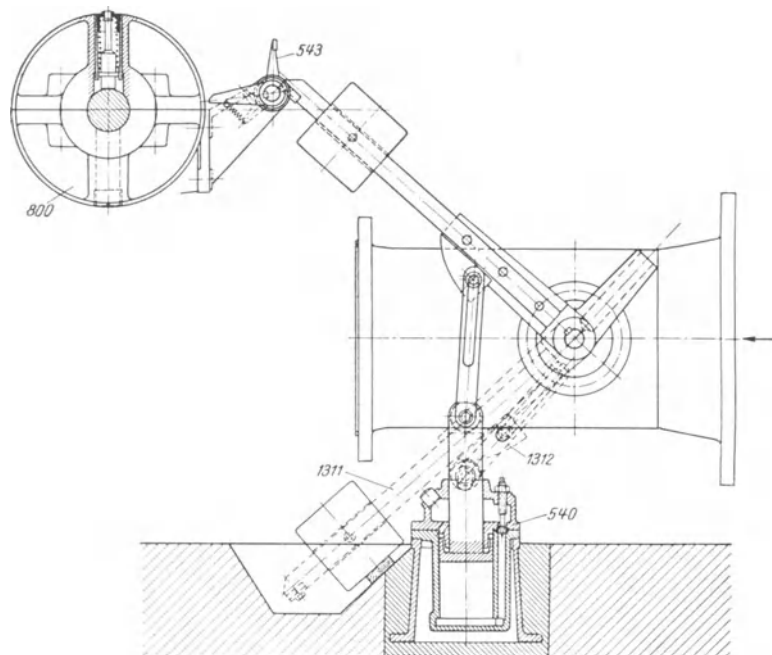


Abb. 269.

als Schutzeinrichtung in vollwertiger Form durch eine besondere Anordnung der Turbine entbehrlich gemacht werden, bei welcher diese in einer *Heberkammer* mit einer Lage der Leitradunterkante knapp über dem natürlichen Oberwasserspiegel untergebracht ist. Während

einerseits der betriebsmäßige Zustand durch Hochsaugen des Oberwasserspiegels hergestellt und erhalten werden muß, führt die Belüftung der Heberkammer zur raschen Unterbindung der Beaufschlagung und erhält mit Unterstellung unter den Einfluß von Überwachungseinrichtungen die Bedeutung einer Schutzmaßnahme.

Die grundsätzliche Anordnung der Be- und Entlüftungssteuerung geht aus Abb. 268 hervor [12]. Für die Belüftung der Kammer ist ein öldruckbetätigtes Lufteinlaßventil 1306 vorgesehen, dessen Hilfsgetriebe 1307 betriebsmäßig unter Öldruck steht und damit Ventil 1306 geschlossen hält. Im Störfalle, bzw. zur planmäßigen Abstellung wird Magnet 591 zum Schaltventil 1309 entspannt, wodurch letzteres umgestellt und mit Entlastung des Kolbens 1307 die Eröffnung des Ventils 1306 unter Wirkung der Feder 1308 herbeigeführt wird.

Der dauernden Entlüftung der Kammer dient entweder ein Ejektor, bzw. Luftpumpe 1301, welche letzteren Einrichtungen zur rascheren Evakuierung der Heberkammer zu Beginn des Anlaßvorganges ein elektromotorisch angetriebener Luftpumpensatz 1302 parallelgeschaltet ist, der nach erfolgter Entlüftung der Kammer über den Schwimmerschalter 501/598 wieder stillgesetzt wird. Anlaufpumpe 1458 dient der Druckölbereitstellung vor Anlauf des Maschinensatzes, die während des Betriebes von der Pumpenanlage des Reglers l_{201} übernommen wird.

Für Mitteldruckanlagen liegt in der selbstschließenden *Drosselklappe* ein verhältnismäßig einfaches Schnell-schlußorgan vor. Abb. 269 [2] zeigt eine für kleinere Rohrweiten und Gefälle geeignete Ausführung, bei der der Schluß des Klappenflügels unter dem Einfluß eines äußeren

Gewichtsmomentes erfolgt. Zur möglichst raschen Sperrung des Wasserzuflusses wird die Abschlußgeschwindigkeit des Klappenflügels nur im Bereich der praktisch wirksamen Klappenöffnungen, also etwa im letzten Fünftel des Drehwinkels, auf den durch die zulässige Drucksteigerung begrenzten Wert unter Einwirkung einer Ölbremse 540 verzögert. Die Auslösung der Klappe durch Freigabe des Gewichtshebels 1311 erfolgt im gegenständlichen Fall durch einen mechanischen Fliehkraftschalter 800 auf der Turbinenwelle über ein Klinkwerk 543, um die von ersterem aufzubringenden Verstellkräfte möglichst herabzusetzen. Durch zusätzliche Anbringung eines auf die Auslösung wirkenden Hubmagnetes kann der Abschluß der Klappe fernelektrisch auch von anderen Überwachungseinrichtungen eingeleitet werden.

Größere Ausführungen von Selbstschlußklappen werden zweckmäßig mit hydraulischem Antrieb ausgerüstet, der mit einem einzigen, relativ einfachen Mechanismus unter Vermeidung mechanischer Aufzugsgetriebe die Eröffnung der Klappe vornehmen sowie einen gesetzmäßigen Ablauf des Schließvorganges dieser verwirklichen läßt.

Zur Verstellung des Klappenflügels in die Offenlage kann ein hydraulisches Getriebe vorgesehen werden, dessen Kolben für den Öffnungsvorgang durch Drucköl, seltener Druckwasser beaufschlagt wird. Der Schließvorgang unter Wirkung des vorgesehenen, in diesem Sinne gerichteten Gewichtsmomentes wird durch Entlastung des Triebkolbens über ein besonderes

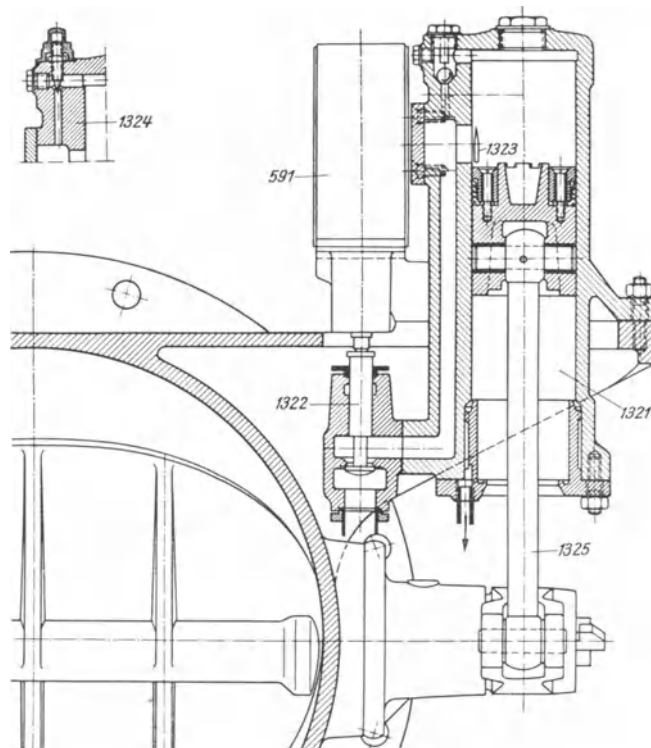


Abb. 270. (Maßstab 1:8.)

Steuerorgan herbeigeführt, welches durch Drucköl bzw. elektrisch vorgesteuert wird. Bei der in Abb. 270 dargestellten Anordnung [2] erfolgt die Entlastung des oberen Raumes des Zylinders 1321, in den unmittelbar die Haltepumpe einspeist, durch die Eröffnung des Ventils 1322 mit Unterbrechung der Spannung zum Hubmagnet 591, wobei die Abströmung des durch den Kolben 1325 während des Schließvorganges verdrängten Öles mit praktisch geringem Widerstand nur bis zur Erreichung der Schlitzsteuerung 1323,

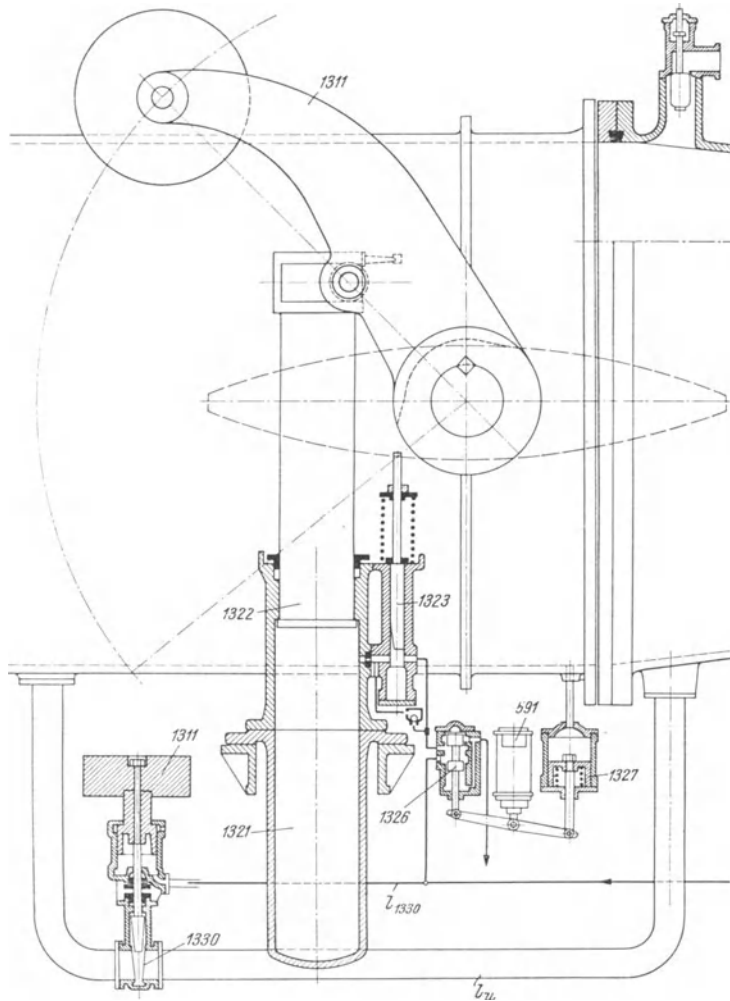


Abb. 271.

Umlaufleitung l_u liegenden Schiebers 1330 entgegen der Wirkung des Gegengewichtes 1311 die Eröffnung des ersteren mit allmählicher Auffüllung des Raumes zwischen Drosselklappe und geschlossenem Leitapparat. Erst mit Einstellung eines praktisch gleichen Druckes hinter dem geschlossenen Klappenflügel verschiebt der federbelastete Kolben 1327 den Steuerkolben 1326 unter der Voraussetzung, daß der Hubmagnet 591 unter Spannung steht und angezogen hat, in eine solche Lage, daß Drucköl unter den Kolben 1322 zur Verstellung des Klappenflügels gelangt und letzteren in seine offene Stellung dreht. Der Schließvorgang wird durch Entspannung des Magneten 591 eingeleitet, wodurch der Ventilkolben 1326 in die freien Abfluß aus Zylinder 1321 gewährende Stellung geht; zur Verzögerung der Schließbewegung im Bereich der wirksamen Klappenöffnungen findet eine stellungsabhängige Steuerung des genannten Abflusses durch die vom Kolben 1322 im letzten Teil des Hubes mitgenommene Drosselnadel 1323 statt. Die mit Einleitung des Abstellvorganges eintretende Entlastung der Steuerleitung l_{1330}

nach Überdeckung dieser hingegen nur mehr durch die einstellbare Drosselöffnung 1324 erfolgen kann. Durch die mit der dargestellten Ausbildung der Steuer-schlitzte erzielte allmähliche Abnahme der Abströmöffnung auf die Größe der Drosselöffnung wird der notwendige Bremsweg für eine praktisch stoßfreie Überleitung der raschen Klappenbewegung in die in ihrer Geschwindigkeit durch die Rohrleitungsverhältnisse bestimmten während des wirksamen Klappenhubes geschaffen.

Um während der Auffüllung der der Drosselklappe nachgeschalteten Räume unzulässige Druckschwankungen in der vorgeschalteten Druckrohrleitung hintanzuhalten, darf dieser Vorgang nur langsam erfolgen, wozu die Drosselklappe entweder mit nur geringer Geschwindigkeit aus ihrer Schließlage heraus bewegt werden darf, bzw. verhältnismäßig kleine Überströmquerschnitte durch eine zunächst begrenzte Bewegung der Klappe oder durch besondere Umlaufeinrichtungen freigegeben werden. Bei der in Abb. 271 dargestellten, mit Selbststeuerung versehenen Ausführung [1] bewirkt die Beaufschlagung des hydraulischen Antriebes des in der

bedingt den Schluß des Umlaufventils 1330 unter Wirkung der Gewichtsbelastung 1311, wodurch der Anlaßzustand hergestellt erscheint.

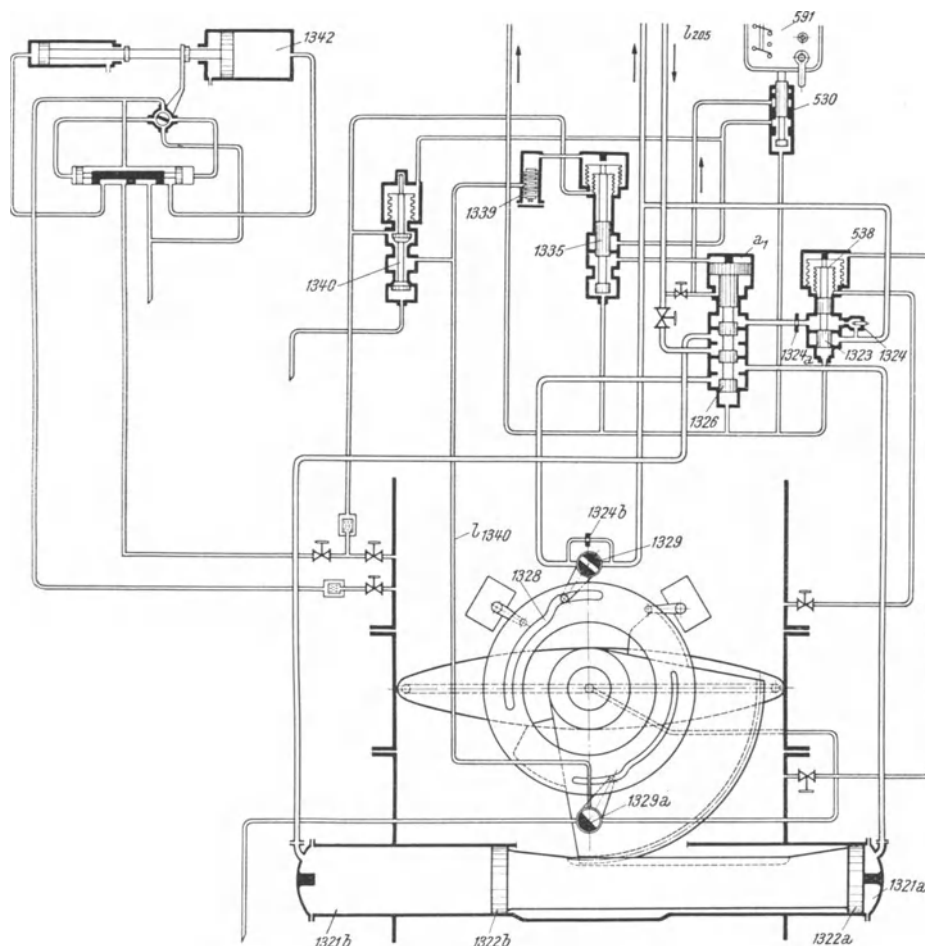


Abb. 272.

Falls bei Speicheranlagen mit längeren Stillstandszeiten einzelner Maschinensätze gerechnet werden muß, ist an das Abschlußorgan die Forderung praktisch vollständiger Dichtigkeit zu stellen. Dieser Aufgabe wird die normale Drosselklappe mit rein metallischer Dichtung nur in beschränktem Maße gerecht. Die Verwendung elastischer Dichtungsmittel, die über den Umfang der Klappe angeordnet und durch Wasser- oder Luftdruck an das Gehäuse angepreßt werden, bietet auch hier die Möglichkeit eines tropfdichten Abschlusses. Insofern es sich um selbstgesteuerte Ausführungen handelt, hat die Unterdrucksetzung des Dichtungsmittels nach *erfolgtem* Abschluß des Klappenflügels bzw. die Entlastung des ersteren *vor* Einleitung der Öffnungsbewegung folgerichtig und selbsttätig zu erfolgen.

Für Klappen größeren Durchmessers werden sowohl Öffnungs- als auch Schließbewegungen zweckmäßig der hydraulischen Betätigung vorbehalten. Hierzu finden doppelt wirkende Kolbengetriebe Anwendung, deren Bewegung entweder mittels Lenker und Kurbel, bzw. Zahnstange und Segment auf die Klappenwelle übertragen wird. Die Betätigung erfolgt überwiegend durch Drucköl, das besonderen Ölpumpen bzw. der Druckspeicheranlage entnommen wird. Abb. 272 [23] zeigt eine Anordnung mit der letztgenannten Form der Druckölversorgung, während die Tropfdichtheit durch eine unter Druck gesetzte Schlauchdichtung nach Abb. 273 herbeigeführt ist. Die Speisung dieser Dichtung erfolgt mittels der Rohrleitung entnommenen Wassers, wobei eine besondere Druck-

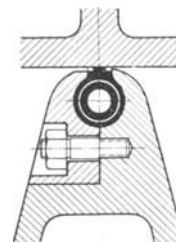


Abb. 273.

erhöhungspumpe den Druck der Rohrleitung in den für eine gute Dichtung erforderlichen höheren Schlauchdruck umsetzt.

Der Öffnungsvorgang, dessen einzelne Phasen ebenso wie die des Schließvorganges durch eine Selbststeuerung zwangsläufig und abhängig von der Vollendung des vorhergehenden Schaltschrittes aufeinanderfolgen, wird durch unter Spannungsetzung des Hubmotors 591 zum Vorsteuerventil 530 eingeleitet. Mit Anhub des Ventilstiftes 530 erfolgt die Beaufschlagung des Steuerkolbens des Schlauchventils 1340, wodurch einerseits der Schlauch über Hahn 1329a und Leitung l_{1340} sich entleert, während welcher Zeit das Sperrventil 1335 entsprechend der Einstellung der Drosselung 1339 allmählich in seine obere Lage geht, in welcher erst die Beaufschlagung des Steuerraumes a_1 des Hauptsteuerventils 1326 und damit seine Verstellung im Sinne der Einleitung der Öffnungsbewegung des Klappenantriebes 1321, 1322 erfolgt. Mit der Verstellung des Hauptsteuerventils 1326 erfolgt die Beaufschlagung des Öffnungszylinders 1321a und die Bewegung der Klappe im Öffnungssinne, wobei jedoch zunächst das aus dem Schließzylinder 1321b zu verdrängende Öl die Drosselung 1324 durchströmen muß, solange der wegen des noch nicht erfolgten Druckausgleiches vor und hinter dem Klappenflügel in seiner oberen Stellung stehende Kolben 1323 die ungedrosselte Überströmung verhindert. Erst mit Verstellung des letztgenannten Kolbens über die Membransteuerung 538 unter dem Einfluß eines genügenden Druckanstieges hinter der Klappe wird die Drosselung 1324 in der Abströmung überbrückt und hierdurch die Klappe mit einer der Einstellung der Vordrosselung 1324a entsprechenden Geschwindigkeit geöffnet.

Der Schluß der Klappe erfolgt durch Entspannung des Hubmotors 591. Mit dem hierdurch bedingten Abfall des Vorsteuerstiftes 530 wird das Drucköl von den Ventilen genommen. Mit Umschaltung des Hauptsteuerventils 1326 beginnt zunächst die Schließbewegung der Klappe. Gegen Hubende wird durch die Kurvensteuerung 1328 und Hahn 1329 der normale Ablauf aus dem Öffnungszylinder 1321a versperrt und muß über die einstellbare Drosselstelle 1324b erfolgen, wodurch der Schließvorgang von nun ab in seiner Geschwindigkeit stark herabgesetzt wird. Kurz vor Hubende wird auch der Hahn 1329a umgeschaltet und damit das mit Umstellung des Ventils 1340 an den Hahn 1329a geführte Druckwasser der Schlauchpumpe 1342 in den Schlauch eingeführt.

Bemerkenswert erscheint in der konstruktiven Ausführung die weitgehende Anwendung federnder Membranen zur Erzielung eines absolut dichten Abschlusses der Steuerräume, wodurch die Möglichkeit einer unmittelbaren Gegenüberstellung von Steuermitteln, die nicht in Mischung treten dürfen, zum Nutzen der Einfachheit der Konstruktion gegeben ist.

Für Anlagen mit höherem Gefälle hat als Absperrorgan am unteren Ende der Rohrleitung der *Kugelschieber* seiner bekannten Vorzüge halber weiten Eingang gefunden. Das betriebsmäßige Vorhandensein von Druckwasser als unabhängige Energiequelle begünstigt Auslegungen der Selbststeuerung, die sich entweder zur Gänze auf dem genannten Treibmittel aufbauen, bzw. in Beachtung der physikalischen Eigenschaft des Wassers letzteres nur zur einseitigen und ungesteuerten Betätigung des Antriebswerkes heranziehen, die Gegenkräfte jedoch mit Drucköl erzeugen und dieses steuern.

Abb. 274 zeigt eine Anordnung [11], bei welcher der Triebkolben 1352 zur Verstellung des Drehkörpers 1350 betriebsmäßig einseitig (1352a) unter dem Druck der Rohrleitung steht, während die zweite Kolbenseite 1352b mit Förderung der Reglerpumpe (Leitung l_{201}) entweder unter Druck gesetzt, bzw. bei Unterbrechung dieser entlastet wird, wodurch unter Vermeidung einer eigentlichen Steuerung der Schieber geöffnet, bzw. unter Wirkung des Wasserdruckes geschlossen wird. Die Betätigung des Entlastungsventils 1353 zur Dichtungsplatte 1350a erfolgt ebenfalls mittels Drucköl, das bei in Schließstellung befindlichem Kolbengetriebe 1352 über das aufgedrückte Rückschlagventil 1358 in den Zylinderraum 1355 einströmen und damit den Ventilkegel 1353 entgegen der Wirkung der Feder 1356 öffnen kann. Hierdurch wird der Raum hinter der Platte 1350a drucklos und diese entlastet, worauf der Öldruck auf 1352b den Drehkörper in die Offenstellung zu bringen vermag.

Durch Entlastung der Ableitung l_{201} wird der Schließvorgang des Drehkörpers 1350 unter Wirkung des auf der Kolbenfläche lastenden Wasserdruckes eingeleitet, wobei die erwünschte

Verzögerung der Schließbewegung gegen Hubende durch Anwendung zweier parallelgeschalteter, verschieden großer Abströmöffnungen *a*, *b* erzielt wird, deren eine (*a*) gegen Hubende überfahren und unwirksam gemacht wird. Durch das Rückschlagventil 1358 wird während des Schließvorganges die Entlastung des öldruckgesteuerten Raumes 1355 zum Schieber 1353

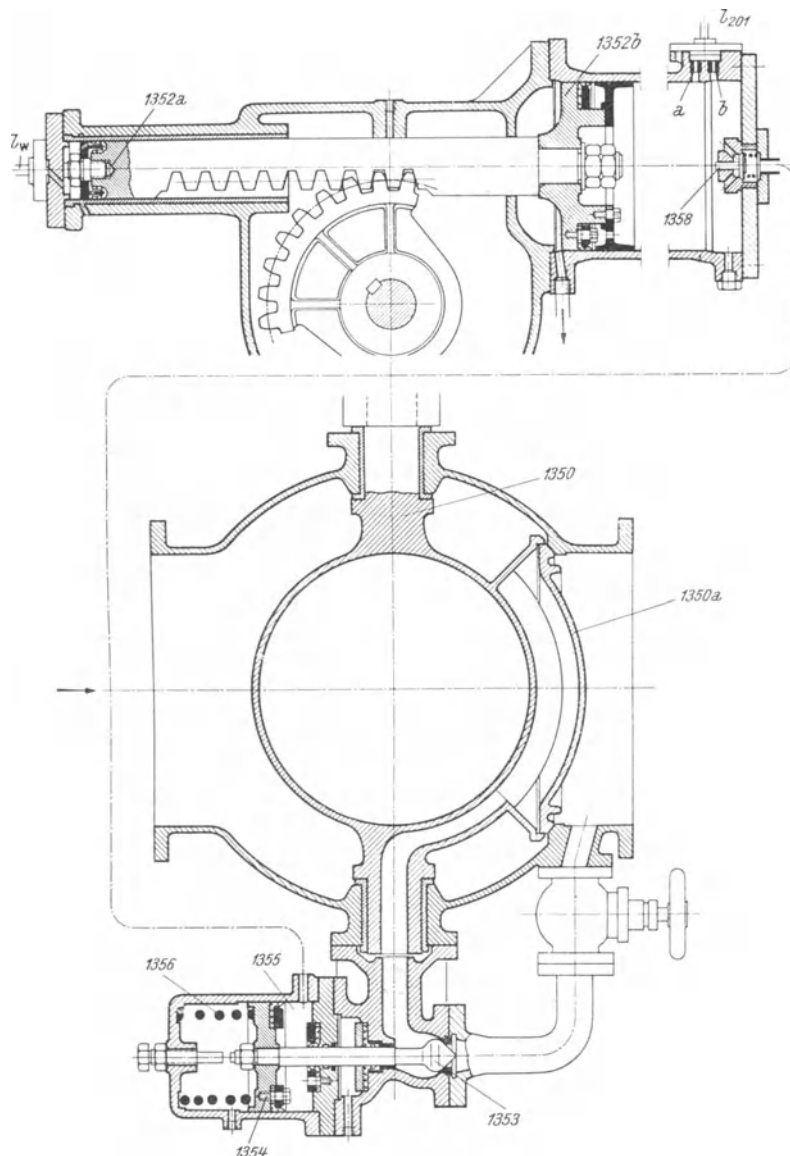


Abb. 274.

verhindert und diese erst in der Schlußlage des Hauptkolbens 1352, vor deren unmittelbaren Erreichung das Rückschlagventil 1358 aufgedrückt wird, hervorgerufen. Damit folgt der beendeten Schließbewegung des Drehkörpers selbsttätig jene des Entlastungsschiebers mit Herstellung des Anlaßzustandes.

Abb. 274 zeigt auch die konstruktive Durchbildung des hydraulischen Antriebwerkes und die Übertragung der Bewegungen des letzteren mittels Zahnstange und Segment auf die Achse des Drehkörpers. Der Wassertreibzylinder ist mit Bronzefutter versehen, die Umfangsdichtung des darin bewegten Kolbens mit Lederstulpen durchgeführt.

Eine auf die wahlweise Verwendung von Druckwasser oder Drucköl aufgebaute Steuerung veranschaulicht Abb. 275 [11, 12]. Die Verteilung des Druckmittels auf das Kolbengetriebe 1351 erfolgt

über ein Hauptsteuerventil 1360, welches durch das unter Wirkung des Hubmotors 591 stehende Ventil 530 mittels Drucköl in leicht ersichtlicher Weise vorgesteuert wird. Der Steuerung des Entlastungsschiebers 1353 dient das Hilfsschaltventil 1365, das in den Endstellungen des Drehkörpers abhängig von der Erreichung dieser mechanisch bzw. hydraulisch in die eine oder andere Grenz-

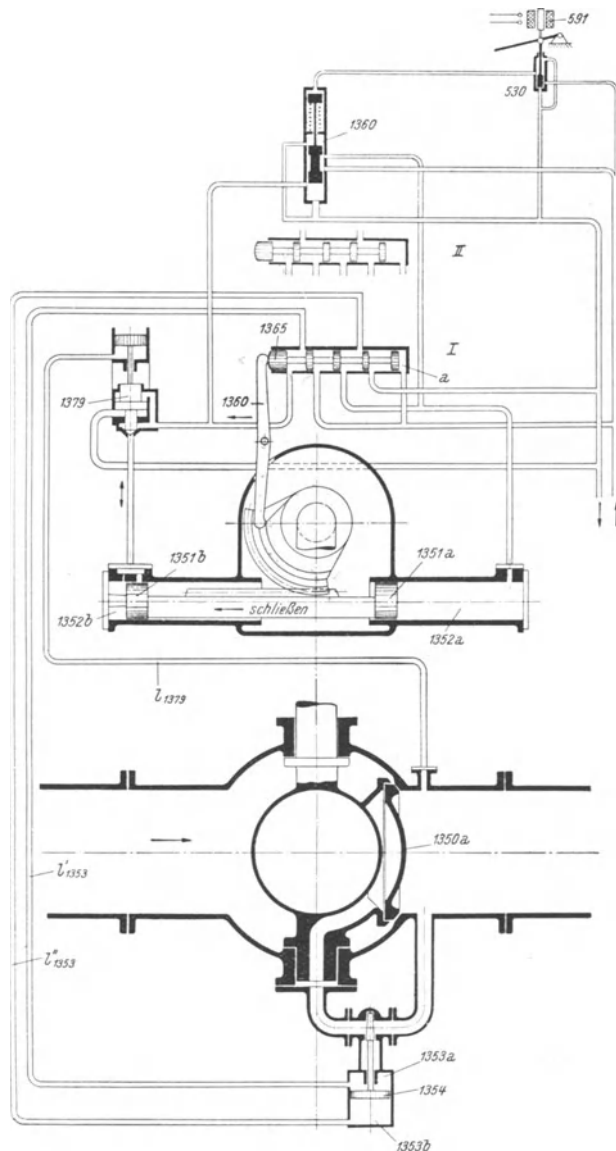


Abb. 275.

lage geschoben wird, hierbei die entsprechende Verbindung der Rohrleitungen zur folgenmäßig richtigen Betätigung des Entlastungsschiebers herstellend. Man verfolgt leicht an Hand des Schemas Abb. 275, welches für den geschlossenen Zustand des Schiebers gezeichnet ist, daß mit Unterspannungsetzung des Hubmagneten 591 und Verstellung des Schaltstiftes 530 das Hauptschaltventil 1360 in die obere Endlage geht, wodurch Zylinderraum 1352a entlastet und Raum 1352b unter Druck gesetzt wird, während über Leitung l_{1353} die Beaufschlagung des Entlastungsschieberantriebes im Öffnungssinne erfolgt und gleichzeitig, wie erforderlich, Raum 1353b Abströmung erhält. Es tritt somit zunächst die Entlastung der Dichtungsplatte 1350a ein, worauf der Drehkörper unter Wirkung des Druckes im Raume 1352b in die Offenstellung gedreht wird. Unmittelbar nach dem Einsetzen dieser Bewegung wird unter Wirkung des Druckes im Raume a der Hilfsschaltkolben 1365 in die andere Endlage (II) verschoben, in welcher sowohl für die augenblickliche Einstellung der Steuerwege als auch bei allfällig späterer Umstellung des Hauptschaltventils 1360 nach oben — zur Einleitung des Schließvorganges — die Dichtungsplatte entlastet bleibt, so daß auch die Schließbereitschaft des Mechanismus nach vollzogener Öffnungsbewegung hergestellt ist.

Mit Entspannung des Hubmotors 591 und dem hiermit bewirkten Abfall des Schaltstiftes 530 wird der Schließvorgang durch Verstellung des Hauptsteuerkolbens 1360 nach abwärts eingeleitet.

Hierbei wird die Unterdrucksetzung des Raumes 1353b erst nach nahezu vollständig durchgeführtem Schluß des Drehkörpers durch die hiervon abhängig gemachte Verschiebung des Hilfskolbens aus seiner Stellung II in Stellung I über Hebel 1360 herbeigeführt, wodurch zunächst der Entlastungsschieber geschlossen wird und die Unterdrucksetzung der Dichtungsplatte 1350a einsetzt. Damit erscheint auch die Öffnungsbereitschaft des Steuermechanismus eingestellt.

Insofern der Kugelschieber als Absperrorgan einer Turbine bzw. Pumpe vorgeschaltet ist, darf seine Eröffnung nicht vor erfolgter Füllung bzw. Unterdrucksetzung des dazwischen befindlichen Leitungsteiles erfolgen. Hierzu wird bei bestehendem Öffnungsbefehl der Druckölzutritt zum Raume 1352b bis zum Eintritt der obengenannten Zustände über das Blockierventil 1379 gesperrt (Hilfsleitung l_{1379}).

Unter ausschließlicher Verwendung von Drucköl arbeitet die Selbststeuerung nach Abb. 276 [23]. Hierbei sind in diese auch jene Sperrungen in hydraulischer Auslegung einbezogen, welche die

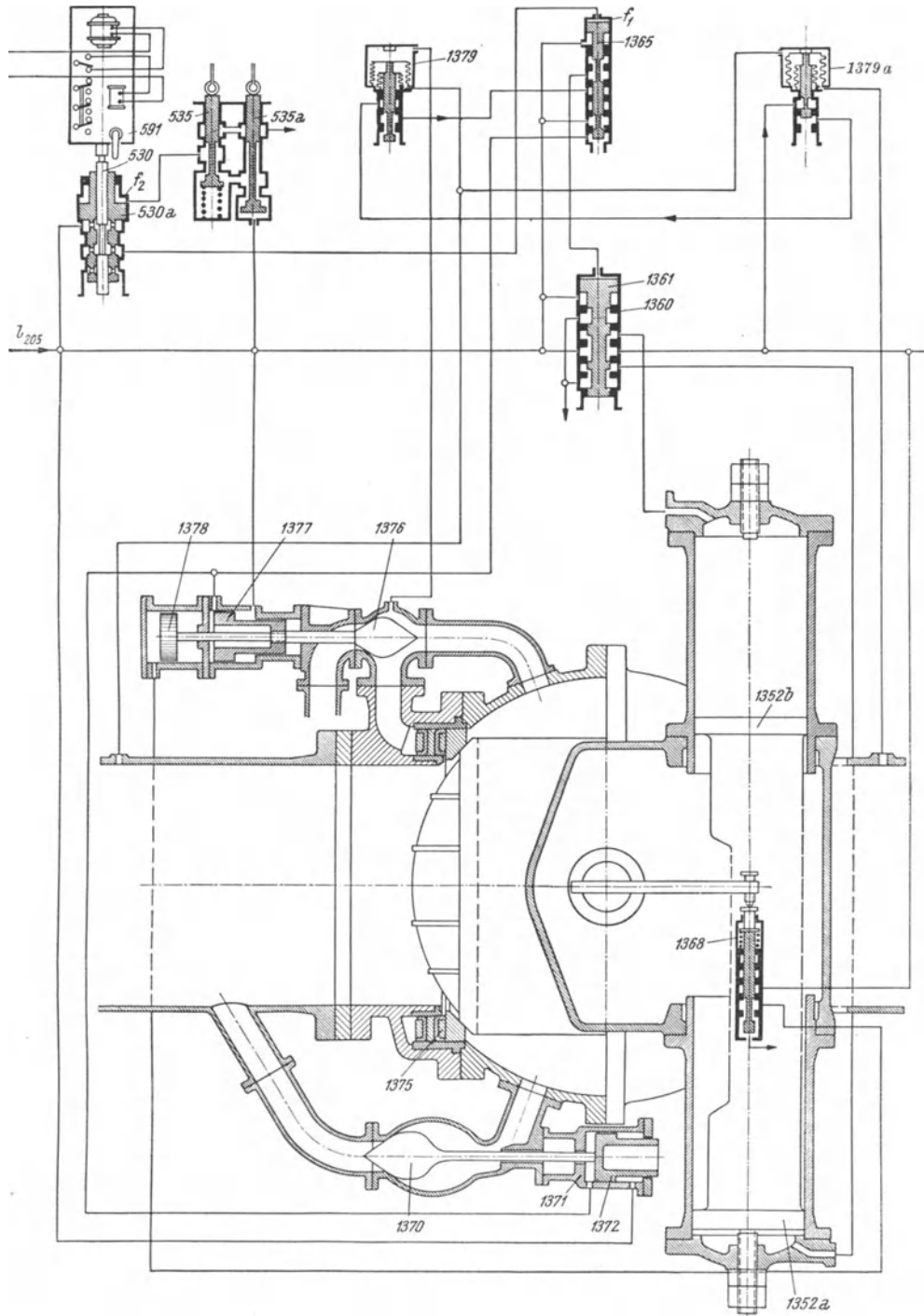


Abb. 276.

Einleitung des Öffnungsvorganges des Kugelschiebers bei nichtgeschlossenem Turbinenleitapparat (Druckregler) unmöglich machen. Hierzu bewegt sich der vom Hubmotor 591 verstellte Schaltstift 530 des Vorsteuerventils in einer gesteuerten Büchse 530a, die nur unter der vorerwähnten Voraus-

setzung¹ an ihrer gesteuerten Fläche f_2 über die geöffneten Sperrkolben 535 und 535a beaufschlagt, in der dargestellten Lage bei angezogenem Steuerstift 530 den Fluß des Drucköles zur Steuerfläche f_1 des Hilfsschaltkolbens 1365 freigibt. Bei angezogenem Hubmotor und unter der Voraussetzung eines geschlossenen Leitapparates (Druckreglers) wird somit der Schaltkolben 1365 nach unten verstellt, in welcher Lage sowohl der Hilfszylinder 1371 zum Füllschieber 1370 als auch jener zur Steuerung des Druckwassers für die Anpressung des Dichtungsringes 1375 in ihren größeren Kolbenflächen beaufschlagt werden, wodurch die Füllung der turbinenseitigen

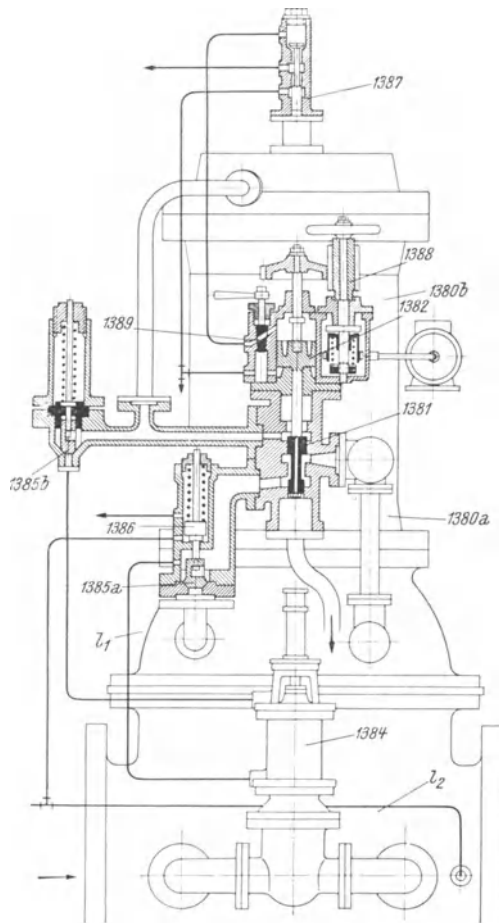


Abb. 277.

Rohrleitung als auch die Entlastung des Dichtungsringes eingeleitet wird. Die Verstellung des Hauptschaltventils 1361 in die den Öffnungsvorgang des Kugelschiebers veranlassende Lage wird zunächst noch durch die beiden hintereinandergeschalteten Sperrventile 1379a und 1379 verhindert, welche einerseits den erfolgten Druckausgleich am Drehkörper selbst, bzw. die Entlastung des Dichtungsringes 1375 feststellen und hiervon abhängig die Weitersteuerung freigeben. Mit Unterdrucksetzung der Steuerfläche f_1 des Hauptschaltkolbens 1361 setzt die Beaufschlagung des Triebwerkes 1352 zum Kugelschieber im Öffnungssinne ein.

Sinngemäß wickeln sich die Steuerungsvorgänge in entsprechender Schaltfolge während des durch Entspannung des Hubmotors 591 eingeleiteten Schließvorganges ab. Hilfsventil 1368 verhindert hierbei bis unmittelbar vor Schlußlage des Drehkörpers durch Unterdruckhaltung des Zusatzkolbens 1378 die Verschiebung des Nadelventils 1376 im Sinne einer Unterdrucksetzung der Dichtungsringe, wodurch deren Anpressung erst mit Eintritt der Schlußstellung des Kugelschiebers vor sich geht.

Die Einrichtungen zur Selbststeuerung eines *Absperrschiebers*, der mit Entlastungsumlauf ausgerüstet ist, zeigt Abb. 277 [23]. Der Öffnungsvorgang wird eingeleitet durch Beaufschlagung des Kolbens 1382, wodurch Schaltventil 1381 in eine Lage verstellt wird, in der über Leitung l_1 (Hilfsventil 1385a) Druckwasser zur Öffnungsseite des Umlaufschieberzylinders 1384 einfließt und letzteren öffnet. Nach erfolgtem Druckausgleich am Hauptschieber steuert der

Druck hinter der Schieberzunge über Leitung l_2 und Hilfskolben 1386 das Zusatzventil 1385a hoch, wodurch die Öffnungsseite des Verstellzylinders zum Hauptschieber Druck erhält und diesen öffnet.

Mit Entlastung des Kolbens 1382 wird zunächst der Schluß des Hauptschiebers eingeleitet, dessen Zylinder über den nach oben verstellten Kolben 1381 Druckwasser auf der Schließseite erhält. In der Nähe des Hubendes steigt der zum Schließen notwendige Druck, wodurch der unter entsprechender Federbelastung stehende Kolben 1385b nach oben steigt und damit Druckwasser in den Schließzylinder zum Umlaufschieber eintreten läßt.

Die Einleitung des Öffnungs- oder Schließvorganges kann von Hand oder elektromotorisch über den Spindeltrieb 1388 erfolgen. Hahn 1389 dient der Ausschaltung der Selbststeuerung.

7. Selbsttätige Bremseinrichtungen.

Die rasche Herabsetzung der Drehzahl des Maschinensatzes, bzw. Stillsetzung erscheint bei Lagerstörungen oder Generatorschäden wertvoll. Hierzu können nach Abstimmung der

¹ Sperrkolben 535, 535a in der dargestellten Lage.

Leistungszufuhr, für welche die Möglichkeit sowohl seitens der Antriebsmaschine als auch seitens des Netzes bei Parallelbetrieb besteht, Bremseinrichtungen zur Wirkung gebracht werden, die in selbsttätigen Anlagen einer Selbststeuerung unter Beachtung der vorgenannten Einschaltbedingungen zu übertragen sind. In der Mehrzahl der Ausführungsfälle erfolgt die Anpressung des Bremschuhes an die Bremsfläche (Bremscheibe, Schwungrad) über ein hydraulisches Getriebe mittels Drucköls, das entweder von einer besonderen Pumpe geliefert, bzw. dem Druckspeicher der normalen Regelungseinrichtung entnommen werden kann. Falls gespeicherte Druckluft vorhanden, kann auch diese zur Betätigung der Bremsen herangezogen werden; die mechanische Anpressung erscheint mit Rücksicht auf die bekannten Vorteile der Druckölverwendung nur selten ausgeführt.

Als Bremsbeläge finden nahezu ausschließlich Asbestgewebe Verwendung, die sich durch einen verhältnismäßig hohen Reibungskoeffizienten sowie gutes Wärmeaufnahmevermögen auszeichnen. Die Lebensdauer des Bremsbelages wird durch eine allmähliche Steigerung der Bremskraft entsprechend der der jeweiligen Bremsgeschwindigkeit zugeordneten höchstzulässigen spezifischen Belastung begünstigt.¹

Mit zeitlich eindeutig bestimmtem Anstieg der Bremskraft arbeitet die in Abb. 278 dargestellte Einrichtung [2], bei der die Bewegung des Kolbens 1392 des hydraulischen Getriebes auf den Bremschuh 1391 über eine Feder 1393 entsprechend gewählter Charakteristik übertragen wird. Letztere im Verein mit der durch die sekundlich eingeleitete Ölmenge festgelegten Anhubgeschwindigkeit des Kolbens 1392 bestimmt den zeitlichen Anstieg der Bremskraft, welcher der Abnahme der Umfangsgeschwindigkeit der Bremscheibe anzupassen ist. Für die Belieferung der Bremseinrichtung ist eine besondere, von der Turbinenwelle aus angetriebene Pumpe vorgesehen; dies bringt im Gegensatz zu den vom Druckspeicher des Reglers her versorgten Bremseinrichtungen mit sich, daß besondere zeit- oder drehzahlabhängige Einrichtungen entbehrlich werden, die nach erfolgter Bremsung den Druckspeicher von der Bremseinrichtung abtrennen. Damit erscheint die gekennzeichnete Auslegung auch für Anlagen, deren Regelungseinrichtungen mit gespeichertem Drucköl betrieben werden, vorteilhaft geeignet.

Abb. 279 läßt den Steuerungsmechanismus für die vorbeschriebene Bremseinrichtung erkennen. Der unter Wirkung der Feder 1396 normalerweise in seiner oberen Stellung gehaltene Schaltstift 1395 erlaubt in dieser Lage der in Raum 1 einspeisenden Bremspumpe (l_{1408}) drucklosen Abfluß über Raum 2, weshalb unter Wirkung der vorgesehenen Rückzugfedern 1394 der Bremschuh 1391 sich in seiner abgehobenen Stellung befindet. Die Sperrung des Abflusses aus 1 durch die Abwärtsverstellung des Schaltstiftes 1395 über Regelwelle 619 und Gestänge 1398 ist der Auslegung des letzteren halber auf den Bereich der Öffnungen

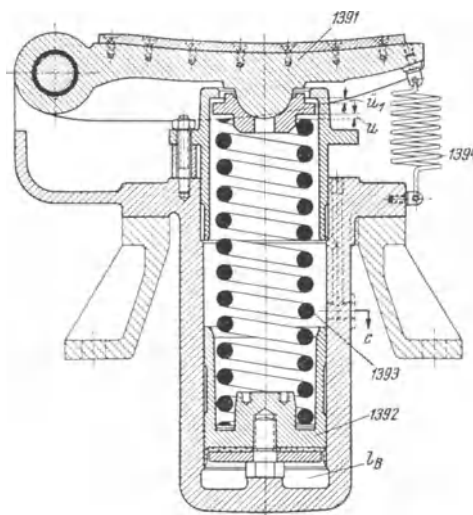


Abb. 278. (Maßstab 1:8.)

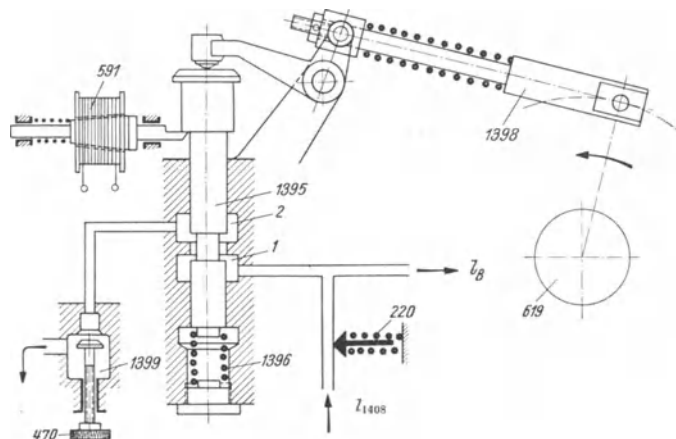


Abb. 279.

¹ Bei großen Maschinenleistungen wird der Einsatz der Bremse zur Schonung der Beläge erst bei stärkerem Drehzahlabfall (rd. 50%) vorgenommen.

unterhalb Leerlauf beschränkt (turbineseitiger Überlastschutz); der Magnet 591 verriegelt die Verschiebung des Steuerstiftes 1395 in die einschaltende Stellung vor Abtrennung des Generators vom Netz (generatorseitiger Überlastschutz).

Dem Raume 2 ist ein Ventil 1399 nachgeschaltet, das mit dem Einstellgetriebe zur Öffnungsbegrenzung 470 derart in Verbindung steht, daß bei geschlossener Stellung letzterer auch der Ventildurchfluß gesperrt ist. Auf diese Weise wird ohne besondere Schalthandlungen bei Abstellung des Maschinensatzes über die Öffnungsbegrenzung auch die Bremseinrichtung zur Wirkung gebracht.

Die Einsteuerung der Bremse kann auch abhängig von der erfolgten Einschaltung des Verriegelungsmechanismus vorgenommen werden, nachdem dieser Zustand den vorhergegangenen

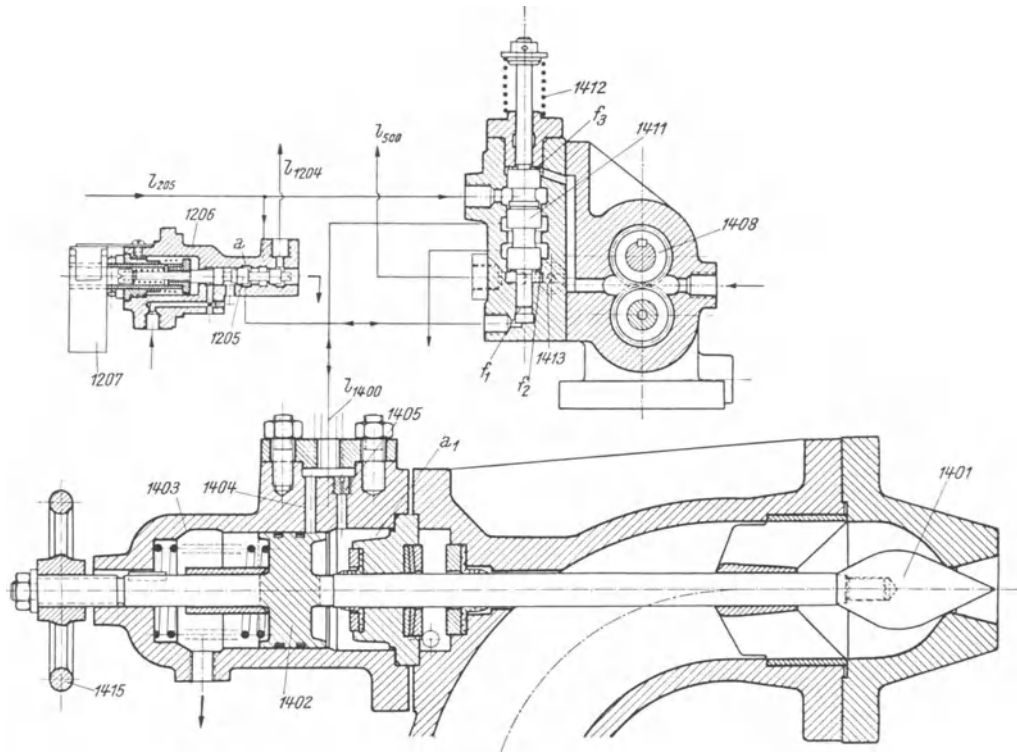


Abb. 280. (Maßstab 1:5.)

Schluß des Arbeitswerkes voraussetzt. Hierzu sei auf die Selbststeuereinrichtung Abb. 262 sowie auf die Verriegelung Abb. 255 verwiesen [2]. Bei letzterer wird über die nach Einspringen des Verriegelungsbolzens 1251 zum Abschluß gebrachte Steuerkante 2 die Abströmung des über l_{1408} zugeleiteten Drucköles der Brempumpe 1408 unterbunden, womit dieses auf den hydraulischen Anpreßkolben zur Bremse (Leitung l_B) geleitet wird.

Bei Freistrahlturbinen wird die Bremsung des Maschinensatzes zweckmäßig durch Beaufschlagung der Rücken der Laufradbecher mit Druckwasser aus der Rohrleitung durchgeführt. Hierbei gelten die gleichen Schaltbedingungen wie für die vorherbeschriebenen Bremsvorrichtungen, zu deren Verwirklichung das Absperrorgan zur Bremsdüse einer entsprechenden Steuerung zu unterstellen ist.

Abb. 280 zeigt die Auslegung der Steuerung [2] unter der Voraussetzung, daß der hydraulische Antrieb zur Bremsdüsenadel 1401 mit Drucköl aus dem Windkessel der normalen Regeleinrichtung versorgt wird. Die Eröffnung der Bremsdüse erfolgt hierbei entgegen der Wirkung der Schließfeder 1403 durch Beaufschlagung des Raumes a_1 mit Drucköl, ihr Schluß mit Entlastung des genannten Raumes. Die Zu- bzw. Ableitung des Öles bei nahezu geschlossener Düse ausschließlich über die stark abgeblendete Bohrung 1405 unter Ausschaltung der Parallelbohrung 1404 sichert ein sanftes Aufziehen bzw. einen weichen Schluß der Nadel.

Die Steuerung des Drucköles erfolgt über den Kolben 1411 eines Hilfsventils; das durch die Feder 1412 gegebene Verstellbestreben des ersteren in die obere (gezeichnete) Stellung wird unterstützt durch den betriebsmäßig auf Fläche f_1 lastenden Windkesseldruck, während der durch die Überströmdrosselung 1413 erzielte Druckunterschied entsprechend der Förderung der von der Turbinenwelle aus angetriebenen (Stillstands-) Pumpe 1408 auf die beiden Steuerflächen f_2 bzw. f_3 im entgegengesetzten Sinne wirkt.

Bei allen Vorgängen, die zur selbstgesteuerten Stillsetzung des Maschinensatzes führen, wird der Schaltstift 1205 in die Gegenlage verstellt, wobei Raum a und Kolben 1411 auf Fläche f_1 entlastet werden. Damit erfolgt unter Wirkung des bei normaler Drehzahl die Kraft der Feder 1412 weit überwiegenden Differenzdruckes auf die Flächen f_2, f_3 die Verstellung des Schaltstiftes 1411 in seine andere Endlage mit Beaufschlagung des Nadelantriebes 1402 vom Druckspeicher (l_{205}) her und mit Eröffnung der Düse die Einleitung der Bremsung. Bei nahezu auf Null verringerter Drehzahl kann jedoch die Feder 1412 Ventilstift 1411 wieder anheben, wodurch Raum a_1 vom Druckspeicher getrennt (entlastet) wird und die Nadel unter Wirkung der Feder 1403, im letzten Teil des Hubes stark gebremst, wieder, also bei Eintritt des Stillstandes des Maschinensatzes schließt.

Die Steuerung des Schaltventils zur hydraulischen Betätigung des Bremsmechanismus kann auch einer elektrischen Fernsteuerung übertragen werden [8]. Abb. 281 zeigt eine Anordnung, bei welcher durch Unterspannungsetzung des Magneten 591 (Stellung II) die Beaufschlagung des Triebkolbens 1402 eingeleitet und damit der Ventilkörper 1401 entgegen der Wirkung des im Schließsinne gerichteten Wasserdruckes verschoben wird. Mit Entspannung des Magneten 591¹ fällt der Schaltstift 1410 in die Lage III ab, wodurch der Zylinderraum a entlastet und das Ventil unter überwiegender Wirkung des Wasserdruckes geschlossen wird. Wegen der mit dem Kolben 1402 bewegten mechanischen Unterstellung 1414 des Schaltstiftes 1410 wird hierbei letzterer in die betriebsmäßige Bereitschaftslage (I) gebracht, wobei durch eine gegen Hubende in Wirksamkeit tretende Abflußdrosselung 1413 ein allmählicher Schluß des Bremsdüsenventils 1401 gesichert wird. Zur Handschaltung der Bremse ist ein unmittelbar auf das Ventil 1401 wirkender Spindeltrieb 1415 vorgesehen.

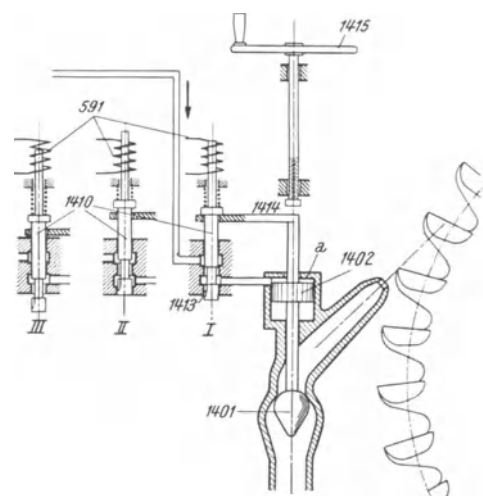


Abb. 281.

8. Unabhängige Sicherheitseinrichtungen für Freistrahlturbinen.

Speicherfähige Hochgefällsanlagen großer Leistung, gewöhnlich als frequenzregelnde Werke betrieben, bilden wichtige Stützpunkte des Energieversorgungssystems. Die Überwachung der ordnungsmäßigen Funktion ihrer Regelungseinrichtungen selbst bei dauernder Besetzung des Kraftwerkes entspricht dem Bestreben, zu einer möglichst Lokalisierung und Beherrschung der Folgen eingetretener Störungen zu kommen und erscheint auch in den besonderen Verhältnissen begründet, die bei Hochdruckanlagen bestehen, insofern als bei Funktionsstörungen in den selbsttätigen Regeleinrichtungen Vorgänge eintreten können, die bei der an sich wirtschaftlich bedingten weitgehenden Materialausnutzung den Bestand der Anlage gefährden können. Andererseits wird die Einführung besonderer Schutzmaßnahmen durch den Umstand begünstigt, daß mit dem Strahlableiter ein zweites Organ zur Abschätzung des Betriebswassers zur Verfügung steht, dem durch die mögliche Betätigung mittels Druckwasser aus der Rohrleitung eine unabhängige und sichere Wirkung verliehen werden kann.

Der Eingriff der unabhängigen Sicherheitseinrichtung kann auf Betriebszustände beschränkt werden, die, soweit der mechanische Teil der Anlage zur Betrachtung steht, durch Fehler in

¹ Um Überlastungen der Bremse zu verhindern, wird die Auslaufzeit des Maschinensatzes durch Zeitrelais überwacht.

der Reglersteuerung sowie der Druckölanlage entstehen und in einer Überdrehzahl, bzw. unzulässigen Absenkung des Öldruckes zum Ausdruck kommen. Der Erfassung dieser Störungen dienen Fliehkraftschalter sowie Öldruckrelais, denen in der Regel eine ferngesteuerte Auslösemöglichkeit zur Einleitung der Schutzmaßnahmen bei Störungen im elektrischen Teil nebengeordnet ist. Die in den genannten Störungsfällen einzuleitenden Maßnahmen sind mit besonderem Bedacht auf die Sicherung der Druckrohrleitung festzulegen.

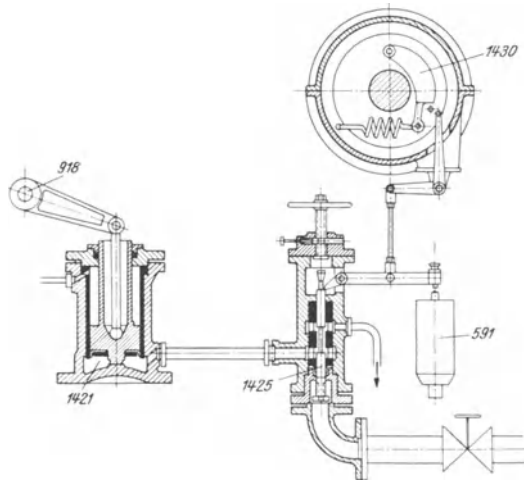


Abb. 282.

Für den Einbezug von Störungen im Antrieb des Fliehkraftpendels in den Kreis der unabhängigen Sicherheitseinrichtung gelten die auf S. 164 gemachten Ausführungen.

Für eine Auslegung des Arbeitswerkes zum Strahlablenker, bei welcher gesteuerter Öldruck ungesteuertem Wasserdruck [11, 12] gegenübersteht (Abb. 135), genügt die unmittelbare Entlastung des gesteuerten Raumes 600 über ein unter dem Einflusse der Auslöseeinrichtungen stehendes Hilfsventil, um den Strahlablenker unter dem auf Kolben 601a lastenden Wasserdruck zum Einschwenken zu bringen.

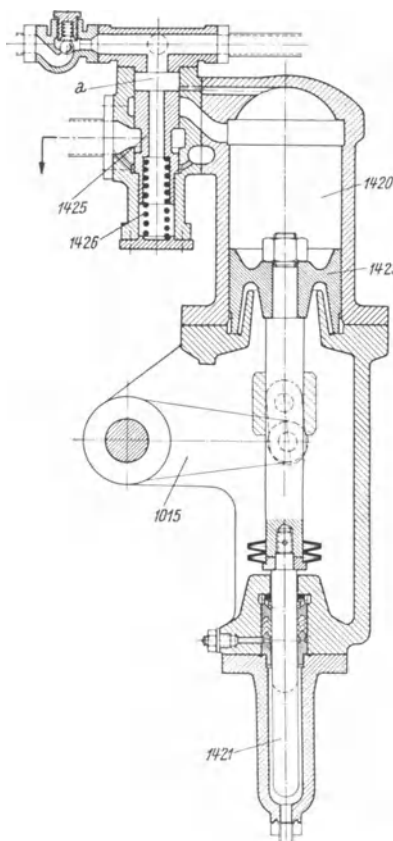


Abb. 283. (Maßstab 1:13.)

Unter der Voraussetzung einer ausschließlichen Betätigung der Arbeitswerke mittels Drucköl bedarf es der Anwendung zusätzlicher Wasserdruckantriebe, die bei Eintritt der Störung entweder beaufschlagt werden, bzw. dauernd unter Wasserdruck im Schließsinne stehen und, im betriebsmäßigen Zustand der Anlage durch gegensinnige, gewöhnlich mittels Drucköl erzeugte Kräfte außer Eingriff gehalten, durch Beseitigung letzterer zur Wirkung gebracht werden.

Bei der in Abb. 282 dargestellten Schutzeinrichtung [23] erfolgt die Beaufschlagung des Wasserdruckzylinders 1421 mit Entriegelung des Schaltstiftes 1425 durch eine der Überwachungseinrichtungen — Sicherheitsregler 1430, Hubmagnet 591; mit der Unterdrucksetzung des Triebzylinders 1421 ist auch die Umstellung der Steuerventile für Düse und Strahlablenker im Schließsinne vorzunehmen.

Die an sich nicht wünschenswerte Steuerung des Druckwassers sowie die Voraussetzung eines noch genügenden Öldruckes zur Erhaltung der Funktion der Vorsteuerungen entfällt bei Anordnungen gemäß Abb. 283 [8]. Der dauernd dem Druck der Rohrleitung ausgesetzte Kolben 1421 wird hier betriebsmäßig durch den auf dem Gegenkolben 1423 lastenden Öldruck in seiner unwirksamen Stellung gehalten und nur zur Verstellung des Strahlablenkermechanismus über Gestänge 1015 befähigt, sobald der Kolben 1425 des Hilfsventils den Abfluß aus dem Zylinderraum 1420 freigibt. Die hierzu erforderliche Verstellung des Hilfskolbens 1425 geht unter Wirkung der Feder 1426 bei Entlastung des Steuerraumes a vor sich, die bei Verschwinden des Öldruckes, bzw. Eröffnung eines vom Sicherheitspendel ge-

steuerten Nebenauslasses eintritt. Gleichzeitig mit der Entlastung des Raumes a wird über eine besondere Hilfseinrichtung die Öffnungsseite des Strahlablenkerarbeitszylinders unmittelbar — also unter Umgehung der Steuerungseinrichtungen im Regler — entlastet, so daß die

Schließbewegung ungehindert, bzw. bei vorhandenem Öldruck noch durch diesen unterstützt, vor sich gehen kann.

Zur Sicherstellung eindeutiger und beherrschter Bewegungen der Düsenadel bei Versagen der normalen Öldruckbetätigung bzw. der Reglersteuerung bedarf es einer immer im gleichen Sinne gerichteten Bewegungstendenz des Düsenverstellmechanismus, welche den entsprechenden Ausgleich der Nadelkräfte auf rein hydraulischem Wege, bzw. unter Hinzuziehung von Federkräften erforderlich macht. Derartige Voraussetzungen bestehen an sich bei Doppelregelungen mit unmittelbar gekuppelten Arbeitswerken gemäß einer Auslegung nach Abb. 194 sowie bei Anordnungen mit nur einseitiger Öldruckbetätigung bzw. Steuerung (Abb. 201). Die hydraulisch unabhängige Steuerung des Düsenverstellmechanismus im erstgenannten Fall entzieht diesen dem Einfluß irgendwelcher Störungen im Regler bzw. der Druckölherstellungsanlage. Auch für die zweitgenannte Anordnung schafft ein Versagen der Druckölversorgung die grundsätzlich gleichen Bedingungen für die unter dem Einfluß der Eigentendenz vor sich gehenden Bewegungen des Düsenverstellmechanismus wie eine betriebsmäßig herbeigeführte Entlastung des Öldruckkreises; die mit Rücksicht auf die Festlegung bestimmter Höchstgeschwindigkeiten vorgesehenen Drossleinrichtungen bleiben bei richtiger Anordnung im Zuge der Abströmung — dem Steuerventil vorgeschaltet (Abb. 205) — auch im erwähnten Störfall in Wirksamkeit.

Die Feststellung des Düsenmechanismus in seiner Lage im Augenblick der Störung kann entweder durch eine Selbststeuerung der Kupplungseinrichtung zur Handregelung (s. Abb. 154), bzw. durch druckabhängig gesteuerte Blockierventile erfolgen, die in die Verbindungsleitung zwischen Steuerventil und Arbeitszylinder eingeschaltet werden und bei ihrem Abschluß die Ölräume des Arbeitswerkes von den übrigen Regelungseinrichtungen abtrennen.

9. Sicherheitsregler.

Im vorstehenden wurde wiederholt auf übergeordnete Schutzmaßnahmen hingewiesen, die abhängig von einer eingetretenen Überdrehzahl wirksam werden sollen. Im Rahmen dieser Einrichtungen werden, insofern die Überdrehzahlen nicht elektrisch gemessen und mittels gleichartiger Steuereinrichtungen zur Wirkung gebracht werden, Drehzahlmesser notwendig, die insbesondere die Forderung nach möglichst großer freier Stellkraft zur Betätigung der angeschlossenen Einrichtungen (Klinkwerke, Schalter usw.) zu erfüllen haben, um zu einer sicheren Wirkung zu kommen. Hierzu erscheinen Pendel mit labiler Charakteristik besonders geeignet, deren Schwungkörper sich bei Eintritt einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit ω_0 (Abb. 284), in welcher eben Gleichgewicht zwischen Flieh- und Gegenkraft ($C_0 = F_0$) herrscht, von ihrer inneren, bis dahin unfreien Grenzstellung (r_0) unter dem Einfluß freier Kräfte (ΔP) nach außen verstellen, wobei letztere mit der Zunahme des Schwerpunktsabstandes von der Drehachse und der Drehzahl ansteigen. Als nutzbare Schaltarbeit steht die kinetische Energie des Schwunggewichtes der Arbeit der freien Kräfte ΔP entsprechend zur Verfügung, die, auf verhältnismäßig kurzem Stellweg entnommen, große Schaltkräfte erreichen läßt.

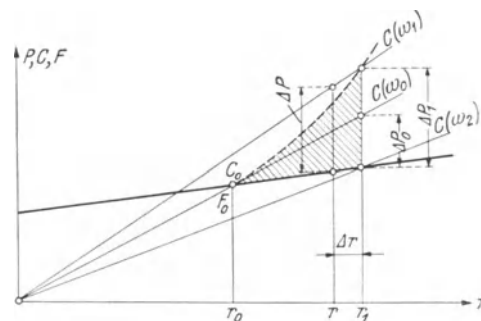


Abb. 284.

Im Gegensatz zu Pendeln mit stabiler Charakteristik erfolgt die selbsttätige Rückstellung des Mechanismus jedoch erst bei einer Drehzahl (ω_2), tiefer als jener Wert (ω_0), welcher die Auslösung verursacht hat. Dieses Verhalten muß unter Umständen beachtet werden.

Abb. 285 zeigt die Ausführung eines Fliehkraftauslösers [20], bei welchem der Fliehkörper durch eine auf einer schiefen Ebene frei bewegliche Kugel 1431 gebildet wird, deren Gewicht die ausschließliche Gegenkraft darstellt. Die Verstellung der Kugel aus ihrer inneren achsen-nahen Lage setzt ein, sobald die in der Richtung der Bahn bestehende Fliehkraftkomponente gleich der in derselben Richtung genommenen Gewichtskomponente wird, um sich gemäß dem labilen Charakter der Anordnung beschleunigt nach außen fortzusetzen. Die Schaltkraft

der Kugel wird am Ende ihrer Bewegung auf der flachen schiefen Ebene entnommen und über ein Stellzeug 1433 auf das Schaltorgan, z. B. einen elektrischen Schalter, übertragen.

Für die in Abb. 286 dargestellte Konstruktion des Sicherheitspendels [2] wird die labile Charakteristik durch die entsprechende Massenverteilung des radial geführten Schlagbolzens 1431 erreicht, der unterhalb der Auslösedrehzahl durch die Feder 1432 in seine innerste Lage gedrängt ist. Ein Klinkwerk 1433, dessen Auslösung zusätzlich durch den der Überwachung des Öldruckes

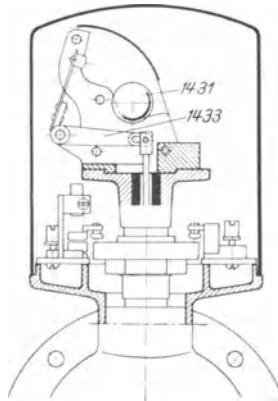


Abb. 285.

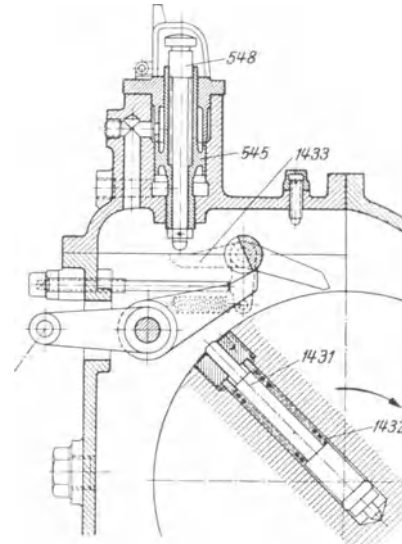


Abb. 286.

im Windkessel des Reglers dienenden Kolben 545, bzw. von Hand aus mittels des Druckstiftes 548 erfolgen kann, dient der Übersetzung der Schaltkraft. Bezüglich letzterer ist mit Rücksicht darauf, daß der sie übernehmende Mechanismus nicht dauernd im Bereich des Fliehk Gewichtes bleibt, nicht unbedingt vorauszusehen, daß hierfür das Arbeitsvermögen des ausfliegenden

Bolzens maßgebend ist. Falls der Schlagbolzen 1431 vor Durchgang durch die Schaltlage bereits seinen äußeren Anschlag erreicht, besteht als wirksame Kraft nur jene zur Rückdrängung erforderliche, deren Wert mit ΔP_1 , bzw. falls Drehzahlsteigerungen bis zum Durchlaufen der Schaltstellung nicht berücksichtigt werden, mit ΔP_0 aus Abb. 284 zu entnehmen ist. Die Erhöhung der Stellkraft kann durch Vergrößerung der Masse des Fliehkörpers bei achsen-naher Lage des Schwerpunktes erfolgen. Letztere

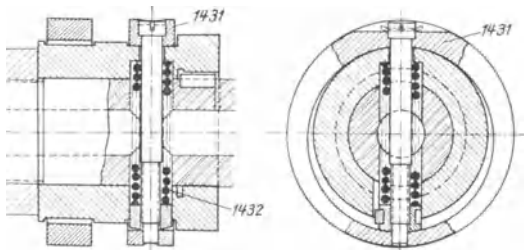


Abb. 287. (Maßstab 1:5.)

wird in einfacher Weise durch die Mittenverlagerung der zylindrischen Begrenzungsflächen des Ringes 1431 (Abb. 287) erreicht [5], welche Form der Herstellung und sicheren Beherrschung der Massenverteilung entgegenkommt. Der die Kraft der Gegenfeder 1432 auf den Fliehkörper 1431 übertragende Bolzen dient gleichzeitig der radialen Führung des Massenringes.

10. Lagerüberwachung.

Der ordnungsmäßige Zustand der Maschinenlager wird durch Temperaturwächter, bzw. für Lager mit zwangsweisem Ölumlau durch Strömungswächter überwacht. Die Inhalte von Ölbehältern werden durch Schwimmer überprüft. Beim Ansprechen der genannten Überwachungseinrichtungen wird in der Regel über Kontakteinrichtungen auf fernelektrischem Wege die Abstellung des Maschinensatzes eingeleitet. Für besetzte Kraftanlagen kann die zusätzliche Warnung bei beginnenden Abweichungen vom normalen Betriebszustand vorgesehen werden.

Abb. 288 zeigt den Aufbau eines Temperaturwächters, dessen Wirkung auf den verschiedenen Ausdehnungskoeffizienten des Fühlstabes 1441 und der ihn umgebenden Hülse 1442

beruht. Der bei Temperatursteigerungen auftretende Längenunterschied wird zur Steuerung von Kontaktschaltern benützt, die zweckmäßig durch Fallklappen- und Verriegelungseinrichtungen ergänzt sind. Der Einbau des wärmeaufnehmenden Teiles erfolgt zweckmäßig in die Lagerschale, nahe der Tragfläche.

Die unmittelbare Temperaturmessung der Welle nehmen Temperaturwächter vor, bei welchen eine mit Weichlot mit einer Schmelztemperatur von ungefähr 90° gefüllte Lötammer gegen die umlaufende Welle gepreßt wird [10].

Außer den besprochenen, in die Regelung der hydraulischen Maschinen unmittelbar eingegliederten Einrichtungen bedingt die Selbststeuerung eine Reihe zusätzlicher Maßnahmen, auf die jedoch im Rahmen dieses Werkes nur andeutungsweise eingegangen werden kann.

Automatische Niederdruckanlagen sind mit selbsttätigen Stauklappen auszurüsten, falls die Abführung der Vollwassermenge durch sonstige Vorkehrungen, wie feste Überfälle, nicht gewährleistet ist, um einerseits die Kontinuität der Wasserführung mit Rücksicht auf bestehende Wasserrechte nicht zu stören, bzw. ein Überfließen längerer Zulaufgerinne hintanzuhalten.

Mittel- und Hochdruckanlagen sind bei Vorliegen der erstgenannten Forderung mit Synchronauslässen bzw. mit der auf S. 124 gekennzeichneten Regelung auszurüsten.

Für die selbsttätige Reinigung der Einlaufrechen sind Rechenputzmaschinen vorzusehen, wobei sich für Stabilmaschinen die selbsttätige Zeitschaltung mit Einstellbarkeit der Arbeits- bzw. Stillstandsperioden bewährt hat.

Auf die zusätzlichen Ausrüstungen für selbsttätige Pumpspeicherwerke wird an anderer Stelle hingewiesen.

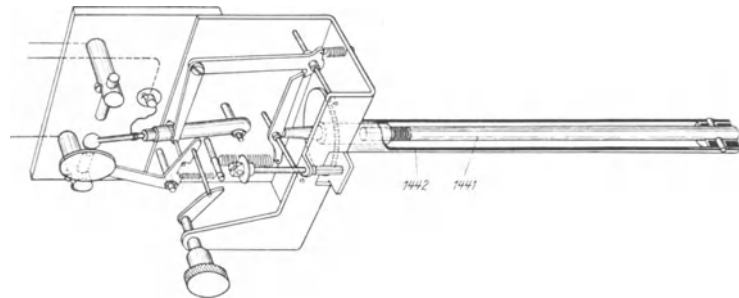


Abb. 288.

b) Elektrischer Teil.

Dem heutigen Stande der Schutztechnik entsprechend, überwachen selbsttätig arbeitende Relais mit dauernd gleichbleibender Aufmerksamkeit den Betriebszustand der zugeordneten Anlagenteile, um bei unerwünschten oder gefahrdrohenden Änderungen desselben Meldung zu geben, bzw. die zur Sicherung des Kraftwerkbetriebes erforderlichen Maßnahmen selbsttätig einzuleiten. Demgegenüber ist eine rein meßtechnische Überwachung der Anlagen an die Aufmerksamkeit des Wärters gebunden.

1. Schutzeinrichtungen.

Die Notwendigkeit des Einsatzes einer angemessenen Schutzausrüstung in jedem Kraftwerk ist daher heute allgemein anerkannt. Der Umfang ersterer ist in Anpassung an die Betriebsgestaltung und den Betriebswert der Anlage zu wählen. Für Generatoren kleinerer Leistung genügt es, einen Überstromschutz, Wicklungs- und Spannungssteigerungsschutz vorzusehen. In Kraftwerken mit größeren Leistungen der Maschineneinheiten wird der Generatorschutz noch ergänzt durch Windungs- und Gestellschlußschutz.

1. Dem *Überstromschutz* fällt die Aufgabe zu, im Falle von Kurzschlüssen im Netz oder an den Sammelschienen des Kraftwerkes den Generator vor den schädlichen Folgen einer Überlastung zu sichern. Da Kurzschlüsse im Netz durch die dort vorzusehenden selektiv wirkenden Schutzeinrichtungen abgeschaltet werden sollen, hat der Überstromschutz für die Abschaltung der Generatoren von der Fehlerstelle bei Sammelschienenkurzschlüssen zu sorgen. Um diese Unterscheidung zu ermöglichen, wird der Überstromschutz so aufgebaut, daß er bei dreiphasiger Überwachung des Generators im Störfalle die Abschaltung nur mit einer Verzögerung

veranlaßt. Die Ansprechstromstärke ist auf den 1,3- bis 1,6fachen Nennstrom der zu schützenden Einheit einzustellen; der Schaltverzug mit 7 bis 10 Sekunden. Im Falle der Abschaltung wird die Erregung der Maschine durch Einschaltung einer entsprechenden Entregungseinrichtung herabgesetzt, bzw. beseitigt.

2. Der *Spannungssteigerungsschutz* ist bei Wasserkraftwerken erforderlich, da es bei außergewöhnlichen Überdrehzahlen, etwa im Gefolge plötzlicher Entlastungen, außer dem augenblicklichen Spannungsanstieg in Höhe bis zur 1,4fachen Nennspannung zu einer zusätzlichen Spannungserhöhung infolge der Drehzahlsteigerung kommen kann¹; im gleichen Sinne können auch stark kapazitive Belastungen wirken. Als Ansprechspannung für das Wirksamwerden dieser Sicherheitsmaßnahme kommt etwa die 1,4- bis 1,5fache Nennspannung in Frage, wobei Feldschwächung oder Entregung einzuleiten ist.

3. Die Ständerwicklung von Synchrongeneratoren wird heute allgemein überwacht durch die Anordnung eines *Differentialschutzes*, bei der das Stromgleichgewicht in den einzelnen Phasen zwischen dem Nullpunkt und einem Punkt außerhalb der Maschinenwicklung, eventuell unter Einbezug des vorgeschalteten Transformators, beobachtet wird. Es ist zweckmäßig, das Differentialrelais nicht unmittelbar auf die Schalterauslösung, sondern über ein Zeitrelais mit etwa 0,5 Sekunden Laufzeit wirken zu lassen, um die Schalterauslösung nicht im Augenblick des Stoßkurzschlußstromes eintreten zu lassen.

4. Da die Empfindlichkeit des Differentialschutzes nicht so weit getrieben werden kann, daß damit die bei Gestellschlüssen auftretenden Erdströme erfaßt werden könnten, ist hierfür ein besonderer Schutz vorzusehen (*Gestellschlußschutz*). Zur Erfassung eines derartigen Fehlers kann die im Störfall auftretende und durch die Spannungsverlagerung bedingte Nullspannung herangezogen werden, falls Generator und Transformator als selbständige Einheit zusammengefaßt werden. Bei Sammelschienenanschluß der Generatoren hingegen müssen wattmetrische Relais mit hoher Ansprechempfindlichkeit (0,2% des Nennstromes) zur Anwendung kommen, die Nullstrom und Nullspannung messen. Die Abnahme der Nullspannung erfolgt zweckmäßig über einen eigenen Transformator (Gestelldrossel).²

5. Fehler innerhalb einer Phase erfaßt der *Windungsschlußschutz*, bei welchem die Primärspannungen des Generators über einen besonderen kleinen Transformator, die Stützdrossel [20], entnommen und sekundär über ein Spannungsrelais mit vorgeschalteter Siebkette zur Unterdrückung der Oberwellen überwacht werden.

6. Als Transformatorschutz findet heute der *Buchholzschutz* weitgehendste Anwendung, der beim Auftreten der ersten Fehlererscheinung eine Warnmeldung, bei Ausbreiten der Störung die Abschaltung der gefährdeten Gruppe veranlaßt.

Die eigentliche Schutzeinrichtung leitet die Abschaltung, gegebenenfalls auch die Stillsetzung der Antriebsmaschine, die Entregung des Generators¹ und eventuell die Brandlöschung als Sicherheitsmaßnahme ein.

2. Fehlermeldung.

Besondere Gefahrmeldeanlagen dienen zur leichten Feststellung einer Störung. Für deren Auslegung wird der Grundsatz beachtet, daß innerhalb der gestörten Anlage für jede, durch besondere Schutzrelais erfaßte Störung mit dem Ansprechen der Wächter für den Schutz gleichzeitig auch die Art des Fehlers übersichtlich gemeldet wird. Handelt es sich in einer Anlage nur um eine geringere Anzahl derartiger Meldungen, so werden innerhalb der Schutzrelais Meldezeichen eingebaut, da in diesem Falle die Ermittlung des Fehlerortes keine besonderen Schwierigkeiten bereitet. Bei größerem Umfange der Meldeanlage verwendet man sehr häufig besondere Melde-relais, die als Fallklappen oder auch als Relaisanordnung in Verbindung mit Lichtmeldungen durchgebildet sind. Zur Steigerung der Übersichtlichkeit werden die Melderelais häufig in der Nähe der Schutzrelais angeordnet, die Meldungen jedoch in besondere Meldetableaus mit der

¹ S. zweiter Teil, Abschnitt C.

² Bei Anschluß dieser an die Sammelschienen genügt eine einzige Gestelldrossel für mehrere Maschinen.

erforderlichen Anzahl von Feldern in die Warte übertragen. In Verbindung mit dem Erscheinen einer Meldung erfolgt stets auch ein akustischer Alarm, der auf das Auftreten des Fehlers besonders aufmerksam macht. Auf die Art der Störung weist die optische Meldung am zentral angeordneten Meldetableau hin. Hierbei ist Vorsorge getroffen, daß das akustische Signal sofort abgestellt, die Meldung hingegen nicht quittiert werden kann, solange der Fehler ansteht.

Außer den Störungsmeldungen selbst werden durch die Meldeanlage auch die zur Sicherung der Maschineneinheiten im Falle von Fehlern ergriffenen selbsttätigen Maßnahmen angezeigt.

c) Anwendung auf Großregleranlagen.

Bei Regelungseinrichtungen für Großkraftanlagen findet trotz dauernder Besetzung letzterer aus Gründen, die in der Einleitung des vorhergehenden Abschnittes dargelegt wurden, die Selbststeuerung weitgehend Anwendung nicht nur zur Überwachung, sondern auch zur Vereinfachung der Bedienung. Die hierzu verwendeten Hilfsschaltungen können im wesentlichen den Ausführungen des Abschnittes b) entnommen werden.

Regler von 4000 bis 5000 mkg Arbeitsvermögen können in enger Anlehnung an die Bauart der reihenmäßigen Normalregler durchgebildet werden. Hierzu sei auf den Windkesselregler 3500 mkg (Abb. 161) [23] sowie auf Abb. 289 [8] verwiesen, welche letztere die Ausführungsform

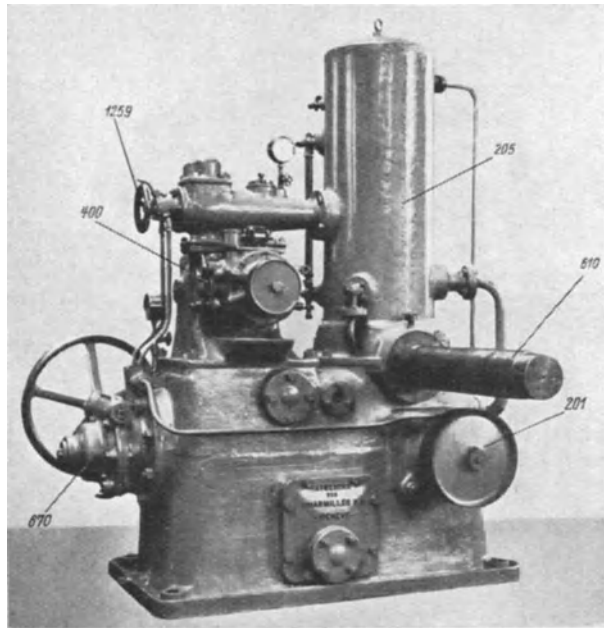


Abb. 289.

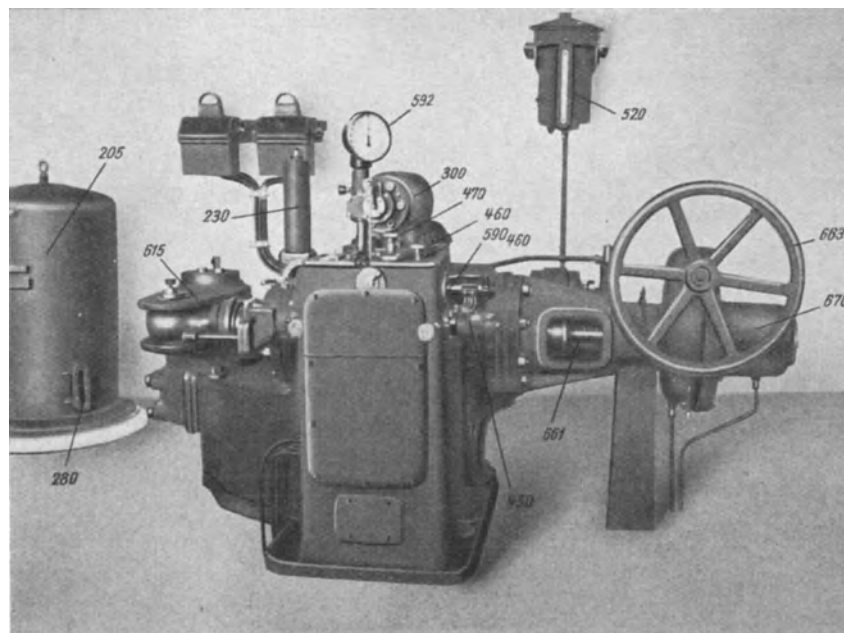


Abb. 290.

eines Windkesselreglers mit dem gleichen Arbeitsvermögen vermittelt. Hierbei hat das Einheitssteuerwerk Abb. 107, gegebenenfalls mit elektrischem Antrieb des Führungsmechanismus, Verwendung gefunden. Steuerventil und Handregelung decken sich in ihren Ausführungen mit

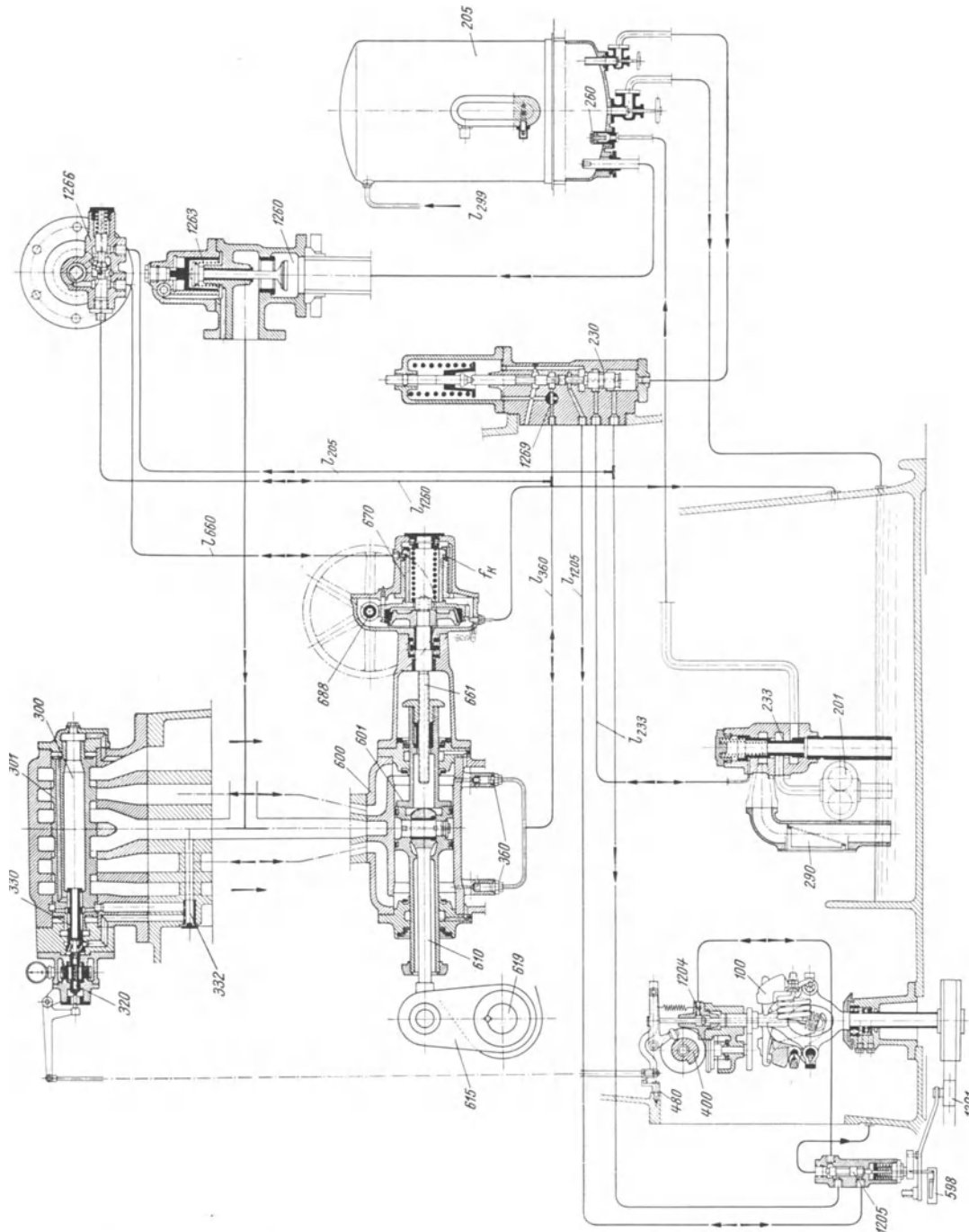


Abb. 291. Schema (gezeichnet für Betrieb).

den Darstellungen der Abb. 88, 154, während das Triebwerk (Differentialkolben und Lenkerantrieb) grundsätzlich übereinstimmend mit Abb. 156 ausgelegt ist. Auf dem als Ölbehälter dienenden Reglerkasten ist der Windkessel 205 angeordnet. Weitgehende Anwendung hat die Selbststeuerung im Rahmen der Überwachungs- und Schalteinrichtungen gefunden:

- a) Pendelmotorüberwachung (s. S. 69).

b) Selbsttätige Wechselschalteneinrichtung mit Überwachung der ordnungsgemäßen Funktion der Pumpe (s. S. 174).

c) Befehlssteuerung für die Umstellung der Regelung von selbsttätigem Betrieb auf Handregelung bzw. umgekehrt (s. S. 174).

Windkesselregler 3000 mkg [2], Sonderausführung mit vertikalachsigem Pendel (Abb. 290, 291).

a) Getrennt aufgestellter Druckspeicher 205 (Betriebsdruck 18 bis 20 at), versorgt durch elektromotorisch angetriebene Zahnradpumpe 201 über Wechselventil 233, letzteres gesteuert vom Schaltventil 230 (Abb. 260).

(Überwachung des Speicherdruckes mit Einleitung des Reglerschlusses bei zu weitem Absinken desselben, druckabhängige Steuerung des selbsttätigen Absperrventils 1260, der Handregelungskupplung 670 sowie Steuerung der Umlaufventile 360, Befehlssteuerung für Übergang von automatischem Betrieb auf Handregelung und umgekehrt [s. S. 175].)

b) Steuerventil 300 mit doppelter Vorsteuerung, Ausführung gemäß Abb. 79; Drehtrieb des Vorsteuer-(Schwebe-) Kolbens 330, Vorsteuerung mit Drucköl aus der Hauptleitung betrieben (Blendeneinsatz 332 zur Abstimmung der Vorsteuergeschwindigkeiten).

c) Konussteuerwerk 400 mit nachgiebiger mechanischer Rückführung (Abb. 99), Einstellbarkeit des dauernden Ungleichförmigkeitsgrades 450, Schließgeschwindigkeitsbegrenzung 480, Öffnungsbegrenzung 470, erweitert zur Betätigung durch eine Fernschwimmervorrichtung entsprechend Abb. 116. Pendelriemenbruchsicherung durch Fühlrolle 1201 auf Abstellvorrichtung 1205 (Abb. 246) wirkend; leicht zugängliche Unterbringung der Steuereinrichtung in einem geräumigen Schrank.

d) Triebwerk 600, doppelseitig gesteuert (s. a. Abb. 130), Hohlkolben 601, Lenkertrieb 610; Umlaufventile 360 selbstgesteuert.

e) Handregelung mit feststehender Steilgangspindel 661, Schneckentrieb 688 und selbsttätig gesteuerter Kupplungseinrichtung 670 (Ausbildung gemäß Abb. 155).

Sämtliche Anzeigeeinrichtungen und Schaltergriffe sind örtlich zusammengefaßt (Steuerstand Abb. 292).

Durchflußregler 13000 mkg, langhubige Sonderbauart [17].

a) Mehrfachzahnradpumpe (drei Arbeitspumpen: 13,4 l/sek, 4,5 l/sek, 0,75 l/sek und Vorsteuerpumpe), elektromotorisch angetrieben als getrenntes Aggregat (Abb. 293). Gesteuerte Sicherheitsventile mit gestaffeltem Höchst- druck (s. a. Abb. 46).

b) Steuerventil 300 mit doppelter Vorsteuerung, letztere in hintereinandergeschaltetem Durchfluß (s. a. Abb. 80); Drehtrieb 390 für Vorsteuer- (330) und Hauptkolben 301.

c) Kastensteuerwerk 400 gemäß Abb. 97 mit mechanischer nachgiebiger Rückfüh-

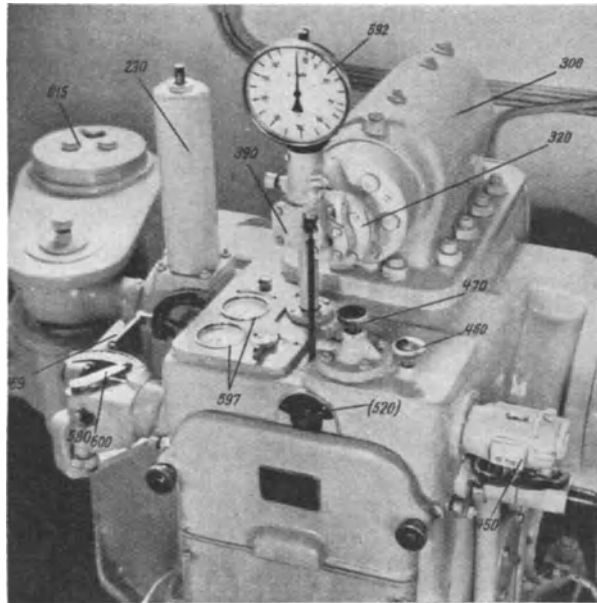


Abb. 292.

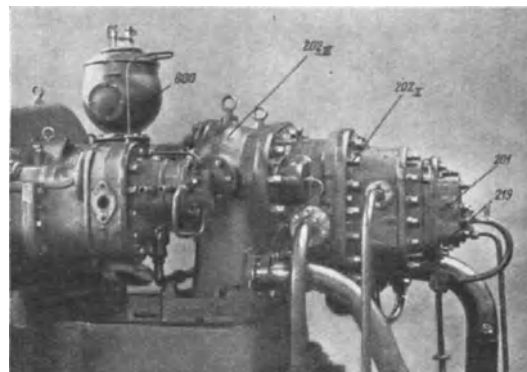


Abb. 293.

rung; letztere abgeleitet von der Handregelungsspindel über Schraubengetriebe und Flachgewindetrieb. Antrieb des horizontalen Pendels über Leitrollen von der vertikalen Turbinenwelle aus.

d) Doppelseitig gesteuerter Arbeitskolben, über Kreuzkopf und Lenker den Regulierung einseitig antreibend.

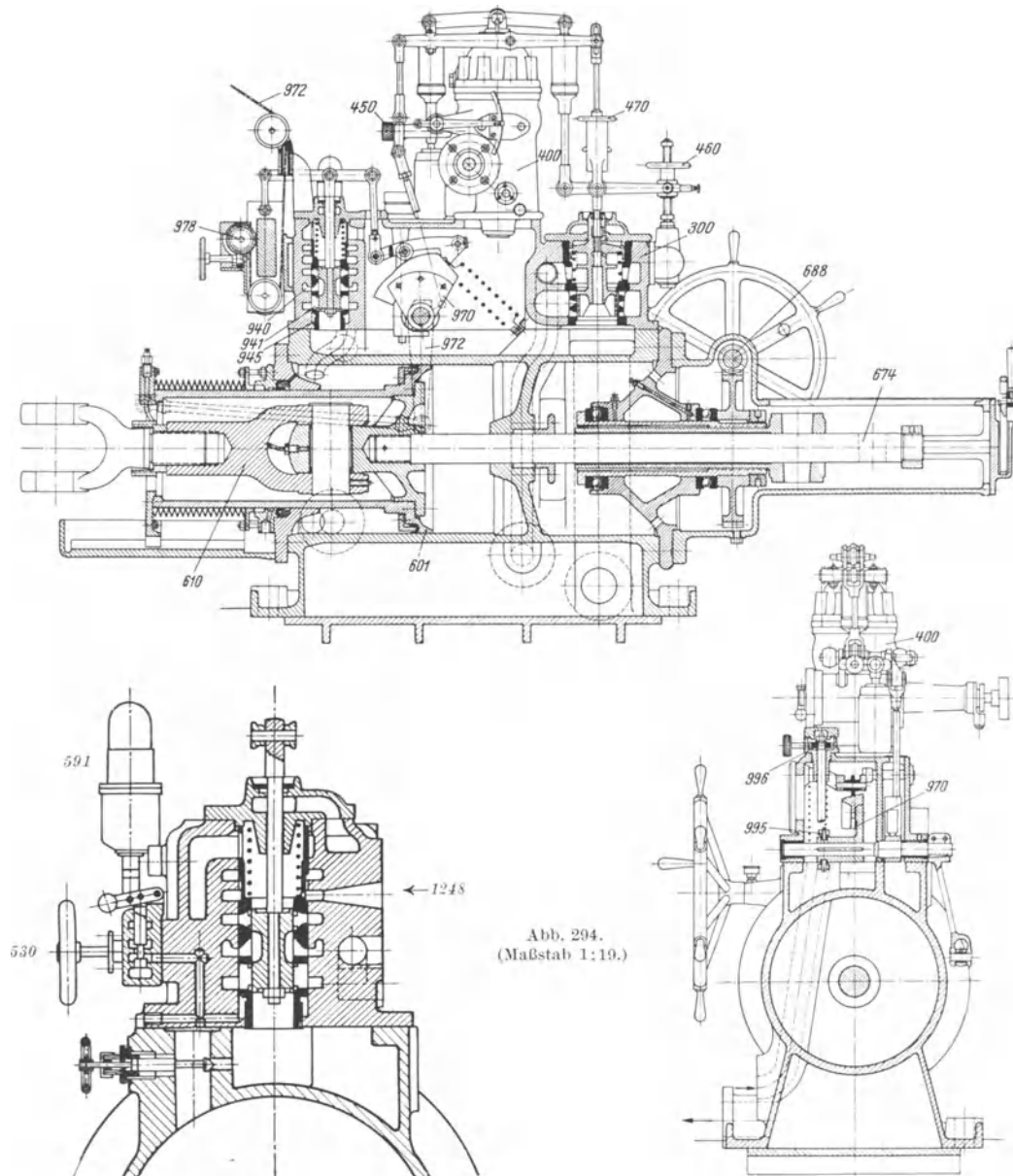


Abb. 294.
(Maßstab 1:10.)

e) Mechanische Handregelung — für Montage und Anlauf — als Spindeltrieb mit nachgeschalteter Schneckenübersetzung ausgelegt, Kupplungseinrichtung ähnlich Abb. 145.

f) Besondere Ausrüstung: Sicherheitsantrieb des Fliehkraftpendels durch betriebsmäßig übersynchron getriebenen Asynchronmotor.

Ferngesteuerter Schnellschluß, auf den Vorsteuermechanismus zum Hauptsteuerventil wirkend.

Sicherstellung der Druckölversorgung bei Ausbleiben der Spannung zum Pumpenantriebsmotor durch Schwungrad im Antrieb.

Ölkühler, Filteranlage nach Abb. 65.

Windkesselregler 3000 mkg mit Laufradzusatzsteuerung [11] (Abb. 294, 295).

a) Getrennt angeordneter Druckspeicher zur Belieferung beider Regelkreise, versorgt durch elektromotorisch angetriebene Zahnradpumpe; Wechselschalteneinrichtung gemäß Abb. 51.

Leitradsteuerkreis.

b1) Steuerventil 300 mit Mehrfachüberströmung für einseitige Steuerung, einfach vorgesteuert.

c1) Einheitssteuerwerk 400 nach Abb. 103, Einstellbarkeit der dauernden Ungleichförmigkeit 450, Öffnungsbegrenzung 470 und Drehzahlverstellung 460; Pendelriemenbruchsicherung nach Abb. 77.

d1) Differentialkolbentrieb 601 mit Lenkerübertragung 610 (s. S. 86).

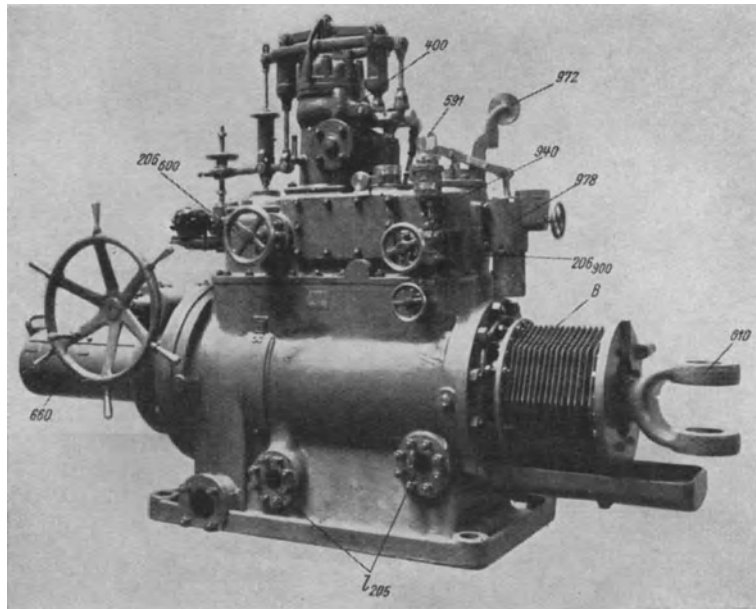


Abb. 295.

e1) Handregelung mittels Spindel- und Schneckentrieb 688, Steckkupplung 674 (s. a. S. 92).

Laufradsteuerkreis.

b2) Steuerventil 940 mit unmittelbar betätigtem Steuerkolben 941.

c2) Einfache Abhängigkeitssteuerung über Kurve 970, letztere über Gestänge vom Leitapparatarbeitskolben 601 bewegt; Rückführung über Seilzug 972 vom Laufradservomotor aus. (Die gegenseitige Stellung von Leit- und Laufrad kann durch Änderung der wirksamen Seillänge über Trieb 978 beeinflusst werden.)

f) Besondere Ausrüstung: Steuerungsglied 970, als Kurvenwalze zur Änderung der beharungsmäßigen Zuordnung von Leit- und Laufrad ausgebildet; Verschiebung über Hebelgestänge 995 und Schneckentrieb 996. Sicherheitsschnellschluß der Laufschaufeln mittels Notpumpe durch gesteuerte Verstellung der Büchse 945 des Laufschaufelsteuerventils 940. (Mit Abfall des Hubmagneten 591 wird der gesteuerte Raum unter der Laufbüchse 945 entlastet und diese unter Federwirkung nach abwärts verstellt, wodurch die Notpumpe (1248) auf die Schließseite des Laufradarbeitswerkes geschaltet wird, während die Öffnungsseite des letzteren gleichzeitig Abströmung erhält.)

Regleranlage für 50000 mkg mit Steuerregler [8]; Auslegung nach Form 2 (Abb. 296).

a) Druckölbereitstellung durch Speicher 205, betriebsmäßig versorgt durch mechanisch angetriebene Zahnradpumpe 201, Wechselschaltung über gesteuertes Sicherheitsventil 220 (An-

ordnung Abb. 45); elektromotorisch angetriebene Hilfspumpe 1212 mit selbsttätiger druckabhängiger Ein- und Ausschaltung; bei abnormal sinkendem Druck im Speicher 205 zunächst Verstellung des Hauptsteuerventils 300 im Schließsinne, ferner Schluß des selbsttätigen Ab-

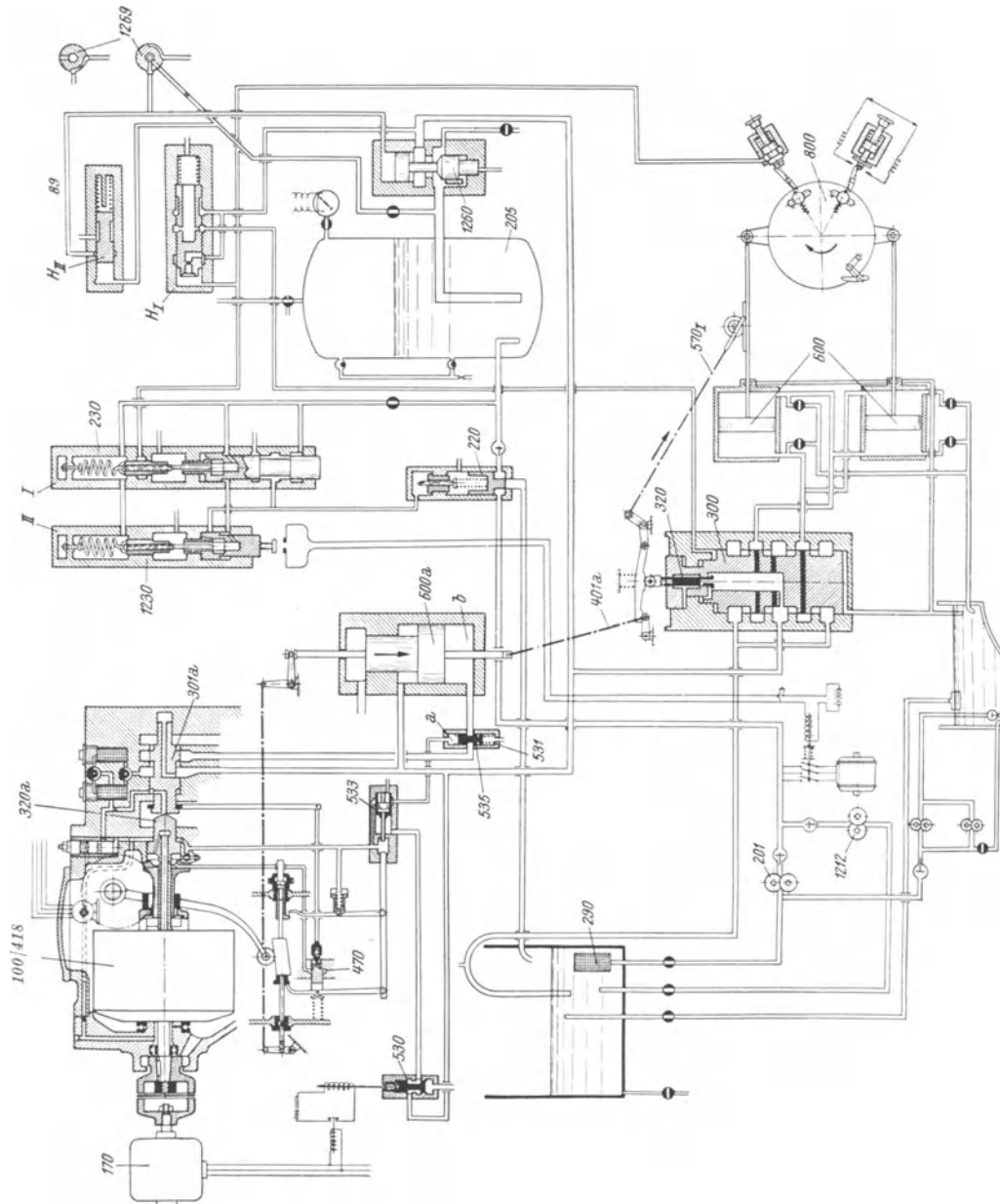


Abb. 296. Schema (gezeichnet für Betrieb).

sperrventils 1260 (s. S. 172); Handschaltung 1269 zu letzterem. Druckluftversorgung des Windkessels 205 durch handgeschalteten Kompressor.

b) Steuerregler mit Einheitssteuerwerk nach Abb. 107, elektromotorischer Pendelantrieb 170 überwacht nach Abb. 109; Differentialarbeitskolben 600a, über Normalventil 301a (Abb. 88) gesteuert.

Leitapparatsteuerkreis: Hauptsteuerventil 300 einfach vorgesteuert, Ausführung gemäß Abb. 90, über Gestänge 401a primär verstellt vom Steuerreglerarbeitskolben 600a, rückgeführt über Getriebe 570_I (s. a. S. 87, Abb. 134) von den Bewegungen der Hauptarbeitskolben 600.

c) Antrieb des Regelringes zum Leitapparat durch zwei gegenläufig bewegte Arbeitswerke 600.

e) Besondere Ausrüstung: Doppelsicherheitspendel 800 zur Einleitung des Schlusses des Reglers bzw. der Einlaßschütze bei 40% bzw. 60% Überdrehzahl.

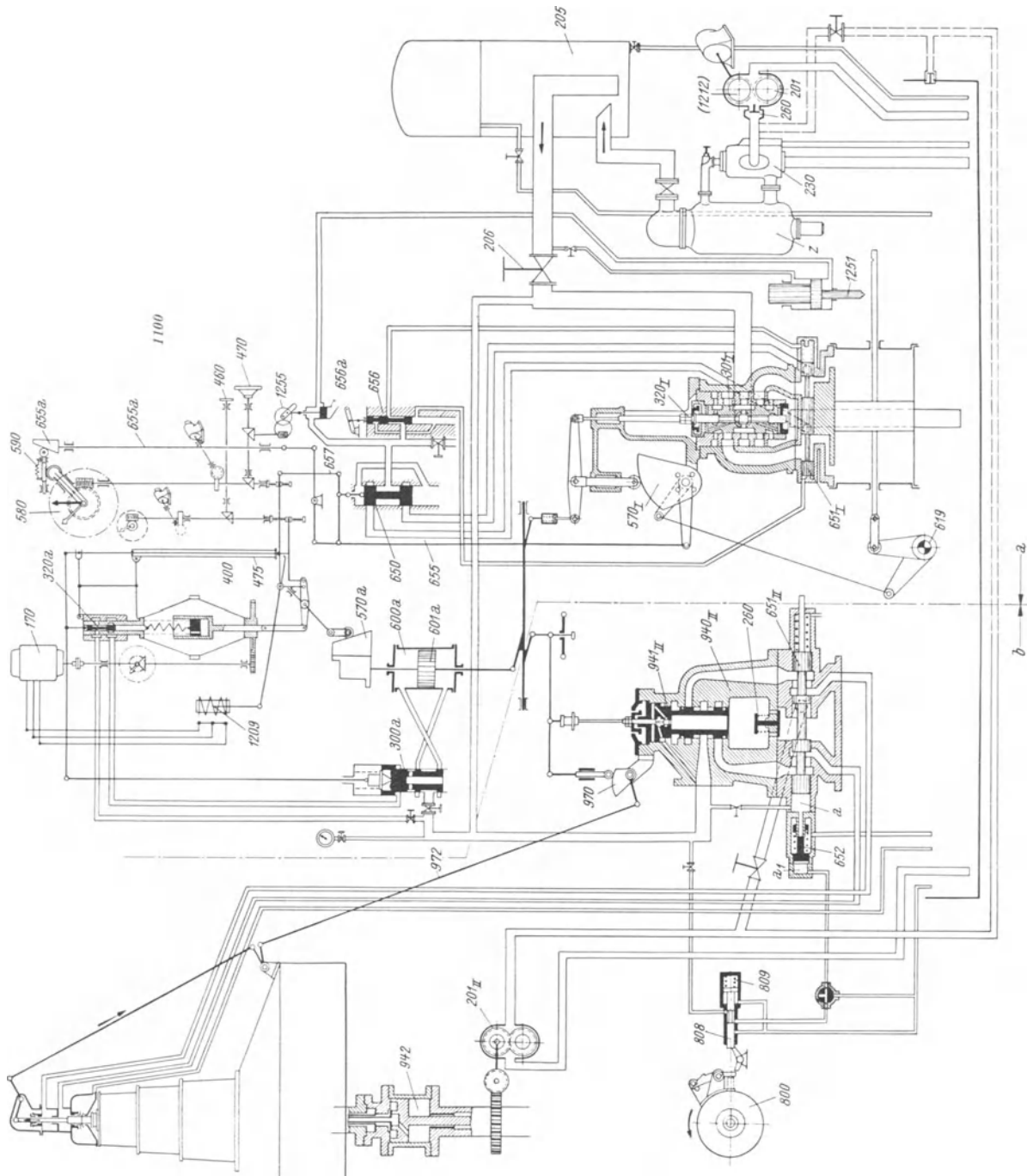


Abb. 297. Schema (gezeichnet für Betrieb).

Regleranlage für 15 000 mkg mit Kastensteuerregler [23] (Schema 297 a).

a) Druckspeicheranlage versorgt durch die elektromotorisch getriebene Zahnradpumpe 201; Wechselschalteneinrichtung mit Zwischenbehälter 230, Z, gemäß Abb. 49; Windkesselabsperrventil 206 handbetätigt.

b) Steuerregler 1100 mit erweitertem Einheitssteuerwerk 400, Hilfssteuerventil 300a und Arbeitswerk 600a (s. S. 153); elektromotorischer Pendelantrieb 170 mit Spannungsüberwachung 1209.

Leitapparatsteuerkreis:

Hauptsteuerventil 301_I (s. a. Abb. 74), einfach vorgesteuert, primär verstellt vom Steuerreglerarbeitskolben $601a$, rückgeführt über Kurventrieb 570_I vom Hauptarbeitswerk (Regelwelle 619).

c) Zweiseitiger Regelringantrieb durch doppelseitig gesteuerte und getrennt angeordnete Arbeitswerke (Hohlkolben mit Lenkerantrieb, s. Abb. 133).

d) Hydraulische Handsteuerung mit Betätigung über die Öffnungsbegrenzung (s. S. 95); handgesteuerte Verriegelung 1251 des Leitapparates in der Schlußstellung mit Sicherheitsperrung 1255 (s. S. 152).

Doppel- (Kaplan-Turbinen-) Regelungseinrichtung [23] mit Steuerregler, Form 3.

Leitapparatregelung: Arbeitsvermögen 6 000 mkg, Laufradregelung: 13 000 mkg (Schema Abb. 297 a und b).

a) Druckspeicher 205 gemeinsam für beide Regelkreise, beliefert durch die starr von der Turbinenwelle aus angetriebenen Zahnradpumpe 201_{II} über Wechselventil 230 und Zwischenbehälter Z (s. S. 30). Parallelgeschaltete Anlaßpumpe (1212) mit elektromotorischem Antrieb; Druckölversorgungsanlage einschließlich Ölbehälter als selbständige Gruppe (s. Abb. 59).

Leitradregelkreis.

b 1) Hauptregelventil 301_I , einfach vorgesteuert, Ausführung gemäß Abb. 75, primär vom Steuerreglerarbeitskolben $601a$ verstellt, rückgeführt über Kurvenscheibe 570_I .

c 1) Zweiseitiger Regelringantrieb durch doppelseitig gesteuerte und getrennt angeordnete Arbeitswerke.

Laufradaufregelkreis:

b 2) Hauptschaltventil 940_{II} , einfach vorgesteuert (Bauart Abb. 81), primär vom Steuerreglerarbeitskolben $601a$ verstellt, rückgeführt über Gestänge 972 vom Laufradservomotor-kolben über Kurvenscheibe 970 . Rückschlagventil 260 zur Verhinderung der Entleerung der zum Laufradarbeitszylinder 942 aufsteigenden Ölleitungen.

c 2) Laufradarbeitszylinder 942 zwischen Generator und Turbinenwelle geflanscht.

d) Besondere Ausrüstung: Sicherheitsabstellung auf Schluß des Laufrades wirkend — Umschaltventil 651_{II} , Sicherheitspendel 800 , Schaltventil 808 .

(Mit Auslösung der Unterstellung des Schaltstiftes 808 geht dieser unter Wirkung der Feder 809 in eine Lage, in welcher Raum a_1 entlastet wird, wodurch die Abströmung aus dem über Drosselstift 652 mit Drucköl versorgten Raum a eintritt. Hierdurch verschiebt sich der Umschaltkolben 651_{II} in die andere Endlage mit Abtrennung der Ölleitungen Laufradarbeitszylinder—Hauptsteuerventil sowie Anschaltung der „Zu“-Leitung an die starr angetriebene Pumpe und der „Auf“-Leitung an die Abströmung.)

Kaplan-Turbinenregelung mit getrennten Steuerkreisen und Ölsystemen für Leit- und Laufradregelung 45 000/105 000 mkg (Form 5) Abb. 298 [11].

a) Besondere Druckspeicher für Leit- und Laufradregelkreis, Versorgung dieser (205_I , 205_{II}) durch getrennte Zahnradölpumpen: 201_I mit starrem Antrieb von der Turbinenwelle aus, 1212 (gleichzeitig Anlaßpumpe) durch Elektromotor; Verbrauchsschaltung gemäß Abb. 51; von Hand ausschaltbare Verbindungsleitung 1240 zwischen den Windkesseln 205 sowie der Notpumpe 1248 .

b) Leitapparatsteuerung:

Leitradvorsteuerkreis: Einheitssteuerwerk $400a$ nach Abb. 103, Pendelantrieb 165 starr von der Turbinenwelle aus, Steuerventil $300a$ und Hilfsarbeitskolben $600a$ (s. S. 157).

Leitapparatregelkreis: Leitradsteuerventil 300_I (s. a. Abb. 84), getrennt aufgestellte Arbeitszylinder 600_I für doppelseitigen Regulierantrieb, starre Rückführung über Gestänge 570_I .

c) Laufradsteuerung:

Vorsteuerkreis: Einheitssteuerwerk $400b$ nach Abb. 104, Steuerventil $300b$, Verzögerungssteuerung 980 nach Abb. 190, Hilfsarbeitswerk $600b$ (s. Abb. 244).

C. Maßnahmen für die Selbststeuerung des Anlaufes und Drehzahlableses.

1. Anlaufformen.

Bei der Auswahl der günstigsten Form der Inbetriebnahme örtlich selbstgesteuerter oder fernbedienter Anlagen spielt eine entscheidende Rolle die Frage, ob in der Anlage ein Energiespeicher besteht, der die für den hydraulischen Anlauf erforderliche Anfahrleistung für den ersten Maschinensatz zur Verfügung stellen kann. Andernfalls kommt der rein *elektrische* Anlauf in Frage, der jedoch die Anwendung von Asynchrongeneratoren bzw. entsprechend gedämpfter Synchronmaschinen voraussetzt. Das Hochfahren der Gruppe geschieht hierbei durch grobes Anlassen des als Motor arbeitenden Generators unter Anlegung einer Teilspannung, wobei die Stillstandsmomente der Maschinengruppe ausschließlich durch das elektrische Anfahrmoment überwunden werden. Die Beaufschlagung der Turbine wird in Abhängigkeit von der angenäherten Erreichung der Nenndrehzahl eingeleitet.

Da der Einsatz der Maschineneinheiten zur Stromlieferung praktisch stets mit dem Anfall einer erhöhten Netzbelastung zusammenfällt, so stellen die elektrischen Anfahrvorgänge eine unerwünschte Beanspruchung des Systems dar. Günstiger hinsichtlich letzterer liegt der *gemischte* (elektrisch-hydraulische) Anlauf. Hierbei wird ein Teil des Anfahrmomentes durch den (Asynchron-) Generator, der Rest durch die Turbine aufgebracht. Durch den im Läufer zunächst eingeschalteten Widerstand wird der Selbstanlauf der Maschinengruppe verhindert sowie die Stromaufnahme des Generators auf zirka 60% des Nennstromes begrenzt. Die Überführung des hochlaufenden Maschinensatzes in den betriebsmäßigen Zustand mit kurzgeschlossenenem Läufer erfolgt durch Überbrückung des Widerstandes im Läuferkreis bei angenähert synchroner Drehzahl.

Als überwiegend angewendete Form hat sich jedoch unter der eingangs erwähnten Voraussetzung jene durchgesetzt, bei der die Anlaufleistung von der *hydraulischen* Seite der Gruppe aufgebracht wird; auf die von der Wahl der Maschinengattung und damit vom Zuschaltverfahren abhängigen Maßnahmen zur Steuerung der Drehzahl während des Anlaufes wird später näher eingegangen.

2. Wahl der Maschinengattung.

Während sich die Asynchronmaschine für motorische Antriebe eindeutig durchgesetzt hat, insbesondere der einfachen Drehzahlregelung halber, hat sie generatorisch nur eine beschränkte Anwendung gefunden. Als Grund hierfür ist in erster Linie die Tatsache anzusehen, daß ohne zusätzliche Mittel der Erregerstrom aus dem Netz genommen werden muß, was dieses, bzw. die für die Aufbringung der Blindlast vorhandenen Synchronmaschinen belastet. Es kann diesem Übelstand wohl durch Anwendung besonderer Erregermaschinen,¹ die im Hauptschluß selbst- oder fremderregt geschaltet werden können, entgegengetreten werden, wobei im letzteren Falle auch die Regelmöglichkeit der Blindstromlieferung wie bei Synchronmaschinen durchführbar ist. Hingegen stellt die Kollektorhintermaschine betriebstechnisch keine Vereinfachung gegenüber der Gleichstromerregermaschine des Synchrongenerators dar. Bei den verhältnismäßig langsam laufenden Wasserturbinen führt der unmittelbare Antrieb durch letztere zu unwirtschaftlichen Auslegungen, so daß in der Regel der elektromotorische Antrieb der Erregermaschine vorzuziehen sein wird.² Als weiterer Nachteil der Asynchronmaschine fällt in der Regel der Umstand an, daß sie nicht allein betrieben werden kann, sondern entweder vom Netz in Takt gehalten werden muß oder die Anwendung eines besonderen Taktgebers innerhalb des

¹ Die Aufbringung des Erregerstromes wenigstens für die Eigenerregung kann auch mittels Kondensatoren erfolgen, jedoch ist hierbei die Regelung wesentlich schwieriger.

² Im Zusammenhang mit den Ausführungen des Abschnittes B., b) sei hierbei auf eine Maßnahme verwiesen, die bei Spannungseinbrüchen infolge von Kurzschlüssen den Weiterbetrieb des Erregermaschinensatzes sicherstellt (47). Hierzu wird in den Sternpunkt des Generators die Primärwicklung einer Drossel mit kleiner Hauptreaktanz geschaltet; der an letzterer infolge der Kurzschlußströme auftretende Spannungsabfall wird einer Sekundärwicklung entnommen, die im vorgenannten Störfall die Speisung des Umformermotors übernimmt.

Kraftwerkes erfordert. Letztere Bestrebungen sind über die ersten Ansätze nicht hinausgekommen. Für kleinere Wasserkraftquellen hingegen, die, stets im Parallelbetrieb stehend, das durch die jeweils anfallenden Wassermengen gegebene Leistungsarbot in elektrische Energie umzusetzen haben, bietet die Asynchronmaschine in der Form des einfachen Kurzschlußläufers bei geringstem Aufwand an Mitteln zur Betriebsführung die Möglichkeit wirtschaftlichen Ausbaues. Bestechend für die Anwendung des Asynchronbetriebes, insbesondere bei ferngesteuerter Führung desselben, ist die Einfachheit der Betriebsausrüstung. Fernbetriebs- und Selbststeuertechnik haben jedoch auch für die Synchronanlage alle Hilfsmittel für die Betriebsgestaltung bei örtlicher oder fernbedienter Betriebsbeeinflussung geschaffen, so daß sich die Synchronanlage mit ihren bekannten Vorteilen wieder entscheidend durchsetzen konnte. Nur verlangt die Stabilität des Parallelbetriebes in seiner heutigen Form mit gewöhnlich weit auseinanderliegenden Kraftwerken eine gute Spannungshaltung durch Anwendung selbsttätiger Spannungsschnellregelungen sowie reichliche Bemessung der Nennleistung der Erregermaschinen.¹ Eine Verbesserung der Bedingungen für den Parallelbetrieb ergibt die Fremderregung der Erregermaschinen durch kleine Hilfserrergemaschinen oder aus Batterien, wobei ein weiter Regelbereich ermöglicht und somit den Anforderungen bei stark schwankender Blindbelastung Rechnung getragen werden kann.²

3. Selbsttätige Anlaufsteuerungen

für den hydraulischen Teil werden zur Verwirklichung eines gesetzmäßigen Verlaufes des Drehzahlanstieges durch Steuerung der Beaufschlagung während des Anlaufes selbstgesteuerter Anlagen notwendig. Sie haben die Beschleunigung des Maschinensatzes während der Anlaufperiode in den gewünschten Grenzen zu halten, andererseits für eine der vorgesehenen Art der Parallelschaltung entsprechende Veränderung der Drehzahl innerhalb des Zuschaltbereiches zu sorgen. Während für die Zuschaltung von Asynchronmaschinen, bzw. die Grobschaltung³ von Synchronmaschinen der genügend langsame Durchlauf der Maschinendrehzahl durch den entsprechend den betriebsmäßig vorkommenden Frequenzen festgelegten Bereich um die Nennfrequenz genügt, erfordern die Fein- und Schnellsynchronisierverfahren — letztere in Anwendung auf große Maschineneinheiten — einen Frequenzabgleich, also die Einsteuerung der Maschinendrehzahl in die der Periodenzahl des Netzes entsprechende.

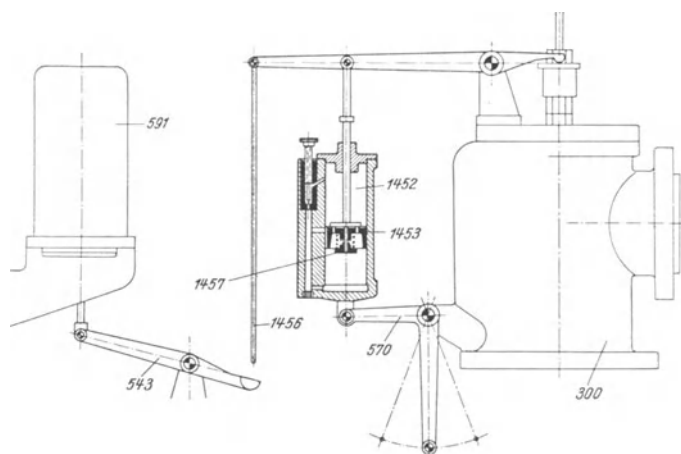


Abb. 299.

1. *Durchlaufsteuerungen.* In grundsätzlicher Übereinstimmung mit einer Öffnungsbegrenzung arbeitet die in Abb. 299 dargestellte Einrichtung [23], bei welcher die Geschwindigkeit der Leitschaufelverstellung durch die Sinkgeschwindigkeit des Ölbremsskolbens 1453 bestimmt wird, nachdem die vorgesehene Rückführung 570 des Ölbremsskolbens 1452 die eindeutige Zuordnung von Leitschaufel- und Ölbremsskolbenstellung vornimmt. Die Wirkung der Vorrichtung wird durch Beseitigung der Unterstellung 543 des Bremsskolbens 1453 mit Unterspannungssetzung des Magneten 591 eingeleitet. Mit Erreichung der der Volleröffnung des Leitapparates entsprechenden Lage erscheint der Einfluß dieser Steuerung schließlich zur Gänze ausgeschaltet; eine zusätzliche Überströmung an der Ölbremse bewirkt eine Erhöhung der Sink-

¹ Die Erregermaschine muß in der Lage sein, bei Nennstrom eine Spannungssteigerung von 40 bis 60% über die bei Nennleistung des Generators erforderliche Erregung zu ermöglichen.

² Systeme mit Kabelübertragungen, bzw. Höchstspannungsnetze können unter Umständen Gegenerrregung erfordern.

³ S. S. 217.

geschwindigkeit nach Zurücklegung des für Anlauf und Parallelschaltung bestimmten Hubes und ermöglicht eine erhöhte Belastungsgeschwindigkeit des Maschinensatzes.

Die Rückstellung der Vorrichtung in ihre Anlauflage und damit der Schluß des Reglers werden durch Entspannung des Magneten 591 ausgelöst. Um die Wirkung der Rückführung und damit den allmählichen Übergang in die Schlußlage auszuschalten, also einen Schnellschluß zu erzielen, wird der Überströmwiderstand der Ölbremse bei Verstellungen im Schließsinne durch das Rückschlagventil 1457 überbrückt.

Die gleichartige Auswirkung der in einem Sinne fortschreitenden Verstellung des Ölbremsemechanismus bringt eine beschränkende Abhängigkeit der Anlaufgeschwindigkeit mit sich, insofern als die Einstellung der Ölbremse entsprechend der Durchlaufgeschwindigkeit der Drehzahl durch die synchrone gewählt werden muß.

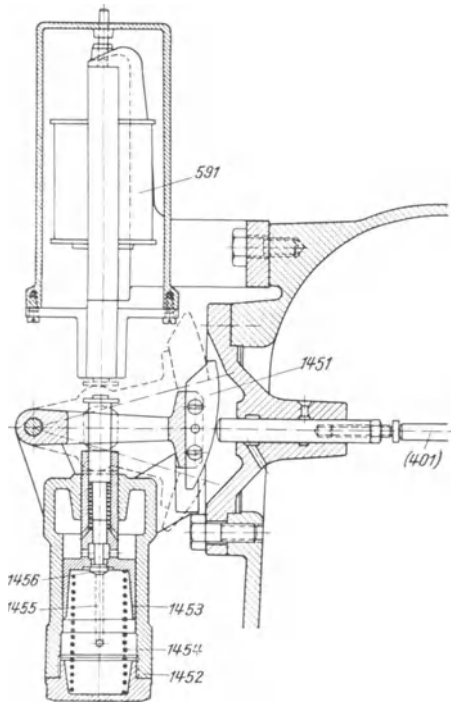


Abb. 300. (Maßstab 1:5.)

Wenn auch die Abnahme des Antriebsmomentes sowie die Zunahme der Verluste mit steigender Drehzahl die Verhältnisse während der Zuschaltung bei gleichbleibender Verstellgeschwindigkeit der Steuerung begünstigen, so kann dennoch zur Erzielung kurzer Anlaufzeiten die Beschränkung eines relativ langsamen Drehzahlanstieges auf den Bereich um die synchrone wertvoll sein. Um größtmögliche Anfahrbeschleunigung mit langsamem Durchlaufen des Parallelschaltbereiches zu verbinden, kann etwa, wie in Abb. 300 [2] dargestellt, die beschriebene Einrichtung durch Einschaltung eines Kurventriebes 1451 zwischen Ölbremse 1452 und dem auf das Steuerventil wirkenden Gestänge 401 erweitert werden, wobei durch die Form der Kurvenscheibe 1451 die Anlauföffnung von den den Drehzahlanstieg im Bereiche der synchronen bestimmenden Öffnungen des Leitapparates unabhängig gewählt werden kann. Ebenso kann durch eine entsprechende Auslegung der Steuerkurve 1451 die Volleröffnung nach der Parallelschaltung rasch freigegeben werden.

Der Schnellschluß wird durch Entspannung des Hubmagneten 591 eingeleitet, wobei die Überbrückung

der beim Aufwärtsgang wirksamen Drosselung 1455 durch das unter dem Einfluß des aufliegenden Magnetkerns geöffnete Ventil 1456 erfolgt.

Die bisher beschriebenen Anlaufsteuerungen bewirken die allmähliche und in einem Zuge fortschreitende Eröffnung des Leitapparates. Sie setzen die Bereitschaft des Generators zur Parallelschaltung voraus, sobald die Drehzahl des Maschinensatzes in den um die synchrone liegenden Schaltbereich eingeht, bzw. das Vorhandensein einer Überwachung der Drehzahl, um unzulässige Werte letzterer zu verhindern, falls die Parallelschaltung während des erstmaligen Durchganges der Drehzahl durch den Schaltbereich nicht vollzogen worden sein sollte. Hierzu ist die Schnellschlußvorrichtung auch der Wirkung einer drehzahlmessenden Einrichtung (Fliehkraftschalter) zu unterstellen, bzw. die Anlaufsteuerung einem Geschwindigkeitsregler hinzuzufügen, der in diesem Falle die Führung der Regelung übernimmt.¹

Das Vorhandensein einer *Drehzahlregel*einrichtung läßt es dann jedoch richtig erscheinen, die Drehzahlsteuerung während des Parallelschaltvorganges an erstere zu übertragen unter Überweisung der Steuerung des vorbereitenden Anlaufvorganges an die *Öffnungsbegrenzung* (Form 1). Mit Durchführung dieser Aufgaben durch getrennte Einrichtungen werden beide Vorgänge zeitlich voneinander unabhängig und kann der Beginn der Synchronisierung unmittelbar an die Erfüllung der hierzu elektrischerseits erforderlichen Voraussetzungen geknüpft

¹ Es kann auch die elektrisch gesteuerte Öffnungsbegrenzung einem Frequenzabgleicher unterstellt werden.

werden. Die Steuerung der Drehzahl innerhalb des Schaltbereiches wird daher zweckmäßig über die elektromotorisch betätigte Drehzahlverstellvorrichtung des Geschwindigkeitsreglers durchgeführt. Unter Überwachung der Schaltbereitschaft des Generators (u. a. durch Kontrolle der Generatorspannung) wird die Drehzahlverstellung von „ganz langsam“, welche Lage für den Alleinlauf durch die Selbststeuerung immer wieder angestrebt wird,¹ von unternormaler Drehzahl aus hochgesteuert, wobei sich der Maschinensatz zunächst untersynchron fängt und hierauf entsprechend der Stellgeschwindigkeit der Drehzahlverstellvorrichtung das Schaltbereich durchläuft, bzw. bei Erreichung von etwa 80% der normalen Drehzahl unter die Steuerungwirkung des Frequenzabgleichers gestellt wird.

Zur Steuerung des Anlaufvorganges kann die Öffnungsbegrenzung entweder mit elektromotorischem Antrieb ausgerüstet, bzw. der Wirkung einer gesteuerten Ölbremse unterstellt werden. Neben der stetigen „Auf“-Steuerung des Leitapparates ist auch die vorübergehende Unterbrechung des Steuerhubes entsprechend der Leerlauf- bzw. Anlauföffnung bis nach der erfolgten Parallelschaltung möglich (Form 1a).

Abb. 301 zeigt die Ergänzung des normalisierten Steuerwerkes nach Abb. 104 durch eine zusätzliche Einrichtung [23], welche in kompensiöser und dem Serienbau entsprechender Form der Selbststeuerung von Öffnungsbegrenzung und Drehzahlverstellung dient. Hierbei sind Anlauf- und Schnellschlußeinrichtung in der Weise vereinigt, daß mit Beaufschlagung des Raumes unter dem Abstellkolben 1465 die „Auf“-Bewegung der Öffnungsbegrenzung 470 unter der verzögernden Wirkung der Ölbremse 1460 vor sich geht, wobei nach Zurücklegung eines Teilhubes mit Eröffnung der Überströmbohrung 1464 der Widerstand der Ölbremse praktisch ausgeschaltet und damit die rasche Weitereröffnung des Leitapparates herbeigeführt wird. Die Entlastung des Abstellkolbens 1465 zieht die Verstellung der Öffnungsbegrenzung 470 in ihre Schließlage unter Wirkung der mit Ausschaltung der Ölbremse 1460 über ein zusätzliches Rückschlagventil freiwerdenden Kraft der Feder 1466 nach sich. Die Endschalter 598, welche für die Einschaltung des Frequenzabgleichers, bzw. Rückschaltung der Drehzahlverstellvorrichtung auf Stellung „ganz langsam“ vor, auf „schneller“ nach erfolgter Parallelschaltung erforderlich werden, sind ebenfalls in die konstruktive Auslegung einbezogen.

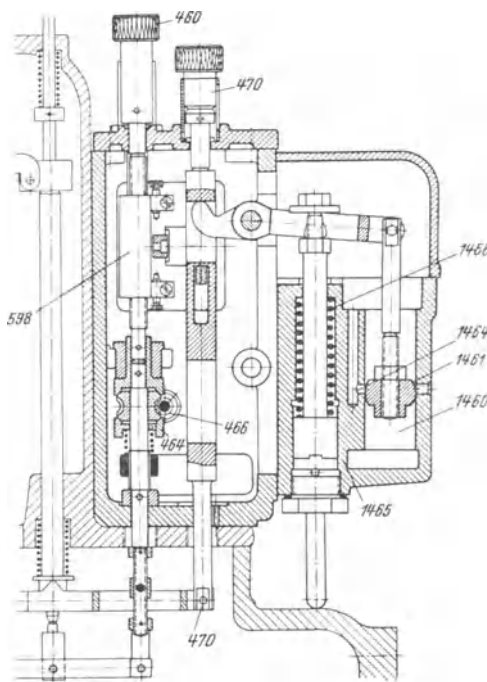


Abb. 301. (Maßstab 1:5.)

In gleicher Weise, wie vorher beschrieben, wirkt die in Abb. 302 dargestellte Anlauf- und Schnellschlußeinrichtung [1], bei welcher durch Beaufschlagung des Kolbens 1461 die rückgeführte Verstellung des Steuerventils im Öffnungssinne, bei Entlastung des Raumes unter 1461 diese im umgekehrten Sinn erfolgt. Die Geschwindigkeit der Eröffnung ist hierbei durch die Blende 1463 einstellbar; der Schnellschluß wird durch Umgehung dieser Drosselung über Rückschlagventil 1467 gewährleistet, wobei die veranlaßte Schließbewegung durch die im letzten Teil des Hubes zur Wirkung kommende Drosselstrecke 1464 verzögert wird. Die gesetzmäßige Änderung der Öffnungsgeschwindigkeit wird durch entsprechende Gestaltung der Steuerkurve 1451 erreicht. Entsprechend der Einordnung der genannten Steuerung (s. Abb. 313) setzt erstere erst nach genügender Eröffnung des Windkesselabsperrentils 1260 (Abb. 262. Leitung l_{1460}) ein, während die Entlastung des Raumes 1460 gleichzeitig mit jener des Kolbens 1262 erfolgt, wodurch mit dem Schließvorgang des Reglers die Verriegelung desselben in der Schlußlage bereitgestellt und der Schluß des Absperrentils vorbereitet wird.

¹ S. Abschn. K. b.

Insofern während des Anlaufvorganges die Anlauföffnung mit einem bestimmten Wert erhalten bleiben soll, wird zweckmäßig die elektromotorische Betätigung der Öffnungsbegrenzungseinrichtung angewendet. Ihre Einschaltung im Öffnungssinne ist hierzu bei Erreichung der Anlauföffnung durch Grenzscharter zu unterbrechen, wobei diese bei Eintritt des die Weiter-schaltung verlangenden Betriebszustandes durch die Selbststeuerung überbrückt werden.

Schließlich kann auch auf den Einbezug der Öffnungsbegrenzung im Rahmen des Anlaufvorganges verzichtet und dieser ausschließlich der entsprechend gesteuerten Drehzahlverstellvorrichtung übertragen werden (Form 2). Hierbei erfolgt die Eröffnung des Leitapparates zunächst unter Wirkung der hochlaufenden Drehzahlverstelleinrichtung bei tiefster Muffenlage des Pendels bis zum Durchlauf der Drehzahl durch die beharrungsmäßig den Stellungen der Drehzahlverstellvorrichtung zugeordneten, um in der Folge der Stellgeschwindigkeit letzterer

Einrichtung entsprechend anzusteigen. Die Geschwindigkeit der Öffnungsbewegung des Turbinenleitapparates in der ersten Phase des Anlaufvorganges (d. i. bis zum unter-synchronen Fangen des Maschinensatzes) wird nur bei Steuerungen mit starrer Rückführung, bzw. isodromierten Steuerungen mit genügenden Werten der bleibenden Un-gleichförmigkeit beherrschbar, bzw. kann eine bestimmte Anlauföffnung bei zunächst begrenztem Hub der Drehzahlverstellung eingestellt werden (Form 2a).

Besondere Maßnahmen sind für den selbsttätigen Anlauf doppelt geregelter *Kaplan*-Turbinen notwendig. Hierbei wird zur Erzielung günstiger Anlaufverhältnisse in der Regel bei weit bzw. volleröffnetem Laufrad angefahren. Hierzu kann ein besonderes *Umschaltventil* im Ölkreis des Laufschaufel-arbeitswerkes vorgesehen sein, das letzteres bei unternormaler Drehzahl vom normalen Steuerkreis abschaltet und in die Offenstellung steuert. Die Wiederanschaltung des Laufschaufel-arbeitswerkes an die normale Steuerung, welche im übrigen einer der erwähnten Anlaufvorrichtungen zur gesetzmäßigen Eröffnung des Leitrades zu unterstellen ist, hat in Abhängigkeit vom erfolgten Anlauf, bzw. von der Erreichung einer bestimmten Maschinendrehzahl vor sich zu gehen, wozu die einsetzende Förderung einer von der Turbinenwelle aus angetriebenen Pumpe [15], bzw. die Anzeige eines mit der Turbinenwelle verbundenen Drehzahl-

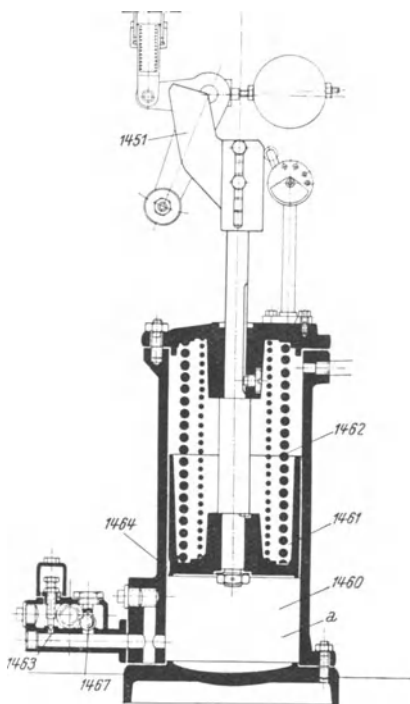


Abb. 302. (Maßstab 1:12,5.)

messers benützt werden kann. Die Anordnung einer nach der letztgenannten Art ausgelegten Hilfsschalt-einrichtung geht aus der schematischen Darstellung Abb. 318 hervor [8]. Hierbei steht der Hilfsschaltkolben 1472 unter dem Einfluß einer drehzahlabhängigen Steuerung, gebildet durch das Hilfsventil 1473 und den mit der Turbinenwelle verbundenen Drehzahl-messer 1471; über ersteres wird bei Stillstand, bzw. stark unternormaler Drehzahl Raum *a* und *b* am Umschaltkolben 1472 unter Druck gesetzt und damit die Verstellung des letzteren in seine obere Endlage (*II*) durchgeführt. In dieser wird die Verbindung der „Auf“-Steuerung des Laufschaufeltriebwerkes mit dem Arbeitsölkreis hergestellt und die Verstellung der Laufschaufeln in die Offenlage vorgenommen, sobald die Druckölvorsorgungsanlage an die Regelungseinrichtung angeschlossen ist. Bei Erreichung jener Drehzahl, bei welcher die An-schaltung der Laufradregelung an den normalen Steuerkreis durchgeführt werden soll, erfolgt durch den vom Drehzahlmesser 1471 entsprechend verstellten Schaltstift 1473 die Eröffnung des Abflusses *c*. Der vorgeschalteten Drosselung 1474 halber fällt der Druck im Raume *a* ab, wodurch der Schaltkolben in die Lage *I* verstellt wird, in welcher die Verbindungswege zwischen Hauptschaltventil 941 (*b*₁), (*b*₂) und den Zylinderräumen *b*₁, *b*₂ in betriebsmäßiger Weise hergestellt sind. Lage *I* setzt die Begrenzung des Weges des Schaltkolbens 1472 nach unten durch den angehobenen Hilfskolben 1475 voraus, der sich in dieser Lage nur unter der

Voraussetzung befindet, daß der Druckspeicher an die Regelungseinrichtungen angeschaltet, also die selbsttätige Regelung in Wirksamkeit ist.¹

An Stelle besonderer Umschaltventile kann der Laufradregelkreis auch einer Hilfssteuerung unterstellt werden, mit deren Einsatz unter Aufhebung der betriebsmäßigen Steuerverbindung die Laufschaufeln in die volleröffnete Stellung gebracht werden.

Abb. 303 zeigt unter dieser Voraussetzung schematisch die Auslegung der Anlaufeinrichtung [12]. Die Volleröffnung des Laufrades mit Unterbrechung des betriebsmäßigen Zusammenhanges zwischen der Stellung des ersteren und dem Leitrad wird durch Beaufschlagung des Hilfszylinders 1465 mittels der Anfahrpumpe 1458 durchgeführt, deren Motor 590 *h* über den Anfahrdruckknopf 590_A oder über die Selbststeuereinrichtung zum Anlauf gebracht wird. Mit Erreichung der Anlauföffnung wird über den zugehörigen Kontakt an der Drehzahlverstellvorrichtung der Motor zur Anfahrpumpe wieder ausgeschaltet, wodurch unter Wirkung der Feder 1466 der Inhalt des Hilfszylinders 1465 entsprechend der Wirkung der Drosselblende 1463 allmählich ausgeschoben wird und die kraftschlüssige Anlehnung der Laufradsteuerung an die Abhängigkeitskurve 970 mit allmählichem Schließen des Laufrades bis zur Leerlauföffnung wieder hergestellt wird.

Die Anfahrpumpe 1458 steuert gleichzeitig auch die gesetzmäßige Öffnung des Leitapparates. Hierzu sei vorweg darauf verwiesen, daß, durch die Art der Vorsteuerung bedingt (s. a. S. 44), bei stehendem Maschinensatz die Steuerung des vom Pendel beherrschten Regelkreises auf „Schließen“ steht. Die Einföderung der Anlaufpumpe 1458 in den parallelgeschalteten

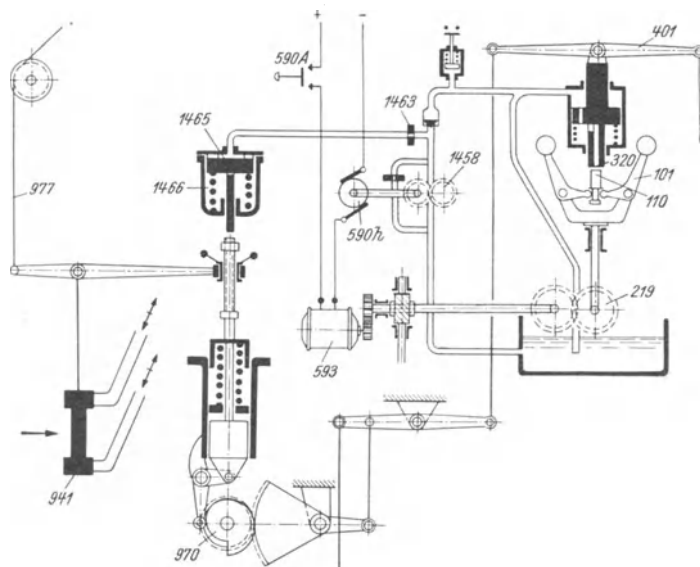


Abb. 303.

Vorsteuerkreislauf 320 bedingt zunächst die Heranführung des Steuergestänges 401, 320 an den Pendelstift 110 des in seiner tiefsten Lage stehenden Pendels 101. Auslegungsgemäß entspricht dieser bei Drehzahlverstellung „ganz langsam“ die Mittellage des zugehörigen Steuerventils bei geschlossenem Leitapparat. Durch Verstellung der Drehzahleinstellvorrichtung auf Anlauföffnung öffnet daher der Leitapparat bis zu dieser bei noch stehender Turbine (Anlaufform 2a). Die Turbine läuft bei fest eingestellter Anlauföffnung hoch, wobei, wie vorerwähnt, bei einer Drehzahl von rund 60% der normalen die Herstellung der betriebsmäßigen Abhängigkeit zwischen Leit- und Laufradstellung vor sich geht. Bei einer Drehzahl von 80% der normalen erfolgt über die Kontaktdynamo 593 die Wiedereinschaltung des Drehzahlverstellmotors im Sinne der Einstellung höherer Drehzahlen mit gleichzeitiger Einschaltung der Frequenzabgleichung.

Unter Voraussetzung einer Auslegung der Steuerung gemäß Abb. 239 ermöglicht der Umstand, daß die Drehzahlsteuerung auch im Laufschaufelkreis über den Arbeitskolben des Steuerreglers wirksam ist, den Anlauf bei volleröffnetem Laufrad mit ausschließlicher Beeinflussung des Leitapparatregelkreises durch die Anlaufsteuerung 1465, 1466. Hierzu bedarf es nur einer Durchbildung des Steuergestänges [23], welches die Lösung des betriebsmäßigen Zusammenhanges zwischen Steuerung und Leitapparatsteuerventil sowie die Unterstellung des letzteren unter die Wirkung einer der vorbeschriebenen Anlaufvorrichtungen gestattet. Bei unternormaler

¹ Andernfalls befindet sich der Schaltkolben in Stellung III, in welcher durch Abschluß der Leitungen zu b_1 und b_2 das Laufschaufeltriebwerk festgestellt ist.

Drehzahl befindet sich unbeschadet der Stellung des Leitapparates das Laufrad unter Wirkung der Drehzahlsteuerung in seiner Offenlage.

Anlaßvorrichtungen für Freistrahlturbinen. Insofern vor Beginn des Anlaßvorganges Drucköl bereitgestellt werden kann, besteht die Möglichkeit, die für Einfachregler entwickelten Anlaßeinrichtungen anzuwenden, nachdem durch die beharrungsmäßig bestehende Zuordnung von Düse und Strahlablenker dafür gesorgt ist, daß die Beaufschlagung des Rades mit Einleitung der Öffnungsbewegung der Düsennadel durch den Strahlablenker nicht behindert wird. Anordnungen nach Auslegung Abb. 194 mit mechanischer Nachführung der Düsennadel können auch durch Einstellung des Reglertriebwerkes auf die Anlauföffnung unter Wirkung eines zusätzlichen Druckwassertriebes in einfacher Weise angelassen werden. Abb. 304 zeigt eine Ausführung [11], bei welcher durch die ungesteuerte Wirkung des Wasserdruckes auf Kolben *601a* eine dauernde Schließendenz der Regelung gegeben ist. Durch Beaufschlagung des Hilfskolbens *1481* mit Druckwasser wird die dauernd auf den Triebkolben *601a* wirkende Schließkraft überwunden und letzterer im Öffnungssinne um den zur Herbeiführung der Anlauföffnung notwendigen Hub verstellt.

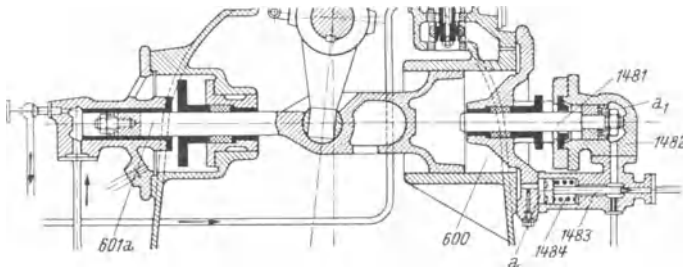


Abb. 304.

Mit Eintritt des betriebsmäßigen Zustandes der Druckölversorgung erfolgt die Unterdrucksetzung des Raumes *a*, wodurch sich das Nadelventil *1483* entgegen der Wirkung der Feder *1484* schließt und mit Entlastung des Raumes *a*₁ (*1482*) die Anlaßvorrichtung außer Tätigkeit setzt. Die Entnahme des Druckwassers für die Betätigung des Hilfskolbens *1481*

aus dem Raum zwischen Hauptabsperrorgan und Düsenauslauf läßt den Wirkungsbeginn der Anlaufvorrichtung nicht vor erfolgter Eröffnung des Hauptabsperrorgans eintreten.

4. Drehzahleinsteuerung von Synchrongeneratoren.

Diese dient der möglichst weitgehenden Angleichung¹ der Drehzahl der zuzuschaltenden Maschine an die Netzfrequenz. Erfahrungsgemäß wird beim handbedienten Vorgang der Frequenzabgleich bis auf einen Unterschied von 0,1 bis 0,2% genau durchgeführt, d. h. auf eine Schwebungsdauer von 20 bis 10 Sekunden, wodurch der Gesamtvorgang sehr zeitraubend wird. Die absolute Höhe der Spannung des zuzuschaltenden Generators genügt es, auf 5 bis 10% abzugleichen.

Im Frequenzabgleichgerät wird die Drehzahl zweier Motoren — einer aus dem Netz, der andere von der zuzuschaltenden Maschine gespeist — etwa über ein Differentialgetriebe verglichen, dessen dritte Welle proportional dem Schlupf umläuft. Bei elektrischer Übertragung der Verstellbefehle wird ein Schlupfschalter angeordnet [20], der den Sinn der Abweichung von der Nennfrequenz durch seine Kontaktgabe festlegt. Außerdem trägt die Welle einen Walzenschalter, der als Schleifring mit mehreren Unterbrechungen durchgebildet ist. Über diesen Schalter wird ein Zeitrelais erregt, das bei größeren Abweichungen von der Soll Drehzahl der größeren Umlaufzahl der Differentialwelle halber nicht zum Ansprechen kommt. Der an die Drehzahlverstellvorrichtung gegebene „Höher“- oder „Tiefer“-Befehl bleibt somit dauernd bestehen und wird erst bei kleineren Drehzahlen der Differentialwelle in Einzelbefehle aufgelöst, deren Dauer damit proportional der Frequenzabweichung wird.

Um die Impulszahl an die Frequenzdifferenz anzupassen, kann auch ein dynamometrisches Relais gewählt werden, welches, an der Schwebungsspannung liegend, im frequenzproportionalen Schwebungstakt arbeitet [20].

Die Dauer der Befehlsimpulse wird durch ein besonderes Einsteuerzeitrelais auf einen beliebigen, zwischen 0,2 bis 0,8 Sekunden liegenden Wert gebracht.

¹ Einrichtungen, die den Drehzahlanstieg mit wenn auch geringer, so doch endlicher Durchlaufgeschwindigkeit durch die Zuschaltfrequenz herbeiführen (s. BBC-Mitteilung 1927 Nr. 5 bzw. EWC-Mitteilung 1928 Nr. 5) werden heute als unvollkommen nicht mehr angewendet.

Die Abhängigkeit der Zahl und Dauer der Impulse von der Größe der Frequenzabweichung kann auch durch ein Nachlaufsystem von Kontakten [10], die relativ mit einer dem Frequenzunterschied proportionalen Geschwindigkeit bewegt werden, herbeigeführt werden. Zur Erzielung der intermittierenden Wirkung wird einer der Motore (z. B. der am Netz liegende) nach Durchlaufen einer konstanten Strecke immer wieder ausgeschaltet.¹

Mechanische und elektrische Übertragung unterscheiden sich durch die notwendige Größe der zu wählenden Motore. Während diese bei ersterer dem Kraftbedarf der Drehzahlstellvorrichtung angepaßt, also in der Regel Drehstrommotore sein müssen, genügen bei elektrischer Übertragung Einphasen- (Uhren-) Motoren.

Maschinen- und Netzspannung können auch über einen kleinen Asynchronmotor verglichen werden [7], dessen Ständer bzw. Rotor an je eine der Spannungen gelegt ist. Die aufgenommene Leistung ist der Schwebungsspannung proportional; ihre Messung vermittelt daher den Takt der Schwebungen.

Die Spannung von Netz und Maschine können auch unmittelbar im Ständer des Vergleichsmotors gegengeschaltet werden, wodurch sich je nach der Frequenzabweichung ein mit dieser sowohl nach Sinn und Stärke wechselndes Rotormoment ergibt. Dieses kann zum Antrieb einer Rotationspumpe benützt werden, die einen mit der Drehzahlstellvorrichtung verbundenen Flüssigkeitsmotor mit einer der Frequenzabweichung proportionalen Geschwindigkeit antreibt.²

D. Die Zuschaltung der Synchronmaschine.

Diese erfordert eine weitere Reihe vorbereitender Maßnahmen, die weitgehend genau durchgeführt werden müssen, um eine störende Beeinträchtigung des zu versorgenden Systems beim Zuschaltvorgang zu vermeiden.

a) Spannungsvergleich.

Die gewöhnlich genügende Angleichung auf 10 bis 15% kann durch den auf die Nennspannung eingestellten Spannungsregler herbeigeführt werden. In größeren Anlagen werden zur Kleinhaltung des Zuschaltstoßes auch besondere selbsttätig wirkende Abgleicher angewendet, die über eine Spannungswaage Maschinen- und Netzspannung vergleichen und abhängig von deren Unterschied die entsprechenden Befehle an den motorischen Antrieb der Sollwertverstellung zum selbsttätigen Spannungsregler geben.

Den besonderen Bedingungen der Schnellsynchronisierung trägt eine Anordnung [20] Rechnung (Abb. 305), bei welcher mit der Veränderung des Sollwertes des selbsttätigen Spannungsreglers 1526 der zuzuschaltenden Maschine 1520 (Einstellwiderstand 1527*b*) der Rückführwiderstand 1527*a* im steuernden, an das Netz angeschlossenen Spannungskreis (Spannungswandler 1531*a*) betätigt wird, wozu beide Widerstände durch einen vom Spannungsrelais 1511 gesteuerten Motor 590 verstellt werden. Damit wird eine stabile Arbeitsweise unter Vermeidung von Überregelungen erzielt und die Möglichkeit einer Einstellung für den Schnellregler vor Anlauf des Generators gegeben, was bei den kurzen Regelzeiten, wie sie im Falle der Schnellsynchronisierung nur zur Verfügung stehen, von besonderem Vorteil werden kann.

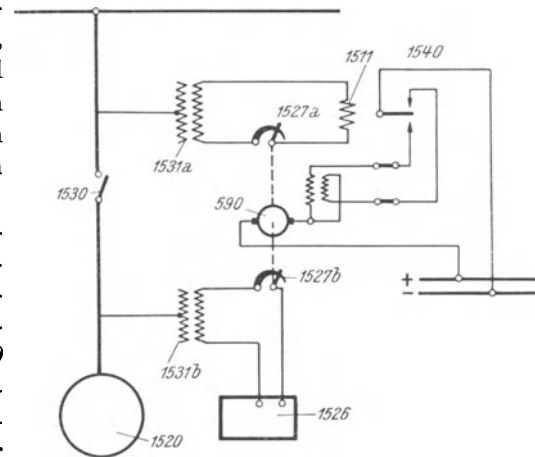


Abb. 305.

¹ Bei diesem Verfahren wird über den Frequenzabgleicher betriebsmäßig auch die bediente Betätigung der Drehzahlstellvorrichtung durch Abbremsung eines der Antriebe vorgenommen.

² Nach SARTORI-CALZONI.

b) Phasenvergleich und Zuschaltbefehl.

Bei handbedienter Zuschaltung bedarf es einer weitgetriebenen Übereinstimmung der Frequenz (mindestens 0,2%), um bei der gefühlsmäßigen Berücksichtigung der Schaltereigenzeit durch entsprechende Vorgabe je nach der Schnelligkeit des Schwebungsverlaufes ein Schließen der Schalterkontakte im Augenblick der Phasenübereinstimmung herbeizuführen.

In der Selbststeuertechnik von Wasserkraftwerken kommen verschiedene selbsttätige Zuschaltmethoden für Synchrongeneratoren zur Anwendung, die im allgemeinen folgende Forderungen zu erfüllen haben:

1. Der Zuschaltvorgang muß bei verhältnismäßig großem Schlupf (etwa 0,7 bis 1%) noch zustande kommen können, um den Zeitaufwand für den Frequenzabgleich möglichst herabzusetzen.

2. Der Schaltvorgang soll im Falle der selbsttätig gesteuerten Parallelschaltung bereits am Ende der ersten vollen Schwebung innerhalb des freigegebenen Schlupfbereiches, d. i. bei Annahme einer zulässigen Schlüpfung von 1% innerhalb von höchstens 2 Sekunden, zustande kommen.

3. Mit zunehmender Leistung der Maschineneinheiten ist besonderer Wert darauf zu legen, daß der Blindstromstoß im Augenblick des Zuschaltens ein bestimmtes Maß nicht überschreitet. Für große Maschinen kommen deswegen nur Parallelschaltverfahren in Frage, die die volle Erregung der Synchrongeneratoren voraussetzen.

4. Im Interesse der Erleichterung schneller Zuschaltvorgänge ist die Benützung von Parallelschaltgeräten vorteilhaft, bei denen in Anpassung an den Schlupf die *Vorgabezeit* der Befehls-gabe selbsttätig konstant gewahrt bleibt; dadurch werden im Augenblick des Zuschaltens Stromstöße vermieden (die Wirkstrompendelung hält sich bei Frequenzabgleich auf 1% erfahrungsgemäß in zulässigen Grenzen).

5. Es ist anzustreben, dasselbe Parallelschaltgerät möglichst für verschiedene Generatoren der gleichen Anlage zu benützen, wenigstens dort, wo nicht, wie bei größeren Einheiten für vollen Selbstanlauf, die Zuordnung einer besonderen Parallelschalteinrichtung für jedes Aggregat an sich gerechtfertigt ist. Um denselben Apparat bei verschiedenen Schaltern benützen zu können, ist es erwünscht, daß bei Anwahl einer Synchronisierstelle gleichzeitig die Vorgabe entsprechend dem an ihr eingesetzten Schalter festgelegt wird.

6. Das Parallelschaltgerät muß bei Spannungen zwischen 70 und 110% der Nennspannung einwandfrei arbeiten.

7. Um in Störungsfällen, wenn mit abgesunkener Frequenz im System gerechnet werden muß, die Zuschaltung schnell und stoßfrei zu sichern, ist auch eine Frequenzunabhängigkeit im Bereich zwischen 42 und 52 Per./sek von der Einrichtung zu fordern.

8. Der Zuschaltvorgang darf selbsttätig erst dann freigegeben werden, wenn der Frequenzunterschied zwischen den zusammenzuschaltenden Systemteilen unter den zulässigen Schlupf gebracht ist.

9. Der Schaltbefehl ist etwa eine Sekunde lang aufrechtzuerhalten, um den Schließvorgang des Schalters verlässlich zu Ende zu steuern. Nach Ablauf dieser Zeit ist es vorteilhaft, das Synchronisiergerät selbsttätig abzuschalten.

c) Verfahren zur Zuschaltung von Synchrongeneratoren.

Die in der Praxis benützten Methoden der Parallelschaltung von Synchrongeneratoren unterscheiden sich im wesentlichen hinsichtlich der Schnelligkeit des Zustandekommens des Schaltvorganges und bezüglich der Größe der Ausgleichströme, die den Zuschaltvorgang begleiten. Größere Unterschiede bestehen auch hinsichtlich des erforderlichen Aufwandes an Hilfsmittel für die praktische Durchführung. Im Einzelfalle ist das Verfahren den Bedingungen im Netz und im wesentlichen der Größe der Maschine anzupassen.

1. *Selbstsynchronisierung*.¹ Diese besteht darin, den Maschinensatz ohne Erregung des mit einer kräftigen Dämpferwicklung ausgestatteten Synchrongenerators mit der Turbine auf Nenn-

¹ In selbstgesteuerten Kraftwerken der USA. angewendet bis zu schaltenden Leistungen von

drehzahl hochzufahren, bei Erreichung einer Drehzahl von zirka 95% ohne Phasenvergleich zuzuschalten sowie nach Abklingen des ersten Stromstoßes, also innerhalb einiger Zehntelsekunden, voll zu erregen. Durch die entstehenden synchronisierenden Kräfte wird der Generator in den Synchronismus gezogen. Der Stromstoß bei diesem Verfahren erreicht während des Zuschaltvorganges etwa den 5- bis 7fachen Nennstrom; damit ist diese Methode an die Voraussetzung gebunden, daß mindestens die 20fache Leistung der zuzuschaltenden Einheit in den Netzbetrieb eingebunden ist. Auch dann noch wird mit Spannungseinbrüchen in der Größenordnung von 15 bis 25%, je nach der Streuspannung der im Betrieb befindlichen Einheiten, zu rechnen sein.

Die Überwachung des Durchlaufes der Maschine durch die Synchrondrehzahl erfolgt mit Hilfe eines von der Hauptwelle aus starr angetriebenen Drehzahlmessers.

2. *Grobsynchronisierung*: Statt des vorerwähnten Verfahrens hat in der europäischen Praxis die Methode der Grobsynchronisierung in weiterem Umfang Anwendung gefunden. Bei diesem Verfahren wird der Maschinensatz hydraulisch hochgefahren; nach Erreichung der synchronen Drehzahl und unter Anwendung schwacher Erregung der Synchronmaschine (zirka 10%) erfolgt über die mit letzterer in Reihe geschaltete Drosselspule¹ die Zuschaltung. Unmittelbar nach dieser wird die Drosselspule überbrückt und anschließend daran die Maschine voll erregt.

Der Vorteil dieses Verfahrens, das für Maschineneinzelleistungen von 40000 kVA benützt ist, besteht in der großen Einfachheit der Steuerung des Zuschaltvorganges. Bei der technischen Bewertung im Hinblick auf die Beanspruchung des Netzes ist jedoch zu berücksichtigen, daß Einschwingzeiten bis zu 30 Sekunden auftreten, selbst wenn das Zuschalten bei einem Grenzschlupf von nur 1% zustande kommt.

Um den Zuschaltvorgang bei voller Phasenopposition auszuschließen, wird eine beschränkte Überwachung der Phasenlage bei größeren Maschinen angewendet, die den Zuschaltbefehl nur innerhalb eines Bereiches von ± 60 el. Gr. Phasenwinkelunterschied um die Gleichauflage zuläßt.

3. *Selbsttätiges Parallelschalten mit genauem Phasenvergleich*. Für die Steuerung des Parallelschaltvorganges bei genauem Phasenvergleich sind selbsttätig arbeitende Geräte entwickelt worden, die entweder mit konstantem Phasenvoreilwinkel der Befehlsgabe oder mit konstanter Vorgabezeit arbeiten. Nur die Anwendung letzterer läßt mit verhältnismäßig grobem Frequenzabgleich das Auslangen finden und ist damit Voraussetzung für eine Schnellsynchronisierung. Die Unterschreitung der geräteeigenen Schaltschlupfbegrenzung mit 1% gelingt mit einfachen Mitteln noch bis zu 0,5 bis 0,7%, was sich günstig auf die Wirkstrompendelungen auswirkt.

Die Bedingung konstanter Vorgabezeit setzt die unmittelbare Abhängigkeit des Voreilwinkels der Befehlsgabe von der Größe des Schlupfes voraus. Diese Abhängigkeit kann dadurch gewonnen werden [20], daß im Parallelschaltgerät gleichzeitig Schwebungsspannung und eine vom Schlupf abhängige Spannungskomponente über ein zweisystemiges wattmetrisches Gerät überlagert werden; zur Erzeugung der vom Schlupf abhängigen Meßgröße wird ein mit der Hauptmaschinenwelle gekuppelter Schlupfgeber benützt, d. i. ein Asynchronmotor, dessen Ständer an der Netzspannung liegt, während der Rotor starr von der Welle der zuzuschaltenden Maschine aus angetrieben wird. Die der Frequenzdifferenz auch dem Sinne nach proportionale und gleichgerichtete Leistungsaufnahme bzw. -abgabe wird dem einen Trieb des dynamometrischen Relais zugeleitet, auf dessen zweiten Trieb die Schwebungsspannung in einer Schaltung wirkt, bei welcher die bewegliche Spule des Systems von der Maschinenspannung, die feste von der phasenverschobenen Netzspannung erregt ist; die seitens der beiden Triebe ausgeübten Drehmomente wirken einander entgegen (s. Abb. 306); die Kurve des schlupfabhängigen Drehmomentes m_1 schneidet die Kurve der Schwebungsspannung n_1 in jeder Schwebungswelle in zwei

10000 kW. In der europäischen Praxis hat sich diese Methode nicht eingeführt, da die Höhe der Stromstöße für die vorhandenen Netzleistungen nicht als zulässig erachtet wird.

¹ Günstige Bedingungen bei diesem Verfahren sind gewährleistet bei der Bemessung der Drosselspule für 50% Spannungsabfall und Nennstrom der Maschinengruppe. Bei kleinen Einheiten kann die Drosselspule durch einen Wirkwiderstand ersetzt werden.

Punkten,¹ wobei die Abszissen dieser Schnittpunkte gleichen zeitlichen Abstand vom Durchgang der Schwebungen durch den Nullwert besitzen (*schlupfunabhängige konstante Vorgabezeit*). Diese Eigenschaft gilt für einen Bereich der abklingenden Schwebungen, in dem diese in ihrem Verlauf durch gerade Linien ersetzt werden können; dies ist praktisch der Fall für Voreilwinkel in der Größenordnung von 120 el. Gr. und damit für größte Schaltereigenzeiten von $\frac{2}{3}$ Sekunden.

Die Begrenzung des Arbeitens der Apparatur auf einen bestimmten Höchstschlupf wird dadurch erreicht, daß durch ein zusätzliches Zeitrelais eine Zeitmessung des Überwiegens der Schwebungsspannung durchgeführt wird. Erst wenn im Ablauf einer Schwebung das Zeitrelais zum Ansprechen gekommen ist, also die Schwebungswelle genügend Dauer besitzt, kann entsprechend dem zugelassenen Schlupfbereich der Parallelschaltbefehl durchgegeben werden.

Der Umstand, daß diese Parallelschaltanrichtung die Benützung eines besonderen Schlupfgebers, angetrieben von der Hauptmaschinenwelle oder durch einen an der Maschinenspannung liegenden Synchronmotor erfordert, steht einer allgemeinen Anwendung in bereits bestehenden Kraftwerken hemmend entgegen. Aus diesem Grunde sind schnellarbeitende Parallelschalt-

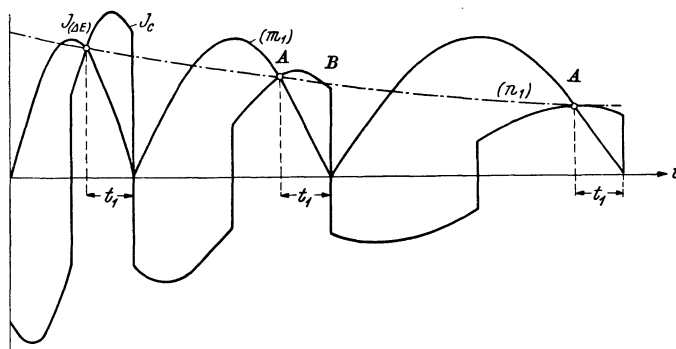


Abb. 306.

werden kann, letztere bei höherem Schlupf größer ist als bei kleinem, ist der durch den Kondensator fließende Strom ein Maß für die Frequenzdifferenz. Um eine besonders günstige Phasenlage des Kondensatorstromes im Bereich der Schnittpunkte mit den Schwebungen der Differenzspannungen zu sichern, wird der Kondensatorstrom durch die um 180 el. Gr. gegenüber der Schwebungsspannung verlagerte Summenspannung zusätzlich beeinflusst, so daß ein Verlauf des Kondensatorstromes J_c nach Abb. 306 erreicht wird. Schlupf- und Schwebungsgrößen wirken im Parallelschaltrelais einander entgegen, so daß die Kontaktgabe bei fallendem Drehmoment im Schnittpunkt der beiden Kurvenzüge zustande kommt. Die Tatsache, daß die Amplitude des Kondensatorstromes unmittelbar von der Größe des herrschenden Schlupfes abhängt, bietet die Grundlage dafür, daß auch bei dieser Anordnung die Befehls-gabe mit konstanter Vorgabezeit erfolgt. Durch Veränderung der Wirkung des Schwebungsgliedes gegenüber der schlupfabhängigen Erregung im Kondensatorstrom ist es möglich, die Befehlsvorgabezeit der Eigenzeit der Schalter anzupassen. Eine zusätzliche Schlupfüberwachung sorgt bei dieser Anordnung dafür, daß die Schaltung nur dann freigegeben wird, wenn der zulässige Schaltschlupf unterschritten ist.

Diese Einrichtung läßt einen größeren Vorgabewinkel als 110 el. Gr. zu, so daß auch noch Schalter mit einer Eigenzeit von 0,6 Sekunden bei einem zugelassenen Schaltschlupf von 1% zeitgerecht geschaltet werden können.

Ein selbsttätiges Parallelschaltgerät mit gleichbleibender Vorgabezeit unter Benützung des vorerörterten Grundprinzips verwendet zur Kleinhaltung der aufgenommenen Leistung Röhren.²

¹ Im Ablauf der Schwebungen wird der Kontakt des Parallelschaltgerätes umgeschaltet, je nachdem die Schwebungsspannung oder die schlupfabhängige Spannung überwiegt. Dies bedeutet praktisch, daß bei Bezugnahme auf die Kurvendarstellung im Bereich zwischen A und B der Kontakt des Parallelschaltrelais nach der einen Seite und zwischen den Punkten B und A nach der anderen Seite ausschlägt.

² Ausführung der Westinghouse Co., Pittsburg, USA.

entwickelt worden, bei denen auf rein elektrischem Wege die Schlupfabhängigkeit des Voreilwinkels erreicht wird.

Ein derartiges Gerät [20] besteht im wesentlichen aus dem Parallelschaltrelais, dessen vom Schlupf abhängiger Trieb über einen Kondensator an der Schwebungsspannung liegt. Da die Größe des Kondensatorstromes der Änderungsgeschwindigkeit der angelegten Spannung proportional angesehen

Die Kondensatorspannung ist hierbei nur von der Differenzspannung abhängig gemacht; hierdurch ist der Vorgabewinkel auf maximal 45 el. Gr. beschränkt, die Anordnung deswegen nur für Schaltschlupfe bis zu 0,5% anwendbar. Der Schlupfbegrenzung dient eine zweite Röhrenschialtung, die von einer konstanten Gitterspannung beeinflusst wird, in der zusätzlich die Schwebungsspannung wirksam wird. Bei einer bestimmten Differenzspannung zündet die Röhre, wodurch der Schaltvorgang freigegeben wird. Der Vorgabewinkel und damit der Schaltschlupf können durch Veränderung der negativen Gitterspannung beeinflusst werden.

Bei der Parallelschalteinrichtung nach Abb. 307 wird von einer Kontaktbahn 1573 des Voreilreglers 1572, deren Enden an zwei Phasen des Systems angeschlossen sind, eine Spannung abgenommen, die, wie leicht verständlich, bei Mittelstellung gleich der negativen Spannung der dritten Phase des Systems gegen den Sternpunkt ist. Diese Spannung wird der der gleichen Phase des parallel zu schaltenden Generators über den Parallelschaltapparat 1575 entgegengestellt, wobei die Abstufung des Widerstandes 1573 im Voreilregler so getroffen ist, daß der

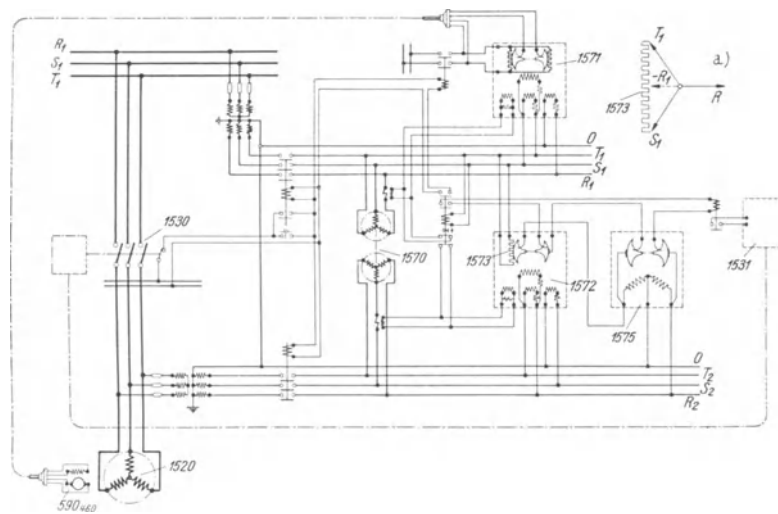


Abb. 307.

Kontaktgeber des Parallelschaltapparates 1575 um einen elektrischen Winkel vor Phasenübereinstimmung der Drehfelder durch die Mittellage geht, die dem mechanischen Drehwinkel des Voreilreglers proportional ist. Nachdem letzterer ein Maß für den Schlupf darstellt, erfolgt die Kontaktgabe unabhängig von diesem mit konstanter Vorgabezeit.

Ein weiterer Kontakt am Voreilregler sorgt für die Sperrung der Einschaltung außerhalb des zugelassenen Schlupfbereiches.

Zur Einsteuerung der Frequenz dient eine aus zwei Kurzschlußankermotoren bestehende Vergleichsgruppe 1570, deren dem Schlupf proportionale Leistungsaufnahme bzw. -abgabe die Stellung eines Ferraris-Wattmeters (Steuerregler 1571) bestimmt, an dem über parallelgeschaltete Sektoren die Spannung zur Steuerung des Drehzahlverstellmotors 590 abgegriffen wird.¹

Bei Geräten, die mit konstantem Vorgabewinkel arbeiten [10], wird der Phasenwinkel der Spannungen der zusammenzuschaltenden Stromkreise über zwei gegengeschaltete Triebssysteme festgestellt. Über Eingrenzungskontakte wird der Schaltbefehl, der durch ein bei Phasengleichheit abfallendes Relais gegeben wird, erst bei Bestehen eines bestimmten Voreilwinkels freigegeben und durchgeführt, wenn die Schwebungsdauer genügend lang geworden ist, in welchem Falle der Einschaltbefehl über die Eingrenzungskontakte länger aufrechterhalten wird, als der Ansprechzeit des vorerwähnten Einschalt- (Befehls-) Relais entspricht.

¹ Bei $\pm 0,4\%$ Schlupf hört die Steuerung auf, um die Maschine möglichst asymptotisch an die Netzfrequenz heranzuführen.

E. Verfahren zusammenhängender Schalt- und Steuerfolgen.

Als Selbststeuerung hat sich ein besonderes Verfahren der Bedienung herausgebildet, dessen wesentliches Kennzeichen die Zusammenfassung aller zu einem gemeinsamen Ziel der Steuerung gehörigen Einzelvorgänge in einem Ablauf ist. Dabei ist Voraussetzung, daß alle Betätigungen durch elektrische oder hydraulische Antriebe ermöglicht sind, ebenso wie die Steuerung aller Antriebe auf elektrischem Wege vorgesehen ist. Die Schalthandlungen, die letzten Endes zur Überführung von einer Betriebsform in die andere notwendig sind, können mehr oder weniger in einzelne Teilvorgänge zusammengefaßt werden, wofür die Betriebs- und Bereitschaftsbedingungen der Anlage maßgebend sind. Die Bereitstellung des Betriebswassers über Wasserschloß und Rohrleitung als Voraussetzung für das Inbetriebgehen der Gruppe — ein Vorgang, der längere Zeit beansprucht und bei planmäßigem Einsatz vorzeitig durchgeführt werden kann — wird zweckmäßig, losgelöst von der umfangreichen Schaltfolge für den Einsatz der Maschinen-

gruppe, als in sich geschlossener Teilvorgang durchgeführt, der auf einen einzigen Befehl in zwangsläufiger Schaltfolge abrollt. Demgegenüber ist es durchaus berechtigt und bei ausgeführten Anlagen vielfach angewendet, daß alle übrigen zur Inbetriebnahme des Maschinensatzes gehörenden Einzelhandlungen einschließlich des Zuschaltvorganges auf einen einzigen Befehl hin ausgelöst werden. Das Belasten der Maschine hingegen ist praktisch stets dem besonderen Eingriff vorbehalten.¹

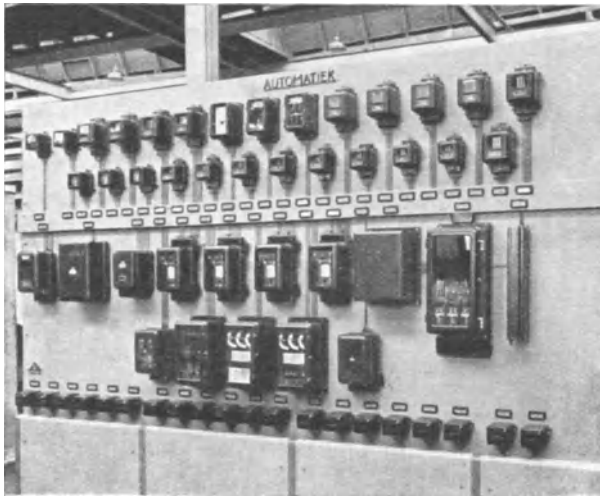


Abb. 308.

Diese Anordnung hat sich nicht nur für den örtlich weitgehend selbstgesteuerten Betrieb der Kraftwerke bewährt, bei dem nur wenige Steuerbefehle noch erteilt werden, um alle im Betriebsablauf vorkommenden Aufgaben zu bewältigen, sondern besonders auch für den ferngesteuerten Be-

trieb von Wasserkraftwerken. Die örtliche Selbststeuerung mit ihrer gebundenen Schaltfolge und der Überwachung des Schaltablaufes schafft hier die Voraussetzung für die wirtschaftliche Anwendung der Fernsteuerung, wodurch diese von Aufwendungen für eine Einzelbefehlsgebung und der Überwachung der durchzuführenden Schaltungen entlastet wird. Überdies besitzt die Fernsteuerung kein Mittel, Einfluß auf die Beseitigung von Störungen in der Schaltapparatur in der gesteuerten Anlage zu nehmen, weshalb auch in dieser Hinsicht eine weitgehende Auflösung der Steuerbefehle nicht berechtigt erscheint.

Bedingt durch diesen grundsätzlichen Aufbau der Selbststeuereinrichtungen bestehen diese stets aus einer größeren Gruppe von Einzelrelais, die der Befehlsweitergabe an die Antriebe der zu betätigenden Organe dienen. Daneben ist eine weitere Gruppe von Relais erforderlich, die, meist mit meßtechnischen Eigenschaften ausgerüstet, den Fortschritt des Schaltablaufes sowie die Erreichung der Teilziele festzustellen und den Befehl für die Durchführung des nachfolgenden Vorganges weiterzugeben haben. Im wesentlichen haben sich zwei Verfahren der geschlossenen Selbststeuerfolge herausgebildet und in häufigen Anwendungen voll bewährt.

1. *Reine Relaiselbststeuerschaltungen* (Abb. 308). Bei diesen sind sowohl für die meßtechnische und physikalische Überwachung des Ablaufes der einzelnen Steuerschritte als auch für die Durchführung der Fortschaltung — also die Befehlsgebung an die Antriebe — Relais vorgesehen. Der Aufbau der Stromkreise der Einzelrelais in der reinen Relaiselbststeuerung zeigt als grundsätzliches Merkmal bei den Wächterrelais die Zusammensetzung aller Voraus-

¹ Dies ist mit Rücksicht auf eine elastische Betriebsführung erforderlich; s. S. 162.

setzungen für den nächsten Schalt- bzw. Steuerschritt über Abhängigkeitskontakte bzw. Endschalter weiterer Wächterrelais.

Neben dieser Ausführungsform besteht 2. die *Meisterwalzenselbststeuerung*, bei der in ähnlicher Weise die Überwachung des Steuerungsablaufes durch besondere Relais mit meßtechnischen Eigenschaften durchgeführt wird (Schaltfolgenrelais), während die Befehlsweitergabe an die Antriebe durch die Meisterwalze selbst erfolgt. Diese wird dabei in einzelnen Schritten fortgeschaltet, betätigt durch einen motorischen Antrieb. Während der Zurücklegung eines Schrittes werden alle gleichzeitig oder in einer bestimmten Folge nacheinander zu bewirkenden Schalthandlungen richtig veranlaßt, wobei vor dem Übergang auf den nächsten Schritt auch eine Stillsetzung der Walze zustande kommt. Der Weiterlauf wird eingeleitet durch das nächste Schaltfolgenrelais, das die Meldung über die richtige Vollendung des vorhergehenden Schrittes an den Meisterwalzenantrieb weitergibt.

In jeder für weitgehend selbstgesteuerten Ablauf der Betriebsvorgänge eingerichteten Anlage werden Vorkehrungen getroffen, um auch die gesamte Steuerung durch Einzelbefehlerteilung an zusammengehörige Gruppen von Vorgängen oder gar für jede Einzelhandlung zu ermöglichen. Die Methode der Bedienung wird durch einen entsprechenden Umschalter ausgewählt.¹ Bei der aufgelösten Steuerung bleibt es der Verantwortung des Wärters überlassen, die richtige Reihenfolge der Einzelvorgänge selbst zu erkennen und zu beachten. Jedem Betätigungsorgan werden, zweckmäßig auch die räumliche Anordnung berücksichtigend, die erforderlichen Überwachungsgeräte für die Beobachtung des Erfolges der Maßnahmen zugeordnet.

Anstatt der Möglichkeit, die einzelnen Maßnahmen handbedient und unabhängig voneinander einleiten zu können, sind auch Lösungen verwirklicht worden, bei denen durch Anordnung einer von Hand zu betätigenden Schaltwalze (Abb. 309) eine zwangsläufige Folge der einzelnen Maßnahmen gesichert ist. Diese Schaltwalze² besitzt eine Reihe von

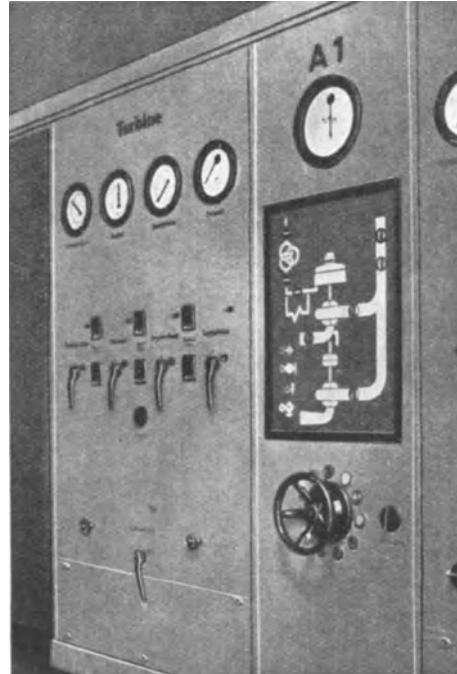


Abb. 309.

¹ Dieser besitzt gewöhnlich drei Stellungen: Selbststeuerung — Handbedienung — Ausschalten der Betätigung.

² In einem Pumpspeicherwerk, das für örtlichen Selbstanlauf ausgerüstet ist, wurde eine Fortschaltwalze mit zehn Stellungen angeordnet mit der nachstehend verzeichneten Zuordnung der Steuervorgänge:

- | | |
|---------------------------|---------------------------------|
| 0. Ausschaltstellung, | 6. Kuppeln, |
| 1. Hilfspumpen „ein“, | 7. Pumpenbetrieb, |
| 2. Bereitschaft, | 8. Pumpenschieber „zu“, |
| 3. Turbinenleerlauf, | 9. Entkuppeln, |
| 4. Generatorbetrieb, | 10. Turbinenkugelschieber „zu“. |
| 5. Phasenschieberbetrieb, | |

Die Stellungen 0 bis 3 ermöglichen in diesem Falle die Befehlsgebung zu einem Teilablauf der Gesamtsteuerung, der zur Beschleunigung der Inbetriebnahme erwünscht sein kann. In der Stellung 2 werden alle Eigenbedarfshilfsbetriebe für das Anfahren der Maschinengruppe eingesetzt; außerdem bedeutet diese Einstellung eine Nachprüfung sämtlicher Voraussetzungen für die Inbetriebnahme. Hierzu gehören das Vorhandensein des erforderlichen Öldruckes für die Regelung, der Einsatz der Kühlwasserpumpen, der Luftverdichter u. a., die Betätigung der Öffnungsbegrenzung, die Rückführung der Drehzahlverstellung in ihre tiefste Lage, ferner die Feststellung, daß der Entregungsschalter nicht eingelegt ist, in der Gefahrmeldeanlage keine Störungsmeldung ansteht usw. Bei Einstellung der Stufe 3 wird zusätzlich noch die Steuerung des mechanischen Anlaufes und das Hochfahren des Maschinensatzes über die Turbine veranlaßt. Erst auf Stufe 4 kommt abschließend

Einstellrasten, denen die Steuerverbindungen zur Durchführung eines bestimmten Teilvorganges zugeordnet sind, deren Aneinanderreihung somit durch Fortschaltung der Walze vorgenommen werden kann. Die Vollendung des eingestellten Teilvorganges wird rückgemeldet. Damit können gewisse Betriebsformen, z. B. die Anlaufbereitschaft bei Ausfallsreserven, die sonst in dem Zuge eines durchgehenden Ablaufes liegen, vorbereitend hergestellt werden, bzw. kann die Prüfung der Selbststeuerung in Teilabschnitten vorgenommen werden. Der Walzenschalter vermittelt bei Einstellung auf eine besondere Raste auch die Befehlserteilung zur Durchführung der Anlauffolgen in einem Zug.¹

F. Bedienungsstände für die Betriebsführung in Wasserkraftwerken.

Die Steuerstände für die Bedienung und Betriebsüberwachung von Wasserkraftwerken werden in engster Angleichung an die in Aussicht genommene Betriebsgestaltung ausgelegt. Die ursprüngliche Ausführungsform der Steuerstelle, bei der nur die Hilfsmittel für die Über-

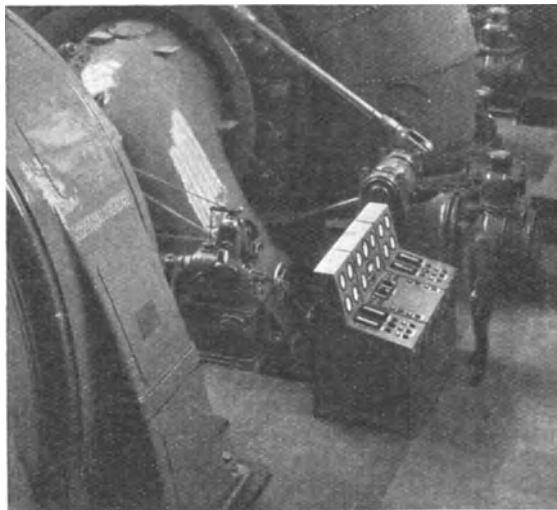


Abb. 310.

wachung und Durchführung des laufenden Betriebes vorgesehen wurden, ist heute nur noch ausreichend für kleine Kraftwerke mit örtlicher Nahbedienung bei dauernder Anwesenheit eines oder mehrerer Wärter. Für den hydraulischen Teil dieser Anlagen waren kaum Vorkehrungen zum Eingreifen von der Steuerstelle aus getroffen, da die Betätigung der hydraulischen Organe durchwegs von Hand aus erfolgte.

Mit zunehmender Anwendung besonderer elektrischer oder hydraulischer Antriebe wurde auch die Steuerung unabhängig von der Lage der zu bedienenden Organe, wodurch es möglich wird, die Bedienung des hydraulischen Teiles der Anlage für jeden Maschinensatz an einem Punkt im Bereich der Gruppe zusammenzufassen. Von dort aus wird auch der Einsatz aller Hilfs-

betriebe (Inbetriebnahme der Lageröl- und Reglerölpumpen, der hydraulischen und elektrischen Antriebe usw.) vorgenommen, ebenso werden dort alle Einrichtungen zusammengefaßt, die infolge der Fernverstellung zur Überwachung der eingeleiteten Vorgänge und Meldung der Betriebsbereitschaft der Betätigungsmittel erforderlich sind. Bei Überwachung jedes Einzelvorganges der Steuerung und unter Benützung einer Verständigungsanlage zwischen elektrischer Warte und Steuerstand im Maschinenhaus wird bei dieser Auslegung der Betriebsausrüstung nach erfolgtem Hochfahren des Maschinensatzes die Fortführung der Indienststellung dem Wärter in der Warte übertragen, zu dessen Obliegenheiten auch alle Maßnahmen im laufenden Betrieb — Wirk- und Blindlastverteilung sowie die Überwachung des Betriebes — gehören.

der Parallelschaltvorgang zustande. Es besteht auch die Möglichkeit, die Steuerwalze in einem Zuge auf die Befehlsstufe des in Aussicht genommenen endgültigen Betriebszustandes einzustellen, z. B. Generatorbetrieb, ohne daß die vorhergehenden Befehlsstufen einzeln mit Unterbrechung überschritten werden. Bei dieser Handhabung wird dann der gesamte Selbstanlauf in einer Steuerfolge abgewickelt, selbstverständlich unter selbsttätiger Berücksichtigung der für den Einzelvorgang geltenden Voraussetzungen. Letztere werden dabei durch dafür eingesetzte Relais in der Steuerfolge überprüft.

Bei Einstellung der Befehlswalze auf Stufe 7 erfolgt der Ablauf aller Maßnahmen für die Herbeiführung des den Pumpenbetrieb entsprechenden Zustandes in einem Zuge.

Die Stellungen von 8 bis 10 umfassen Teilsteuervorgänge für die Stillsetzung in einer Weise, wie die Stufen 1 bis 3 eine Einzelbefehlsgebung zum Inbetriebgehen ermöglichen.

¹ Eine Sonderausführung der A. E. G. läßt einen angewählten Befehl selbsttätig mehrmals wiederholen als Mittel, um trotz eines einmaligen Relaisversagers die Abwicklung des Vorganges nicht zu unterbrechen.

Bei dieser Lösung werden also noch zwei Steuerstände unterschieden, an denen zeitlich nacheinander die Bedienung eingreifen muß, um den Gesamtvorgang durchzuführen (Abb. 310). Auf dem Pult im Bereich jedes Maschinensatzes sind außer den Handantrieben für die Betätigung der Vorsteuerventile zu den Druckölantrieben auch alle Meßgeräte zur Überwachung der hydraulischen Vorgänge zusammengefaßt; von elektrischen Meßgrößen wird lediglich die Wirkleistung der Maschinengruppe angezeigt. Die Empfangseinrichtung der Verständigungsanlage sowie die Gefahrmeldeanlage für den hydraulischen Teil jedoch sind zur Erleichterung der Überwachung desselben ebenfalls am Pult im Maschinenhaus angeordnet.

In den mit örtlicher *Selbststeuerung* ausgerüsteten Kraftwerksanlagen wurde vielfach dieselbe Auslegung der Bedienungsstände vorgesehen. Dabei ist zu berücksichtigen, daß in diesen Anlagen praktisch stets die Durchführung aller Maßnahmen des Betriebswechsels unter Einsatz der Selbststeuerausrüstung eingeleitet wird. Die Befehlserteilung zum Selbstanlauf und zur Stillsetzung erfolgt dabei von der elektrischen Warte des Kraftwerkes aus.¹ Allenfalls werden die elektrischen Antriebe für die Betätigung der hydraulischen Vorsteuerungen der Druckölservomotoren zu den Einlaßorganen auch in der Nähe der Turbinenanlage an einem Punkt zusammengezogen, von wo aus auch die Durchführung aller Einzelmaßnahmen der Steuerung des hydraulischen Anlaufes des Maschinensatzes bei Handbedienung möglich ist. Dieser zusätzlichen Ausrüstung kommt die Bedeutung zu, jederzeit die Inbetriebnahme des Turbinenteiles nicht selbstgesteuert, sondern in Einzelvorgängen durch den Wärter im Turbinenhaus durchführen zu können, bzw. die Durchprüfung der einzelnen Steuerschritte und Antriebe, die in dem Gesamtablauf der Selbststeuerung wirksam werden müssen, vornehmen zu lassen.

In den für örtlich weitgehende Selbststeuerung ausgelegten Großkraftwerken, bei denen erstere zur Vervollkommnung und Beschleunigung aller Maßnahmen des Betriebswechsels dient und in denen die Befehlserteilung und Betriebsüberwachung dem Bedienungspersonal innerhalb des Kraftwerkes übertragen wird, vermittelt die Selbststeuerausrüstung gleichzeitig einfache Möglichkeiten einer weitgehenden Überwachung aller Einzelheiten beim Ablauf der Betriebsmaßnahmen durch die in diese einzubeziehenden Rückmeldungen. Für diesen Zweck haben sich im allgemeinen *Leuchtbilder* als Hilfsmittel der Überwachung eingeführt. Jedem Maschinensatz wird ein besonderes Meldebild (Abb. 309) zugeordnet, auf dem symbolisch die Maschinengruppe dargestellt ist. Dem Wärter ist hierdurch die Möglichkeit gegeben, jeden Anfahr- und Stillsetzvorgang in allen einzelnen Schritten der Steuerung zu verfolgen. Besonderes Kennzeichen dieses Verfahrens des Meldens ist eine überlegene Übersichtlichkeit bei Beschränkung auf engsten Raum.²

G. Eigenbedarfsstromquellen.

Die größte Unabhängigkeit der Hilfsstromquellen ist eine der wichtigsten Voraussetzungen der Betriebsbereitschaft und Sicherung der Kraftwerke im Hinblick auf ihre Bedeutung im Rahmen der Stromversorgung der Netze. Dank der Unabhängigkeit von äußeren Einflüssen und dank der Eigenschaft, einen bestimmten Energievorrat speichern zu können, sind Gleichstrombatterien auch heute noch ein unentbehrliches Hilfsmittel der Eigenbedarfsversorgung. Batteriespannungen unterhalb 48 V sind nur zulässig in kleinen Kraftwerken, die für die Inbetriebhaltung der Gesamtanlagen einer Stromversorgung keine entscheidende Bedeutung besitzen. Zuverlässige Wartung und Überwachung des Ladezustandes der Batterien ist unerlässlich; auf diesen kann aus der herrschenden Batteriespannung ein Rückschluß nur gezogen werden in Verbindung mit einer bestimmten Belastung.³

¹ Die Befehlserteilung für den Anlauf des hydraulischen Teiles erfolgt unter Umständen auch vom Bedienungsstand im Maschinenraum.

² In einem Leuchtbild mit den Abmessungen 45 × 60 cm lassen sich leicht 60 und mehr Meldungen mit großer Klarheit darstellen.

³ Zwecks Erleichterung der Wartung und Überwachung der Batterie empfiehlt es sich, eine betriebsmäßige Prüfschaltung vorzubereiten, bei der vorübergehend eine Belastung mit dem einstufig zulassenen Entladestrom möglich ist.

Der Batterie fällt im Kraftwerksbetrieb die Aufgabe der Versorgung aller Stromkreise für die Steuerung, Überwachung und Meldung zu, ferner die Speisung der Notbeleuchtung. Da die Leistungen der motorischen Hilfsbetriebe auch in Wasserkraftwerken die Leistungsfähigkeit wirtschaftlich ausgelegter Gleichstrombatterien überschreiten, werden allgemein die Motorantriebe, die eine Dauerbelastung darstellen, für Drehstrom ausgelegt. Nur Motoren, die Notreserven antreiben, also vorübergehend eingesetzt werden, müssen an die Gleichstrombatterie angeschlossen werden.

Der Sicherstellung der Drehstromeigenbedarfsversorgung der Kraftwerke kommt deswegen gleichfalls eine besondere Bedeutung zu. Um die Unabhängigkeit der Hilfsbetriebe für die laufende Versorgung der Hauptmaschinengruppen vom Vorhandensein des Drehstroms auf ein tragbares Maß zu beschränken, ist anzustreben, alle Einrichtungen so auszulegen, daß ein Betriebsausfall der Drehstromversorgung für die Dauer von 1 bis 1½ Minuten tragbar ist. Diese Zeiten sind für das Ingangbringen von Reservestromquellen bei Anwendung neuzeitlicher Hilfsmittel der Steuertechnik zuverlässig und ausreichend. Die zu fordernde Sicherstellung der Speisung der Eigenbedarfsbetriebe mit Drehstrom läßt sich erfahrungsgemäß mit ausreichender Zuverlässigkeit gewährleisten, wenn außer der normalen Versorgung aus dem Eigenbedarfstransformator¹ des Kraftwerkes oder einer Fremdspeisung aus dem Nachbarkraftnetz über eine besondere Freileitung noch ein Eigenbedarfsmaschinensatz vorhanden ist. Um den Schnelleinsatz dieser Notstromversorgung sicherzustellen, empfiehlt sich die vollselbsttätige Steuerung dieser Gruppe mit Einsatz abhängig vom Spannungszusammenbruch in der Normalversorgung. Erfahrungsgemäß ist hierdurch die Möglichkeit gegeben, etwa innerhalb ½ Minute die Weiterversorgung im Falle des Aussetzens der normalen Belieferung sicherzustellen.

In Einzelfällen sind in Wasserkraftwerken als Notstrommaschinengruppen auch vollselbsttätige Diesel-Aggregate zur Aufstellung gekommen. Dabei kann innerhalb von höchstens 10 Sekunden mit der zuverlässigen Inbetriebnahme der Ersatzstromversorgung und der Weiterpeisung des Eigenbedarfes gerechnet werden. Bei dieser Lösung ist die größte Unabhängigkeit der Eigenstromversorgung gewährleistet, da eine von den hydraulischen Bedingungen unabhängige Antriebsmaschine Verwendung findet.

Wo zwei voneinander unabhängige Drehstromquellen in einem Kraftwerk zugänglich sind, die dauernd unter Spannung stehen, kann auch durch selbsttätige Umschaltung bei Aussetzen der einen Versorgung auf die andere praktisch ohne Zeitverzug übergegangen werden.

H. Die Steuerstromkreise.

Ein- oder zweipoliges Schalten. Die weitaus meisten Anlagen für eine selbstgesteuerte Betriebsführung sind für einpoliges Schalten der Steuerstromkreise ausgelegt; in wenigen Fällen ist die zweipolige Betätigung in Anwendung. Eine Überlegenheit der einen gegen die andere Methode war auch in langjähriger Betriebszeit nicht zu erkennen, selbst nicht in Anlagen, in denen die beiden Verfahren nebeneinander benützt sind. Da zudem die zweipolige Betätigung durch die dabei unvermeidliche Häufung der Kontakte in den Steuerstromkreisen in ihrer Übersichtlichkeit ungünstig beeinträchtigt wird, ist der Anwendung der einpoligen Betätigung der Vorzug zu geben. Wichtig ist bei der Wahl der einpoligen Steuerung die richtige Einfügung der Kontakte auf der positiven Polseite der Spule des zu schaltenden Relais, wodurch Fehlermöglichkeiten, etwa durch Erdschluß auf der negativen Polseite der Steuerbatterie, ausgeschaltet werden. In jeder Anlage empfiehlt es sich, den Isolationszustand der Steuerbatterie selbsttätig durch Relais zu überwachen und damit sicher auch Erdschlüsse zu erfassen, die nur ganz vorübergehend bei Bestehen einer bestimmten Schaltung oder Schließen eines bestimmten Stromkreises wirksam werden.

Aufbau der Stromkreise in Arbeits- oder Ruhestromschaltung. Da bei Anwendung von Ruhestromschaltungen, insofern mit einem passiven Wirksamwerden eines Steuervorganges gerechnet werden muß, also bei Wegbleiben der Spannung ein Ansprechen erfolgen kann, wird im allgemeinen in der Selbststeuertechnik die Arbeitsstrombetätigung vorgezogen. In dem einzigen

¹ Für den gleichfalls eine volle Reserve durch einen Ersatztransformator vorzusehen ist.

Fälle der Auslösung von Notschlußorganen, vor allem, wenn diese im entlegenen Wasserschloß oder in einer fernbedienten Anlage angeordnet sind, müssen die Nachteile des Ruhestromauslöskreises in Kauf genommen werden aus der Überlegung heraus, daß selbst eine unerwünschte Auslösung einem Versagen im Gefahrenfalle vorzuziehen ist. Um die wenigen Ruhestromkreise dieser Art von Fremdstörbeeinflussungen freizuhalten, empfiehlt es sich, zur Speisung der genannten Stromkreise eine besondere Batterie heranzuziehen.

J. Elektrische Hilfsantriebe.

Die Trennung von Steuerstelle und zu betätigenden Organen setzt die elektrische Steuerung der mit Drucköl oder motorisch betätigten Antriebe voraus.

Elektromagnete sind für einfache, schlagartig wirkende Hub- und Senkbewegungen, bzw. geringe Drehbewegungen mit einem Arbeitsaufwand bis zu 10 mkg anwendbar. Magnetantriebe ohne mechanische Verklüftung werden richtigerweise nur bei Arbeitsstromschaltung angewendet; Magnetantriebe mit Verklüftung eignen sich besonders für Bewegungsvorgänge, bei denen die hierdurch herbeigeführte Stellung des betätigten Organs längere Zeit aufrechterhalten bleibt. Der Antriebsmagnet liegt bei dieser Anordnung nur während des eigentlichen Bewegungsvorganges unter Spannung.

Elektromotorische Antriebe (Hubmotoren) unterscheiden sich von den Magnetantrieben mit Verklüftung dadurch, daß statt des Arbeitsmagneten ein Motor mit Zwischengetrieben; Mitnehmern usw. für die mechanische Umformung der drehenden Bewegung in die auf und ab gehende vorgesehen ist [20]; jedoch kann auch bei entsprechender Ausbildung der hydraulischen Steuerapparate (Drehschieber) auf letzteres verzichtet werden, wodurch eine gewisse Vereinfachung des Antriebes Platz greift, jedoch eine Verlängerung der Hubbewegung in Kauf genommen werden muß [10]. Derartige Antriebe werden überwiegend verwendet und sind bis zu Hubarbeiten von 150 cmkg bei Bewegungszeiten von 0,3 bis 1 sek für die Hubbewegung und 0,1 sek für die Rückstellung (Senkbewegung) entwickelt.

Druckluftantriebe haben bisher keine planmäßige Anwendung gefunden.

K. Anwendungsformen der Selbststeuerung.

a) Selbstgesteuerter Teilbetrieb (wartungslose Anlage).

Hierbei kommen zu den im betriebsmäßigen Zustand führenden bzw. regelnden Einrichtungen nur die in Störungsfällen in Tätigkeit tretenden Überwachungs- und Schutzmaßnahmen, für deren Auslegung im maschinellen Teil grundsätzlich zwei Möglichkeiten bestehen, je nachdem, ob

1. die Einrichtungen zur Abstellung des Maschinensatzes in Gefahrenfällen dem hydraulischen Regler zugefügt werden und über diesen wirken, oder

2. das Ansprechen der Überwachungseinrichtungen den Schluß des Hauptabsperrorgans der Turbine zur Folge hat.

Im letzteren Falle können die im Rahmen der betriebsmäßigen Drehzahl- bzw. Leistungssteuerung erforderlichen Einrichtungen unberührt von der Aufgabe des Schutzes der Anlage bleiben, was insbesondere bei Niederdruckanlagen kleiner Leistung mit der Möglichkeit der Anwendung *mechanischer Fallschützen* die Aufwendungen für die Einführung des unbesetzten Betriebes verhältnismäßig gering halten läßt, bzw. die Umstellung darauf erleichtert. Andererseits kann für bedeutendere Anlagen durch Einbeziehung des hydraulischen Reglers in die Schutzmaßnahmen deren Zuverlässigkeit erhöht werden. Für die unter 2) genannte Auslegung mit Beschränkung der Schutzmaßnahmen auf den ausschließlichen Einsatz des Einlaßorgans erübrigen sich weitere Ausführungen hinsichtlich der Gesamtanordnung. Sämtliche als notwendig erkannte Überwachungseinrichtungen, wie etwa Lager- und Überdrehzahlwächter, Öldruckrelais bei Windkesselreglern, Fehler im elektrischen Teil mit der Notwendigkeit der Abstellung des Maschinensatzes, unterbrechen über entsprechende Relais mit Anzeige der Fehlerart den Ruhestromkreis des Haltemagneten zur Auslöseeinrichtung des Selbstschlußorgans.

Die Ausstattung des selbsttätigen Reglers, falls dieser den *zusätzlichen* Schluß des Turbinenleitapparates in Störungsfällen durchführen soll, unterscheidet sich von jenen Aufwendungen, die bei ausschließlicher Übertragung des Schutzes an den hydraulischen Regler erforderlich sind, grundsätzlich nur durch den Entfall der selbsttätigen Verriegelung des Leitapparates in der Schlußstellung; die erweiterte Form 2 geht somit aus der sinngemäßen Ergänzung der

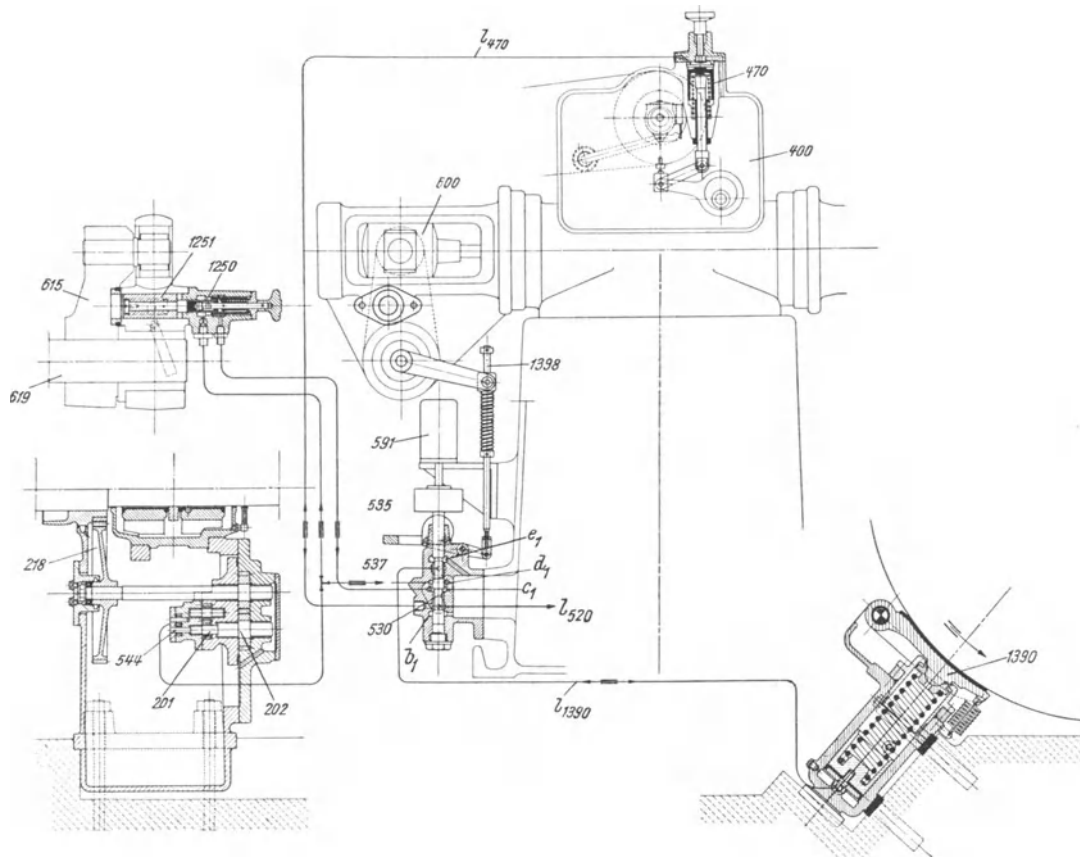


Abb. 311. Schema (gezeichnet für Betrieb).

nachfolgenden, auf Form 1 sich beziehenden Auslegung durch die Schalteinrichtungen zum Schnellschlußeinlaßorgan hervor.

Auslegung für unbesetzten Betrieb nach 1 (Abb. 311) [2, 10].

- a) Starrer Antrieb 218 der Reglerpumpe 202/201 von der Turbinenwelle aus.¹
- b) Fernschwimmereinrichtung (s. S. 77).
- c) Öldruckgesteuerte Verriegelung des Turbinenleitapparates in der Schlußstellung (s. S. 171).
- d) Selbsttätige Bremsung (s. S. 191).
- e) Steuerstrom aus Hilfsgleichstromdynamo.

Sämtliche Überwachungseinrichtungen wirken auf das magnetbetätigte Schaltventil 530, dessen Schaltstift betriebsmäßig durch den unter der Spannung der Hilfsdynamo stehenden Magnet 591 hochgezogen ist, wobei mit Abschluß des Steuerraumes d_1 die Förderung der Hilfspumpe 544 über die ausgezogene Verriegelung 1250 und c_1 zum Betätigungskolben der hydraulisch arbeitenden Öffnungsbegrenzung 470 einerseits (l_{470}) sowie zur Drosselsteuerung der Fernschwimmereinrichtung 520 andererseits (l_{520}) geleitet wird. Damit ist die Lage der Öffnungsbegrenzung der Wasserstandsüberwachungseinrichtung (s. S. 171) unterstellt. In Störungsfällen erfolgt die

¹ An dessen Stelle kann auch ein Schwungrad oder ein Schließwindkessel, bzw. bei Windkesselreglern die Druckspeicherüberwachung treten.

Entspannung des Hubmagneten 591. Solange der Regler nicht in der Schlußstellung ist, kann der Schaltstift 530, des über Gestänge 1398 hochgehaltenen Anschlages 537 halber, nur in jene Stellung abfallen, in welcher wohl die Steerräume c_1 , d_1 kurzgeschlossen sind (Bereitstellung der Verriegelung 1250 durch Verbindung der Leitungen d , s. a. Abb. 255) sowie über b_1 der Raum über dem Kolben zur Öffnungsbegrenzung 470 entlastet ist (Schluß des Reglers), hingegen Raum e_1 noch Abströmung besitzt und somit die Bremsleitung l_{1350} drucklos bleibt. Erst bei nahezu geschlossener Turbine wird der vollständige Abfall des Schaltstiftes 530 durch das Abhängigkeitsgestänge 1398 freigegeben und Ablauf e_1 gesperrt, wodurch über Leitung l_{1390} das hydraulisch betätigte Triebwerk zur Bremse beaufschlagt wird. Zur Einstellung der betriebsmäßigen Lage des Schaltstiftes 530 vor Beginn des Anlaßvorganges, also bei stehender Maschine und damit spannungsloser Hilfs-

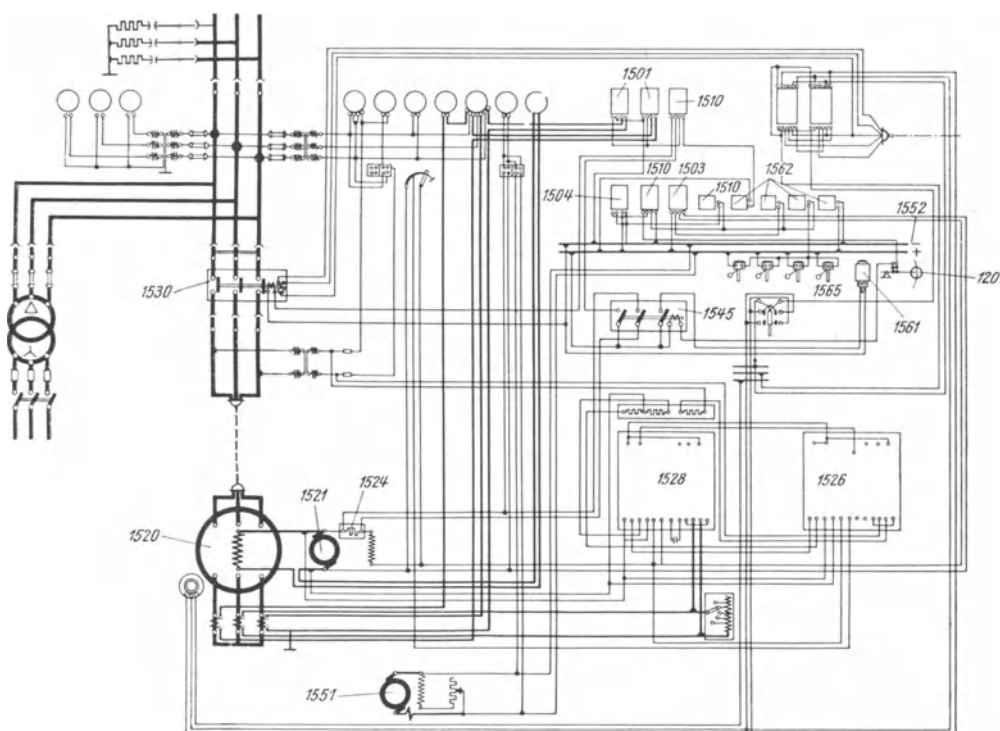


Abb. 312.

dynamo, ist die Unterstellung 535 vorgesehen, welche nach Anziehen des Magneten 591 selbsttätig herausfällt. Auf die zusätzliche mechanische Sperrung des Verriegelungsbolzens 1251 wurde bereits an früherer Stelle hingewiesen.

Die Auslegung der Überwachungs- und Schutzeinrichtungen für den elektrischen Teil zeigt Abb. 312. Überstrom, Maschinenüberspannung und Überdrehzahl, letztere gemessen an der Spannung der Hilfsdynamo 1551, bewirken das Ansprechen der zugehörigen Überwachungsrelais 1501, 1503, 1504, die, soweit erforderlich, durch Zeitrelais 1510 ergänzt sind. Während der Überstromschutz nur die Abtrennung der Maschine vom Netz durch Auslösen des Hauptölschalters 1530 einleitet, bewirken alle übrigen Überwachungseinrichtungen die Öffnung des mehrpoligen Schaltschützes 1545 mit gleichzeitiger Auslösung des Ölschalters 1530, Einschaltung des Feldschwächungswiderstandes 1524 sowie die Entspannung des Magneten 591 zum Schaltventil 530.

Die im besonderen Falle überwiegend parallel betriebene Anlage wird durch den Stromregler 1528 auf konstante Stromabgabe entsprechend der zulässigen Belastung des Generators geregelt, während der vorgesehene Spannungsregler 1526 nur als Sicherheitsregler dient und bei Alleinbetrieb, bzw. nach Abschaltung eingreift.

b) Fernbediente Anlagen.

Bei diesen treten zu den Schutz- und Überwachungseinrichtungen des mechanischen Teiles noch jene Maßnahmen, welche der Selbststeuerung des plangemäßen Anlauf- und Abstellvorganges dienen.

Der Anlaufvorgang läßt drei Stufen unterscheiden:

1. die Überführung des stillstehenden Maschinensatzes in den Zustand vor der Parallelschaltung;
2. die Parallelschaltung;
3. die Belastung des Maschinensatzes.

Auf die zur Durchführung der unter 2 und 3 genannten Aufgaben angewendeten Methoden bzw. Hilfsmittel ist in früheren Abschnitten bereits eingegangen worden. Der Vorgang zur Herbeiführung der Zuschaltbereitschaft richtet sich im wesentlichen darnach, ob das Hauptabsperrorgan in die Selbststeuerung einbezogen ist, diesem oder dem Regler die Herstellung einer bestimmten Gesetzmäßigkeit des Drehzahlverlaufes während der Zuschaltperiode übertragen und welcher Art diese ist; schließlich auch nach der Turbinentypen.

1. Niederdruckanlagen

bis zu einer gewissen Größe können bei vollständig oder teilweise geöffnetem Leitapparat durch Eröffnung des Hauptabsperrorgans (Schütze, Drosselklappe) zum Anlauf gebracht werden; hierbei kann bei genügend langsamer Eröffnung des letzteren eine Einsteuerung der Drehzahl über dem Regler entbehrt werden.

Fernbediente Niederdruckanlage mit drehstromerregtem Asynchron-generator [23, 20].

Anlauf bei geöffnetem Leitapparat, Steuerstrom aus dem Netz,¹ vieladrige Fernsteuer-
verbindung.

Selbststeuerausrüstung:

1. Hydraulisch betätigte Schnellschlußschütze (s. Abb. 266).
2. Hydraulischer Geschwindigkeitsregler (Windkesseltypenregler) mit elektrisch betätigter Öffnungsbegrenzung, Druckölpumpe elektromotorisch angetrieben (Abb. 161).
3. Drehstromerregemaschine mit motorischem Antrieb und Selbsterregung, Leistungsschalter mit motorischem Antrieb.
4. Überwachungseinrichtungen:
 - a) maschineller Teil: Wasserstands-, Windkesseldruck-, Lager- und Pendelriemenüberwachung, Überdrehzahl (Fliehkraftschalter, oberer Kontakt);
 - b) elektrischer Teil: zweiphasiger Überstromschutz, Überwachung der Erregung und der Steuerspannung.

Ein besonderes Anfahrrelais übernimmt bei jeder Gruppe den von der Steuerstelle aus gegebenen Befehl zum Inbetriebgehen bzw. Stillsetzen. Dieser Befehl wird nur dann wirksam, wenn keine der Schutzeinrichtungen angesprochen hat. Auf das Anfahrkommando hin wird zunächst der Motor der Druckölpumpe eingeschaltet. Bei Erreichung des normalen Druckes im Speicher erfolgt selbsttätig:

1. die Unterspannungsetzung des Motors zur Erregemaschine, die mit dem Generator elektrisch fest verbunden ist;
2. die Einstellung der Öffnungsbegrenzung knapp über Anlauföffnung;
3. a) die Erregung des Hubmagneten 591 zum Vorsteuerventil 530 im Schützenantrieb (s. Abb. 266);
- b) der Einsatz der Druckölpumpe 1298 zum Schützenantrieb.

¹ Eigenbedarfstransformator 50 kVA. Bei dieser Art der Bereitstellung des Steuerstroms ist bei Spannungseinbrüchen des Netzes mit der Abschaltung der an sich ungestörten Anlage zu rechnen, ein Umstand, der diese Art der Versorgung der Steueranlage nur bei unwichtigeren Anlagen als zulässig erscheinen läßt.

Mit Eintreten der Druckölförderung wird die Schütze über Hubwerk 1291/1292 angehoben, wobei infolge der Verbindung desselben mit dem hydraulischen Antrieb zum selbsttätigen Windkesselabsperrentil

4. letzteres geöffnet wird und die Druckölfreigabe für die Leitradregelung erfolgt.

Die Turbine läuft hoch und wird bei angenäherter Erreichung der Synchrondrehzahl durch den mit der Turbinenwelle verbundenen Fliehkraftschalter (unterer Kontakt) ans Netz geschaltet.

Die Wirkleistung des Maschinensatzes wird ferngesteuert eingestellt; die Wasserstandsüberwachung ist dieser Einstellung überlagert. Die vorgehend angeführten Überwachungseinrichtungen mit Ausnahme des Überstromschutzes wirken auf Lösung des Leistungsschalters und Stillsetzung der betroffenen Gruppe durch Unterbrechung der Steuerstromversorgung. Die Wiederinbetriebnahme der gestörten Gruppe¹ ist nur nach Einlegen des Steuerstromschalters im fernbedienten Werk selbst möglich. Bei Überstrom erfolgt Abschaltung und Stillsetzung, jedoch mit selbsttätiger Wiederbereitstellung des Anfahrsteuerkreises nach Verschwinden der Störungsursache. In allen Fällen der Stillsetzung gewährleistet die Steuerung des selbsttätigen Absperrentils abhängig vom Druck im Hubzylinder die Bereitstellung des Drucköles bis zum erfolgten Abschluß der Schütze.

Für *Asynchronanlagen*, die an sich allein nicht betrieben werden können, ist die Anwendung eines selbsttätigen Drehzahlreglers nur unter Umständen erforderlich. Gewöhnlich genügt reine Wasserstandsregelung. Besonders einfach wird die Betriebsausrüstung bei Asynchronanlagen mit Kaplan-Turbinen und ausschließlicher Steuerung des Laufrades, wobei unter Anwendung einer Anordnung nach Abb. 180 der weitere Aufwand für die Regelung sich auf die Druckölpumpe beschränkt, die zweckmäßig starr von der Turbinenwelle aus angetrieben wird. Daß hierbei auch vorteilhaft eine Anordnung der Turbine mit Einbau in Heberkammer und hochgesaugtem Oberwasserspiegel (s. Abb. 268) verwendet wird, sei hier vermerkt.

2. Fernbedienter Betrieb *ohne* Einbezug des Hauptabsperrorgans in die Selbststeuerung.

a) Falls das Absperrorgan in die Selbststeuerung nicht einbezogen werden soll, ferner der selbsttätige Regler mit gespeichertem Drucköl betrieben wird, kann die durch die Selbststeuerung bedingte Ergänzung der Regelung etwa nach Abb. 313 ausgelegt werden [1].

Selbststeuerausrüstung:

1. Anlaufsteuerung (s. Abb. 302);
2. Öldruckspeicheranlage mit elektromotorisch angetriebener Hilfsölpumpe;
3. gesteuertes Absperrentil, kombiniert mit der
4. Verriegelung des Leitapparates in der Schlußstellung (s. Abb. 262).

Überwachungseinrichtungen:

5. Öldrücküberwachung durch manometrisches Ventil;
6. Pendelriemenbruchsicherung;
7. Fernabstelleinrichtung (Magnet 591).

Schaltfolge für die Indienststellung:

1. Anlauf der Hilfspumpe 544 zur Herstellung des normalen Betriebsdruckes im Speicher 205. Bei Erreichung desselben erfolgt bei Betriebsbereitschaft des Maschinensatzes an sich

2. die Umschaltung des manometrischen Ventils 230 mit

a) Unterdrucksetzung des Absperrentil 1260 betätigenden Kolbens,

b) die Verstellung des Umlaufventils 533, wodurch das Regelgetriebe über Leitung l_{533} allmählich unter Druck gesetzt und Riegel 1251 wegen der zunächst noch auf „Schließen“ stehenden Anlaufvorrichtung 1450 entlastet gezogen werden kann. Mit Erreichung der nahezu vollen Eröffnung von 1260 erfolgt,

c) die Unterdrucksetzung der Anlaufvorrichtung 1450.

¹ Fehlermeldungen beschränken sich auf die Anzeige der Art der Störung (dauernd oder vorübergehend); gemeldet werden über eine normale Meßausrüstung Spannung, Strom und Wirkleistung, ferner der Betriebszustand.

Die planmäßige *Abstellung* des Maschinensatzes wird durch Entspannung des Hubmagneten *591* eingeleitet, wodurch mit Entlastung der Vorsteuerung *320*

a) Hauptsteuerkolben *301* unter Wirkung der Feder *302* in seine Schließstellung geht (Reglerschluß);

b) mit Entlastung des Kolbens zu *1260* die Verriegelung *1251* bereitgestellt und

c) Umlaufventil *533* geschlossen wird.

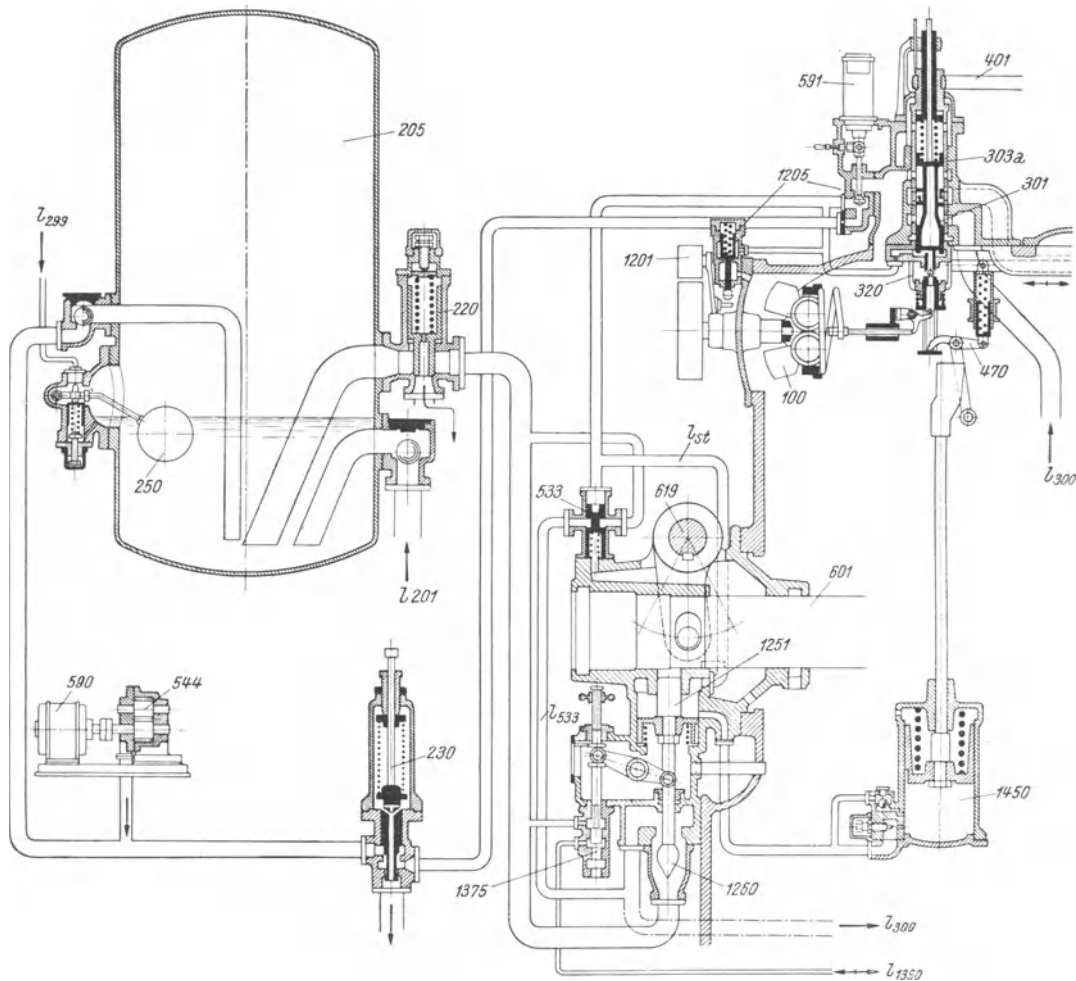


Abb. 313. Schema (gezeichnet für Betrieb).

Bei vollständigem Schluß des Leitapparates erfolgt

d) der Schluß des Absperrventils *1260* und

e) die Einsteuerung der Bremse (s. a. Abb. 262) über Schaltventil *1375*.

Die gleichen Schaltvorgänge werden selbsttätig bei Umstellung des Hilfsventils zu *1201* (Pendelriemenbruch), bzw. durch Umschaltung des manometrischen Ventils *230* bei unzulässigem Absinken des Öldruckes ausgelöst.

b) Wie bereits allgemein dargelegt, wird bei Großkraftanlagen der verhältnismäßig weite Abstand der einzelnen Steuereinrichtungen voneinander und zur Steuerstelle durch elektrische oder hydraulische Übertragungsmittel überbrückt, wobei die erforderlichen Abhängigkeiten und Verriegelungen der Steuerungen nach Zweckmäßigkeit je einem der Steuermittel übertragen werden. Bei den überwiegend hydraulisch bewirkten Kolbensteuerungen werden die notwendigen

Verblockungen vorteilhaft durch besondere Sperrkolben bewirkt, über welche in die Steuerung mehrere gleichzeitig bestehende Bedingungen eingeführt werden können.¹

Eine derartige Auslegung unter Voraussetzung der Selbststeuerung des Absperrventils zum Windkessel, der Leitradverriegelung, der Bremsinrichtung sowie des Einbezuges der hydraulischen Handregelung in die Selbststeuerung werden in einer praktisch bewährten Form in Abb. 314 veranschaulicht [23].

Wird das Anlaßventil 530 von Hand oder mittels des Hubmotors 591a elektrisch gehoben, wird gleichzeitig Sperrventil 535a nach unten gedrückt. Über Leitung a tritt Drucköl aus dem Windkessel durch Ventil 530 und Leitung b unter den Verstellkolben des Schiebers 1260, wodurch dieser geöffnet und das Regelsystem unter Druck gesetzt wird. Sobald 1260 zu öffnen beginnt, fließt Drucköl über die Leitungen i und r sowie die Ventile 530, 535a in das Endschaltventil 536 ein, welches, bei Erreichung der Offenstellung von 1260 aufgedrückt, Drucköl nach dem Riegel 1251 gelangen läßt (Leitung o). Da der Leitapparat, der Entlastung des Kolbens 1468 und des damit in seine Schließlage verstellten Steuerkolbens 301 halber (s. a. Abb. 149), in die geschlossene Stellung gepreßt wird, ist Riegel 1251 entlastet und kann herausgezogen werden. Im letzten Hubteil von 1251 wird Kolben 1256 umgestellt, wodurch Drucköl in den Sperraum von 1256 sowie über Leitung k unter den Sperrkolben von 535b gelangt, diesen und Kolben 1256 in ihrer oberen Stellung hydraulisch verriegelnd. Mit der Umstellung des Sperrkolbens 535b wird mit Unterdrucksetzung des Abstellkolbens 1465 (Leitung h) die Anlaufsteuerung (s. a. Abb. 301) in Tätigkeit gesetzt sowie mit Beaufschlagung der hydraulischen Sperre 1468 auch das Hauptsteuerventil 301 freigegeben. Mit Unterdrucksetzung des Raumes h₁ wird auch das Handsteuerventil 650 aus seiner durch die Feder 653 erzwungenen Schließstellung weg an die Handsteuerung 654, 655 gelegt. Mit der Anschaltung der Vorbelieferung des Steuersystems (Leitung a) ist über das Umstellventil 1399 auch der Ringraum über dem Kolben 1392 zur Bremse unter Druck gekommen, wodurch letztere gelöst wird. Damit erscheinen sämtliche Voraussetzungen für den Beginn des Anlaufes, der über die Anlaufvorrichtung 1460, 1465 in der Folge eingeleitet wird, erfüllt.

Schaltventil 530a verhindert über Druckrelais 598a die Lösung des Leistungsschalters vor Eintritt der Leerlaufstellung.²

Die erfolgte Eröffnung des Windkesselabsperrventils 1260, die Lösung der Verriegelung 1251, der Bremse 1390, ebenso wie der erfolgte Anlauf (Stillstandspumpe 1459) werden über Öldruckrelais gemeldet.

Singemäß vollzieht sich bei Entspannung des Hubmotors 591a — mit Entlastung der Leitungen h und j sowie bei vorläufiger Verriegelung von 535a durch 535c (Leitung c) in der unteren Stellung — der Schnellschluß über 1465, unabhängig davon die Verstellung des Hauptsteuerkolbens 301 sowie des Handsteuerventils 650 in die Schließlage durch Entlastung der Räume 1468, h₁. Hierdurch schließt das Leitrad vollständig. Als Folge hiervon wird der Sperrdruck von 535c durch Schaltventil 530b weggenommen, 535a nach oben geschoben, wodurch der Leitradriegel eingerückt und mit Umstellung von 1256 die Sperrkolben zu 535b drucklos werden; Ventil 535b wird umgesteuert. Gleichzeitig erhält der hydraulische Antrieb zum Windkesselabsperrschieber 1260 Schließdruck aus dem Windkessel über 530, 535a, 535b.

Die Stillsetzbremse wird durch Unterspannungsetzung des Hubmotors 591b unter Voraussetzung, daß die Drehzahl unter 50% der normalen gefallen sowie der Generatorschalter geöffnet ist, eingeschaltet. Dadurch, daß dem Steuerstift 1411 die Ventile 535b, 535a, 530 im Flusse

¹ Z. B. nach Erteilung des Anfahrkommandos kann der Leitradriegel nicht mehr eingerückt, das selbsttätige Absperrventil nicht mehr geschlossen werden; dieser Zustand bleibt auch nach Erteilung des Abstellbefehles erhalten bis zum Schluß des Leitapparates. Solange der Leitradriegel gezogen, ist das selbsttätige Absperrventil am Schließen verhindert, ebenso wie der Eingriff der Bremse verblockt usw.

² Für Maschinensätze großer Leistung erscheint es zur Schonung der elektrischen Anlageteile wichtig, bei Störungen im hydraulischen Teil der Anlage, die eine Stillsetzung erfordern, die Maschine vom Netz erst nach Wegnahme der Antriebsleistung über den Regler bzw. die Schnellschlußeinrichtung zu trennen.

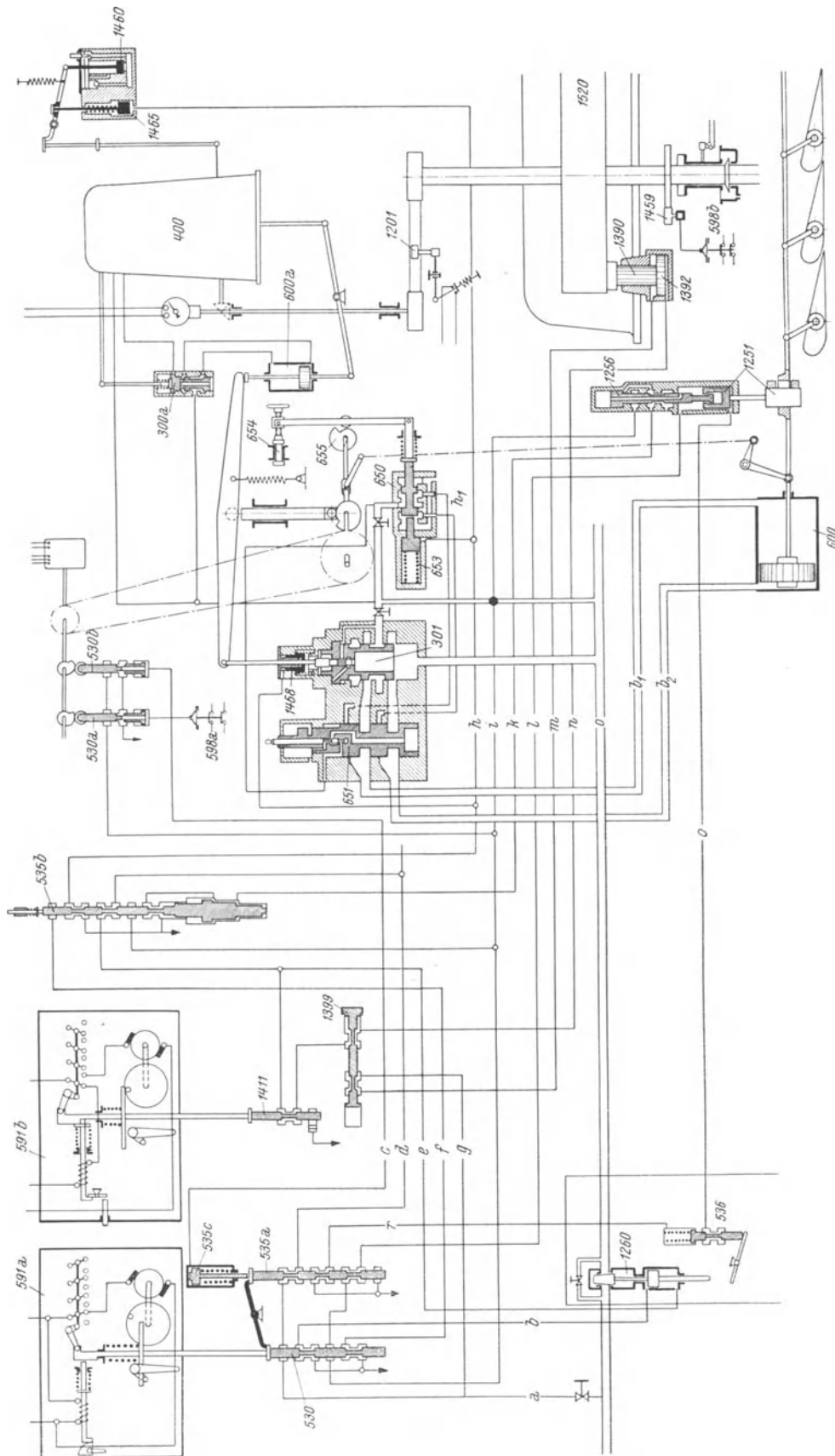


Abb. 314. Schema (gezeichnet für Stillstand).

der Druckölzufuhr vorgeschaltet sind, kann die Einsteuerung der Bremse mit Unterdrucksetzung der unteren Kolbenfläche (Leitung *n*) nach Erteilung des Abstellbefehles nur bei eingerücktem Riegel 1251 vor sich gehen. Die Stillstandspumpe 1459 ermöglicht im Zusammenwirken mit dem Öldruckrelais 598b und einem Zeitrelais die Überwachung der Auslaufdauer.

3. Fernbedienter Betrieb mit durchgängiger Selbststeuerung der Vorgänge zum planmäßigen Betriebswechsel und im Gefahrenfall *mit* Einbezug des Hauptabsperrorgans.

a) Spiralturbine mit Druckregler zum Antrieb eines Synchrongenerators (23 000 kVA) [23, 10]. (Meisterwalzensteuerung.)

Selbststeuerausrüstung für den mechanischen Teil (Abb. 315).

1. Selbststeuereinrichtung zum Kugelschieber 1350 (s. S. 189).
2. Elektromotorisch betätigte Öffnungsbegrenzung 470 und Drehzahlstellvorrichtung 460 mit zusätzlicher Einrichtung zur Einstellung der Anlauföffnung (Anlaufform 2a).
3. Druckölspeicheranlage mit Wechselventil 230 und Zwischenbehälter *Z* (s. S. 30), Druckölpumpe 201, elektromotorisch angetrieben.
4. Reserveölpumpe 544, durch Hilfsturbine 599 angetrieben, mit selbsttätiger Einsteuerung bei Spannungseinbruch am Motor 590₂₀₁ zur Hauptölpumpe.
5. Fernwasserstandsregeleinrichtung 520 (s. S. 76).

Überwachung des hydraulischen Teiles.

6. Spannungsüberwachung des Motorantriebes 170 zum Reglerfliehkraftpendel (s. S. 165).
7. Überdrehzahl- und Lagerschutz.
8. Selbsttätige Bremsung mit elektrischer Einsteuerung.

Selbststeuerausrüstung des elektrischen Teiles.

9. Meisterwalze zur Steuerung des planmäßigen Anlauf- und Abstellvorganges mit Durchschaltung oder Auflösung in Teilvorgängen.
10. Automatische Anlauf- und Parallelschalteneinrichtung.
 - a) Steuerung zum Drehzahlstellmotor.
 - b) Frequenzeinsteuerung s. S. 215.
 - c) Selbsttätige Spannungsregelung.
 - d) Parallelschalteneinrichtung s. S. 219.
11. Schutzausrüstung für den elektrischen Teil.
Generatorschutz: Differential-, Erdschluß-, Überspannungs- und thermischer Überstromschutz.
12. Eigenbedarfsversorgung.
 - a) Drehstrom 210 V aus dem Netz.
 - b) Steuergleichstrom aus Batterie 125 V.

Die *Indienststellung* des Maschinensatzes kann in Teilvorgänge:

- I. Anlauf der Pumpengruppe für Regler und Lageröl (Herstellung der Betriebsbereitschaft),
- II. Eröffnung des Kugelschiebers,
- III. Anlauf bis zum untersynchronen erregten Leerlauf,
- IV. Parallelschaltung,
- V. Belastung des Maschinensatzes,

aufgelöst, bzw. können diese Teilvorgänge selbsttätig aneinandergelagert werden (s. S. 221). Die Einleitung des Indienststellungsvorganges wird demnach vorgenommen durch die entsprechende Einstellung der Meisterwalze (schrittweise I bis IV oder unmittelbar auf IV als Durchlaufsteuerung). Hierbei erfolgt

1. Unterspannungsetzung und Anlauf des Reglerpumpenmotors 590₂₀₁, gegebenenfalls Rückstellung der Drehzahlstellvorrichtung 460 auf „ganz langsam“; außer den Lageröl-

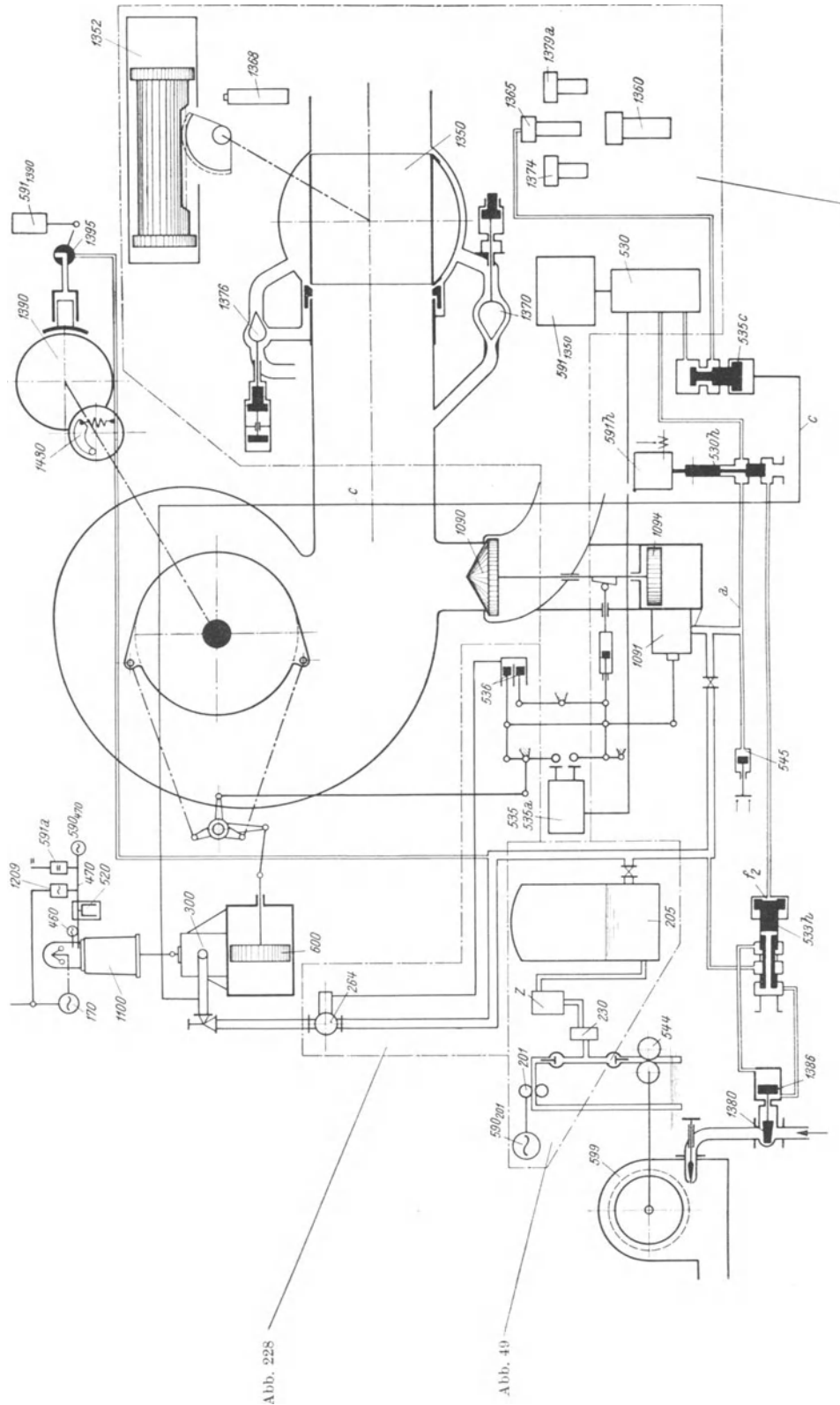


Abb. 315. Schema (gezeichnet für Betrieb).

pumpen läuft auch noch der Luftpumpensatz zur Fernwasserstandsregelung 520 an; im elektrischen Teil wird die Feldschwächung ausgeschaltet.

Bei Erreichung des normalen Speicherdruckes, insofern der Feldschwächungsschalter noch geschlossen ist, kann der zweite Schaltschritt entweder von Hand aus auf Grund der erfolgten Rückmeldung der Vollendung des vorangehenden eingeleitet werden oder wird selbsttätig durch ein besonderes Schaltfolgenrelais angesetzt. Hierbei wird

2. der Hubmotor 591 zum Kugelschieber 1350 an Spannung gelegt und damit dessen Eröffnung eingeleitet (s. a. Abb. 276, S. 189). Wie bereits ausgeführt, wird durch eine besondere Sperrung in der Kugelschiebervorsteuerung (535, 535a) die Eröffnung des Schiebers bei nichtgeschlossenem Leitapparat und Druckregler verhindert.

Bei gleichzeitiger Betätigung zweier Regelkreise (Turbine und Druckregler, bzw. Leit- und Laufkreis bei Kaplan-Turbinen) erscheint die vorsorgliche Überprüfung der Druckölversorgung jeder der Steuerungen berechtigt. Hierzu wird das Drucköl für die Kugelschiebervorsteuerung einem der Systeme hinter der möglichen Abtrennung dieses vom Speicher (z. B. für den Druckreglersteuerkreis 1091, 1094 mit Leitung a) entnommen und über Hilfsventil 535 c geleitet, das nur unter der Voraussetzung, daß auch Drucköl im zweiten System ansteht (Leitung c), die Durchleitung des Steueröles freigibt.

Nach vollständiger Eröffnung des Kugelschiebers wird unter Prüfung der Weiterschaltbedingungen, wozu auch die Stellung der Drehzahleinstellvorrichtung auf „ganz langsam“ gehört,

3. die Unterspannungsetzung des Gleichstromhubmagneten 591a mit Verstellung der Öffnungsbegrenzung 470 in die der Anlauföffnung entsprechende Lage und damit der Anlauf der Turbine eingeleitet. Da bei etwa 60% der normalen Drehzahl der selbsttätige Spannungsregler zu arbeiten beginnt, ist bei ungefähr 80% der Nenn Drehzahl die volle Generatorspannung erreicht. Der von dieser über einen Transformator gespeiste Pendelmotor 170 läuft daher an; ebenso zieht der Sicherungsmagnet 1209 an. Damit wird die Öffnungsbegrenzung zurückgezogen und die Führung der Regelung der Drehzahl mit Einstellung des untersynchronen Leerlaufes übertragen.

Hinsichtlich der Synchronisierung und Parallelschaltung gelten die Ausführungen des Abschnittes D. c).¹ Die Belastung des Maschinensatzes nach dessen Anschalten an das Netz erfolgt durch Umlegen der Meisterwalze in Stellung V mit Höhersteuerung der Drehzahlverstellvorrichtung, wobei die Wasserstandsregelung die Führung der Turbine übernimmt.

Die planmäßige *Abstellung* wird mit Verstellung der Meisterwalze in Lage VI nach vorhergehender Entlastung des Maschinensatzes mittels der Drehzahlverstellvorrichtung herbeigeführt. Hierbei erfolgt zunächst

1. die Auslösung des Feldschwächungsautomaten sowie die Unterbrechung der Spannung zum Hubmagnet 591a, wodurch

2. Turbine und Druckregler geschlossen und damit die Bedingungen für den durch Schaltstellung VI vorbereiteten Schluß des Kugelschiebers² geschaffen werden.

Unter der Voraussetzung, daß der Generatorleistungsschalter geöffnet und der Kugelschieber geschlossen ist, erfolgt die auf ihre Zulässigkeit elektrisch überprüfte Einsteuerung der selbsttätigen Bremse 1390 mit Umstellung des Hahnes 1395 über den Hubmotor 591₁₃₉₀. Um die Versorgung der Bremsen sicherzustellen, bleibt der Pumpenmotor 590₂₀₁ über ein Langzeitrelais noch nach Schluß des Kugelschiebers eingeschaltet. Die Ausschaltung der Bremse vor Wiederanlauf erfolgt selbsttätig mit Einstellung der Schaltwalzenstellung I.

Bei Eintritt einer durch die Überwachungseinrichtungen erfaßten Störung wird Hubmotor 591a stromlos, also die Turbine geschlossen, sowie die Feldschwächung eingeschalt-

¹ Es sei hier noch eine Sondereinrichtung erwähnt, die bei längerem Gleichlauf von Maschinen- und Netzvektor — was zu einer unerwünschten Verzögerung der Parallelschaltung führen kann — einen willkürlichen Impuls zur Höher- oder Tiefersteuerung der Drehzahlverstellvorrichtung gibt und damit den Maschinenvektor zur Änderung seiner Umlaufgeschwindigkeit veranlaßt. Zur Feststellung des ersterwähnten Zustandes wird die Kontaktgabe der Frequenzeinsteuervorrichtung durch ein Zeitrelais überwacht.

² Der Schließvorgang des Kugelschiebers ist nur notfalls bei strömendem Wasser vorgesehen.

tet. Mit Schluß des Leitapparates und des Druckreglers wird auch der Kugelschieberschluß freigegeben.

Besondere Vorkehrungen sind, wie bereits eingangs erwähnt, für die Sicherstellung der Druckölversorgung durch Anwendung einer zusätzlichen Pumpenanlage zum Druckspeicher getroffen. Der hierbei vorgesehene Antrieb der Pumpengruppe 544 durch eine aus der Hauptleitung gespeiste Freistrahlturbine 599 sichert die Betriebsbereitschaft ersterer unabhängig vom Zustand des Netzes und ermöglicht bei Spannungseinbruch des Hauptpumpenantriebes den selbsttätigen Einsatz der Hilfsversorgung. Letztere wird über Hubmotor 591h und Vorsteuerventil 530h gesteuert, wobei mit Unterspannungsetzung des ersteren die Steuerfläche f_2 des Hauptschaltkolbens 533h beaufschlagt und dieser in die den Hilfsantrieb 1386 zum Absperrschieber 1380 im Öffnungssinne beaufschlagende Stellung verschoben wird. Hubmotor 591h besitzt zur Ent-

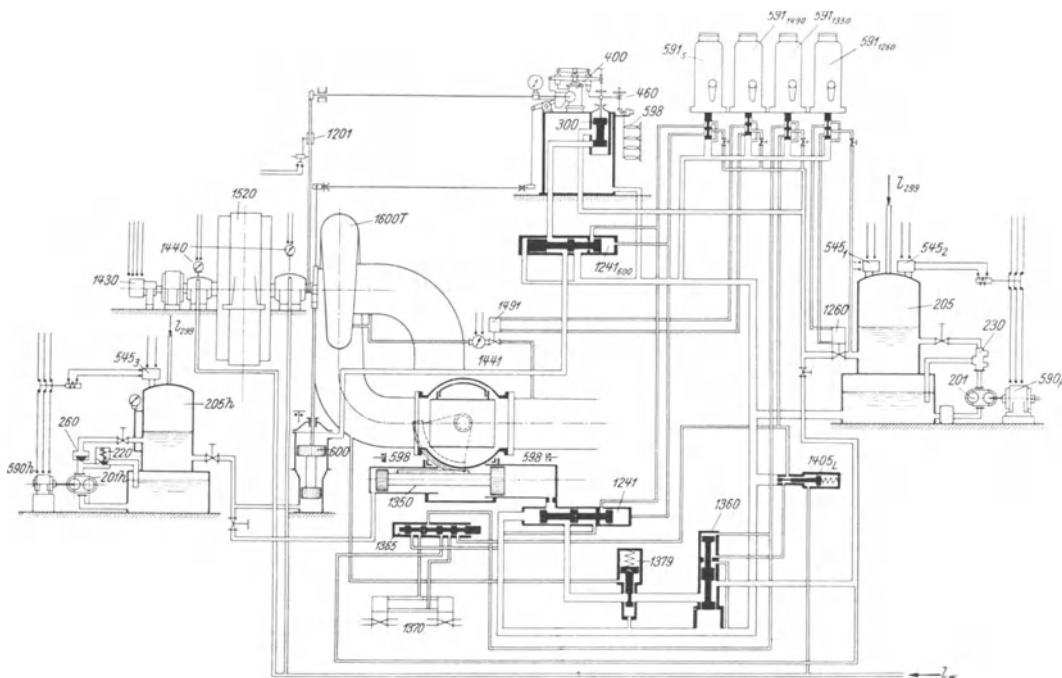


Abb. 316. Schema (gezeichnet für Betrieb).

lastung der Hausbatterie eine gesteuerte mechanische Verriegelung und wird über ein die Spannung im Stromkreis des Hauptpumpenmotors messendes Unterspannungsrelais eingeschaltet.

b) Spiralturbine mit Synchrongenerator (15000 kVA) [12, 20].

Sicherheitsschließwindkessel für Leitapparat und Kugelschieber, reine Relais selbststeuerung für Anlaufvorgang und Parallelschaltung.

Selbststeuerausrüstung des hydraulischen Teiles (Abb. 316).

1. Hydraulischer Kugelschieberantrieb mit dauernder Schließ tendenz (s. S. 188).
2. Elektrische Drehzahlverstellung mit zusätzlicher Ausrüstung für Anlaufform 2a.
3. Getrennte Druckölerzeugungsanlagen (201h, 201) für Schließ- und Öffnungswindkessel 205h, 205, Druckölpumpen elektromotorisch angetrieben; Steuerung der letzteren auch für Stillstandseinspeisung.
4. Gesteuertes Absperrventil 1260 zum Druckspeicher 205.
5. Selbsttätige Einschaltung der Bewässerung der Laufradspalte bei Phasenschieberbetrieb (591₁₄₉₀, 1491).
6. Bereitstellung der Lagerölpumpen nach Abstellbefehl während rund 30 Minuten durch Zeitrelais.

Überwachung des hydraulischen Teiles.

7. Pendelriemenbruchsicherung (Fühlrolle 1201 mit Kontaktschalter).
8. Fliehkraftschalter (1430) für Überdrehzahl.
9. Drucküberwachung der Windkessel (Öldruckrelais 545).
10. Überwachung des Öl- und Kühlwasserumlaufes sowie der Spaltbewässerung bei Phasenschieberbetrieb (auch Anlaufüberwachung, Blockierventil 1495_L).
11. Lagerwächter — Messung des Spurlagergleitdruckes.

Die Steuerungen 7 bis 11 wirken auf Stillsetzung des Maschinensatzes durch Schluß des Leitapparates und Kugelschiebers (Abfall des Hubmotors 591_s zu den Umschaltventilen 1241 für Leitapparat 600 bzw. Kugelschieber 1350 mit Abtrennung der normalen Steuerverbindungen zwischen den zugehörigen Hauptschaltventilen 300 bzw. 1360 und den Servomotoren 600 bzw. 1350; Schluß letzterer mit Entlastung der Öffnungsseiten unter Einfluß des Druckes im Schließwindkessel 205_h).

Selbst- (Fern-) Steuereinrichtung für den elektrischen Teil.

12. Fernsteuerung:

- a) Umschalter 1535 in der Fernsteuerstelle „Handsteuerung“ (h), „örtliche Selbststeuerung“ (o), „Fernsteuerung“ (f).
- b) Wahlschalter, „Generatorbetrieb“, „Phasenschieberbetrieb“, „Stillstand“.
- c) Fernsteuerung 1535_f von Erregung und Drehzahlverstellvorrichtung.
- d) Zustandsmeldung (Fernsteuerung, Anfahrbereitschaft).

13. Örtliche Selbststeuerung (Schaltfolgendendiagramm Abb. 317)¹:

- a) Selbsttätige Spannungseinstellung (Steuerkreis $g-m$) (s. S. 215).
- b) Frequenzeinstellung mit Schlupfüberwachung und selbsttätigem Einsatz (Steuerkreis $n-q$) (Tachodynamo 1551).
- c) Schlupfunabhängige Parallelschalteinrichtung (Steuerkreis r , s. S. 218).

Überwachungseinrichtungen für den elektrischen Teil.

14. a) Dreiphasiger Überstromschutz (Zeitrelais 1510₁).²
- b) Differentialschutz, Spannungssteigerungs-, Windungsschluß- und Buchholzschutz (Zeitrelais 1510₂).
- c) Spannungsrückgangschutz (Zeitrelais 1510₃).
- d) Gestellschluß-, Rotorschutz (Zeitrelais 1510_{4, 5}).

Störungen nach a) wirken nur auf Lösung des Leistungsschalters, nach c) und d) auch auf Stillsetzung; Störungen nach b) außerdem noch auf die Entregungseinrichtung (Steuerkreis o_1).

- e) Überwachung der Spannung für den Generatorschutzkreis und der Hilfswechselspannung.

Stromversorgung der Hilfsbetriebe.

15. a) Drehstrom 380, 220 V.
- b) Steuergleichstrom aus Batterie mit Gleichrichteraufladung; getrennte Stromkreise für Selbststeuerung, Fernmeldung, Schutz, Spannungsregler und Alarm.

¹ Bei diesem werden die zu einem Apparat gehörigen, in der Schaltung wirksam werdenden Einzelteile, wie Spulen und Kontakte, losgelöst voneinander in *dem* Stromkreis dargestellt, in dem sie zum Einsatz kommen. Die Zugehörigkeit zu einem Apparat erscheint durch gleiche Zeichen hervorgehoben.

² Zur Unterscheidung äußerer und innerer Überströme dienen zwei Zeitrelais mit unterschiedlich eingestellter Laufzeit; das länger laufende, das die vollständige Stillsetzung und Entregung des Maschinensatzes einzuleiten imstande ist, fällt ab, falls nach Auslösung des Generatorschalters durch das kurzfristig laufende Relais der Überstrom verschwunden, also die Störung im Netz gelegen ist.

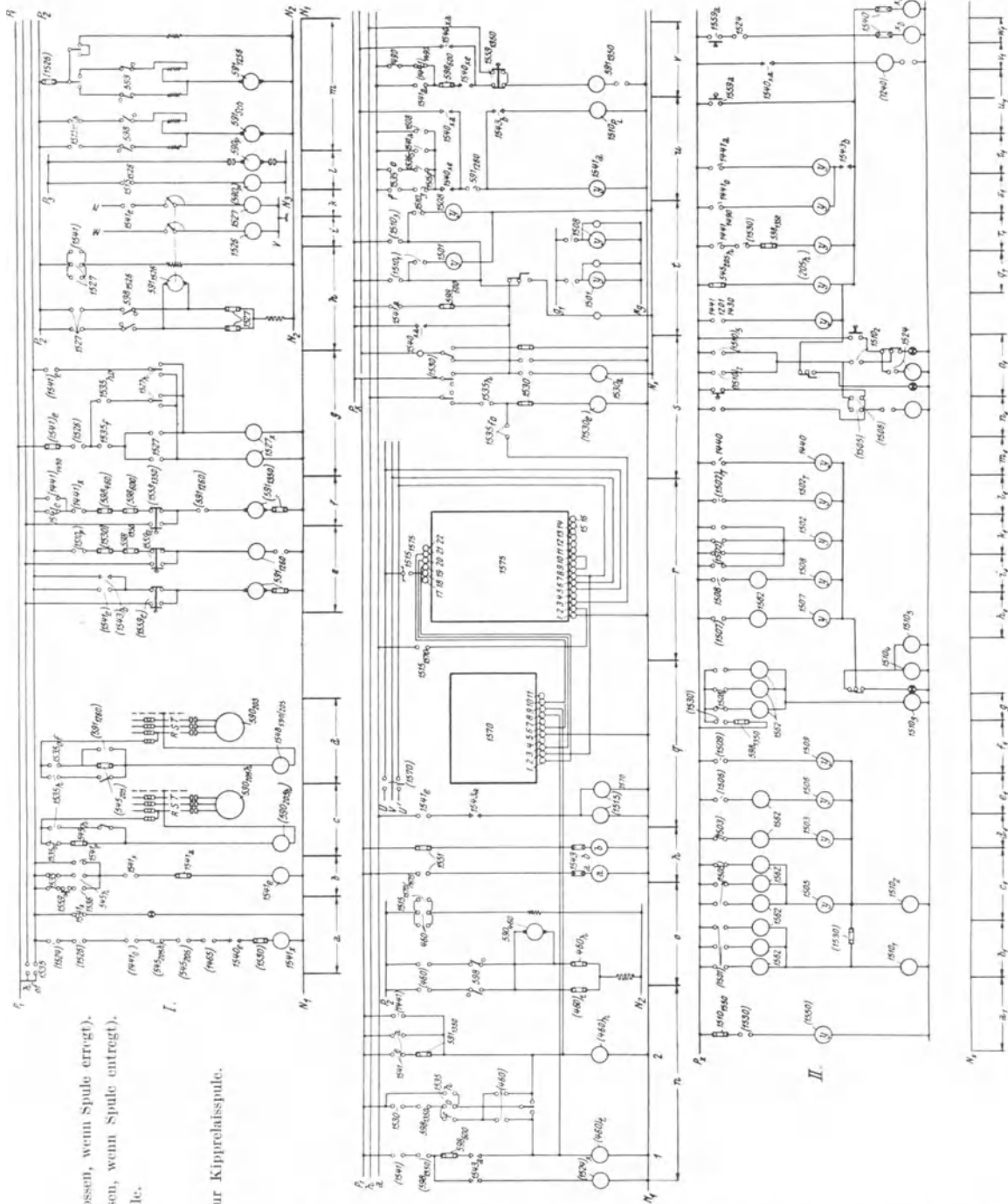


Abb. 317. Schaltfolgendiagramm.

I. Selbststeuerschaltung.
 a = anfahrbereit, b = aufahren,
 c = Ölpumpe für Schließwind-
 kessel, d = Ölpumpe für Öff-
 nungswindkessel (Lageröl), e =
 Windkesselsperreleiser, f =
 Kugelschieber „auf“, g = Span-
 nungseinstellung, h = Antrieb des
 Sollwerteinsetlers, i, k = Span-
 nungseinstellung, l = Ölpum-
 penantrieb (Thomaregler), m =
 Einschaltung des Spannungsreg-
 lers bzw. Motorantrieb des Neben-
 schlußreglers, n = Drehzahl-
 einstellung, o = Drehzahlver-
 einrichtung, p = Drehzahlüber-
 wachung, q = Frequenzgleich,
 r = Parallelschaltgerät, s = Lei-
 stungsschalter, t = Schutz-
 lösung, u = Stillsetzen, v = Kugel-
 schieber „zu“.

II. Schutzschaltung.
 a_1 = Überwachung der Schutz-
 spannung, b_1 = Überstrom, c_1 =
 Differentialschutz, d_1 = Span-
 nungserregung, e_1 = Windungs-
 schluß, f_1 = Buchholzschutz, g_1 =
 Spannungrückgang, h_1 = Gestell-
 schluß, i_1 = Rotorschutz, k_1 =
 Generatorantrieb, l_1 = Trans-
 formatortemperatur, m_1 = Lager-
 temperatur, n_1 = Brandschutz,
 o_1 = Entregungsschalter, q_1 = Öl-
 druck im Schließwindkessel, r_1 =
 Spaltwasserfluß, s_1 = Lageröl-
 umlauf, t_1 = Kühlwasserumlauf,
 u_1 = Notknopf, v_1 = Schnell-
 schluß, w_1 = Rückholung.

- Arbeit-kontakt (geschlossen, wenn Spule erregt).
- Ruhekontakt (geschlossen, wenn Spule entregt).
- Relais- oder Schutzspule.
- y = Melderlais.
- Kipprelaiskontakt.
- Unterbrecherkontakt zur Kipprelaispule.
- Meldelempfe.

Indienststellung von der Steuerstelle aus.

- | | |
|--|--|
| <p>1. Mit der ferngesteuerten Betätigung des Wahlschalters 1535 <i>of</i></p> <p>2. Unter der Voraussetzung, daß</p> <p>a) die Entregung 1524 und der Spannungsregler 1526 ausgeschaltet,</p> <p>b) der Kugelschieber 1530 geschlossen,</p> <p>c) der Öldruck im Schließ- und Öffnungswindkessel in normalen Grenzen (Öldruckrelais 545),</p> <p>d) der Schnellschluß 1545 ausgeschaltet,</p> <p>e) der Abstellschalter 1540e in Betriebsstellung — also keine Störung ansteht,</p> <p>f) der Leistungsschalter 1530 ausgeschaltet und</p> <p>g) die Lagerölversorgung in Tätigkeit ist,¹</p> <p>3. Mit Ansprechen des Anlaßrelais 1541, bei neuerlicher Überprüfung, daß</p> <p>a) der Anfahrbefehl besteht (1541e),</p> <p>b) Kugelschieber 1350 geschlossen,</p> <p>c) Leistungsschalter 1530 geöffnet,</p> <p>Insofern</p> <p>4. a) der Turbinenschieber 1350 geschlossen,</p> <p>b) die Drehzahlverstellung 460 auf „ganz langsam“,</p> <p>5. a) Bei geöffnetem Kugelschieber,</p> <p>6. Bei hochlaufendem Maschinensatz wird</p> <p>a) überwacht durch die Tachodynamo 1551 und</p> <p>b) unter Überprüfung der Betriebsbereitschaft (Anlaufüberwachung 1543a),</p> | <p><i>erfolgt</i></p> <p>a) die dauernde Bereitstellung der Pumpenantriebe 590₂₀₅ und 590_{205h}.</p> <p>h) die Meldung der Anfahrbereitschaft nach der Steuerstelle und an Ort,</p> <p>i) die Bereitstellung der selbsttätigen Spannungseinstellung (Steuerkreis <i>g—k</i>).</p> <p>d) über den Hubmotor 591₁₂₆₀ die Eröffnung des Absperrschiebers 1260 des Windkessels 205,</p> <p>e) die Verstellung der Drehzahlverstellvorrichtung 460 auf „ganz langsam“ (Steuerkreis <i>n, 1</i>) mit Überprüfung der Voraussetzungen: Leitapparat geschlossen, Ölversorgung in Tätigkeit.</p> <p>c) die Unterspannungsetzung des Hubmotors 591₁₃₅₀ zum Kugelschieber und damit die Einleitung der Eröffnung desselben.</p> <p>b) die Eröffnung des Leitapparates 600 durch Hochsteuerung der Drehzahlverstellvorrichtung mit Unterbrechung bei der Anfahröffnung (Steuerkreis <i>n, 2</i>).</p> <p>c) das selbsttätige Frequenzabgleich- und Parallelschaltgerät (1570, 1575) eingesetzt.</p> |
|--|--|

Die *Stillsetzung* kann ferngesteuert, an Ort oder durch die Gefahrenschaltung veranlaßt werden; hierbei werden immer Leitapparat und Kugelschieber geschlossen.

Die *Gefahrenmeldung* erfolgt im ferngesteuerten Werk in Einzelmeldungen, an die Steuerstelle nur generell, und zwar optisch sowie akustisch.

An *Stellungsmeldungen* werden an die Steuerstelle nur jene für Kugelschieber und Leistungsschalter sowie die Meldung der *Anfahrbereitschaft* gegeben.

¹ Die zugehörige Pumpe ist unmittelbar gekuppelt mit dem Motor 590_p zur Windkesselpumpe 201.

c) Doppeltgeregelte Kaplan-Turbine mit Synchrongenerator 7300 kVA. [8]¹
Selbststeuerausüstung des hydraulischen Teiles (Abb. 318).

1. Selbstgesteuerte Drosselklappe 1310.

2. Anlaufsteuerung (s. S. 212) mit anfänglicher Übereröffnung des Leitapparates und späterer Rückstellung auf Leerlauföffnung.

3. Druckölspeicheranlage mit gesteuerter Einschaltung des Motors zur Druckölpumpe 201, bzw. zum Kompressor 299 bei Abweichungen des Ölspiegels im Druckspeicher 205 vom Normalstand (Kontaktschwimmerschaltung 598c, d); Schaltung wirksam auch im Stillstand.

4. Selbsttätig gesteuertes Windkesselabsperrventil 1260 mit Folgenschaltung für Handregelung und Laufschaufeltriebwerk.

5. Fernwasserstandsregelung mit elektrischer Übertragung (s. S. 78).

Überwachungseinrichtungen des hydraulischen Teiles.

6. Spannungsüberwachung zum Pendelantriebsmotor 170 mit hydraulisch betätigter Leerlaufrückstellung (s. S. 69).

7. Drehzahlüberwachung durch Fliehkraftschalter 800 an der Turbinenwelle.

8. Überwachung des Öl- (Luft-) Inhaltes des Windkessels durch Kontaktschwimmer 598c — des Druckes im Speicher durch Öldruckrelais 545.

Indienststellung.

Der Anlauf des Maschinensatzes geht in einem Zuge bis zur Einstellung der Leerlaufdrehzahl vor sich und wird eingeleitet durch die entsprechende Einstellung der Befehlswalze in der Steuerstelle, wodurch ferngesteuert der Befehlsschalter 1540 unter Voraussetzung des betriebsmäßigen Zustandes des Maschinensatzes an sich geschlossen wird. Hiermit erfolgt

1. a) die Unterspannungsetzung des Pumpenmotors 590_p und der Anlauf der Reglerpumpe 201, ferner die vorbereitende Einstellung der Steuerung durch

b) Verstellung des Hauptsteuerkolbens 301 in die „Schließ“-Lage durch Beaufschlagung des Raumes F_3 über das abgefallene Hilfsventil 535a;

c) Unterdrucksetzung der Räume a und b am Umschaltkolben 1472, wobei wegen des geschlossenen Ablaufes bei c (1473) die Verschiebung des Schaltkolbens 1472 in Lage II veranlaßt wird (s. S. 212);

d) die Verschiebung des Hilfsventils 1205 der Pendelantriebsüberwachungseinrichtung in die betriebsmäßige Lage mit Unterdrucksetzung des Raumes d über Leitung l_{1473} .

2. Bei Eintritt eines genügenden Speicher- (Pumpen-) Druckes wird Manometerkolben 230 aus seiner Lage I entgegen der Wirkung der Feder 232 in die andere Endlage II geschoben und damit

a) das Windkesselabsperrventil 1260 geöffnet, somit Leit- und Laufregelung an den Windkessel angeschlossen (l_{205}),

b) die Handregelungskupplung 670 gelöst (s. S. 98), sowie

c) mit Anhub des Sperrkolbens 1475 die betriebsmäßige Stellung des Umschaltventils 1472 (Lage I) vorbereitet.

3. Mit Anschluß der Regelungseinrichtung an den Druckspeicher wird

a) wegen 1b der Leitapparat geschlossen,

b) wegen 1c das Leitrad geöffnet,

c) wegen 1d die Öffnungsbegrenzung voll zurückgezogen (s. S. 69),

d) Hubmagnet 591b an Spannung gelegt und Vorsteuerventil 1326a zur Drosselklappensteuerung angehoben. Mit Entlastung von Raum e wird Hauptschaltventil 1326 umgeschaltet und die Eröffnung des bisher in seiner Schlußlage gehaltenen Absperrorgans 1310 eingeleitet.

4. Mit vollständiger Eröffnung der Drosselklappe 1310 erfolgt über Endschalter 598a die Spannungsgabe an Magnet 591a, wodurch Schaltstift 535a angehoben und die Blockierung des Steuerventils 301 in seiner Schlußlage mit Entlastung des Raumes F_3 aufgehoben wird. Die Unterstellung von 301 unter die normale Drehzahlsteuerung bewirkt bei sich öffnendem Leitapparat und offenem Lauftrad den Anlauf der Turbine.

¹ Die elektrische Ausrüstung (General Electric Cie.) entspricht grundsätzlich der der Ausführung Beispiel 3 a).

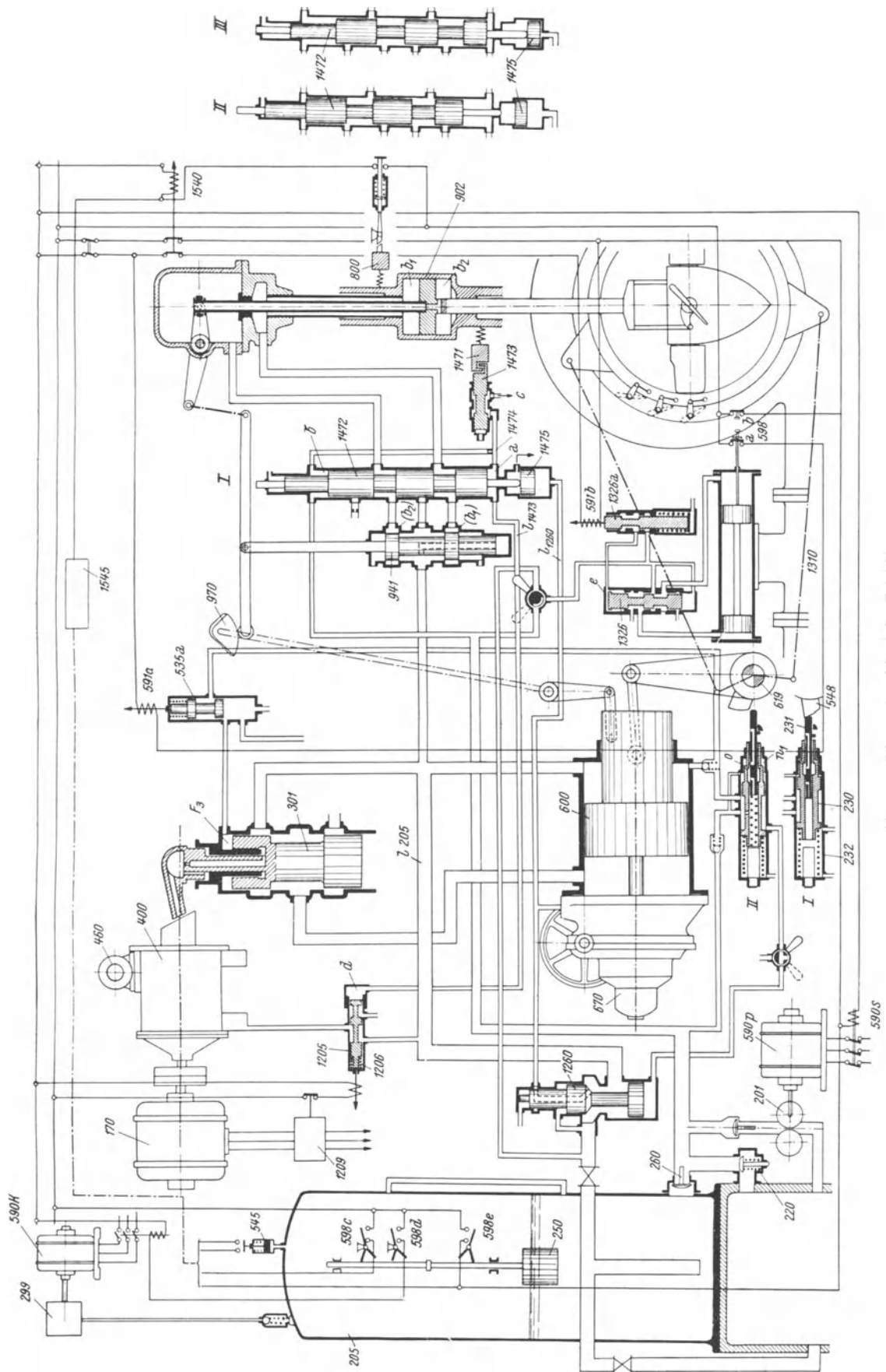


Abb. 318. Schema (gezeichnet für Betrieb).

5. Bei 60% der Nenn Drehzahl des hochlaufenden Maschinensatzes tritt die Verschiebung des Schaltventils 1473 durch Drehzahlmesser 1471 in die dargestellte Lage ein. Damit erfolgt die Entlastung des Raumes *a* über *c* und damit

a) Rückstellung des Hilfskolbens 1472 in Lage *I* (Anschaltung des Laufradtriebwerkes 902 an das zugehörige Steuerventil 941),

b) die Rückstellung des Hilfskolbens 1205 unter Wirkung der Feder 1206 mit Entlastung des Ölkreises zur Öffnungsbegrenzung und Einstellung dieser auf Leerlauföffnung (s. Abb. 109).

6. Der Aufbau der Generatorspannung unter dem Einfluß des selbsttätigen Spannungsreglers führt zum Anlauf des Pendelmotors 170 und Anhub des Magneten 1209, wodurch die Öffnungsbegrenzung wieder freigegeben wird. Der Maschinensatz befindet sich damit im erregten Leerlauf, bereit zur Parallelschaltung.

Normale Außerdienststellung.

1. Wegnahme der Last über die ferngesteuerte Drehzahlverstellvorrichtung 460.

2. Die Auslösung des Befehlsschalters 1540 bedingt

a) den Abfall des Magneten 591a und Ventils 535a mit Einleitung des Schlusses des Hauptsteuerventils 301 und damit des Leitapparates,

b) ferner den Abfall des Magneten 591b mit Einleitung des Schlusses der Drosselklappe.

Im Zuge des Auslaufes erfolgt mit Unterschreitung einer Drehzahl von 60% der normalen die Umstellung des Schaltkolbens 1472 in Lage *II* und damit die Eröffnung des Laufrades (Anlaßzustand). Pumpenmotor 590p bleibt eingeschaltet, da die Schaltspule 590s über Endschalter 598b unter Spannung bleibt, bis die Drosselklappe 1310 geschlossen hat.

Steuerstift 231 bewirkt bei in Lage *II* befindlichem Manometerkolben 230 die Unterdrucksetzung des Raumes n_1 . Damit beharrt selbsttätig nach Aufhören der Lieferung der Pumpe 201 der Manometerkolben 230 in Lage *II*. Erst mit Eintritt der Schlußstellung des Reglers wird über Kurve 548 Stift 231 verschoben und damit Raum n_1 über Bohrung *o* entlastet. Manometerkolben 230 verschiebt sich somit erst bei geschlossenem Regler in Lage *I*, in welcher

c) der Schluß des Windkesselabsperrventils 1260, mit Entlastung von Leitung l_{1260} die Einschaltung der Handregelungskupplung 670 sowie die Verstellung des Umsteuerkolbens 1472 in seine das Triebwerk 902 zur Laufradverstellung verriegelnde Lage *III* erfolgt.

Störungen im hydraulischen Teil mit der Notwendigkeit der Stillsetzung der Anlage wirken auf den Verriegelungsschalter 1545 mit Öffnung des Befehlsschalters 1540; Überdrehzahlen werden im Drehzahlmesser 800 erfaßt. Auf Schalter 1545 wirken auch die ein Wiederanlassen von fern ausschaltenden Störungen im elektrischen Teil zur Stillsetzung des Maschinensatzes.

d) Doppelt geregelte Kaplan-Turbine mit Synchrongenerator 12500 kVA [23, 20] (Zweimashinenkraftwerk), Selbststeuerung als reine Relaissteuerung.

Selbststeuerausrüstung des hydraulischen Teiles (s. a. Abb. 314) (61).

1. Einlaßorgan als Schnellschlußschütze mit hydraulischem Antrieb (s. S. 181).

2. Steuerregler (Grundanordnung Abb. 239) mit

a) elektrisch betätigter Drehzahlverstellung und Öffnungsbegrenzung,

b) Schnellschluß- und Anlaufeinrichtung nach Abb. 301, im sekundären Regelkreis wirkend (Form 3).

3. Druckölspeicheranlage mit Wechselventil und Zwischenbehälter (s. S. 30). Hauptölpumpe elektromotorisch angetrieben.

4. Elektromotorisch angetriebene Hilfsölpumpe mit selbsttätiger Einsteuerung bei unternormalem Windkesseldruck.

5. Selbsttätiges Windkesselabsperrventil.

6. Fernwasserstandsregelung mit elektrischer Übertragung, selbsttätiger Übergang dieser von den Turbinen auf ein Regulierwehr.

Überwachungs- und Schutzrichtungen für den hydraulischen Teil.

7. a) Pendelriemenbruchsicherung (s. S. 165).

b) Lagerwächter.

c) Überdrehzahlmesser.

- d) Speicherdrucküberwachung.
- e) Anlaufüberwachung durch Kontrolle der hierzu notwendigen Zeit.

Überdrehzahl- und Lagerwächter veranlassen die Abstellung des Maschinensatzes über die Einlaßschütze. Erhöhte Lagertemperatur ($> 60^\circ$) wird zunächst nur gemeldet. Die Pendelriemenbruchsicherung wirkt nur im Falle des Alleinbetriebes der Maschine auf Schluß des Reglers unter Einbezug der Fallschütze; andernfalls tritt nur die Meldung der Störung ein (Weiterbetrieb des parallellaufenden Maschinensatzes an der Öffnungsbegrenzung). Das die Betriebsbereitschaft des Druckspeichers überwachende Öldruckrelais dient auch gleichzeitig zur Feststellung zuweit abgesunkenen Öldruckes, in welchem Falle der Maschinensatz über die Fallschütze stillgesetzt wird.

Lenkerbrüche im Leitapparatgetriebe werden nur indirekt festgestellt, insofern bei Abstellvorgängen die Auslaufzeit überwacht und bei außergewöhnlichen Werten dieser über ein Zeitrelais der Befehl zum Schluß der Einlaßschütze gegeben wird.

Selbststeuerausrüstung für den elektrischen Teil.

- 8. a) Befehlswalze zur Nahsteuerung in Teilvorgängen bei sonst örtlicher Selbststeuerung, bzw. zur Selbststeuerung in einem Zuge.
- 9. Automatische Anlauf- und Parallelschaltvorrichtung.
 - a) Selbsttätiger Frequenzabgleicher (s. S. 214).
 - b) Selbsttätiger Spannungsabgleicher (s. S. 215).
 - c) Schlupfunabhängige Schnellsynchronisiervorrichtung (s. S. 217).

Überwachungseinrichtungen für den elektrischen Teil.

10. a) Für den Generator: Überstrom-, Überlast-, Spannungssteigerungs-, Wicklungs- und Gestellschlußschutz.

- b) Für den Transformator: Buchholz- und Übertemperaturschutz.
- c) Generatorschutzprüfeinrichtung.

Ohne Sperrung der Fernanlassung bzw. der selbsttätigen Wiedersynchronisierung, jedoch mit Entregung und Stillsetzung wie bei allen übrigen Störungen im elektrischen Teil, wirken äußere Überströme; Überlastungen werden nur gemeldet.

Stromversorgung der Hilfsbetriebe.

- a) Steuerstrom aus Batterie 110 V.
- b) Betätigungsstrom über eigene 10-kV-Freileitung von der Steuerstelle aus, wahlweise über werkseigenen Transformator.
- c) Hausturbinensatz 100 kVA.

Anlaufvorgang.

Bei örtlicher Nahsteuerung ist die Durchführung in Teilvorgängen¹ sowie in einem Zuge möglich. Die Einstellung der Befehlswalze bestimmt die Betriebsstufe, die im geschlossenen Ablauf der Vorgänge erreicht werden soll.

Unter der Voraussetzung, daß die Druckrohrleitung gefüllt ist, erfolgt

a) der Einsatz der Motore für die Pumpen zur Versorgung des Druckspeichers sowie zur Lagervorschmierung;

b) bei bestehender Betriebsbereitschaft des Maschinensatzes und seiner Hilfseinrichtungen, wie u. a. auch unter Voraussetzung einer tiefeingestellten Drehzahlverstellvorrichtung, zurückgezogener Öffnungsbegrenzung und genügend geöffneter Einlaßschütze geht der Anfahrbefehl weiter durch und setzt Hubmotor 591a (s. Abb. 314) unter Spannung. Hinsichtlich der weiteren Vorgänge bis zur Einstellung des untersynchronen Leerlaufes kann auf die Ausführungen S. 232 verwiesen werden. Es tritt in der Folge der Anschluß der Regelsysteme an den Druckspeicher ein, ferner die Lösung der Leitapparatverriegelung, der selbsttätigen Bremse sowie die Beaufschlagung der Anlaufvorrichtung 1460, 1465, die im Gegensatz zur Darstellung Abb. 314 nicht im primären, sondern, wie vorhin erwähnt, im Leitschaukelsteuerkreis angeordnet ist, so daß das Laufrad bei stehendem Maschinensatz geöffnet ist.

Parallelschaltvorgang.

Die selbsttätige Ansteuerung der Drehzahl an die des Netzes setzt bereits nach Überschreitung der Anlauföffnung — welcher Zustand durch das Schaltventil 530a (Abb. 314) erfaßt und

¹ Handbedienung — Schütze öffnen — anfahren — Drehzahlabgleich — Parallelschaltung — Fernbedienung — Stillsetzen — Schütze schließen.

über Druckschalter 598a weitergegeben wird — mit Höhersteuerung der Drehzahlverstellvorrichtung ein. Bei rund 80% der Nenn Drehzahl wird über einen besonderen Fliehkraftschalter die Frequenzabgleicheinrichtung in Betrieb gesetzt. Hinsichtlich des eigentlichen Parallelschaltvorganges gelten die Ausführungen S. 218.

Die Stillsetzung des Maschinensatzes erfolgt nach Wegnahme der Last, die mit der Umlegung der Befehlswalze auf „Stillstand“ über die Drehzahlverstellvorrichtung eingeleitet wird, selbsttätig mit Lösung des Generatorleistungsschalters und Entspannung des Hubmotors 591a. Hinsichtlich des Ablaufes des Vorganges kann wieder auf die Ausführungen S. 232 verwiesen werden.

Fernsteuerausrüstung.

Mit dieser kann von der Befehlsstelle aus

1. das Schließen und Öffnen der Einlaßschütze,
2. die In- und Außerdienststellung der Maschinensätze,
3. die Wirklastregelung über die Drehzahlverstellvorrichtungen,
4. die Ferneinwirkung zur Lastbegrenzung (Öffnungsbegrenzung),
5. die SollwertEinstellung der Spannung (Blindlastregelung),
6. die In- und Außerbetriebnahme der Wassermengenfernregelung bzw. ihre Umschaltung auf Turbinen oder Wehr,
7. die Fernsteuerung der Regulierschütze vorgenommen werden.

Fernmeldungen erfolgen für die Stellung der Einlaßschützen, der Ölschalter sowie jener für die Generatorabzweigung, bei Anfahrbereitschaft der Maschinen sowie von vorübergehenden oder dauernden Störungen im fernbedienten Kraftwerk. Überdies ist die

Fernmessung von Wirklast, Blindlast, Spannung, der Wasserstände sowie der Wasserabflüsse bzw. Durchflußmengen vorgesehen. Als Übertragungsmittel für Fernbedienung, Fernmeldung und Messung ist die Eindrahtsteuerung (s. S. 265) angewendet.

L. Speicherpumpwerke.

a) Allgemeines.

Soll die von einer Wasserkraft natürlich dargebotene Energie, worunter jene der jeweils zur Verfügung stehenden Wassermenge entsprechende erzeugbare Leistung verstanden sein soll, wirtschaftlichst verwertet werden, so muß diese entweder restlos dem Verbräuche zugeführt, bzw. im Zuge des Verbrauches gespeichert werden können. Damit wird Voraussetzung entweder die Erzeugung lagerfähiger Verbrauchsgüter (Elektroschmelzprodukte, Holzstoff usw.), bzw. die Möglichkeit, über den augenblicklichen Bedarf hinausgehend dargebotene Energiemengen in potentielle hydraulische, bzw. kalorische Energie (Pumpspeicherung, Elektrodampfkessel) umzuformen. Dort, wo jedoch die Kontinuität von Erzeugung und Verbrauch in dieser Form nicht gefunden werden kann, bedarf es der Anpassung der Erzeugung an den Verbrauch unter Speicherung jener Wassermengen, die in Zeiten eines überwiegenden natürlichen Leistungsangebotes überschüssig werden, um zu einer Verwertung der gesamten Energiedarbietung zu kommen. Wirtschaftliche Formen dieser Art der Speicherung, mehr oder weniger durch natürliche Bedingungen vorbereitet, sind immer an mittlere oder hohe Gefälle gebunden. Die Möglichkeit, bei Niederdruckwerken Stauräume im wirksamen Ausmaße wirtschaftlich zu schaffen, scheidet in der Mehrzahl der Fälle aus, so daß im allgemeinen die wirtschaftliche Ausnützung derartiger Anlagen an eine der Wasserdarbietung angepaßte Leistungsgabe und damit an einen Betrieb als *Laufwerk* mit Regelung nach dem Wasserstand geknüpft ist. Zur Deckung eines mehr oder minder schwankenden, bzw. mit der Energiedarbietung in keine Übereinstimmung zu bringenden Verbrauches bedarf es daher der Zusammenarbeit derartiger Wasserkraftanlagen mit einem speicherfähigen Werk, das seinerseits die über der Energiedarbietung des Laufwerkes liegenden Lastanforderungen, insbesondere deren Schwankungen, durch eine nach der Drehzahl (Frequenz) erfolgende Regelung der Beaufschlagung seiner Maschinensätze aufnimmt (*Spitzenwerk*).

In einem Verband, der sich durch mehrere speicherfähige Werke auszeichnet, besteht unter Umständen die Möglichkeit einer unterschiedlichen Heranziehung dieser Werke, die sich auf die Wertigkeit des Stauraumes gründet (letztere drückt sich in der Hauptsache im nutzbaren Speicherraum und dem anschließenden Gefälle, also in der Größe der latent zu bindenden Energie aus). Tagesspeicher im Verein mit Monats- oder Jahresspeicher lassen eine Aufteilung der Leistungsabgabe zur Spitzendeckung zweckmäßig erscheinen, bei welcher der Tagesspeicher nach einem bestimmten Fahrplan, also nicht frequenz-, sondern *leistungsgesteuert* mit zur Deckung voraussehbarer Lastspitzen abgearbeitet wird.

Ein Zurückgehen der Netzbelastung unter die laufend anfallende Leistungsdarbietung der nicht speicherfähigen Werke führt, insofern eine Speicherung dieser Energien auf der Verbraucherseite nicht in Frage kommt, zu Verlusten, welche bei Aufstellung von Pumpspeicherverken vermieden werden können. Hierbei wird die Abfallenergie¹ benützt, um mittels besonderer Pumpengruppen Hochbehälter aufzufüllen, die dann in Zeiten höherer Netzbelastung abgearbeitet werden.

b) Auslegung.

Speicherpumpensätze großer Leistung zeigen in der Regel einen Aufbau, bei dem Turbine und Pumpe mit einer einzigen generatorisch oder motorisch zu betreibenden elektrischen Maschine zu einer Einheit zusammengefaßt sind. Für diese Anordnung sprechen sowohl wirtschaftliche Gründe als auch die einfache Möglichkeit, die Turbine zur unmittelbaren Lieferung der Anfahrleistung bei Übergang in den Pumpbetrieb heranzuziehen.

Ursprüngliche Ansichten, die eine genügende Betriebssicherheit der leer mitlaufenden Pumpe nicht gewährleistet sahen sowie Schwierigkeiten gelegentlich der Füllung der umlaufenden Pumpenräder erwarteten, waren die Veranlassung zur Anwendung schaltbarer Kupplungen zwischen Motorgenerator und Pumpe (Abb. 319, Form 1), während der Mitlauf der entleerten Turbine² in den ersten Ausführungen bereits vorgesehen war. Die möglichste Herabsetzung des zum Übergang von Turbinen- auf Phasenschieber- bzw. Pumpbetrieb und umgekehrt erforderlichen Zeitaufwandes bedingt Kupplungen, die im Betrieb aus- und einzurücken sind; erfahrungsgemäß kann der letztgenannten Forde-

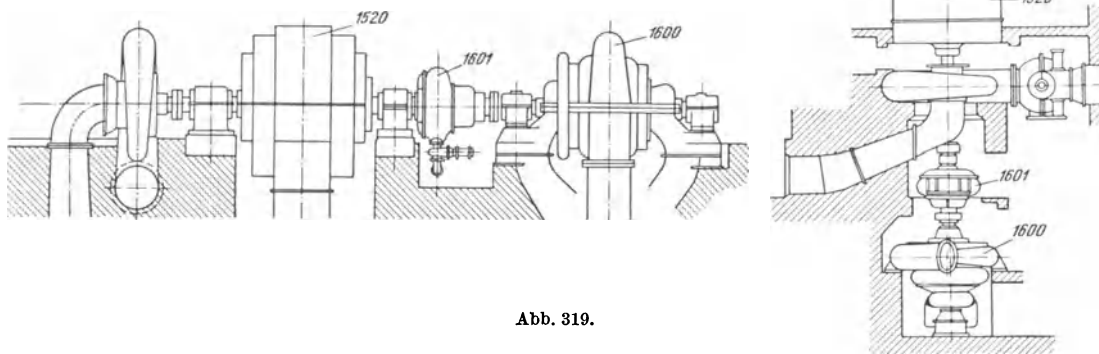


Abb. 319.

rung für hohe Anlaufleistungen in vollkommener Weise nur mit hydraulischen Kupplungen entsprochen werden, die zur Ausschaltung des Kraftverlustes der hydraulischen Übertragung mit mechanischen Kupplungen zur Durchleitung der Dauerleistung vereinigt werden.

Während des Pumpbetriebes ist das Turbinenlaufrad zur Herabsetzung der inneren Verluste wasserfrei zu halten; hierzu bedarf es, falls die natürliche Entleerung nicht bei allen betriebmäßigen Spiegellagen des Unterwassers (Gegenspeichers) gesichert erscheint, des dichten Abchlusses des Saugrohres mit Ableitung des Spalt- und Spaltkühlwassers in einen besonderen Sumpf, bzw. der Ausblasung des Gehäuses mit Druckluft (künstliche Absenkung des Unterwasserspiegels im Turbineninneren).

¹ Überschüsse können auch im Verbundbetrieb mit kalorischen Kraftwerken anfallen, die zur Verbesserung ihrer Wirtschaftlichkeit mit möglichst konstanter Last gefahren werden.

² Mit Bewässerung der Laufradspalte.

Erfahrungsgemäß kann die Leistungsaufnahme des in Luft umlaufenden spaltgekühlten Pumpenrades mit ungefähr dem doppelten Wert des Verlustes, der bei reinem Turbinenbetrieb durch den primären Teil der belüfteten hydraulischen Kupplung verursacht wird, angenommen werden. Bei Speichersätzen mittlerer Größe, bei welchen die Füllung der Pumpe bei voller Drehzahl keine Schwierigkeiten bereitet, erscheint es berechtigt, die starre Kupplung letzterer mit der elektrischen Maschine sowie die Ausblasung der jeweils nicht beaufschlagten hydraulischen Maschine des Speichersatzes vorzukehren (Form 2) und den damit im Turbinenbetrieb durch den umlaufenden Pumpenrotor entstehenden, an sich geringen Leistungsverlust, dem andererseits vereinfachter Aufbau, Verringerung der Gesamtkosten und erhöhte Betriebsbereitschaft des Maschinensatzes gegenüberstehen, in Kauf zu nehmen (Abb. 320).

Als Grenzformen sind jene Auslegungen anzusehen, bei welchen einerseits Pumpe und Turbine *getrennte* elektrische Antriebe erhalten, andererseits in *einer* hydraulischen Maschine vereinigt werden. Letztere Anordnung bedeutet den Verzicht auf eine günstigste Auslegung von Turbine und Pumpe, welche Vergleichslösung jedoch durch die Anwendung verschiedener Drehzahlen (62) begünstigt werden kann; andererseits werden Maschinen- und Baukosten erspart und ein betriebs-technisch einfach zu bewerkstelliger Übergang — etwa durch Umkehrung der Drehrichtung —

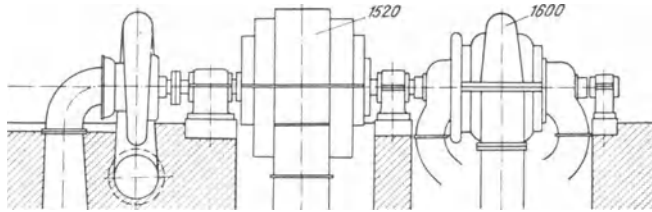


Abb. 320.

von Pumpen- auf Turbinenbetrieb und umgekehrt ermöglicht. Bei Anwendung gesonderter, elektrisch betriebener Speicherpumpen entfällt die in gewissen Grenzen bestehende Bindung von Pumpen- und Turbinenleistung, womit die Berücksichtigung besonderer Betriebsverhältnisse und Speicherbedingungen schon durch eine entsprechende Leistungsunter-

teilung erleichtert werden kann. Ebenso entfallen die aus der Gemeinsamkeit des Antriebes der Anordnung Abb. 319, 320 sich ergebenden zusätzlichen Maßnahmen, wie Kupplung, Be- und Entlüftungssteuerung, falls nicht die unter Umständen zu fordernde Lage des Pumpenlaufrades unter dem Unterwasserspiegel die Ausblasung der Pumpe mit Rücksicht auf die Beschränkung der in diesem Falle elektrisch aufzubringende Anfahrleistung notwendig macht;¹ schließlich kann bei hohem Gefälle mit Anwendung von Freistrahlturbinen die notwendige tiefe Lage des Pumpenlaufrades die konstruktive Verbindung der hydraulischen Maschinen verbieten.

c) Betriebsausrüstung.

Aus der grundsätzlichen Übersicht über die Maschinenanordnungen hydraulischer Speicherwerke erhellt die Notwendigkeit zusätzlicher Hilfseinrichtungen, die aus den verschiedenen Betriebsformen des Turbinen- bzw. Pumpenteiles notwendig werden (Be- und Entlüftungssteuerungen), bzw. sich aus der Forderung der Schnellbereitschaft derartiger Anlagen ergeben (Selbststeuerung der Kupplung). Diese Einrichtungen mögen nachfolgend an charakteristischen Ausführungen besprochen werden.

1. Selbststeuereinrichtung einer hydraulisch-mechanischen Kupplung [11] (Schema Abb. 321).

Einschaltvorgang:

1. Füllen der Kupplung und Anlauf.

Unter der Voraussetzung, daß

- a) der Hauptmaschinenschalter eingerückt,
- b) Pumpenhauptabschlußorgan geschlossen,
- c) die Selbststeuerung beabsichtigt sowie
- d) die Kupplung nicht eingerückt ist,

¹ Der Anlauf in Luft kann auch zur Herabsetzung der Schaltleistung der hydraulischen Kupplung bei Speicherpumpen großer Leistung vorteilhaft werden.

3. Entleeren der Kupplung.

Über 598 wird

h) falls der Pumpenschnellschluß nicht angesprochen hat,

der Hubmotor 591a ausgelöst und damit die Steuerung zu Hilfsventil 1630 entlastet und dessen Kolben 1631 durch die Kraft der Feder 1632 in die Anfangslage zurückgeführt. Füllschieber 1628 schließt, Lufteinlaß- (1625) und Entleerungsschieber (1620) werden geöffnet.

Sinngemäß geht der *Ausschaltvorgang* der Kupplung vor sich, wobei die Voraussetzungen hierfür — Kugelschieber geschlossen, Warmwasserschieber 1625 offen — während der einzelnen Phasen des Vorganges

- a) Füllen der Kupplung,
- b) Ausrückung der mechanischen Verbindung,
- c) Entleerung der Kupplung,

überwacht werden.

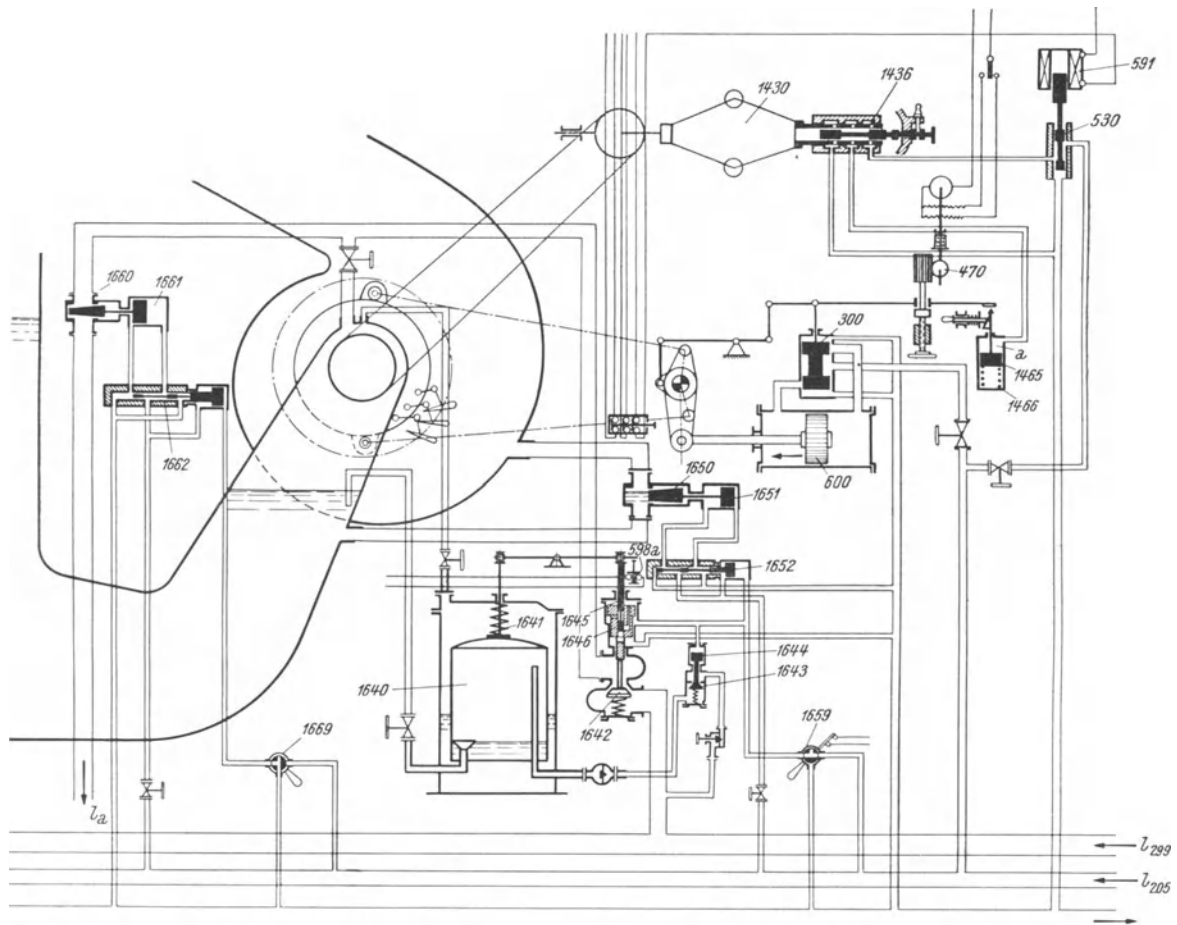


Abb. 322. Schema (gezeichnet für Betrieb).

2. Be- und Entlüftungssteuerungen.

Die Verdrängung des gegebenenfalls im Bereiche des Laufrades im Turbinen- (Pumpen-) Gehäuse und Saugrohr befindlichen Wassers wird durch Druckluft vorgenommen, wobei Druck und eingeleitete Menge über ein schwimmergesteuertes Ventil so geregelt werden, daß das Laufrad mit genügender Sicherheit wasserfrei gehalten wird.

Die Regelung der Druckluftzufuhr [23] erfolgt über das hydraulisch vorgesteuerte Ventil 1642 (Abb. 322), dessen Differentialkolben 1646 in bekannter Weise dem von der Schwimmerglocke 1640 verstellten Steuerstift 1645 nachgeführt wird. Für die zu fordernde Beharrungslage des Wasser-

spiegels stehen Auftrieb der Schwimmglocke 1640 und Kraft der Feder 1641 bei einer Stellung des Steuergestänges im Gleichgewicht, bei welcher durch das Ventil 1642 nur die beharrungsmäßig zu ersetzende Luftmenge strömt. Die für die Schwimmereinrichtung benötigte Steuerluft wird dem Druckluftnetz über das Reduzierventil 1643 entnommen. Die Anstellung des letzteren, die Druckölversorgung der hydraulischen Vorsteuerung zu 1645, 1646 sowie die Umstellung des Steuerventils 1652 zum hydraulischen Antrieb des Umleitungsschiebers 1650 können durch ausschließliche Anstellung des Drucköles eingeleitet werden. Die Betätigung des Hahnes 1659

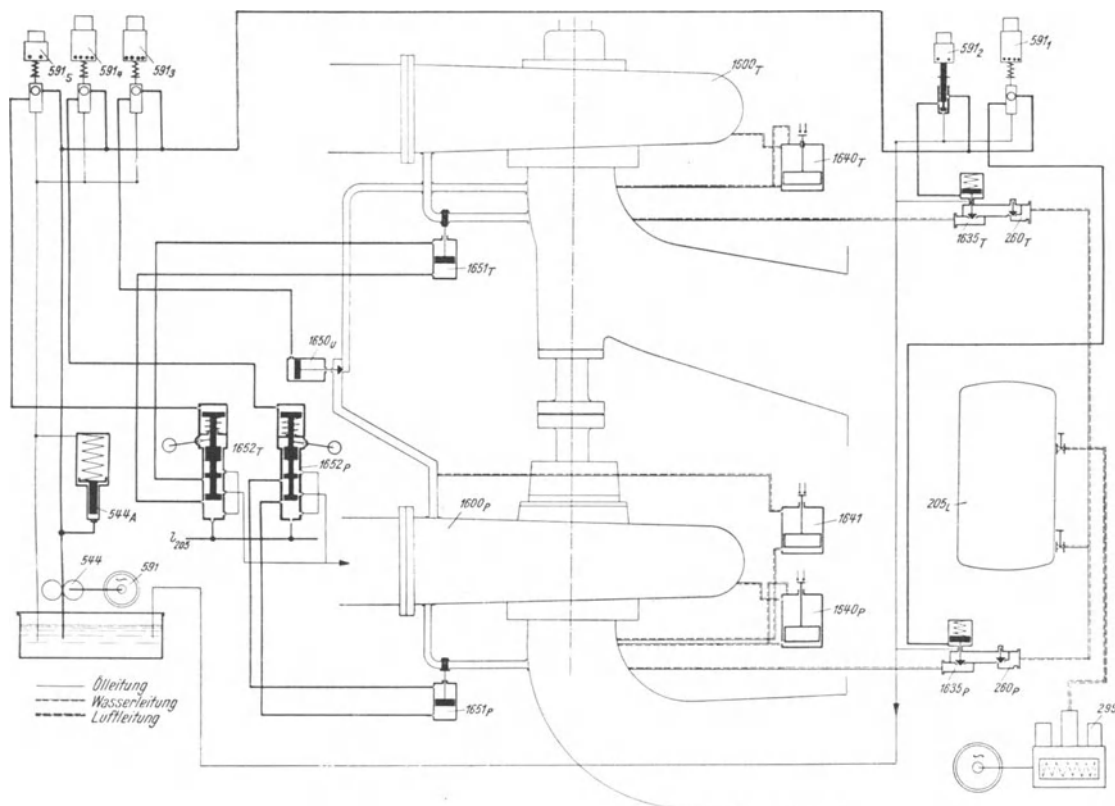


Abb. 323.

genügt somit, die Belüftung als Einzelvorgang erfolgen zu lassen. Kontakt 598a meldet die durchgeführte Absenkung.

Bei Durchführung der Belüftung als Teilvorgang einer durchlaufenden Selbststeuerung sind einerseits die Bedingungen für den Einsatz ersterer festzustellen, andererseits ist durch eine entsprechende Abhängigkeitssteuerung dafür zu sorgen, daß bei belüfteter Turbine der Leitapparat unabhängig von der Einwirkung des Reglers geöffnet bleibt, um das Spalt- (Kühl-) Wasser abführen zu können.

Während die Kontrolle der Schaltbedingungen in den elektrischen Vorsteuerkreis eingebunden werden kann, tritt zur Durchführung der letztgenannten Abhängigkeitssteuerung an Stelle des Meldekontaktes 598a ein Sperrventil 1675 (Abb. 326 [23]), dessen Kolben 1676 bei belüftetem Turbinengehäuse die Beaufschlagung des Raumes *m* des Umsteuerventils 1670 vor sich gehen läßt; hierdurch wird der Kolben 1671 des letzteren aus der betriebsmäßigen Lage *I* über die Federabstützung 1673 hinaus in die unterste Lage *III* verschoben, wodurch unter Aufhebung des normalen Vorsteuerölkreislaufes (s. Vorsteuerung Abb. 78) der Vorsteuerkolben 320 des Reglerhauptventils 301 nach aufwärts, also auf „Auf“ gestellt wird.

Für vertikale Maschinensätze mit am unteren Ende angeordneter Pumpe — eine Anordnung in der Regel bedingt durch die erforderliche größere Zulaufhöhe gegenüber der Turbine —

kann eine Herabsetzung des Druckluftbedarfes beim Übergang vom Turbinenbetrieb auf Pumpenbetrieb durch Expansion der in der Pumpe befindlichen Luft in das Turbinengehäuse erreicht werden [11]. Die Auslegung einer derartigen Belüftung zeigt Abb. 323. Hierzu liegt in der zusätzlich vorgesehenen Verbindungsleitung zwischen Pumpenspiralgehäuse und Turbinensaugrohr Ventil 1650_U , das über die zugehörige hydraulisch elektrische Steuerung — Hilfsmotor, Vorsteuerventil und Hubmotor 591_S — bei dem oben bezeichneten Wechsel der Betriebsform geöffnet wird und so den Übertritt der Luft aus dem tieferliegenden Pumpen-

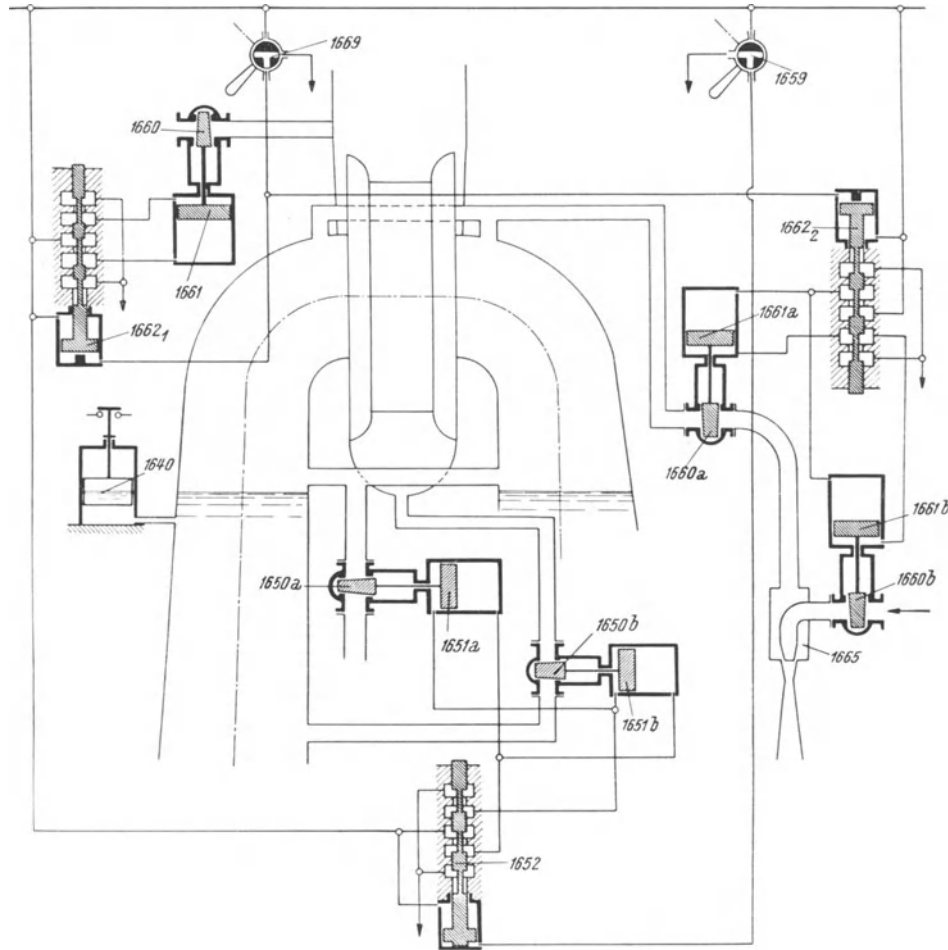


Abb. 324.

gehäuse in das Turbinengehäuse freigibt. Der Schluß des Umleitungsventils 1650_U ist von der erfolgten Füllung des Pumpengehäuses (Schwimmerschalter 1641) abhängig gemacht.

Im übrigen erfolgt bei der dargestellten Auslegung die Druckluftstellung aus den durch den Kompressor 299 aufgeladenen Windkessel 205_L , die Luftzuteilung über die hydraulisch gesteuerten Ventile 1635 , die über Vorsteuerventile und Hubmotoren $591_{(1,2)}$ der Wirkung der Schwimmerschalter $1640_{(P,T)}$ unterstehen. Die Antriebe $1651_{(P,T)}$ der Entleerungsschieber werden den Erfordernissen entsprechend über die Schaltventile $1652_{(P,T)}$ betätigt, die ihrerseits über die Hubmotoren $591_{(4,5)}$ und Vorsteuerungen den Schaltbedingungen entsprechend gesteuert werden; letztere sind ausschließlich in den elektrischen Teil der Selbststeuereinrichtung eingebunden.

Die Auslegung einer Pumpenbe- und -entlüftungseinrichtung mit Handsteuerung [23] zeigt Abb. 324. Zur Entlüftung werden durch Umlegung des Hahnes 1669 Warmwasserschieber 1660 , Evakuierungsschieber 1660_a und Druckwasserzuleitung 1660_b zum Strahlapparat 1665 durch

Betätigung der zugehörigen hydraulischen Antriebe 1661 geöffnet, bzw. gemeinsam nach erfolgter Evakuierung geschlossen. Die Belüftung des Pumpengehäuses bei Turbinen- bzw. Phasenschieberbetrieb erfolgt ebenfalls über eine Handsteuerung 1659, durch welche gleichzeitig der Schieber 1650a zur Drucklufteinströmung und der Entwässerungsschieber 1650b geöffnet werden. Die genügende Absenkung des Wasserspiegels im Pumpengehäuse wird durch die Schwimmereinrichtung 1640 gemeldet.

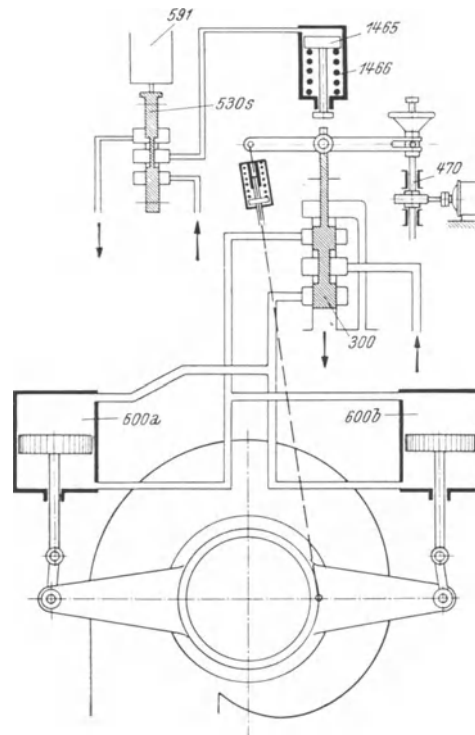
3. Schnellschlußeinrichtungen.

Falls ein beweglicher Leitapparat als zusätzliche Absperrinrichtung der Pumpe vorgesehen ist, sind die den Schnellschluß einleitenden Steuereinrichtungen jenen zugefügt, die der Einstellung der Pumpenbelastung — in der Regel Voll- oder Nullförderung¹ — dienen und durch einen starr rückgeführten Steuerkreis mit elektromotorischer Impulsgabe — letztere zur einfachen Einordnung in die Selbststeuerung — gekennzeichnet sind. Zur Einleitung des Schnellschlusses ist der vorgenannten Einrichtung eine Hilfssteuerung übergeordnet, die nur in Störungsfällen in Eingriff kommt und die Steuerung auf „Schließen“ stellt. Bei der Anordnung nach Abb. 325 wird über das dem Hubmotor 591 unterstellte Vorsteuerventil 530s das unter einseitiger Federkraft stehende Hilfsgetriebe 1465 beaufschlagt und damit das Steuerventil 300 in die Schließlage gedrückt [12].

Bei der in Abb. 322 dargestellten Anordnung führt die Entlastung des betriebsmäßig unter Druck stehenden Hilfsgetriebes 1465, 1466 zur Schließstellung des nur kraftschlüssig an die Fernbetätigung 470 gebundenen Steuergestänges zur Leitradregelung 3 (Steuerventil 300, Arbeitswerk 600).

Während für die Anordnung nach Abb. 325 die einzelnen Überwachungseinrichtungen, wie etwa Unterdrehzahlmesser, Minimalleistungsrelais² elektrisch in den Spannungskreis des Hubmotors zur Schnellschlußvorsteuerung eingebunden sind, wird für die Anordnung nach Abb. 322 ein den Schnellschluß erforderlich machender Drehzahlabfall durch das Fliehkraftpendel 1430 festgestellt, das seinerseits durch Verschiebung der Stuerbüchse 1436 die unmittelbare Entlastung des Schnellschlusses 1465 einleitet. Leistungsrückgang, der Schließvorgang des Absperrorgans in der Pumpendruckleitung³ — in welchem Falle auch die Förderung sofort unterbrochen werden muß —, bzw. alle elektrisch erfaßten oder der Entfernung halber elektrisch zu übertragenden Vorgänge, die die Unterbrechung der Pumpenförderung nach sich ziehen müssen, bewirken die Unterspannungsetzung des Hubmotors 591 mit Verstellung des Steuerstiftes 530 in die Kolben 1465 entlastende Lage.

Dem im Rahmen der Belüftungssteuerung (Abb. 326) vorhandenen Umsteuerventil 1670 wird zweckmäßig auch die Umstellung des Steuerventils 301 in die Schließlage zwecks Durchführung des Turbinenschnellschlusses übertragen. Die Entlastung des Raumes *n* über den



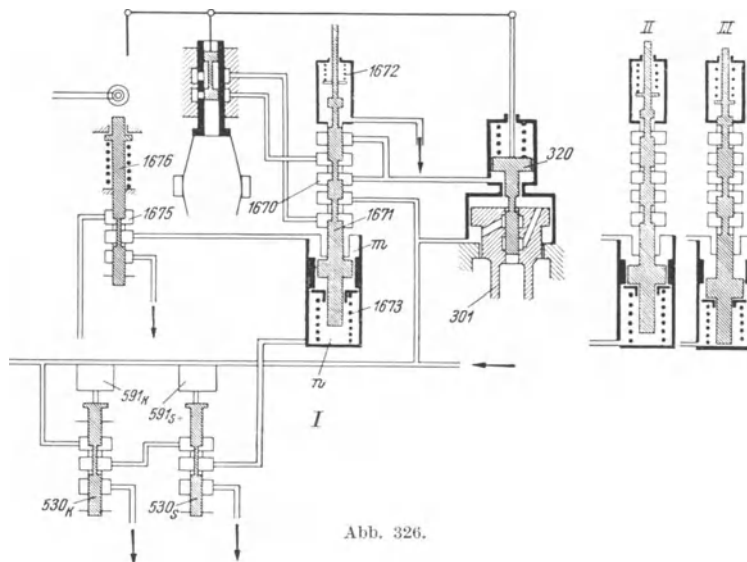
¹ Die Einstellung von Teilförderungen kann unter Umständen zweckmäßig sein, wird jedoch mit zunehmender Größe der Netze immer mehr in den Hintergrund treten.

² Zur Feststellung des Spannungseinbruches und damit verbundenen Leistungsrückganges.

³ In welchem Falle auch die Förderung der Pumpe sofort unterbrochen werden muß, um eine Überbeanspruchung der oberen Abschlußorgane durch die Druckdifferenz (Druck bei Nullförderung — statische Gefällshöhe) zu vermeiden.

abgefallenen Vorsteuerstift des Hilfsventils $530s^1$ veranlaßt unter Wirkung der Feder 1672 die Abwärtsverstellung des Sperrkolbens 1671 bis zum Anschlag an die Abstützung 1672 der Feder 1673 (Lage *II*), wodurch die zweite Vorsteuerung 320 zum Hauptschaltkolben 301 entlastet und letzterer auf „Schließen“ gestellt wird. Die Übertragung des von einer der zugeordneten Überwachungseinrichtungen gegebenen „Aus“-Befehles an das Vorsteuerventil $530s$ erfolgt über den Hubmotor $591s$.

Falls die Pumpe mit festem Leitapparat ausgerüstet ist, und somit der Schnellschluß dem Hauptabsperrorgan übertragen werden muß, ist letzteres mit Selbststeuerung auszustatten und



das Impulsorgan zu dieser den Überwachungseinrichtungen zu unterstellen. Hinsichtlich der Ausbildung derartiger Steuerungen kann auf die Ausführung des Abschnittes B a 6 verwiesen werden.

Außer den vorgenannten, insbesondere Pumpspeicherkraftwerken zukommenden Hilfseinrichtungen finden sinngemäß alle jene Vorkehrungen Anwendung, die einerseits der Überwachung größerer Maschineneinheiten, bzw. ihrer Selbststeuerung, Betriebssicherung und ihrem Schutz in Störungsfällen dienen. Hinzuweisen sei noch auf die Not-

wendigkeit der Überwachung des Höchstwasserstandes im Speicherbecken sowie auf die Druckkolbetätigung etwaiger in die Selbststeuerung einzubeziehender Absperrorgane (Klappen) für die Saugrohre von Turbine oder Pumpe bei Anordnungen ohne Ausblasung der Arbeitsräume der hydraulischen Maschinen.

d) Ausführungsformen der Selbststeuerung.

1. Wechsel der Betriebsform durch handbediente Steuerung.

(Einleitung der Einzelvorgänge von Steuerständen im Turbinenhaus und in der Warte, getrennt für den hydraulischen bzw. elektrischen Teil.)

Zwei-Turbinen-Pumpensatz,² mit Synchrongenerator starr gekuppelt
(25 000 kVA/20 000 kW [23, 20]).

Die Selbststeuerung im Rahmen des planmäßigen In- und Außerdienststellungsvorganges erscheint hier beschränkt auf die Abwicklung bestimmter Folgeschaltungen, so der zum Wechsel des Betriebszustandes des Einlaßorgans (Drosselklappe) erforderlichen, ferner jener für die Be- und Entlüftung der Pumpe bzw. Turbinen. Diese selbstgesteuerten Teilvorgänge sowie alle übrigen Schaltungen werden jedoch einzeln und nach Feststellung der Vollendung des vorhergehenden Schrittes durch den Wärter eingeleitet. Der Übersichtlichkeit halber sind die Befehlsgeräte für den hydraulischen Teil am Maschinenstand — mit der Kommando- und Gefahrenmeldeanlage hierfür — zusammengefaßt; die Bedienung des elektrischen Teiles erfolgt von einem Steuerstand in der Warte, von welcher Stelle aus auch der laufende Betrieb geführt wird.

¹ Hilfsventil $530k$ verhindert die Ausführung eines Befehles zur Eröffnung der Turbine bei geschlossenem Kugelschieber.

² Für Gefällsschwankungen von 26 bis 58 m.

Steuerausrüstung des hydraulischen Teiles (60):

a) *Turbinen.*

1. Selbststeuerung für die Drosselklappen — Teilvorgang „Füllen“, „Öffnen“ auf besondere Befehls-gabe.

2. Elektromotorische Drehzahlverstellung; elektromotorische Öffnungs- (Leistungs-) Begrenzung am Steuerregler, in gleicher Weise auf beide Turbinen wirkend.

3. Gemeinsame Druckölversorgungsanlage mit elektromotorisch angetriebener Hauptpumpe (Verbrauchssteuerung s. S. 30).

4. Hydraulisch angetriebene Hilfspumpe mit selbsttätigem Einsatz bei Spannungsunterbrechung zum Hauptpumpenmotor.

5. Durchgängige Belüftungssteuerung, handbedient eingesetzt.

6. Fernsteuerung zur unabhängigen Einstellung der Leistungen der Turbinen *I* und *II* — im Sekundär- (Haupt-) Steuerkreis eingebunden.

b) *Pumpe.*

7. Be- und Entlüftungssteuerung, handbedient eingesetzt.

Überwachungseinrichtung des hydraulischen Teiles.

Turbine.

8. a) Pendelriemenbruchsicherung.

b) Schwimmerschalter zur Überwachung des Wasserspiegels bei ausgeblasener Turbine.

c) Drucküberwachung für Lager- und Regleröl, Steuer- und Betätigungsöl zur Drosselklappe, Druckluftversorgung für die Schlauchdichtung.

d) Drucküberwachung für die Kühlwasserversorgung.

e) Temperaturwächter zur Lagerüberwachung.

Pumpe.

9. a) Fliehkraftpendel zur Erfassung von Unterdrehzahlen des Maschinensatzes im Pumpenbetriebe.

b) Stellungsüberwachung der Einlaufschütze (Absinken während des Pumpenbetriebes).

c) Überwachung des Wasserspiegels bei ausgeblasener Pumpe.

d) Überwachungseinrichtungen nach 8c, d, e.

Überwachung des elektrischen Teiles.

10. a) Leistungsrückgang bei Pumpenbetrieb.

b) Gestellschluß,
Differentialschutz,
Überstrom,
Überspannung.

c) Polrad-schluß.

Bediente Gefahrenabstellung.

11. a) Notknopf. { (Abschaltung, Schluß der Einlaufschütze, bei Pumpenbetrieb Schnellschluß des Pumpenleitapparates.)

Ausrüstung der Hilfsbetriebe:

12. a) Druckölversorgung der Regler- und Lagerölkreise durch besondere elektromotorisch angetriebene Pumpen.

Hilfsölpumpensatz, turbinengetrieben, mit selbsttätiger Einschaltung bei Ausfall des betriebsmäßig verwendeten — elektrisch angetriebenen — Pumpensatzes (selbstgesteuerter Anlauf bei geöffnetem Leitapparat durch Eröffnung des Turbinenabsperrschiebers).

b) Druckluftversorgung für die Be- und Entlüftungssteuerungen sowie für die Druckwindkessel der Regleranlage: Verdichter, wahlweise antreibbar von Motor, Gruppe 3, bzw. Turbine, Gruppe 4.

{ (Meldung und Stillsetzung.)
{ (Meldung.)
{ (Schnellschluß des Pumpenleitapparates und Meldung.)
{ (Meldung.)
{ (Abschaltung und Stillsetzung.)
{ (Abschaltung und Meldung.)
{ (Meldung.)

c) Notwasserpumpe, selbsttätig eingesteuert, zur Aufrechterhaltung der Kühlwasserversorgung bei Schluß beider Einlaufschützen; Antrieb durch Gleichstrommotor, aus der Batterie gespeist (Sparbetrieb mit Abschaltung der minder wichtigen Verbrauchsstellen).

2. Selbstgesteuerter Teilbetrieb.

Zweifachturbine mit Pumpe und Synchrongenerator 7900 kVA Abb. 327 (3200 kW motorisch [23, 20]) mit starrer Kupplung der Maschinen und Ausblasung der jeweils nicht beaufschlagten hydraulischen Einheit (Form 2). Pumpe mit festem Leitapparat, selbstgesteuerte Drosselklappe als Abschlußorgan.

Die Selbststeuerung erstreckt sich nur auf die Durchführung der Inbetriebsetzung zum Turbinenbetrieb, beginnend mit dem Einsatz der selbsttätigen Drosselklappensteuerung bis einschließlich der Zuschaltung des Generators zum Netz. Der Einsatz aller vorbereitenden

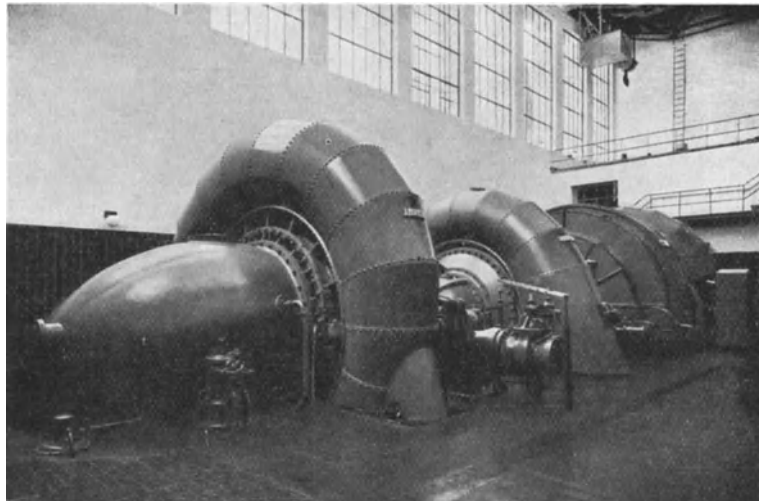


Abb. 327.

Maßnahmen für den Turbinenbetrieb (Inbetriebnahme der Lageranlaufpumpen, des Druckspeichers, des Gleichstromantriebes zur Reglerölpumpenanlage, falls kein Drehstrom ansteht, der Einsatz des Kompressors zur Belüftung der nicht zu beaufschlagenden Maschine) erfolgt in Teilvorgängen mit gesonderter Befehlsgebung. Ebenso wird der Eigenbedarf von Hand aus eingesetzt.

I. Ausrüstung des hydraulischen Teiles (Schema Abb. 328).

1. Selbsttätige Drosselklappe für Pumpe und Turbinen (1320; s. S. 185).¹
2. Einstellwerk 470g, gemeinsam auf die Steuerung beider Turbinen wirkend,
 - a) zur Einstellung einer bestimmten Anlauföffnung bzw. Beaufschlagung während des Parallelbetriebes, kombiniert mit der Schnellschlußeinrichtung 124I;
 - b) zur Eröffnung über den eingestellten Beaufschlagungswert bei Netzstörungen (Hubmagnet 591ö; Frequenzabsenkung —3%);²
 - c) elektrisch betätigte Öffnungsbegrenzungen 470I, II zur getrennten Einstellung der Beaufschlagung jeder Turbine.

¹ Die turbinenseitig angeordnete Klappe besitzt Öffnungsverzögerung während der Periode der Füllung des Spiralgehäuses sowie Schließverzögerung; die pumpenseitig angeordnete nur Verriegelung der Eröffnung vor Erreichung des vollen Pumpendruckes.

² Die Maßnahmen zur Schnelleröffnung des Leitapparates werden zweckmäßig auch vorgekehrt bei Maschinensätzen zur Spitzendeckung, welche während des Phasenschiebens in Bereitschaft zur Leistungsabgabe — mit geschlossenem Turbinenleitapparat, jedoch geöffnetem Haupteinlaßorgan — betrieben werden.

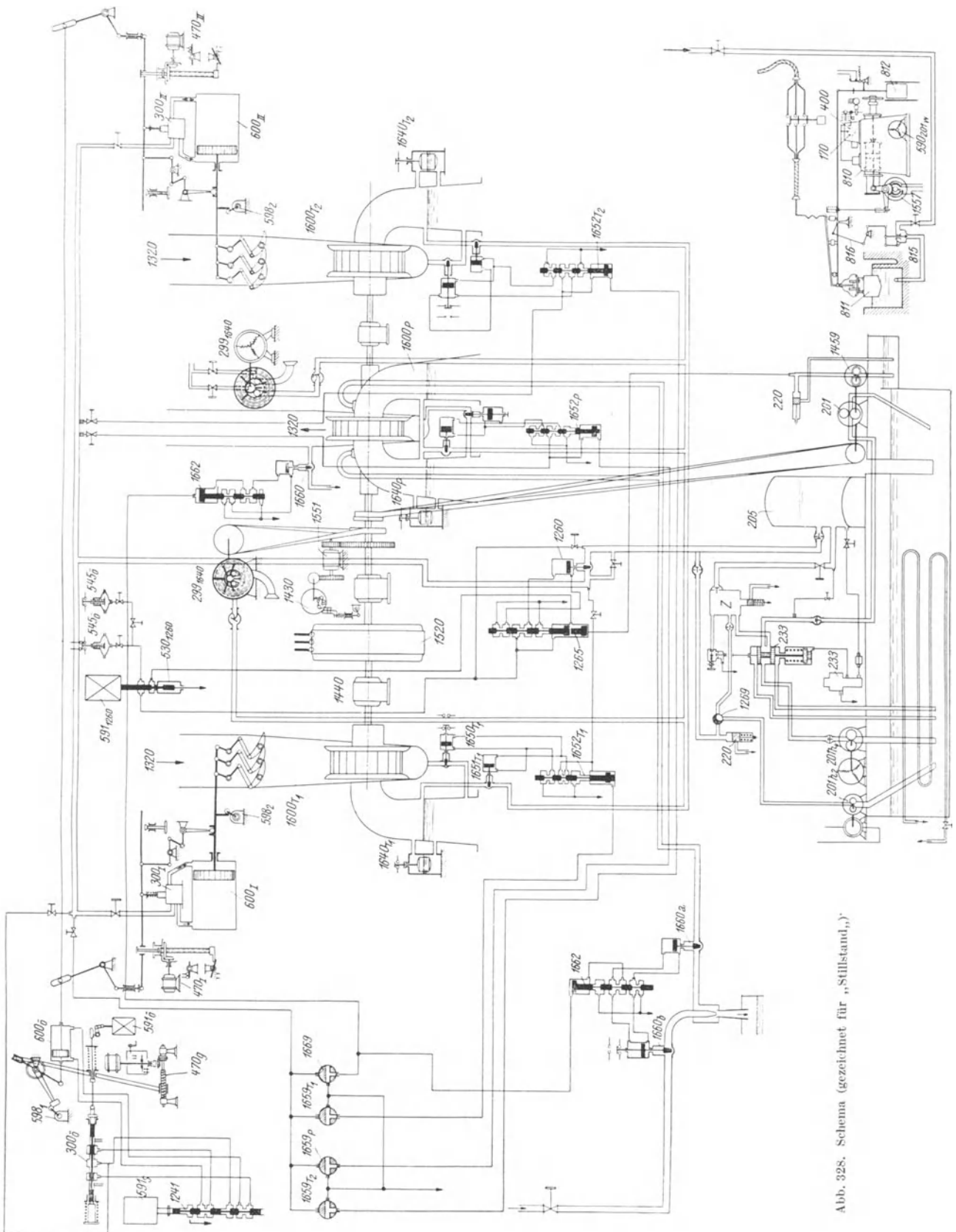


Abb. 328. Schema (gezeichnet für „Stillstand.“)

3. Druckölspeicheranlage 205 mit Wechselventil 233 und Zwischenbehälter Z, Hauptölpumpe 201, riemengetrieben von der Turbinenwelle aus.

4. Zwei Hilfsölpumpen 201 $h_{1,2}$ mit Dreh- bzw. Gleichstrommotorenantrieb (die drehstromgetriebene Pumpe wird selbsttätig eingesetzt bei stärkerem Speicherdruckabfall auch in Stillstandszeiten der Anlage, die gleichstrombetriebene Pumpe von Hand aus bei Ausfallen des Drehstromes. Letztere Pumpe kann unmittelbar auf die Druckleitung unter Umgehung des Windkessels geschaltet werden; Hahn 1269).

5. Druckölbetätigtes Windkesselabsperrventil 1260, handbedient (Hubmotor 591₁₂₆₀), jedoch mit Sperrung des Abschlusses durch Stillstandspumpe 1459 (Sperrkolben 1265).

6. Belüftungssteuerung für die Turbine, handgeschaltet (1640_T, 1650/51/52_T) (s. S. 250).

7. Be- und Entlüftungssteuerung für die Pumpe (1640_P, 1660, 1662) (s. S. 250).

8. Selbsttätiger Belastungsregler 810 mit belastungsabhängig geregelter Kühlwasserversorgung 815; Einstellwerk 400 nach Abb. 301.

9. Einrichtung zur selbsttätigen Rückstellung des Leitapparates auf eine bestimmte Maximalleistung bei Alleinbetrieb.

Überwachung des hydraulischen Teiles.

Turbinenbetrieb.

10. a) Überdrehzahlschutz mittels Fliehkraftschalter 1430.

b) Öldrucküberwachung 545_o.

c) Lagerwächter 1440.

Pumpenbetrieb.

11. a) Minimalleistungsschutz (Spannungseinbruch an der Antriebsmaschine),

b) Abfall der Einlaufschützen an der Sperre bei Pumpenbetrieb.

Wasserwiderstandsregler.

12. a) Überwachung der Motorantriebe für Pendel und Pumpe.

Sämtliche Überwachungseinrichtungen 10 bis 12 wirken über den entsprechenden Schnellschluß auf Abschaltung, Entregung und vollständige Stillsetzung des Aggregates mit Schluß der Drosselklappe.

Selbststeuerung des elektrischen Teiles.

13. Relaissteuerung mit Druckknopfbefehlsschaltung für Anlauf zum Turbinenbetrieb bzw. Stillsetzung (Notknopf).

14. Automatische Anlauf- und Parallelschalteinrichtung, auf den Wasserwiderstandsregler wirkend.

a) Steuerung des Motors zur Öffnungsbegrenzung 470 mit selbsttätiger Einstellung der Anlauföffnung (Anlaßform 1a).

b) Frequenzabgleicher.

c) Spannungsregelung mit selbsttätigem Abgleich.

d) Schlupfunabhängige Parallelschalteinrichtung.

Überwachungseinrichtungen für den elektrischen Teil.

Generatorschutz.

a) Überstrom-,¹ Spannungssteigerung-, Differential-, Windungs- und Gestellschlußschutz sowie Schutz gegen Phasenbruch bei Pumpen- und Phasenschieberbetrieb.

Transformatorschutz.

b) Buchholz- und Überwärmungsschutz.

c) Stromüberwachung am Wasserwiderstand des Belastungsreglers.

Sämtliche Störungen bewirken die Abschaltung, Entregung² und Stillsetzung des Maschinensatzes.

Stromversorgung der Hilfsbetriebe.

a) Über Eigenbedarfstransformator von der Sammelschiene aus, Drehstrom 380 V.

b) Steuerstrom aus Batterie 110 V; Aufladung durch Trockengleichrichter.

¹ Langfristig in Anpassung an die Zeitstaffelung des Netzschutzes.

² Diese entfällt bei Phasenschieberbetrieb.

Zur Verringerung des Eigenbedarfes werden die im laufenden Betrieb benötigten Hilfseinrichtungen von der Maschinenwelle aus angetrieben (z. B. Öl- und Luftpumpen mittels Riemen).

Inbetriebsetzung zum Generatorbetrieb.

a) Einsatz der vorbereitenden Maßnahmen für den Anlauf, handbedient.

1. Einsatz der Hilfspumpe $201h_2$, falls kein Drehstrom ansteht.
2. Anschaltung der Regleranlage an den Druckspeicher (Windkesselabsperrventil 1260).
3. Anstellung der Lageranlaufpumpe und des Kompressors 299_E zur Belüftung.
4. Belüftung der nicht zu beaufschlagenden hydraulischen Maschinen.
5. Freigabe der einzusetzenden Maschine.

Damit wird selbsttätig die Hilfsöffnungsbegrenzung — z. B. 470_{II} — der nicht zum Einsatz kommenden Maschinen hochgesteuert, der einzusetzenden Maschine herabgeholt.

b) Selbsttätiger Anlauf zum Generatorbetrieb.

1. *Befehlsgebung zum Anlauf über Druckknopf.*

Unter der Voraussetzung, daß

2. a) die gemeinsame Öffnungsbegrenzung 470_g herabgeholt und wirksam ist (Schnellöffnung 470_g ausgeschaltet),
- b) der Turbinenschnellschluß 591_s eingeschaltet,
- c) die Entregungseinrichtung ausgeschaltet,
- d) Steueröl ansteht (Absperrventil 1260 offen),
- e) keine Störung besteht,
- f) der Hauptleistungsschalter 1530 geöffnet ist,

3. a) die Drosselklappe geöffnet,
- b) die Belüftung der nicht zu beaufschlagenden hydraulischen Maschinen durchgeführt,
- c) die Drehzahlverstellung am Widerstandsregler 810 in tiefster Lage,
- d) Lageröl- und Kühlwasserumlauf in Tätigkeit,
- e) ferner die Anlauföffnung und eine Drehzahl von 80% der normalen nicht überschritten ist (vorsorgliche Kontrolle),

4. Bei 80% der normalen Drehzahl

geht der Anfahrbefehl durch, wobei gleichzeitig

- h) der Motorpumpenantrieb 590_{201W} zum Widerstandsregler 810 (*Bereitstellung*),
- i) der Hubmotorantrieb 591_{1320} zur Drosselklappe (*Öffnung der Drosselklappe mit Füllung des Spiralgehäuses*) eingesetzt werden,

erfolgt

- f) über die Öffnungsbegrenzung die Einstellung der Anlauföffnung (*Anlauf des Aggregates*),
- g) Einsatz des Pendelmotors 170 am Widerstandsregler,
- h) mit eintauchenden Platten 811 Anschaltung des Tauchwiderstandes an die Generatorschienen.

- a) Einsatz der Frequenzabgleich- und Parallelschalteinrichtung mit automatischer Ansteuerung der Netzspannung,
- b) die *Parallelschaltung*,
- c) Höhersteuerung der Drehzahlverstellung für den Widerstandsregler,
- e) Abschaltung des Tauchwiderstandes.

Die Belastung des Maschinensatzes (Öffnungsbegrenzung 470_g) sowie die Anstellung der Spannungs- bzw. $\cos \varphi$ -Regelung erfolgt ferngesteuert vom Schaltpult aus.

Der *Phasenschieberbetrieb* wird über den Turbinenbetrieb mit nachherigem Schluß der Drosselklappe und Ausblasung der Turbine handbedient hergestellt, ebenso der *Pumpenbetrieb* mit nachfolgender handbedienter Entlüftung der Pumpe und Öffnung des Kugelschiebers nach Herstellung des normalen Förderdruckes.

Gefahren- und Auslösemeldungen.

Die unter 10 und 11 vermerkten Überwachungseinrichtungen führen bei ihrem Ansprechen mit der Stillsetzung des Aggregates die Meldung der eingetretenen Störung durch. Ausschließlich gemeldet wird die Absenkung der Frequenz (Einsatz der Schnellöffnung), an Fehlern: äußere Erdschlüsse, Störungen im Kühlwasser- und Lagerölkreislauf, Nachlassen der Belüftung und des Regleröldruckes, Unterbrechung der Drehstromeigenversorgung, Ausbleiben der Kompressorsteuerung u. a.

Warte (Abb. 329).

Die gesamte Bedienung des Maschinensatzes ist an *einem* Steuerpult zusammengefaßt, von wo aus die Sicht in den Maschinenraum besteht. Auf dem Steuerpult ist ein Leuchtschaltbild

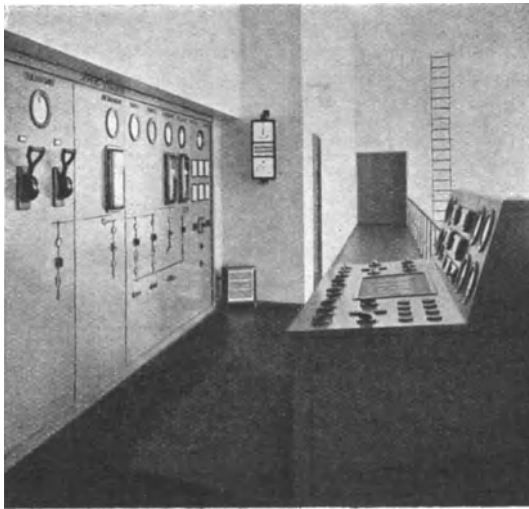


Abb. 329.

angeordnet, das den Ablauf der Betriebsvorgänge einschließlich der Maßnahmen an den Hilfsbetrieben durch übersichtliche Rückmeldungen zu verfolgen gestattet.

Die der Gefahrenmeldung dienende Anlage ist unmittelbar in das Steuerpult eingebaut.

3. Durchgängige örtliche Selbststeuerung

zur Überführung des Maschinensatzes aus dem Stillstand in den Turbinen-, Phasenschieber- und Pumpenbetrieb und zum beliebigen Wechsel der Betriebsform auf einfache Befehlsgebung hin.

Hydraulisch-elektrische Ausstattung [12, 20] (58) (Speichersatz Form 1):

Drehstrom-Synchronmaschine (36 000 kVA generatorisch, 24 000 kW motorisch) mit angebaute Erregermaschine.

Spiralturbine (mit Druckregler) 40 500 PS ($H_b = 296$ m).

Pumpe (mit beweglichem Leitapparat) $Q = 6$ m³/sek, $H_{man.} = 300$ m.

Selbstgesteuerte hydraulisch-mechanische Kupplung zwischen Synchronmaschine und Pumpe.

Selbstgesteuerter Kugelschieber.

Die Selbststeuerung erstreckt sich nicht nur auf die Durchführung der rein abhängigkeitsmäßigen Schaltungen zur Überführung eines Anlageteiles in den dem angestrebten Betriebsziel entsprechenden Zustand, sondern die einzelnen Teilvorgänge — Eröffnung des Einlaßorgans, Anlauf und Herstellung der Zuschaltbereitschaft usw. — werden durch die Selbststeuerung unter Überprüfung der für die Einleitung des Teilvorganges jeweils erforderlichen Bedingungen aneinandergereiht. Die Überführung des Maschinensatzes vom Stillstand in den Turbinenbetrieb erfolgt somit *in einem Zuge*, ebenso wie die in den Phasenschieber- oder Pumpenbetrieb über ersteren als notwendige Vorstufe. Die Einleitung zur Änderung der Betriebsart wird durch entsprechende Einstellung eines Wählers gegeben, welcher außer den möglichen Betriebsformen auch die vorbereitenden Zwischenstufen „Turbinenkugelschieber auf“, „Drehzahlsteuerung“ als selbstgesteuerte Teilvorgänge, etwa zum Zwecke der Überprüfung der Automatik, einzuleiten gestattet. Darüber hinaus besteht noch die Möglichkeit, unter Verzicht auf letztere die notwendigen Schaltungen einzeln handbedient vorzunehmen.

Selbststeuerausrüstung des hydraulischen Teiles (Abb. 330).

1. Selbststeuereinrichtung zum Turbinenkugelschieber 1350_T (s. S. 188).
2. Elektrische Drehzahl-Verstellvorrichtung am Turbinenregler, in die Selbststeuerung eingebunden.
3. Druckölspeicheranlage mit Wechselschaltventil und Zwischenbehälter (s. S. 30) sowie schwimmergesteuerte Windkesselbelüftung (s. S. 33).

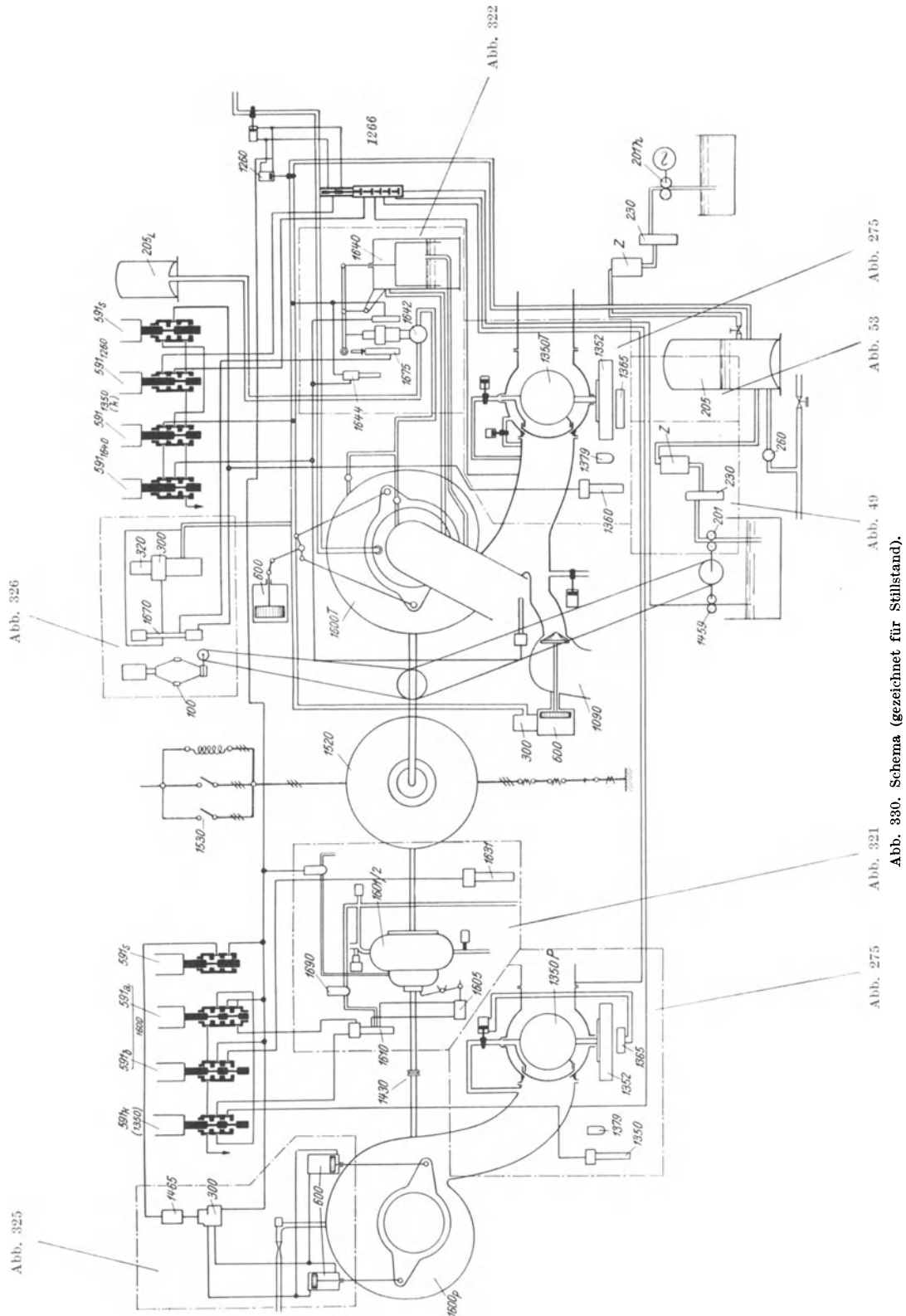


Abb. 325

Abb. 326

Abb. 322

Abb. 275

Abb. 321

Abb. 49

Abb. 53

Abb. 275

Abb. 380. Schema (gezeichnet für Stillstand).

4. Elektromotorisch angetriebener Hilfspumpensatz 201h mit Einschaltung über Minimaldruckrelais (Betriebs- und Stillstandsreserve, Druckölbereitstellung vor Betrieb des Maschinensatzes), druckseitige Verbindung der Ölsysteme aller Maschinensätze über zweiseitig wirkende Rückschlagventile 260 (s. S. 37).

5. Selbsttätiges Windkesselhauptventil 1260 mit Sperrung des Abschlusses bei geöffneten Kugelschiebern, laufendem Maschinensatz (Stillstandspumpe 1459) und eingeschalteter Kupplung 1601 (s. a. Abb. 321).

6. Selbststeuerung zur hydraulisch-mechanischen Kupplung 1605 (s. S. 247).

7. Selbststeuerung zur Belüftung der Turbinenspirale während des Pumpenbetriebes.

a) Druckschaltung des Kompressorantriebsmotors zur Druckluftversorgungsanlage.

b) Belüftungssteuerung 1640 (s. S. 248).

Überwachung des hydraulischen Teiles.

8. a) Lagerüberwachung durch Temperaturwächter.

b) Hilfspumpensatz zur Druckölversorgungsanlage (s. Pkt. 4).

c) Überdrehzahlerfassung durch Fliehkraftschalter.

d) Pendelriemenbruchsicherung (s. Abb. 247).

e) Überwachung der Spaltkühlung bei Phasenschieberbetrieb.

Die Überwachungseinrichtungen 8a bis 8e bewirken über 590s den Turbinenschnellschluß (s. S. 251) mit Auslösung des Ölschalters 1530 und Entregung der elektrischen Maschine.

9. a) Unterdrehzahlerfassung durch Fliehkraftpendel 1430 auf der Pumpenwelle bei stärkeren Drehzahlabenkungen (—40%).

b) Überwachung der Offenstellung der Einlaufschütze bzw. Drosselklappe bei Pumpenbetrieb.

Bei Unterdrehzahl des Maschinensatzes im Pumpenbetrieb — Unterbrechung der Leistungszufuhr, bzw. Schluß des Rohrsperreorgans¹ erfolgt die Abschaltung der elektrischen Maschine vom Netz, ihre Entregung sowie die Stillsetzung des ganzen Maschinensatzes über den Pumpenschnellschluß.

10. Handbediente Gefahrenabstellung: Notknopf zur Stillsetzung über den jeweilig in Betrieb befindlichen Schnellschluß; Abschaltung und Entregung der elektrischen Maschine.

Ausschließlich gemeldet werden die Fehler:

11. a) Störungen in der Kühlwasser- und Ölversorgung (Lager- und Regleröl),

b) Überfüllung des Speicherbeckens (Vormeldung; bei weiterem Steigen des Wasserspiegels erfolgt die Stillsetzung des Maschinensatzes).

Selbststeuerausrüstung des elektrischen Teiles.

12. Steuerwalze zur Wahl der Betriebsform mit Vorwahlschalter: „Handsteuerung — Selbststeuerung“.

13. Automatische Anlauf- und Parallelschalteinrichtung.

a) Steuerung zum Verstellmotor für die Drehzahlverstelleinrichtung am Turbinenregler.

b) Einrichtung zur Drehzahleinstellung (Frequenzabgleicher).

c) Selbsttätiger Spannungsregler.

d) Schlupfabhängige Parallelschalteinrichtung.

e) Zeitverzögerte Überwachung des Einschaltstromes bei Überbrückung der Synchronisierdrossel.

14. Gleichlaufüberwachung zum mechanischen Teil der Pumpenkupplung (s. S. 247).

Überwachungseinrichtungen für den elektrischen Teil.

15. a) Windungsschlußschutz.

b) Differentialschutz (innere Störungen in der Synchronmaschine).

c) Gestellschlußschutz.

d) Überstrom während des Einschwingvorganges² (s. S. 217, 2), bzw. während des Pumpenbetriebes.³

¹ Bei Pumpenbetrieb ist die Handauslösung gesperrt.

² Mit Auslösung des Generatorschalters.

³ Eine Störung nach 15d bewirkt bei Turbinenbetrieb nur Abschaltung und Entregung.

- e) Spannungssteigerung.
- f) Spannungsrückgang bei Pumpenbetrieb.
- g) Unterbrechung der Leistungszufuhr während des Pumpenbetriebes (Leistungsrückgangsrelais).

Die Steuerungen 15a bis 15g bewirken die Abschaltung und Entregung der elektrischen Maschine sowie die Stillsetzung des ganzen Aggregates.¹

Stromversorgung der Hilfsbetriebe.

a) Drehstrom 380/220 V. Hilfsturbinensatz² an der Hauptdruckleitung als Notreserve mit vollselbsttätigem Einsatz bei Spannungsunterbrechung in der Fremdversorgung (Überwachung durch Spannungsrückgangsrelais mit Zeitverzögerung).

b) Steuerstrom 220 V. Gleichstrom aus Batterie.

Planmäßige In- und Außerdienststellung der Hauptmaschinensätze.

A. Turbinenbetrieb (Wählerstellung III).

- | | |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Unter der Voraussetzung, daß <ul style="list-style-type: none"> a) Drehzahlstellvorrichtung auf „ganz langsam“ b) der Befehl zur Selbststeuerung besteht, c) Erregerschalter sowie d) Schnellschlußauslösung für Turbine und Pumpe eingerückt, 2. a) der Speicheröldruck erreicht ist, b) Kühlwasser- und Ölumwälzung vorhanden, c) die Lagerentlastung wirksam, d) die Turbinenbelüftung abgestellt, e) der Leitapparat geschlossen, 3. a) der Maschinenschalter ausgelöst, b) der Kugelschieber eine bestimmte Teileröffnung erreicht hat, c) der Leitapparat unter Anlauföffnung, d) die Maschinendrehzahl unterhalb 80% der normalen liegt, e) 2b sowie 2c bestehen, 4. a) 80% der normalen Drehzahl erreicht sind, b) der Generator voll erregt ist,³ 5. Einschaltstrom abgeklungen ist, | <p>erfolgt</p> <ul style="list-style-type: none"> e) die Befehlsdurchgabe für den Einsatz der Lagerentlastungspumpen sowie f) des Reservepumpensatzes. <p>f) die Eröffnung des Kugelschiebers.</p> <p>f) Anlauf des Drehzahlstellmotors mit Einstellung der Anlauföffnung (<i>Anlauf der Turbine</i>).</p> <p>c) der Einsatz des Frequenzabgleichers mit Überwachung der Synchronisierspannungen sowie der Parallelschalteinrichtungen (13b bis d), sodaß bei Erfüllung der Einschaltbedingungen die Maschine über die Synchronisierdrossel an das Netz gelegt wird (<i>Grobsynchronisierung</i>).</p> <p>a) Kurzschließen der Synchronisierdrossel.</p> |
|--|--|

Die Einstellung der Wirk- und Blindlast erfolgt von Hand aus (über die Drehzahlstellvorrichtung, bzw. den Einstellwiderstand zum Spannungsregler).

B. Phasenschieberbetrieb (Wählerstellung IV).

Nach erfolgter Parallelschaltung des Speichersatzes wird als weiterer Schaltschritt die Beaufschlagung der Turbine abgestellt. Die elektrische Maschine übernimmt dann nur Blindlast

¹ S. Fußnote 3 auf S. 260.

² 1200 kVA.

³ Notwendigenfalls vorübergehende Fremderregung.

und deckt die Verluste des Maschinensatzes aus dem Netz. Hierzu wird unter Prüfung der jeweiligen Voraussetzungen

- a) der Regler auf „ganz langsam“ gesteuert (Schluß des Leitapparates), b) der Kugelschieber geschlossen, c) die Turbinenspirale belüftet.

C. Pumpenbetrieb (Wählerstellung V).

Unter der Voraussetzung, daß

- | | |
|---|--|
| <p>1. a) die Selbststeuerung der Turbine freigegeben ist,
b) der Maschinenleistungsschalter geschlossen,
c) der Turbinenkugelschieber geschlossen sowie
d) die Kupplung offen ist,</p> <p>2. a) der Pumpenleitapparat geschlossen sowie
b) die Kupplung entleert,</p> | <p>erfolgt</p> <p>e) die Einschaltung der Kupplungsselbststeuerung (<i>Anlauf</i> der Pumpe mit Füllung und Unterdrucksetzung bei geschlossenem Leitapparat) sowie
f) Eröffnung des Warmwasserschiebers.</p> <p>c) die Eröffnung des Pumpenkugelschiebers sowie
d) Schluß des Warmwasserschiebers.</p> |
|---|--|

Die Eröffnung des Pumpenleitapparates (Belastung der Pumpe) erfolgt von der Warte aus handgesteuert.

Sinngemäß vollziehen sich die Abstellvorgänge bei Überschaltung des Wählers auf Stellung VI.

Die *Gefahrenmeldung* ist in einem Meldetableau in der Warte zusammengefaßt. Die optischen Einzelmeldungen werden durch einen bei allen Störungen eintretenden akustischen Alarm vervollständigt.

Die *Bedienung* des Kraftwerkes erfolgt vom Schaltpult in der Warte aus (Abb. 331), entweder durch Befehlsgebe für den Ablauf der Steuerung in einem Zuge oder in Teilvorgängen durch Einstellung der Betriebsform über einen besonderen Wähler.

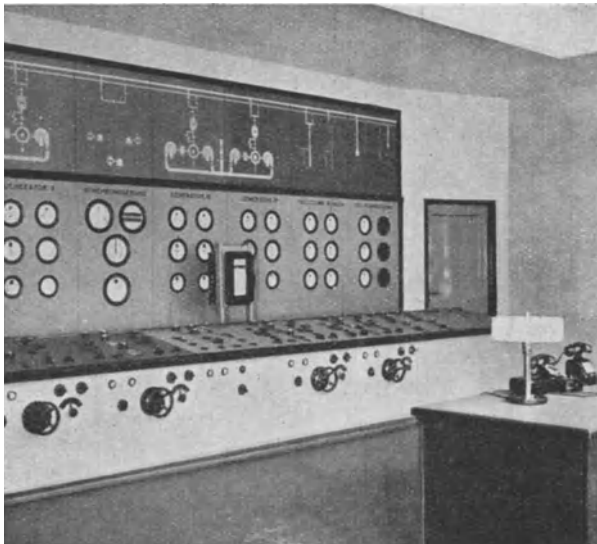


Abb. 331.

Zur Überwachung der Steuervorgänge dient ein Leuchtbild in der Warte; für die Anlaufüberwachung befinden sich entsprechende Leuchtbilder bei jedem Maschinensatz im Turbinenhaus.

Zur Verständigung zwischen Warte und Turbinenhaus für den Fall der Handbedienung in Einzelvorgängen dient eine besondere *Befehlsanlage*.

M. Fernsteuerung.

Der fernbediente Vollbetrieb von Wasserkraftwerken stützt sich auf die Hilfsmittel der Selbststeuerung für die örtlichen Maßnahmen des Betriebswechsels und auf die Fernsteuertechnik für alle zusätzlich notwendigen Maßnahmen des Eingriffes in den laufenden Betrieb.

Bei der Planung der Hilfseinrichtungen für den ferngesteuerten Betrieb ist in jedem Fall das zweckmäßige Ausmaß von Selbststeuerung und Fernbedienung in bezug auf die Aufgaben der Betriebsgestaltung festzustellen. Im Kraftwerksbetrieb ist allgemein zu unterscheiden zwischen Betriebsvorgängen, welche das Eingreifen eines Wärters unmittelbar erfordern und anderen Maßnahmen, welche zur Erreichung eines erwünschten Betriebszieles zur Durchführung kommen müssen, wobei deren Ablauf an eine zwangsläufige Folge gebunden ist, so daß vom Steuer-

stand aus kein Interesse an der Einleitung der Einzelvorgänge besteht. Zu den unmittelbaren Hilfsmaßnahmen zählen etwa jene, die zur Inbetriebsetzung eines Maschinensatzes vorgenommen werden müssen. Befehlsgabe hierzu ebenso wie für die Stillsetzung müssen dem Wärter in der Steuerstelle vorbehalten bleiben. Die zahlreichen folgenmäßig bedingten Einzelmaßnahmen hierzu, die im fernbedienten Kraftwerk zum Ablauf kommen, brauchen von der Steuerstelle aus nicht befohlen und überwacht zu werden. Zu diesen Einzelmaßnahmen ist die Steuerung der Leitapparate der Turbinen auf die Anlauföffnung, die Regelung der Beaufschlagung während des Hochfahrens, der Spannungsabgleich u. a. zu zählen.

In dem für fernbedienten Vollbetrieb ausgelegten Kraftwerk werden die mittelbaren Hilfsmaßnahmen zur Betriebsgestaltung selbstgesteuert in weitgehend zusammengefaßten Schaltfolgen durchgeführt. Dadurch ermöglicht die Selbststeuerung bei geringstmöglichem Aufwand die Verlegung des Steuerstandes an eine beliebig weit entfernte Steuerstelle. Die von der Betriebsausrüstung zu fordernde Anpassung an die möglichen Formen der Betriebsgestaltung kann bei einer Auslegung der Fernsteuerstelle etwa nach folgenden Gesichtspunkten erwartet werden:

1. Die Möglichkeit der Fernbetätigung der Einlaßorgane in dem dem Kraftwerk vorgelagerten Einlaufbauwerk oder Wasserschloß, einschließlich der Stellungsmeldung dieser Organe, muß gegeben sein.

2. Die In- und Außerbetriebnahme der einzelnen Maschinengruppen in einem Zuge umfaßt alle Vorgänge im hydraulischen Teil, beginnend mit der Eröffnung der Schieber (Schützen) und endend mit dem Zuschalten des Stromerzeugers zum Netz.

Hierzu sind die entsprechenden Stellungs- und Zustandsmeldungen in beschränktem Ausmaße fern zu übertragen.

3. Zur Einstellung der Belastung, also Ermöglichung einer geordneten Lastverteilung, ist die Fernbetätigung der Drehzahlstellvorrichtung jeder einzelnen Turbine vorzusehen.

4. Zur entsprechenden Regelung der Blindlastverteilung muß auch die Ferneinstellung der Nebenschlußregler aller Generatoren, bzw. bei Anwendung selbsttätiger Spannungsregler die Fernbetätigung jedes Sollwerteneinstellers von der Steuerstelle aus möglich sein.

5. Der Belastungszustand sowie die Blindleistung ist durch entsprechende Geräte an der Steuerstelle anzuzeigen.

6. Sämtliche Leistungsschalter in den abgehenden Freileitungen sind für Fernbedienung einzurichten.

7. Wo mit der Notwendigkeit der Umschaltung von Stromerzeugern und Freileitungen auf verschiedene Sammelschienensysteme betriebsmäßig zu rechnen ist, ist die Fernbedienung und Stellungsmeldung der Sammelschienentrennschalter vorzusehen. Voraussetzung hierfür ist, daß im fernbedienten Kraftwerk eine selbsttätige Verriegelung wirksam wird, die eine Fehlbetätigung, insbesondere der Trennschalter, mit Sicherheit ausschließt.

8. Wenn das Zuschalten von Freileitungen als Parallelschaltvorgang zu werten ist, da mit dem Anstehen einer Fremdspannung gerechnet werden muß, wird zweckmäßig die Fernbedienung auf die Befehlerteilung zum Einsatz eines örtlich anzuordnenden, selbsttätigen Parallelschaltgerätes beschränkt, wobei ein einzelnes derartiges Gerät auf verschiedene Freileitungsfelder angewählt werden kann.

9. Zustands- und Störungsmeldungen sind an die Fernbetriebsstelle nur in einem Ausmaße zu übertragen, als es für den klaren Überblick über den Betriebszustand erforderlich ist. Für jeden Maschinensatz wird eine Sammelmeldung für alle Fehler, die außerhalb der Maschinen-Gruppe liegen und eine Abschaltung verursachen, erforderlich, um zum Ausdruck zu bringen, daß an die baldige Wiederzuschaltung der Maschineneinheit gedacht werden kann. Ferner wird für jede Einheit eine zweite Störungsmeldung fernzuübertragen sein, die sich auf Fehler ernsterer Natur im Bereiche der Gruppe selbst bezieht. Hierdurch ist die Entscheidung ermöglicht, ob mit dem baldigen Wiedereinsatz des Maschinensatzes gerechnet werden kann oder dessen Einsatz bis zur Fehlerbehebung zu unterbleiben hat. Einzelmeldungen zu übertragen läßt sich in der Regel nicht rechtfertigen, da von der Steuerstelle aus keine Abhilfe geschafft werden kann.

Eine Vereinfachung der Fernbetriebsausrüstung ist dann möglich, wenn alle Meßgrößen, an deren Kenntnis in regelmäßigen Abständen zwar ein Interesse besteht, deren Daueranzeige im Hinblick auf den Betrieb hingegen nicht zu fordern ist, nur auf Anwahl übertragen werden.

Für die Fernsteuerung, durch die mittels der Fernbetriebstechnik die Fernbefehlsübertragung, die Fernmeldung, die Feineinstellung von Regelgrößen u. a. zu beherrschen ist, sind zahlreiche Verfahren durchgebildet worden, die sich in erster Linie hinsichtlich des erforderlichen Aufwandes für die Apparatur oder für den Fernübertragungsweg unterscheiden. Hierbei kann etwa als Regel genannt werden, daß bei geringeren Entfernungen der Steuerstelle von der fernzubedienenden Anlage (bis etwa 20 km) meist eine größere Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage durch Bereitstellung eines mehraderigen Übertragungsweges für Steuerung und Meldung erzielt wird. Bei größeren Entfernungen tritt der für das Übertragungskabel erforderliche Aufwand in den Vordergrund, so daß dann an die Benützung von Fernsteuereinrichtungen gedacht werden muß, die über wenige Adern beliebig viele Befehle und Meldungen durchzuführen gestatten. Bei der Beurteilung der Fernmessung im Hinblick auf die erforderlichen Übertragungswege ist zu berücksichtigen, daß Dauermessungen auch die unterbrechungslose Bereitstellung eines Übertragungskanals für jeden Meßwert voraussetzen. Aus diesem Grunde ist mit zunehmender Übertragungsentfernung darnach zu streben, die Anzahl der in einer Anlage bereitzustellenden Dauermessungen auf ein Mindestmaß zu beschränken. Statt dessen können dann im größeren Ausmaße Fernmessungen bereitgestellt werden.

Als adernsparendes Fernsteuerungsverfahren, jedoch noch mit mehrdrätiger Übertragungsverbindung zwischen Steuerstelle und fernbedientem Kraftwerk, findet das *Eindraht-Steuerungsverfahren* derzeit weitgehende Anwendung. Es stützt sich auf die Benützung von Gleichstrom für den Übertragungsweg; seine Bezeichnung ist abgeleitet von der Eigenart des Verfahrens, für Betätigung *und* zugeordneter Stellungsmeldung eine einzige Ader zu benützen, wobei für eine größere Gruppe mit gleichartigen Aufgaben eine gemeinsame Ader als Rückleitung noch bereitzustellen ist ($n + 1$ Adern für n Steuerungen).

Eine der praktischen Durchführungen benützt zur Vornahme der Steuerungen den Polari-tätswechsel der Stromquelle, wobei an der Steuerstelle ein besonderes Melderelais in den Stromkreis der Fernübertragung eingeschaltet ist, das, mit dem entsprechende Steuerrelais in der fernbedienten Anlage in Reihe geschaltet, die Verbindung vermittelt. Die Auswahl der Relais hinsichtlich ihres Eigenbedarfes für die Ansprech-Erregung ist im wesentlichen bedingt durch die Entfernung zwischen Steuerstelle und fernbedienter Anlage. Die Anwendung von Gleichstrom verbietet in manchen Fällen daher die Benützung dieser Methode, auch dann, wenn etwa infolge der Hochspannungsbeeinflussung des Übertragungsweges zur Wechselstromspeisung der Fernsteuerung gegriffen werden muß.

Bei kleineren Übertragungsentfernungen kommt häufig auch die abgewandelte Methode in Frage, bei der statt der eindrahtigen Verbindung zwei Übertragungsadern benützt werden.

Für Fernsteuerungen unter Anwendung von Wechselstrom auf dem Übertragungsweg bereitet die Benützung von Verfahren nach Art der Eindrahtsteuerung besonders dann noch Schwierigkeiten, wenn eine Abriegelung der Übertragungsstromkreise zum Schutz gegen vorliegende Hochspannungsbeeinflussungen des Übertragungsweges erforderlich wird. Ein Vorteil der adersparenden Fernsteuerungsverfahren, bei denen für jede Betätigung ein besonderer Übertragungsweg zur Verfügung gestellt wird, ist neben der Möglichkeit der gleichzeitigen Befehlserteilung die sofortige Wirksamkeit der Steuerungs- und Meldungsvermittlung in derselben Weise wie bei örtlicher Nahbedienung.

Bei allen Anwendungen der Fernsteuertechnik, bei denen größere Entfernungen zur Fernbetriebsgestaltung zu überwinden sind und deswegen der Aufwand für die Hilfskabelverbindung in den Vordergrund tritt, hat sich die Ausnützung der *Wählerfernsteuertechnik* durchgesetzt. Diese stützt sich auf Schaltungen, die in der selbsttätigen Wählertelephonie seit langem durchgebildet und erprobt sind. Die verschiedenen Methoden unterscheiden sich in der Hauptsache in bezug auf die Art der Selbstüberwachung der Anlage. Während bei einem Verfahren ein Prüfwähler im Gleichlauf mit dem angeregten Wähler betätigt wird und die Übereinstimmung

der Stellung beider Wähler als Bestätigung der Richtigkeit der Anwahl herangezogen wird, benützt man in anderen Systemen die Ergänzung der dem angewählten Schritt zuzuweisenden Ordnungszahl durch den entsprechenden Schritt eines Prüfwählers auf eine bestimmte, für alle Wählerschritte gleiche Kontrollzahl. Der Betrieb von Wählerfernsteuerungen erfordert die Bereitstellung von zwei Adern und kann in der Fernverbindung mit Gleich- oder Wechselstrom durchgeführt werden. Unter Benützung einer derartigen Wählerfernsteuerung ist eine in weiten Grenzen wählbare, der Anzahl der zur Verfügung stehenden Wählerschritte entsprechende Häufung der Übertragungsbefehle von der Steuerstelle zur fernbedienten Anlage oder von Meldungen vom fernbedienten Kraftwerk zum Standort der Bedienung möglich.

Bei der Anwahl von Messungen unter Benützung der Wählerfernsteuerung ist zu berücksichtigen, daß für die Übertragung der angewählten Meßgröße ein besonderer Verbindungsweg zur Verfügung gestellt werden muß, über den dann je nach Anwahl eine größere Anzahl von Meßwerten zeitlich nacheinander an der Steuerstelle angezeigt werden kann.

Unabhängig von der Wahl des Fernbedienungsverfahrens wird die Anordnung der Bedienungsorgane an der Steuerstelle in genau derselben Art vorgenommen wie in jedem nahbedienten Kraftwerk. Meist werden sogar dieselben Konstruktionen der Betätigungsschalter und Hilfsmittel für die Meldung benützt. Der erforderliche Aufwand an Hilfsadern im Fernsteuerkabel ergibt sich bei Einsatz der Wählerfernsteuerung aus der Tatsache, daß für die Steuerung und Meldung ein Aderpaar benötigt wird, für alle in Aussicht genommenen Fernmessungen ein weiteres Aderpaar und für jede Dauermeßwertanzeige ein besonderes Aderpaar bereitzustellen ist. Bei den Wählerfernsteuerungen dieser Art ist eine Verzögerung zwischen Befehlsgabe und Ausführung in der Größenordnung von 5 bis 7 Sekunden zu berücksichtigen.

Die Fortschritte auf dem Gebiet der Hochfrequenzübertragung für Zwecke des Fernmeldens sind gleichfalls zur Fernbetriebsgestaltung der Anlagen von Stromversorgungsnetzen nutzbar gemacht worden. Um denselben Hochfrequenzträgerkanal gleichzeitig für verschiedene Aufgaben dienstbar machen zu können, wird eine Modulation des Trägers mit verschiedenen Tonfrequenzen durchgeführt. Der Betrieb einer Wählerfernsteuerung erfordert hierbei die Bereitstellung einer Modulationswelle für die Befehlsübertragung von der Steuerstelle zum fernbedienten Kraftwerk und umgekehrt, einer zweiten Modulationswelle für die Übertragung von Meldungen. Jede Dauermeßwertanzeige macht in gleicher Weise die Freigabe einer Tonfrequenz nötig. Zur Erzielung der erforderlichen Abgrenzung (Selektivität) der einzelnen Frequenzen gegeneinander und im Interesse der Kleinhaltung des erforderlichen Aufwandes wurde bisher eine Modulation mit bis zu sechs Tonfrequenzen für derartige Übertragungen angewendet.

N. Fernmessung.

Für die Fernübertragung von Messungen wurde eine Reihe, auf verschiedenen physikalischen Grundlagen beruhender Methoden ausgebildet, die heute praktisch die Fernmeßanzeige jeder gewünschten Größe und die Überwindung jeder Entfernung gestatten. Bei kleineren Abständen zwischen Steuerstelle und dem fernbedienten Kraftwerk (bis 3 km) kann auf die Anwendung besonderer Fernmeßverfahren mit Umwandlung der Meßgröße in eine für die Fernübertragung besonders günstige Form verzichtet werden. Hier empfiehlt es sich, bei Wechselstromgrößen Stromwandler mit einer Übersetzung auf 1 A oder weniger auf der Sekundärseite zu wählen, bzw. entsprechende Zwischenwandler anzuordnen, um den Übertragungsverlust über die Fernverbindung möglichst kleinzuhalten. Die Zwischenwandler werden dabei gleichzeitig mit entsprechender Isolation für die Abriegelung gegenüber etwa auftretenden Hochspannungsbeeinflussungen des Fernsteuerkabels benützt und in ihrer Leistungsaufnahme bei Öffnen des Sekundärkreises so bemessen, daß eine Überlastung des Hauptwandlers nicht eintritt.

Für alle anderen Fernmeßverfahren kann eine Unterscheidung nach dem Gesichtspunkt getroffen werden, daß sie zum Teil als Intensitätsmethoden, zum Teil als Impulsverfahren durchgebildet sind. Ein Vorteil der letzteren ist ihre Eignung für die Benützung bei allen praktisch vorkommenden Übertragungsbedingungen (Stromart, Hoch- oder Tonfrequenz). Die meisten Methoden sind brauchbar für die Fernübertragung aller Meßgrößen, an deren Anzeige ein Inter-

esse besteht (Wirk- und Blindleistung, Spannung, Frequenz, Wasserstand, Stellungsanzeige für stetig zu betätigende Organe u. a.).

Als Hilfsverbindungen für die Befehls- und Meldungsübertragung dienen in der Fernbetriebstechnik besondere Fernsteuerkabel, die als Erd-, Fluß- oder Seekabel, bzw. Luftkabel an besonderem Gestänge, Tragseilen oder als selbsttragende Kabel ausgeführt sind. Bei Entfernungen von mehr als 40 km ergeben Hochfrequenzfernsteuerungen die wirtschaftlichste Lösung, wenn nicht Postleitungen oder ohnedies für andere Zwecke schon bereitgestellte Hilfsverbindungen zur Verfügung stehen.

O. Selbsttätige Steuerung auf optimalem Wirkungsgrad.

Mit der Aufstellung zweier oder mehrerer zur Parallelarbeit bestimmter und örtlich zusammengefaßter Maschinensätze stellt sich das Problem der wirtschaftlichsten Abarbeitung der jeweils dargebotenen Wassermenge, bzw. Erzeugung der vom Werk zu liefernden Energie ein. Falls die Notwendigkeit der Unterteilung der zu installierenden Maschinenleistung für ein unbesetztes Kraftwerk auftritt, kann der Forderung nach optimalem Wirkungsgrad der Erzeugung in Fällen,

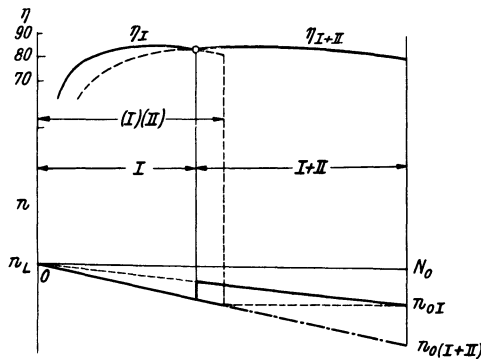


Abb. 332.

in welchen mit nicht zu schroffen Wassermengenänderungen oder Lastwechsel zu rechnen ist, durch Fernsteuerung der Maschinenleistungen nach einem die oben gestellte Forderung erfüllenden Betriebsplan genügt werden; hingegen kann die Selbststeuerung insbesondere bei Kraftwerken angebracht sein, die einem Spitzenwerk nachgeschaltet sind oder zeitlich nicht bestimmten, raschen Belastungsschwankungen ausgesetzt sind.

Für die Festlegung eines die Forderung bestmöglichen Wirkungsgrades erfüllenden Betriebsplanes bestehen Verfahren (44), welche die Berücksichtigung der im einzelnen maßgebenden Maschinencharakteristiken ermöglichen.

Damit lassen sich die günstigsten Beaufschlagungsmengen jedes einzelnen Maschinensatzes abhängig von der gesamtverarbeiteten Wassermenge und mit den zugehörigen Wirkungsgraden Einzel- und Summenleistung im Schaubilde darstellen; zweckmäßig wird diese Darstellung durch Eintragung der den einzelnen Beaufschlagungen entsprechenden Öffnungswerte (a_0) oder Reglerstellungen (u) ergänzt, wodurch die Gesetzmäßigkeit in Bestimmungsgrößen ihren Ausdruck findet, an die die Konstruktion der Steuerungseinrichtung anknüpfen kann.

Aus den Darstellungen der Abb. 332 geht zunächst hervor, daß der Übergang zwischen den einzelnen Betriebsformen bei Wassermengen zu erfolgen hat, die dem Schnittpunkte der jeweils verhältnismäßig optimalen Bereiche der Wirkungsgrad- bzw. Leistungskurve der einzelnen Betriebsformen zugeordnet sind. Die Erfüllung dieser Bedingung genügt für die Erfordernisse eines Alleinbetriebes; insofern jedoch die Maschinengruppe im Parallelbetrieb mit anderen Werken steht nur dann, falls die Regelung der einzelnen Maschinensätze nicht auf der Drehzahl aufgebaut ist. Im anderen Falle ist im Interesse einer geordneten Verteilung der Netzlast für eine stetige Charakteristik, bezogen auf Drehzahl und abgegebene Summenleistung, unabhängig von der internen Aufteilung der Werksbelastung zu sorgen.¹

Die Gruppenregulierung kann in der Form vorgenommen werden, daß ein Turbinensatz in der üblichen Weise, d. i. drehzahl- oder wasserstandsabhängig geregelt wird, die übrigen nach einer kinematisch festgelegten Abhängigkeit von den Verstellungen des Leitapparates der ersten (Führer-) Turbine gesteuert werden. Hierbei besteht die Möglichkeit, entweder jeden der Turbinensätze mit einem eigenen Regler auszustatten und die Steuerung der geführten Maschinensätze (II) über deren Öffnungsbegrenzungen 470_{II} von den Verstellbewegungen der

¹ Damit erscheint das Werk nach außen hin als eine Einheit.

Führermaschine abhängig zu machen (Abb. 333a) oder nur die Führermaschine (I) mit einer vollständigen Regelungseinrichtung auszurüsten und die übrigen Turbinen ersterer mit Hilfe einer einfachen rückgeführten Abhängigkeitssteuerung folgen zu lassen (Abb. 333b). Die Über-

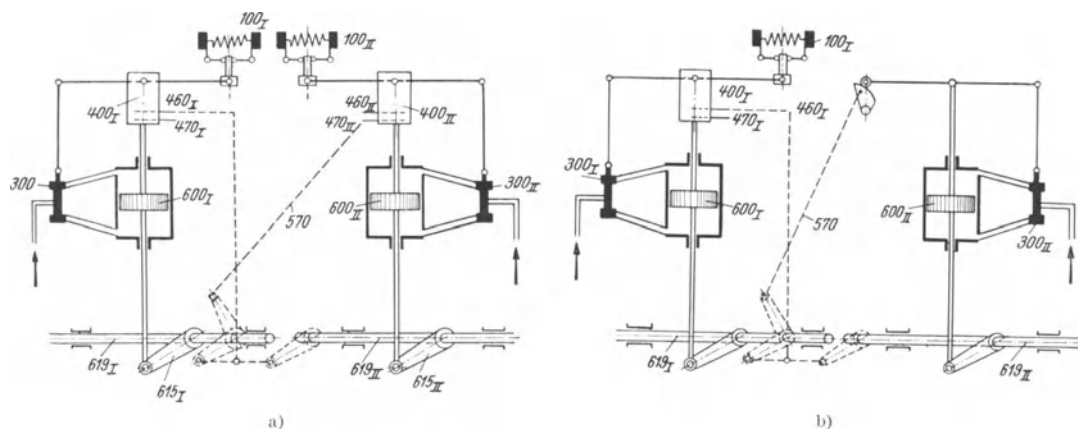


Abb. 333.

setzungsverhältnisse im Sekundärkreis (II) ordnen dann über die Mittelstellung des Steuerventils im letzteren gleichzeitige Turbinenöffnungen bzw. Belastungen einander zu.

Die Ableitung des Ungleichförmigkeitsgrades der Regulierung ausschließlich von der Öffnung der Führerturbine bedingt eine Unstetigkeit der Drehzahlleistungskennlinie, bezogen auf die Gesamtbelastung, beim Übergang von einer Betriebsform auf die andere; die diesbezüglichen Verhältnisse können an Hand der Darstellung Abb. 332, die sich auf die Zusammenarbeit zweier Maschinen gleicher Größe bezieht, grundsätzlich beurteilt werden. Man erkennt darnach auch, daß eine stetige Leistungscharakteristik des Werkes unabhängig von der Zahl der im Betrieb stehenden Maschinensätze dadurch erzielt werden kann, daß der dauernde Ungleichförmigkeitsgrad der Führerturbine von der Summe der gleichzeitigen Verstellungen der Arbeitswerke aller zur Parallelarbeit bestimmten Turbinen abhängig gemacht wird, wobei vorausgesetzt ist, daß die gleiche Proportionalität zwischen Leistungsänderung und Verstellung des Mechanismus der dauernden Ungleichförmigkeit der Führerturbine, unabhängig von welcher Turbine die Leistungsänderung ausgeht, besteht (68).

Bei reiner Abhängigkeitssteuerung kann die selbsttätige, öffnungsabhängige Zu- oder Abschaltung der geführten Maschinensätze durch eine Auslegung nach Abb. 334 [8] erreicht werden. Hierbei legt ein besonderes Umschaltventil 1685 das Triebwerk 600b des geführten Maschinensatzes entweder an den zum zugehörigen Steuerventil 300b führenden Ölweg oder steuert unter Abschaltung von diesem Triebwerk 600b auf „Schließen“. Die Verstellung des Umschaltventils 1685 erfolgt leistungsabhängig, bzw. abhängig von der Gesamtbeaufschlagung über Gestänge 1681a, 1681b und die vom Wechselmechanismus 1686 betätigte elektrische Steuerung 598.

Falls die Zusammenarbeit von Maschineneinheiten großer Leistung vorliegt, erscheint deren Ausstattung mit gleichwertigen Regelungseinrichtungen zweckmäßig, um die Führung

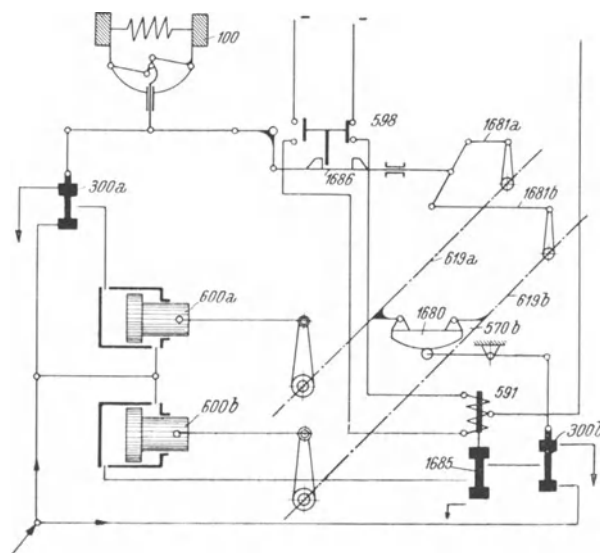


Abb. 334.

artige Kupplungsmechanismus ebenfalls in Tätigkeit gesetzt wird. Für die abhängig geregelten Turbinen ist hierzu die ausschließliche Wirkung der Öffnungsbegrenzung durch die entsprechende Einstellung der Drehzahlverstellung im Sinne höherer Beharrungsdrehzahlen zu sichern, während für die führende Einheit die Öffnungsbegrenzung außer Wirkung zu setzen ist (Entlastung des Hilfsventils 1688 und damit des Raumes δ für die Drehpunktführung 476 [s. a. Abb. 109]).

Die Erhaltung der Leistungskennlinie, unabhängig von der Zahl der in Betrieb befindlichen Maschinen wird ermöglicht durch Bereitstellung verschiedener Übersetzungen zwischen dem Mechanismus der dauernden Ungleichförmigkeit und dem Arbeitswerk der Führerturbine, welche die der vorgesehenen Zusammenarbeit entsprechende Summenleistung abhängig vom Anteil der Führerturbine in die Regelung einführen. Hierzu findet ein System von Kurvenzügen 1681_I, 1681_{I u. II} Anwendung, die von dem Arbeitswerk der Führerturbine verstellt werden und mittels hydraulischer Kupplungen besprochener Art und Steuerung über die Zwischenwelle 1698 wahlweise an den Mechanismus 460 zur Herbeiführung einer dauernden Ungleichförmigkeit gebunden werden.

In ähnlicher Weise erfolgt die Anschaltung der Wasserstandsregelung 501 an die auf die Öffnungsbegrenzungen 470 wirkende Welle 1694 in Abhängigkeit von der jeweiligen Betriebsform über die Kurvenzüge 1696_I, 1697_{II}. Auch hier werden durch die Form der Steuerkurve die gewünschten Abhängigkeiten der Beaufschlagung während des Einzelbetriebes, bzw. der Parallelarbeit der Maschinensätze von der Wasserspiegellage sowie jene für die Steuerung unwirksamen Spiegelintervalle geschaffen, die an den Stellen des Überganges von einer Betriebsform zur anderen zweckmäßig eingelegt werden, um die Schaltung gegen vorübergehende Schwankungen der Wasserdarbietung genügend unempfindlich zu machen.

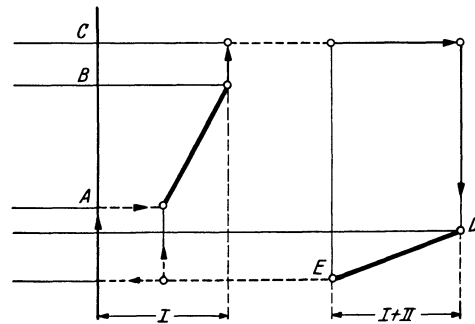


Abb. 336.

Nach dem in Abb. 336 dargestellten Betriebsplan¹ erscheint die bei Kote A des Wasserstandes eingeschaltete Turbine I mit Erreichung der Wasserspiegellage B voll belastet. Bei Vorliegen einer höheren Wasserdarbietung findet mit Erreichung der Spiegellage C die Zuschaltung und Vollbelastung beider Maschinensätze statt, wobei, falls erstere nicht die Vollbeaufschlagung beider Maschinensätze zuläßt, die Stabilisierung des Wasserspiegels zwischen Kote D und E mit gleicher Eröffnung beider Maschinen eintritt. Mit Absenkung auf Kote E findet die Abschaltung des Maschinensatzes II und die Verminderung der Öffnung von I auf 50% statt. Unter dieser Wasserzubringung erfolgt die Abstellung der Maschine I.

Betriebsmäßige Beharrungszustände können sich naturgemäß nur in den Gebieten A—B bzw. E—D einstellen; durch die gewählte gegenseitige Anordnung der Arbeitsbereiche werden zwischen die Stellen des Überganges von einer Betriebsform zur anderen unwirksame Spiegelintervalle gelegt, welche infolge der damit erreichten Speicherwirkung die Schaltung gegen vorübergehende Schwankungen in der Wasserdarbietung genügend unempfindlich machen.

Insofern die Wasserstandsregelung nur überwachend vorgesehen ist, kann der Augenblick der Überschaltung auf diese durch ein Vergleichssystem festgestellt werden, in das einerseits die Wasserdarbietung durch den Stand der Schwimmereinrichtung 501, der Wasserverbrauch durch die der Summenleistung entsprechende Stellung des Gegenkontaktes 598 andererseits eingeführt wird.

Der Impuls an die die In- bzw. Außerdienststellung steuernden Einrichtungen 1689 wird abhängig von dem Eintritt jenes Wertes der (Summen-) Leistung, die den Übergang von einer Betriebsform zur anderen gemäß dem aufgestellten Betriebsplan verlangt, über entsprechende Einrichtungen (1688, 533) veranlaßt.

Mit den beschriebenen Vorkehrungen können auch unter Voraussetzung der Parallelarbeit von Maschinen verschiedener Größen und Charakteristik alle erforderlichen Betriebsformen

¹ Unter Voraussetzung zweier gleicher Maschinensätze.

verwirklicht werden, wohl unter Anwendung der Führungsregelung, während eine Werksausstattung mit Maschinensätzen gleicher Größe und Art die Hervorhebung einer bestimmten Maschine erübrigt. Unter Voraussetzung ausschließlicher Regelung des laufenden Betriebes nach der Wasserdarbietung können auch jene Steuerungseinrichtungen entbehrt werden, die der Herbeiführung einer von der internen Lastaufteilung unabhängigen (Gesamt-) Leistungsdrehzahlkennlinie dienen.

P. Lastverteilung.

Für die Lastverteilung zwischen örtlich getrennten Kraftanlagen bietet zunächst die Abstimmung der statischen Kennlinien der einzelnen Kraftwerke (Drehzahl-Leistungscharakteristik) eine Handhabe.¹ Grundsätzlich ist, insoweit die Kupplung von Kraftwerken mit wirtschaftlich getrennten Versorgungsgebieten in Frage kommt, zu fordern, daß jedes System in erster Linie seine eigenen Lastschwankungen zu decken hat, während die zwischen den gekuppelten Systemen fließende Austauschleistung möglichst unverändert gleich der planmäßigen Übergabe- (Übernahme-) Leistung einzuhalten ist. Nur in Störungsfällen hat die Stützung bzw. Sicherung des Betriebes bei Verzicht auf die vorgenannte Forderung in den Vordergrund zu treten. Das Gesetz, das einer derartigen Betriebsgestaltung entspricht, kann nun nicht mehr allein auf Grund der Statik des normalen Reglers verwirklicht werden, sondern erfordert zu-

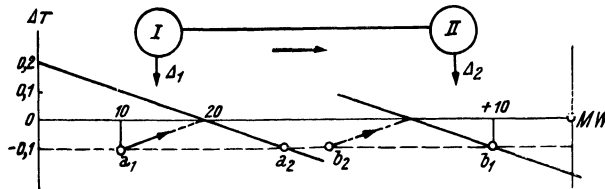


Abb. 337.

sätzliche Vorkehrungen, auf die im nachfolgenden kurz eingegangen werden soll.

Die Bedingung, daß Belastungsänderungen in dem Netz aufgenommen werden sollen, in welchem sie anfallen, kann durch eine getrennte Übertragung der Aufgaben der Frequenz- bzw. Leistungsregelung an je eines der gekuppelten Netze nicht erfüllt werden. Bei diesem Ver-

fahren treten Fehlregelungen im frequenzfahrenden Netz ein, falls die Änderung der Übergabeleistung durch eine Änderung der Belastung im leistungsgeregelten Netz bedingt ist; die Zusatzregler wirken dann einander entgegen, so daß die Leistungsregler nicht im Sinne der Stützung des Netzes bei Lastanfällen wirken und umgekehrt. Eine richtige Regelung kommt nur bei gleichzeitiger Überwachung der Übergabeleistung *und* Frequenz bzw. Leistung der geregelten Einheiten jedes der Verbundteile zustande. Hierbei kann durch den Vergleich des Änderungssinnes von Frequenz *und* Übergabeleistung bzw. der Übergabeleistung und Eigenleistung der geregelten Einheiten der Ort des Lastanfalles erkannt werden. Bei gleichsinniger Änderung von Frequenz und Austauschleistung liegt, wie leicht zu begründen ist, die Lastschwankung im liefernden System und es muß dort die Regelung wirksam werden; ungleichsinnige Änderungen deuten darauf hin, daß die Laständerung im belieferten System stattfand und somit in diesem die Regelung einzusetzen hat. Als Steuergeräte dienen Leistungs- und Frequenzrelais mit hoher Empfindlichkeit, wobei über entsprechende Kontaktkombinationen die richtige Befehlswahl vermittelt wird. Bei gleichzeitigen Lastschwankungen können sich die Regelvorgänge nur zeitlich aneinanderreihen, was für dieses System als charakteristisch anzusehen ist.²

Eine Frequenzregelung mit gleichzeitiger Erhaltung der Übergabeleistung kann auch durch entsprechende Einstellung der statischen Kennlinie der Kraftwerke erreicht werden (64). Man erkennt aus Abb. 337, die sich auf die Kennlinieneinstellung für eine Übergabeleistung von 30 MW zwischen zwei gleich starken Systemen von 300 MW ($\delta = 3\%$) bezieht, daß bei einem Lastanfall von 20 MW im System I (Lieferer) durch die hiedurch bedingte Frequenzabsenkung (0,1%) ein Regelvorgang ausgelöst wird, der die zunächst eintretende Verringerung der Übergabeleistung um 10 MW mit Herstellung der normalen Frequenz wieder beseitigt. Der Regelvorgang erscheint somit stetig statisiert an der Übergabeleistung; die Frequenz wirkt dabei als

¹ S. a. Abschnitt IV.

² Nach diesem Verfahren sind Übergabeleistungsregelungen bereits in Netzen in Frankreich und USA. verwirklicht.

Regelgröße in demselben Maße ein, wie eine Lastschwankung in einem der Systeme eine Änderung der Übergabeleistung zur Folge hat, wodurch es nur in dem System zu einem Regelvorgang kommt, in welchem die Laständerung stattgefunden hat. Zu beachten bei dieser Art der Regelung ist der Umstand, daß ohne besondere Vorkehrungen die Systemkennlinie vom Maschineneinsatz abhängig ist und mit diesem der der Regelung unterlegten Statik angepaßt werden muß.¹

Neben der Forderung einer geordneten Lastverteilung steht jene nach dem wirtschaftlichsten Betrieb der einzelnen Kraftwerke und Systeme. Selbstverständlich müssen die Kraftwerke, die hinsichtlich der Ausbeute auf den Energieanfall angewiesen sind, in Anpassung an die anstehenden Energiemengen belastet werden. Bei anderen Kraftwerken wieder ist der Möglichkeit einer günstigsten Aufteilung der Belastung Rechnung zu tragen. Daneben ist noch darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Einsatzfolge der betriebsbereit gehaltenen Gruppen so geordnet wird, wie es für die nützliche Energieverwertung notwendig ist. Die beste Gesamtausbeute wird erreicht, wenn sämtliche zum Betrieb eingesetzte Maschinen auf gleiche Änderung der spezifischen Verluste [65] geregelt werden. Dies bedeutet bei Lastrückgang die stärkere Entlastung der Maschinensätze, die hiebei die kleinere Veränderung der spezifischen Verluste zulassen, bei Laststeigerung die stärkere Belastung jener mit der geringsten Steigerung der spezifischen Verluste. Zur praktischen Verwirklichung dieses Gesetzes werden in Abhängigkeit von der Beaufschlagung der Turbinen über Kurven, welche die spezifische Verluständerung abhängig vom Öffnungsgrad abbilden, Spannungsteilerwiderstände verstellt. Diesen sind Differentialrelais zugeteilt, die in Abhängigkeit vom Unterschied der Einstellung der Teilwiderstände erregt werden. Damit werden die Maschinen selbsttätig auf jene Beaufschlagung gesteuert, die der optimalen Lastaufteilung entspricht.

Soweit es sich um Turbinensätze gleichen Aufbaues und gleicher Charakteristik der Verluste handelt, vereinfacht sich das Gesetz der besten Lastverteilung auf die Forderung gleichmäßiger Aufteilung der Belastung auf alle Einheiten.

Außer im Einzelkraftwerk für die darin parallel betriebenen Maschineneinheiten kann diese Methode unter Anwendung der Hilfsmittel der Fernmeßtechnik auch auf den Verbundbetrieb mehrerer beliebig weit voneinander gelegener Kraftwerke ausgedehnt werden, indem man die in den verschiedenen Kraftwerken bestehende mittlere Einstellung auf der Kurve der spezifischen Verluständerung fernüberträgt und wiederum differentiell, wie oben geschildert, zur Auswirkung in den einzelnen Anlagen bringt.

Die zusätzlichen elektrischen Steuervorgänge sind auf die Drehzahlregler zu übertragen. Hierzu kann die Beeinflussung der Drehzahlverstellvorrichtung vorgesehen werden, ein Vorgang, der die nachträgliche Anbringung der Apparatur in einfacher Weise ermöglicht, hingegen seiner trägen Wirkung halber die gewünschte Lastverteilung nur langsam herzustellen imstande ist. Für die Übertragung können auch Gebersysteme Anwendung finden, die von einem in dem für die Frequenz- und Übergabeleistungsregelung ausersehenen Kraftwerk aufgestellten Hauptgeber aus gesteuert werden. Als wirksamstes Verfahren ist der unmittelbare Eingriff in die Reglersteuerung anzusehen, wobei zweckmäßig hydraulische Verstellglieder mit elektrischer Vorsteuerung angewendet werden.² Letztere wird zweckmäßig einem wattmetrischen Trieb mit hoher Empfindlichkeit ($0,1^0/_{00}$) unterstellt, dem sämtliche in die Regelung eintretenden Einflußgrößen, über besondere Meßumformer³ zunächst in proportionalen Gleichstrom umgewandelt und dann entsprechend zusammengefaßt, zugeführt werden. Durch den unmittelbaren Einbau des Verstellgliedes in die Reglersteuerung (etwa Verstellung des dauernden Ungleichförmigkeitsgrades) werden Gesamtregelzeiten von etwa 1,3 Sekunden erzielt, im Gegensatz

¹ Für örtlich zusammengefaßte Maschinenanlagen ist im vorangehenden Abschnitt auf die Möglichkeit der Verwirklichung einer vom Maschineneinsatz unabhängigen Drehzahl-Leistungscharakteristik des Werkes hingewiesen worden. Grundsätzlich bestehen keine Schwierigkeiten durch den Einsatz der Hilfsmittel der Fernübertragung eine gleichbleibende Statik unabhängig vom Maschineneinsatz selbsttätig herzustellen.

² Z. B. der von H. THOMA angegebene selbsttätige Regler (s. S. 9).

³ Diese gestatten eine beliebige Meßgröße in proportionalen Gleichstrom umzusetzen, wobei das Drehmomenten-Kompensationsverfahren bevorzugt wird.

zu den trägen Regelverfahren mit Zeiten von 30 bis 60 Sekunden für den ganzen Verstellweg. Hierbei ergibt sich auch die Möglichkeit, gleichzeitig mehrere Maschinen nach demselben Gesetz zu regeln. Durch Ausstattung der elektrischen Vorsteuerung mit zwei Triebssystemen ist die volle Anpassungsfähigkeit an die praktischen Anforderungen gewährleistet.

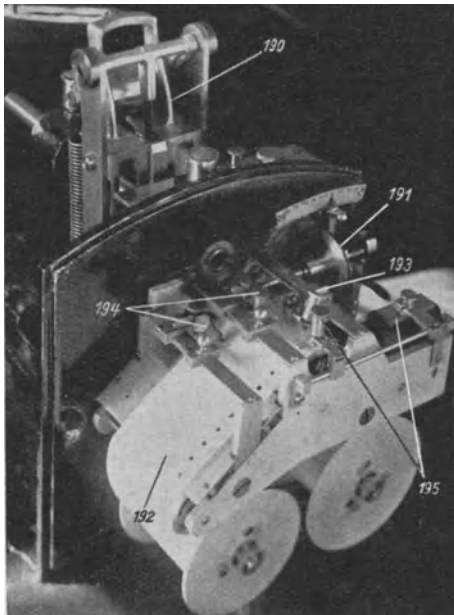


Abb. 338.

turbinen) abbilden lassen. Ferner sollen über eine Sekundenuhr auch Zeitmarken (Chronograph 195) am Schreibband verzeichnenbar sein, wodurch die Eingliederung anderer auf der Zeitbasis vorgenommener Registrierungen, wie etwa der infolge des Bewegungsvorganges zusätzlicher Absperrrichtungen auftretenden Druckschwankungen in der Rohrleitung, möglich wird.

Für die Aufzeichnung letzterer sind grundsätzlich alle jene Meßeinrichtungen geeignet, die eine genügend unverzögerte Wiedergabe verhältnismäßig rasch verlaufender Schwingungen durch eine von Trägheitskräften und Eigenwiderständen möglichst freie Aufnahme- und Übertragungsapparatur sichern.¹

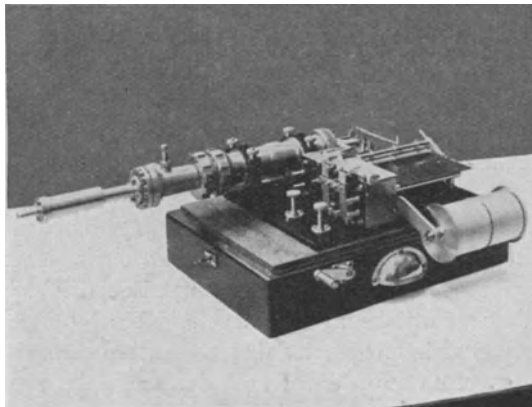


Abb. 339.

ten Aufnahmestreifen. Zur Erhöhung der Empfindlichkeit der eigentlichen Meßeinrichtung werden bei dem BRECHTSchen Druckschreiber der Meßsäule die von einem kleinen selbstgesteuerten Luftdruckhammer erregten raschen Schwingungen einer Membrane aufgeprägt, wodurch der Meßkolben in eine dauernde leichte Vibration versetzt wird; bei der D. THOMASchen

XIII. Mittel zur Betriebsbeobachtung.

Die Wirksamkeit der Regelung bei Belastungsänderungen, bzw. die Stabilität ersterer kann an Hand von Aufzeichnungen einander folgender Drehzahlwerte in entsprechender zeitlicher Dehnung beurteilt werden, wobei zweckmäßig die gleichzeitigen Werte der den Drehzahlverlauf bestimmenden Faktoren, so die Öffnungsänderung der geregelten Organe, der Druck in der Rohrleitung u. a., aufgenommen werden. Der zur Aufzeichnung des Drehzahlverlaufes in der vorgenannten Art geeignete *Tachograph* (Abb. 338) erhält daher zweckmäßig zusätzliche Schreiber, welche die gleichzeitige Stellung des Leitapparates (der Düse), gegebenenfalls eines zusätzlichen Regelorgans (der Laufschaufeln bei Kaplan-Turbinen, bzw. des Strahlableikers bei Freistrah-

In die Praxis eingeführt erscheint u. a. der von BRECHT angegebene *Druckschreiber* Abb. 339 sowie ein von D. THOMA entwickeltes schreibendes Druckmeßgerät (73). In beiden Fällen besteht der Druckaufnahmemechanismus aus Kolben und Gegenfeder; während jedoch beim erstgenannten Gerät die Bewegungen des Meßkolbens durch mechanische Mittel übertragen werden, erfolgt zur möglichst Beschränkung der bewegten Massen die Übertragung bei der zweitgenannten Ausführung optisch auf einen lichtempfindlichen und mit konstanter Geschwindigkeit beweg-

¹ Neben den nachstehend beschriebenen Verfahren haben sich auch solche auf Grundlage piezoelektrischer Messungen bewährt (72).

Einrichtung hingegen wird der Meßkolben gedreht, wobei durch eine besondere Auslegung des hierzu bestimmten Mechanismus die auf den Meßkolben rückwirkende Axialkomponente der Reibungskraft sehr klein und der axialen Geschwindigkeit des Kolbens proportional gehalten wird.

Die Notwendigkeit, die Vorausberechnung des Arbeitsbedarfes von Regelungseinrichtungen auf Formeln mit empirisch bestimmten Beiwerten stützen zu müssen, läßt die versuchsmäßige Nachprüfung dieser an Großausführungen notwendig erscheinen. Die Aufzeichnung des in den einzelnen Stellungen des Arbeitswerkes erforderlichen Öldruckes kann in bekannter Weise mittels normaler *Indikatoren* erfolgen.

Die Werksprüfung selbsttätiger Regelungseinrichtungen.

Eine moderne Wasserturbinenregelanlage stellt sich als Zusammenfassung einer größeren Reihe von Konstruktionsgruppen dar, von denen insbesondere die der Steuerung dienenden verhältnismäßig komplizierte Mechanismen sind. Ihre Überprüfung im einzelnen, bzw. in der vorgesehenen, nicht immer leicht zu überblickenden Zusammenarbeit, soweit diese ohne den vermittelnden Einfluß von Schwungmasse und Drehmoment des geregelten Maschinensatzes erfaßt werden kann, ist als unerläßliche Vorbereitung für die eigentliche Inbetriebnahme der Regelungseinrichtung anzusehen. Demgemäß hat sich die Überprüfung im Werk zu beziehen auf die Arbeitsweise des Fliehkraftpendels mit Feststellung seiner Empfindlichkeit und des Verlaufes der Drehzahlhubcharakteristik (Abb. 340), auf die Überprüfung des Steuerventils hinsichtlich Empfindlichkeit (Abb. 341), Durchströmwiderstand in den möglichen Arbeitsstellungen (Gegendruck), der Regelgeschwindigkeit und Abhängigkeit letzterer von der Stellung des Steuerkolbens, ferner auf die Fördermenge der Reglerpumpe und ihre Betriebstüchtigkeit im Dauerlauf sowie bei den zu erwartenden Höchstdrücken, auf die Arbeitsweise und gegenseitige Abstimmung der einzelnen Untergruppen des Steuerwerkes, etwaiger Selbststeuerungseinrichtungen u. a. m.

Für die Inbetriebnahme verbleiben dann nur jene konstruktiv vorbereiteten Einstellungen, die durch die dynamischen Verhältnisse von Maschine und Rohrleitung (optimaler Stabilitätsgrad, Isodromzeit) und durch die Bedingungen des Parallelbetriebes (dauernde Ungleichförmigkeit) bestimmt werden, bzw. zur Herbeiführung bestimmter Regelgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der Stellung der Regelorgane vorzusehen sind.¹

¹ Die Regelgeschwindigkeit von Windkesselreglern wird durch den — stellungsabhängigen — Rückdruck der geregelten Leitvorrichtung beeinflusst, eine Tatsache, die am Prüfstand nicht voll berücksichtigt werden kann

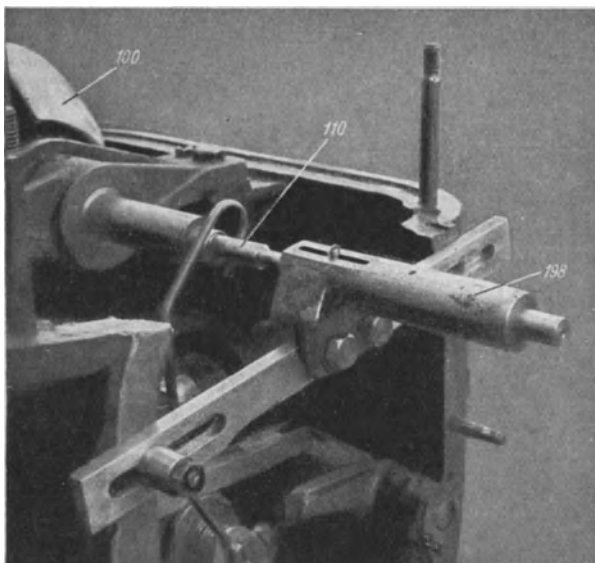


Abb. 340.

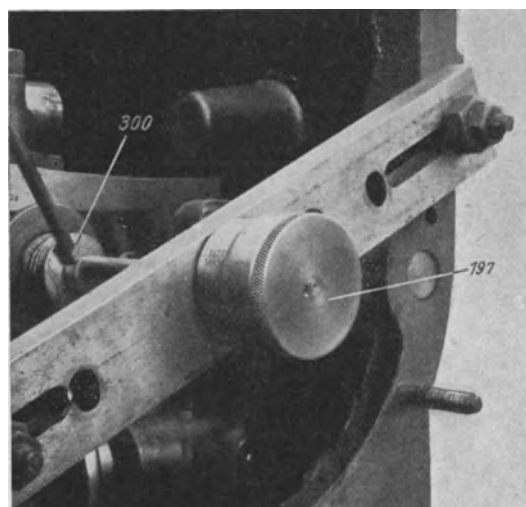


Abb. 341.

Der gestörte Regler.

Das pendelungsfreie Arbeiten der Regelung setzt außer der Erfüllung der dynamischen Stabilitätsbedingungen¹ die Ausschaltung jedweder Verzögerung in der Fortleitung der Steuerbewegungen voraus. Diese können durch toten Gang im Steuer- (Rückführ-) Gestänge, Luft in den Triebzylindern oder den Ölbremfen nachgiebiger Steuerungen verursacht werden ebenso wie durch Klemmungen im Pendel (erhöhte Unempfindlichkeit desselben), durch zu große Überdeckungen des Steuerventilkolbens oder dessen Vorsteuerung u. a. Auch außerhalb der Steuerung liegende Ursachen, wie etwa Netzschwingungen oder Eigenschwingungen des zum Antrieb des Drehzahlmessers verwendeten Motors können Veranlassung zu Pendelungen der Regelung geben. Zum Unterschied von diesem durch periodische Schwankungen der Drehzahl gekennzeichneten instabilen Verhalten der Regelung sind ruckweise Bewegungen des Arbeitswerkes in der Regel ausgelöst durch zuckende Bewegungen des Fliehkraftpendels. Letztere leiten sich gewöhnlich vom Antrieb her (Zahnräder, steifer Riemen, ungeeignete Riemenverbindung) und erfordern gegebenenfalls Maßnahmen zur Dämpfung der Stöße (s. S. 74).

XIV. Die Regelung der Dampfturbinen.

a) Anordnungen.

Die *Frischdampf-Kondensationsturbine* (Abb. 342 a). Die Anpassung der Leistung letzterer an die abzugebende erfolgt durch Beeinflussung des sekundlichen Dampfdurchsatzes über drehzahlgesteuerte Ventile bzw. Ventilgruppen; letzteres falls eine Segment- oder Drosselsegment-

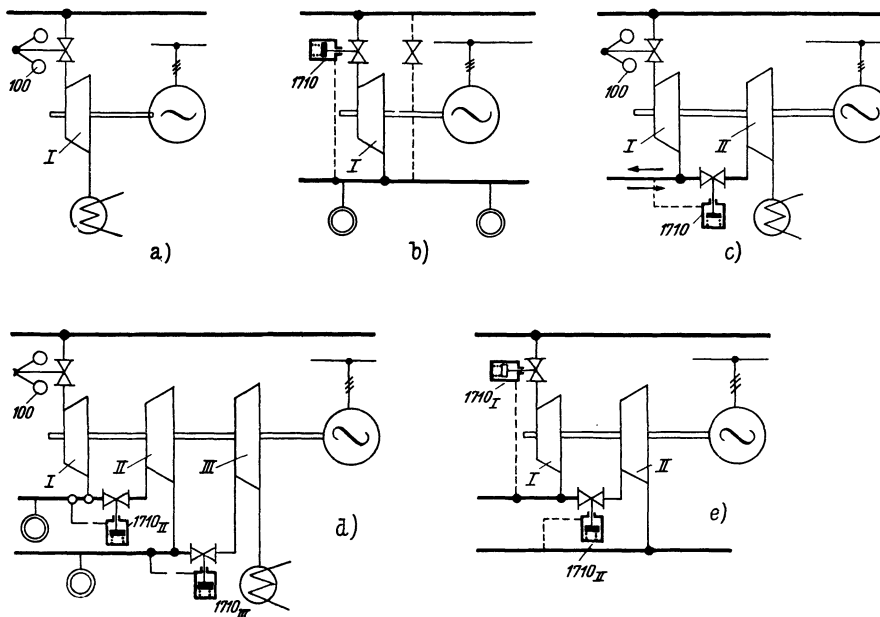


Abb. 342.

regelung mit Rücksicht auf die Verbesserung des Wirkungsgrades bei Teilbelastungen angewendet wird.

Falls Bedarf an Heizdampf von bestimmter Temperatur vorliegt, kann dieser in wirtschaftlichster Form durch Entspannung des Hochdruckdampfes in Gegendruck- oder Entnahmeturbinen gewonnen werden. Die Temperatur des Heizdampfes legt der eindeutigen Zuordnung zum Sättigungsdruck halber den Abdampfdruck fest. Für die reine *Gegendruckturbine* (Abb. 342 b), in welcher die Entspannung des Frischdampfes bis auf den Druck des der Turbine nachgeschalteten Dampfnetzes erfolgt, hat abhängig von diesem — als Maß für das Gleichgewicht

¹ S. zweiter Teil, Abschn. D.

von Zufluß und Entnahme — die Regelung der Frischdampfzufuhr zu erfolgen. Die Festlegung des Dampfdurchsatzes nach der benötigten Abdampfmenge setzt die elektrische Zusammenarbeit mit einem Netz voraus, das in der Lage ist, Unterschiede zwischen erzeugter Leistung und Anforderung des eigenen Kraftnetzes aufzunehmen.

Für die Gegendruckturbine ist demnach eine Regelung nach Leistung mit einer solchen nach dem Heizdampfbedarf unvereinbar. Hierzu bietet die Möglichkeit die *Entnahmeturbine* (Abb. 342c), bei welcher die in die Hochdruckschaufelgruppe eingeleitete Frischdampfmenge nach Durchströmung dieser, um den Bedarf des Heizdampfnetzes verringert, in einem Niederdruckteil weiter, etwa auf Kondensatordruck, entspannt wird; infolge des Bestandes zweier für sich regelfähiger Schaufelgruppen kann der Betriebszustand des Maschinensatzes von zwei Führungswerten (Drehzahl und Entnahmedruck) abhängig gemacht werden.

Falls zwei dampfverbrauchende Netze unterschiedlicher (n) Temperatur (Druckes) vorhanden sind, hat entweder die *Doppelentnahmeturbine* (Abb. 342d) oder *Entnahme-Gegendruckturbine* (Abb. 342e) Anwendung zu finden; erstere, falls ein Alleinbetrieb des Maschinensatzes mit gleichzeitiger Regelung nach der Drehzahl möglich sein muß, letztere bei ausschließlichem Parallelbetrieb mit einem frequenzhaltenden Netz. Die zusammengefaßte Erzeugung von Dampf verschiedener Spannung, z. B. in durch Hochdruck- oder Abhitze-kessel erweiterten Dampferzeugungsanlagen, führt zu den mit Einfach- bzw. Zweifachentnahmeturbinen grundsätzlich übereinstimmend ausgelegten *Zwei-* oder *Dreidruckturbinen*.

Neben der Drehzahl erscheint somit der *Dampfdruck* zur Führung bestimmter Regelkreise berufen. Die durch die Erfordernisse der modernen Wärmewirtschaft gebotene Genauigkeit der Einhaltung vorgeschriebener Werte der Temperatur und damit des Dampfdruckes bedingt die Eingliederung der Impulsorgane in die Regelkreise über Vorsteuerungen, also die Anwendung zusätzlicher Krafteinschalter zwischen Impulsorgan und Steuerkolben zum hydraulischen Verstellgetriebe der eigentlichen Regelorgane.

b) Vorsteuerung.

Bei hydraulischen Ventilantrieben, deren Auslegung nur eine einfache Drosselsteuerung des Arbeitsölstromes verlangt (Differentialkolben oder Federkolben mit einseitiger Öldruckbetätigung, s. a. S. 281), kann, solange nur relativ geringe Ölmengen gesteuert werden müssen, die Verstellung des Drosselorgans unmittelbar vom Meßsystem vorgenommen werden. Abb. 343 [7] zeigt die konstruktive Durchbildung einer derartigen Drosselsteuerung unter Verwendung eines Membranreglers. Dem auf den Teller 1711 wirkenden Dampfdruck wird im wesentlichen durch die Spannung der Feder 1712 das Gleichgewicht gehalten; die Membrane 1713 sorgt für den dichten Abschluß des dampfbeaufschlagten Raumes. Die mit Änderung des Druckes eintretenden Lagenänderungen des Membranbodens werden über einen Stift auf den sich kraftschlüssig anlehnden Steuerkolben 1716 übertragen, welcher den Drosselquerschnitt in Abhängigkeit vom jeweiligen Dampfdruck verändert.

Bei Anwendung der Ausführung Abb. 343 kann der Sollwert des Regeldruckes mit der Spannung der Feder 1712 über den dargestellten Spindel- und Schneckentrieb (a) verändert werden.

Sobald seitens der übernehmenden Steuerung stärkere Rückdrücke zu erwarten sind, bzw. bei geringem Absolutwert der für die Auslösung des Impulses zugelassenen Druckänderung werden Vorsteuerungen üblicher Bauart zwischen Impulsorgan und übernehmende Steuerung zu schalten sein.

Abb. 344 zeigt eine Anordnung [5], bei welcher die Verstellung des eigentlichen Steuerstänges durch den Hilfskolben 1726 erfolgt, der einerseits unter der Wirkung der Feder 1727 sowie der an seinen Kolbenflächen wirksamen Druckdifferenz steht, letztere bestimmt durch

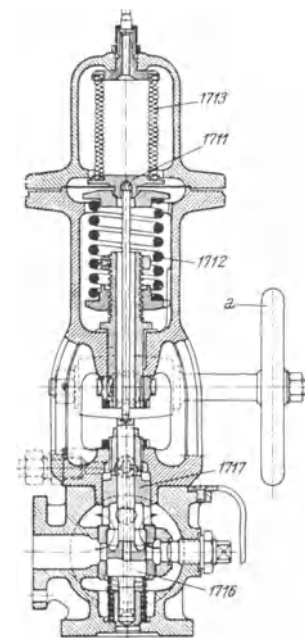


Abb. 343.

den im Raum n_1 herrschenden Zwischendruck gegenüber dem konstanten Druck im Raum m_1 . Ersteren legt einerseits der Ringspalt zwischen Kolben 1726 und Zylinder 1728 sowie Drosselöffnung 1718, andererseits der gesteuerte Abströmquerschnitt g im Druckgerät 1710 (Regelzelle) fest. Die Steuerung erfolgt durch die unter dem zu regelnden Dampfdruck stehende Membrane 1711, deren Ausschläge über den Fühlstift 1714¹ auf den gelenkig aufgehängten Steuerhebel 1720 übertragen werden, der über die Steuergabel 1720a den wirksamen Querschnitt der Abströmöffnung g festlegt. Infolge der mit der Kolbenstellung proportional veränderten Kraft der Feder 1727 wird der das Gleichgewicht am Kolben 1726 herstellende

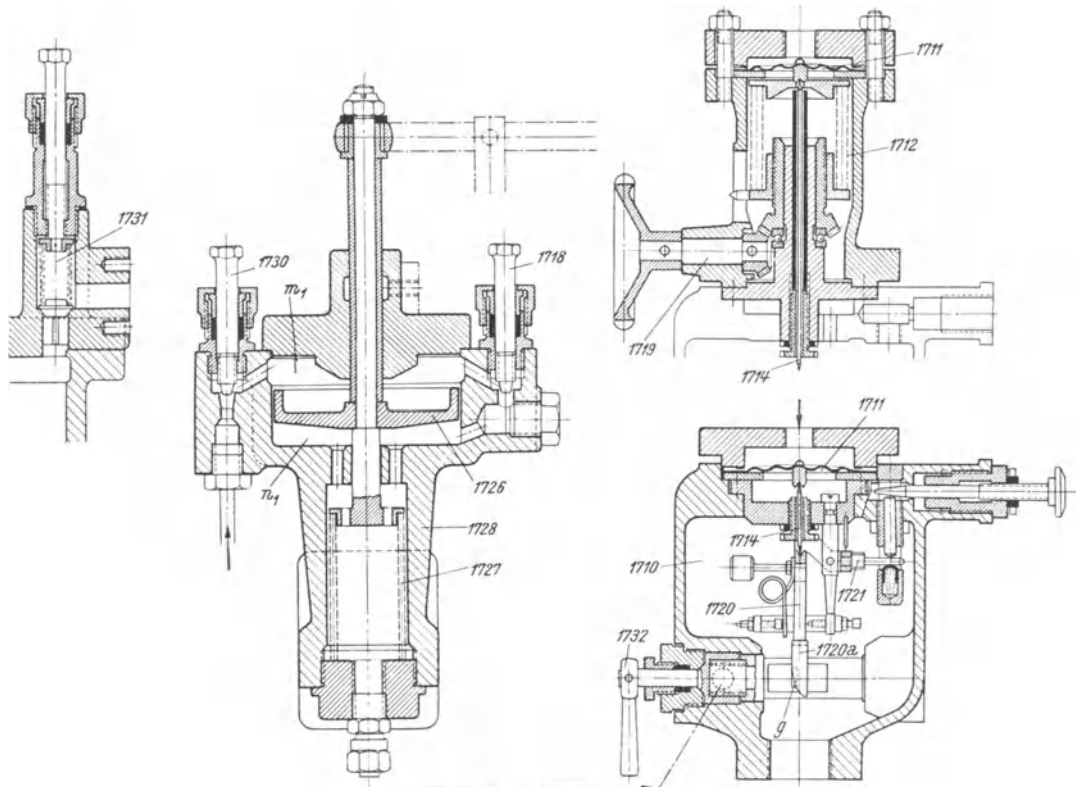


Abb. 344. (Regelzelle Maßstab 1:4,5.)

Zwischendruck eine eindeutige Funktion der Kolbenstellung, der damit wieder eine bestimmte Membranstellung 1711 zugeordnet wird (hydraulische Rückführung).

Durch Schwenkung des Doppelhebels 1721 über Getriebe 1722 kann der Angriffspunkt des Fühlstiftes 1714 am Steuerhebel 1720 bei gleichbleibender Abströmöffnung g verlagert werden, was zur Veränderung des konstant zu haltenden Mittelwertes des Regeldruckes führt. Falls letzterer im stärkeren Maße verändert werden soll, wird dem Dampfdruck die Kraft einer über Trieb 1719 in ihrer Spannung veränderlichen Feder 1712 entgegengestellt.

Der mengenmäßigen Einstellung des dem Hauptölsystem entnommenen Betätigungs- und Steueröles dient Drosselventil 1730, der Konstanthaltung des Druckes des einströmenden Steueröles Überströmventil 1731. Bei Unterbrechung der Druckölversorgung, bzw. Abschaltung der Regelzelle über Hahn 1732 geht der Regelkolben 1726 unter Wirkung der Feder 1727 in seine obere Grenzlage mit Schluß der von der Steuerung beherrschten Ventilgruppe

Die Einordnung einer Gegenfeder führt zu einer unter Umständen nicht unerwünschten Statik des Systems ohne die Notwendigkeit besonderer zuordnender Gestängeverbindungen und erleichtert unter dieser Voraussetzung die räumliche Trennung von Hilfskraftgetriebe

¹ Zur Erzielung des erforderlichen Übersetzungsverhältnisses drückt 1714 gering exzentrisch zu dem durch die Aufhängung gehenden Mittel von 1720.

und Impulsorgan. Die Tatsache, daß nur ein einziger Querschnitt (g) zu steuern ist, ermöglicht die Bildung desselben durch mehrere parallelgeschaltete Impulsorgane mit Überlagerung ihrer Wirkung. Infolge des eindeutigen Zusammenhanges zwischen Hilfskolbenstellung und Steuerdruck gelingt die gleiche gesetzmäßige Verstellung mehrerer parallelgeschalteter Hilfsgetriebe von einer Vorsteuerung aus, womit gegebenenfalls verwickelte Gestängeanordnungen zwischen den einzelnen Steuergruppen vermieden werden können. Hingegen ist eine reine Gleichwertregelung nicht möglich, nachdem der mit der Stellung des Hilfsarbeitskolbens 1726 veränderte Steuerquerschnitt g beharrungsmäßige Stellungsunterschiede des Meßsystems bedingt.¹

Bei dem in Abb. 345 dargestellten Druckregler bewegt das Meßsystem ein pendelnd aufgehängtes Strahlrohr 1740 [4], aus welchem das von einer Pumpe gelieferte Arbeitsöl unter einem Druck von einigen Atmosphären ausgepreßt und gegen die nebeneinanderliegenden Öffnungen g_1 , g_2 des Druckaufnehmers 1741 gelenkt wird. Die auf den Kolben 1722 zur Wirkung kommenden Kräfte sind durch die Differenz der zugeteilten Impulsströme — unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Umsetzung — bestimmt. Die Vermeidung mechanischer Berührungen eingeschliffener Teile sowie die praktisch vollständige Entlastung des Impulsorgans von Steuerungsrückdrücken und Eigenreibung muß als Vorteil dieser Auslegung der Vorsteuerung angesehen werden. Falls eine ungenügende Eigendämpfung des Systems² zusätzliche Stabilisierungsmaßnahmen erfordert, können diese durch eine von der Stellung des Kraftgetriebes 1722³ abhängige Änderung des Regelsollwertes, etwa durch Beeinflussung der Spannung der Gegenfeder 1725, verwirklicht werden. Neben der Möglichkeit der Anordnung einer starren Rückführung besteht auch jene einer nachgiebigen, falls die Abhängigkeit der beharrungsmäßigen Regelwerte von der Stellung des Regelorgans nicht zulässig sein sollte.

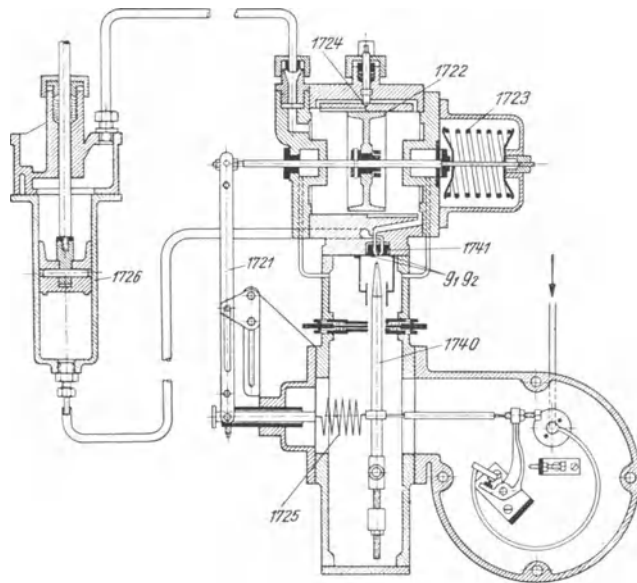


Abb. 345.

Arbeitsgetriebe 1726 und Rückführzylinder 1722 sind hintereinandergeschaltet. Verstellungen des Hilfskolbens 1722 bedingen somit die volumetrisch angenähert gleiche Stellungsänderung des Arbeitskolbens 1726, wobei erstere jedoch allmählich unter der Wirkung des Federsystems 1723 und der Überströmung 1724 bis zur spannungslosen Mittelstellung rückgängig gemacht wird; damit erscheint der ursprüngliche Sollwert wieder hergestellt. Die Größe des vorübergehenden Ungleichförmigkeitsgrades ist hierbei durch das einstellbare Verhältnis der Übersetzung 1721 bestimmt.

Durch die hydraulische Übertragung 1722, 1726 bleibt auch hier die Freizügigkeit in der Aufstellung des Arbeitsgetriebes gewahrt. Sobald hohe Regelgeschwindigkeiten erforderlich werden, bzw. das über das Strahlrohr günstig bereitzustellende Arbeitsvermögen überschritten wird, erfolgt die Steuerung des eigentlichen Arbeitsölstromes über einen besonderen Hilfsschieber,

¹ Zur Erzielung einer praktischen Gleichwertregelung kann jedoch die doppelseitige Drosselung des Steuerölstromes (s. a. S. 296) angewendet werden, wodurch sich die größtnotwendige Verschiebung des Meßsystems im Rahmen der geringen Überdeckungen der Steuerwege hält.

² S. zweiter Teil, Abschn. D (79).

³ 1722 möge hierbei den den Ventilantrieb vermittelnden Kolben darstellen; 1723 bis 1726 sind zunächst als nicht vorhanden anzusehen.

der durch das Strahlrohr nur vorgesteuert wird. Die Wirkungsweise dieser Steuerung dürfte ohne weitere Erklärungen aus Abb. 346 entnommen werden können.

Die Unterdrückung der Eigenreibung im Meßsystem sowie die Ausschaltung letzteres beeinflussender Rückdrücke wird weitgehend durch die in Abb. 347 dargestellte Anordnung [11] erreicht. Die Veränderung des wirksamen, in Druckenergie umgesetzten Impulses wird hier durch eine mehr oder weniger kräftige Ablenkung bzw. Störung des aus der Düse 1740 austretenden und auf die Empfangsdüse 1741 geworfenen Strahles herbeigeführt, wodurch der Druck im Raum *n* der Vorsteuerung zum Steuerkolben 300 von Veränderungen der Führungsgröße beeinflusst wird. Die Ausschaltung der Eigenreibung des Meßsystems wird durch federnde Aufhängung bzw. Anlenkung des Strahlstörers 1742 erreicht. Der äußerst kompendiös gebaute Regelmechanismus wird für Meßdrücke von 0,5 m bis 120 at mit Membran- bzw. Federrohrsystemen gebaut und ist für die Aufnahme von zusätzlichen Einrichtungen für kombinierte Regelungen vorbereitet.

Mit nachgiebiger Rückführung arbeitet das in Abb. 348 dargestellte Steuergerät [20], wobei unterschieden von den bisher beschriebenen Einrichtungen Abweichungen vom Sollwert die elektrische Spannungsgabe je nach dem Sinne ersterer an zwei Vorsteuerrelais 1751 nach sich ziehen, die ihrerseits erst das eigentliche Arbeitswerk — dem grundsätzlichen Aufbau einer elektrischen Regelanlage entsprechend gewöhnlich einen Elektromotor —

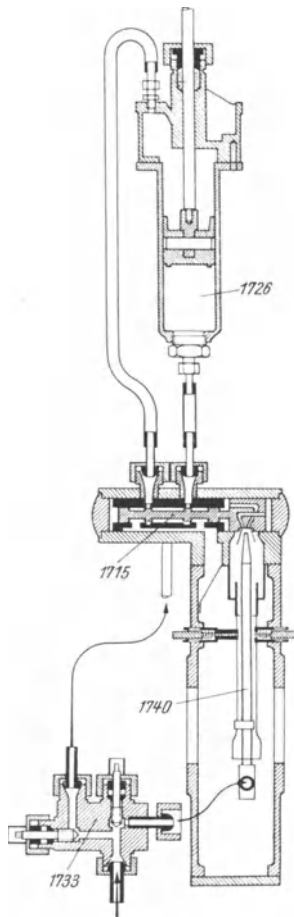


Abb. 346.
1715 = Steuerkolben, 1740 =
Strahlrohr, 1733 = Verteiler.

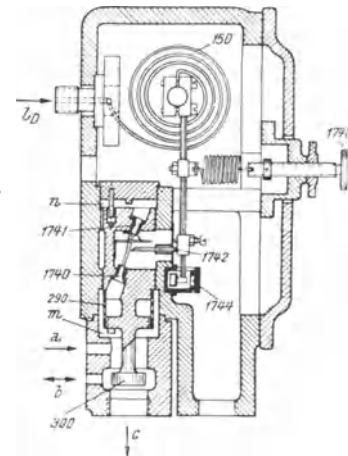


Abb. 347.

in dem einen oder anderen Sinne schalten. Die nachgiebige Rückführung besteht aus den beiden federbelasteten Kolbentrieben 1752, deren untere Arbeitsräume über eine Zahnradpumpe sowie über die gesteuerte Öffnung 1753 miteinander in Verbindung gebracht sind. Beide Kolben werden durch die mit endlicher Vorspannung eingelegten Belastungsfedern 1754 in die immer gleiche Beharrungslage zurückgedrängt, bei welcher auch die Überströmöffnung 1753 zum Abschluß kommt (Ölbremse mit endlicher Rückstellkraft und gesteuerter Überströmung).

Die Nachführung des Kontakthalters 1757 an den vom Meßgerät bewegten Zeiger 1756 wird durch Umpumpung des Flüssigkeitsinhaltes der Ölzyylinder 1752 vorgenommen, wozu die Druckölpumpe über das jeweils erregte Vorsteuerrelais im Sinne der zu fordernden Rückführbewegung eingeschaltet wird. Im übrigen bestimmen die Vorspannung bzw. Charakteristik der Feder 1754 und die wirksame Größe der gesteuerten Öffnung 1753 die Geschwindigkeit des sekundären Regelvorganges. Der Sollwert der Meßgröße kann durch Ver-

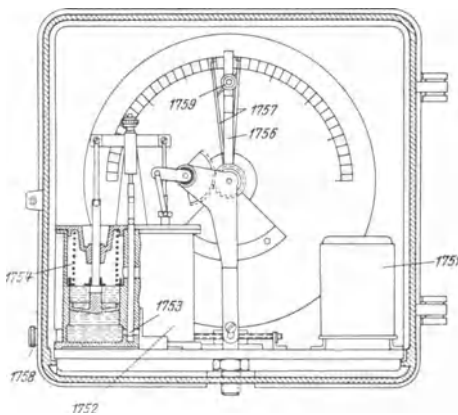


Abb. 348.

stellung des Gegenkontakthalters 1757 über den Spindeltrieb 1758 geändert werden; desgleichen die Ansprechempfindlichkeit durch Änderung des Leerganges zwischen Meß- und Gegenkontakt über Einstellschraube 1759.

c) Auslegung der Ventilantriebe.

Die Anwendung der Segment- bzw. Drosselsegmentregelung bedingt die Betätigung mehrerer Ventile in bestimmter Eröffnungsfolge. Hierzu können die Ventilantriebe über ein Gestänge gekuppelt werden, welches von einem gemeinsamen, dem Führungsorgan unterstellten Kraftgetriebe bewegt wird.

Abb. 349 zeigt eine Ausführung [5], bei welcher das Hauptregelventil 1760 mit dem Hubkraftgetriebe 1762 unmittelbar vereinigt ist, während die Düsenventile 1761a—d mittels der von ersterem bewegten Gleitschiene 1765 über die Keilbahnen 1766 kraftschlüssig und in bestimmter Folge angehoben werden. Der Schluß des Hauptregelventils in Störungsfällen, bzw.

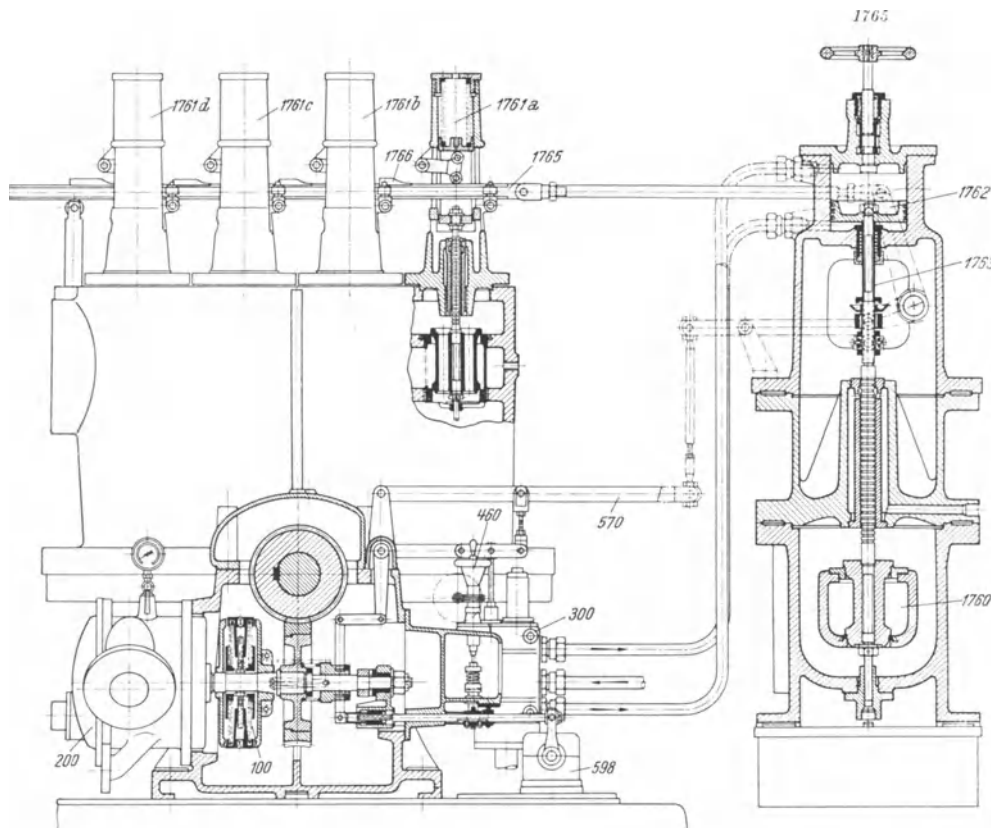


Abb. 349. (Maßstab 1:20.)

die Begrenzung seines Hubes zur Beschränkung der maximal abgebbaren Leistung von Hand aus ist durch den Spindeltrieb 1765 möglich.

Bei Anwendung einer durchlaufenden Querwelle 619, von der die Ventile 1761 mittels zwang- oder kraftschlüssiger Übertragungsmittel (Lenker- oder Nocken) bewegt werden, wird häufig der Antrieb der Querwelle von einem Drehservomotor 1763 abgeleitet (Abb. 350 [5]). Der zwangschlüssige Antrieb, entweder durch Lenker oder durch Verwendung von Gegennocken (Abb. 351) erzielt, wird für das Hauptregelventil vorgezogen, um den Öldruck auch zum Schließen dieses Ventils nutzbar machen zu können.

Drehservomotoren werden zweckmäßig einfach wirkend ausgeführt (Abb. 350), um einen möglichst großen Drehwinkel zur Verfügung zu haben. Die Verbindung ersterer mit der Steuerwelle hat über Dehnungskupplungen (etwa Kreuzgelenkkupplungen 1764) zu erfolgen, um Verklemmungen im Getriebe durch Wärmebewegungen der Tragkonstruktion hintanzuhalten. Längere Steuerwellen sind aus dem gleichen Grunde zu unterteilen und ebenso zu kuppeln.

An Stelle eines gesondert aufgestellten Krafttriebes kann auch eines der Regelventile unmittelbar mit dem Hubkolbengetriebe versehen werden [20] (Abb. 352), von dem über eine Quer-

welle 619 die Betätigung der übrigen Ventile abgeleitet wird. Die Schaltfolge letzterer wird hierbei durch entsprechende Abstimmung des Leerganges a der Betätigungshebel erreicht.

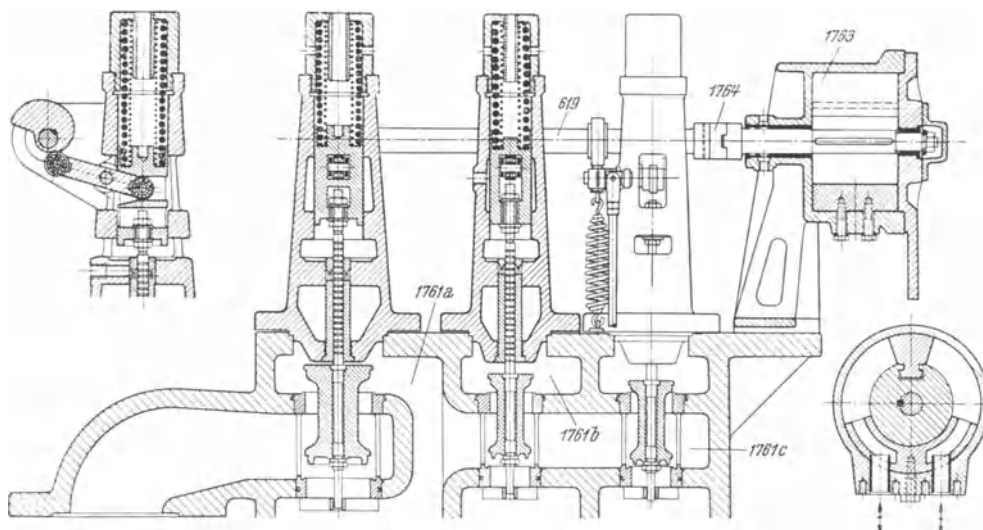


Abb. 350. (Maßstab 1 : 12).

Auch hier sorgt die bewegliche Kupplung 1764 für den klemmungsfreien Gang der mit der Kolbenstange verbundenen Ventileile.

Bei der gestängelosen Regelung [7] (Abb. 353) ist jedes Ventil mit seinem eigenen Hilfskraftgetriebe ausgestattet, bei dem der Schließkraft einer Feder 1763 durch den Druck des unter den Kolben 1762 geleiteten Ölstromes das Gleichgewicht gehalten wird. Letzterer bestimmt sich unter der konstruktionsgemäß erfüllten Voraussetzung gleichbleibenden Druckes vor der fest eingestellten Zuströmdrosselung 1718 nach der vom Führungsorgan 100 gesteuerten Abströmöffnung g , so daß durch die Form letzterer jene gesetzmäßige Zuordnung von Ventilstellung und beharrungsmäßigem Wert der Führungsgröße (Ungleichförmigkeitsgrad) erzielt werden kann, der für die Stabilität des Systems erforderlich ist. Hierbei gibt der leicht in beliebiger Form herzustellende Auslaßschlitz die denkbar einfachste Möglichkeit einer eventuell wünschenswerten Veränderung des Ungleichförmigkeitsgrades über den Regelhub, etwa für Zwecke der erhöhten Leerlaufstabilisierung u. a.

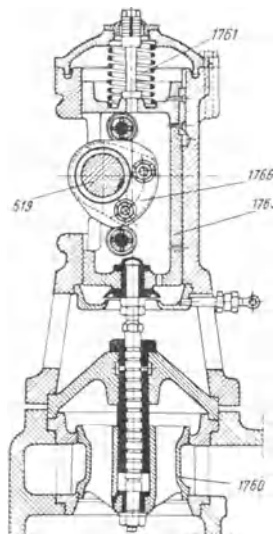


Abb. 351.

Die Steuerung von Ventilgruppen (s. Abb. 353) kann durch einfache Parallelschaltung der zugehörigen Öldruckbetätigungen vorgenommen werden, wobei durch entsprechende Wahl der Charakteristik der Schließfedern 1763 und Abstufung ihrer Vorspannungen Zuordnung gleichzeitiger Hübe und Anhubfolge, also eine bestimmte Beteiligung der einzelnen Ventile an der Gesamteröffnung erreicht werden kann. Die Möglichkeit, die Druckverhältnisse in der Steuerleitung über mehrere, an geeigneter Stelle vorgesehene Regelquerschnitte durch unmittelbare Einwirkung von Impulsorganen zu beeinflussen, läßt auch verwickelte Regelungsaufgaben in verhältnismäßig einfacher Weise und unter Vermeidung weitläufiger Gestänge lösen.

Bei größeren Ventilen und insbesondere hohen Dampfdrücken können die erforderlichen Verstellkräfte jene Grenze überschreiten, die hinsichtlich der Empfindlichkeit der Steuerung, bzw. ihrer Folgegenauigkeit zulässig ist. Die Wirkung derartiger Rückdrücke auf die Steuerung kann durch Anwendung einer Vorsteuerung für den eigentlichen Ventilantrieb ausgeschaltet

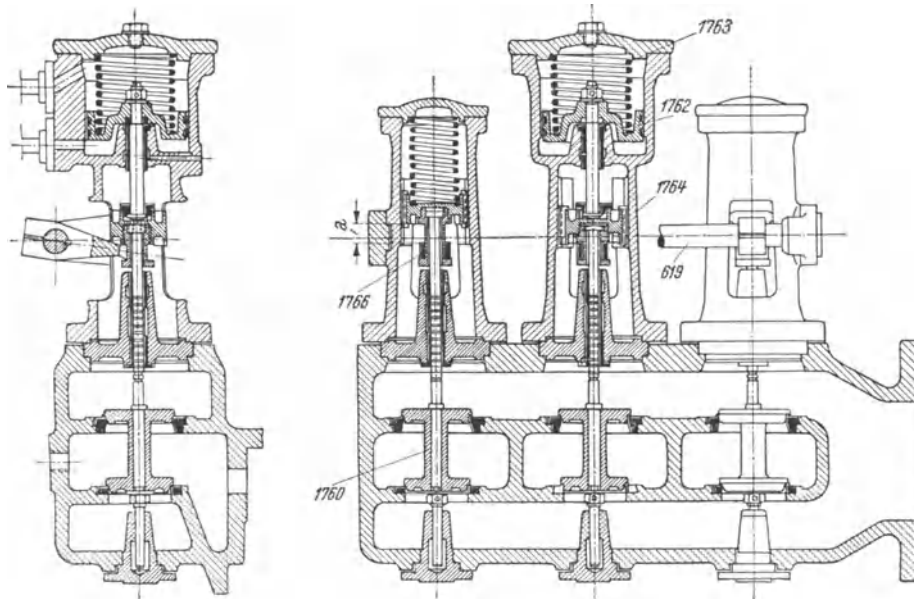


Abb. 352.

werden [7] (Abb. 354), wobei Steueröldruck und Spannung der Gegenfeder 1769 nur die Stellung des Hilfskolbens 1768 bestimmen, der über die Steuerkanten e_1 , e_2 in leicht zu verfolgender Weise die Nachführung des entgegen der Hauptfeder 1763 verstellten Arbeitskolbens 1762 bewirkt. Um ein sicheres Schließen des Ventils bei irgendwelchen außergewöhnlichen Erhöhungen des Verstellwiderstandes zu gewährleisten, wird bei zurückbleibendem Hauptkolben 1762 dieser über die zusätzliche Steuerkante e_3 im Schließsinne zur Unterstützung der Wirkung der Feder 1763 beaufschlagt. Der gleiche Vorgang tritt bei vollständigem Schluß der Steuerung infolge des vorgesehenen Überhubes des Vorsteuerkolbens ein.

Bei Anwendung von hochüberhitztem Dampf besteht bei der unmittelbaren Zusammenfassung von Ventil und zugehörigem hydraulischen Antrieb die Gefahr einer raschen

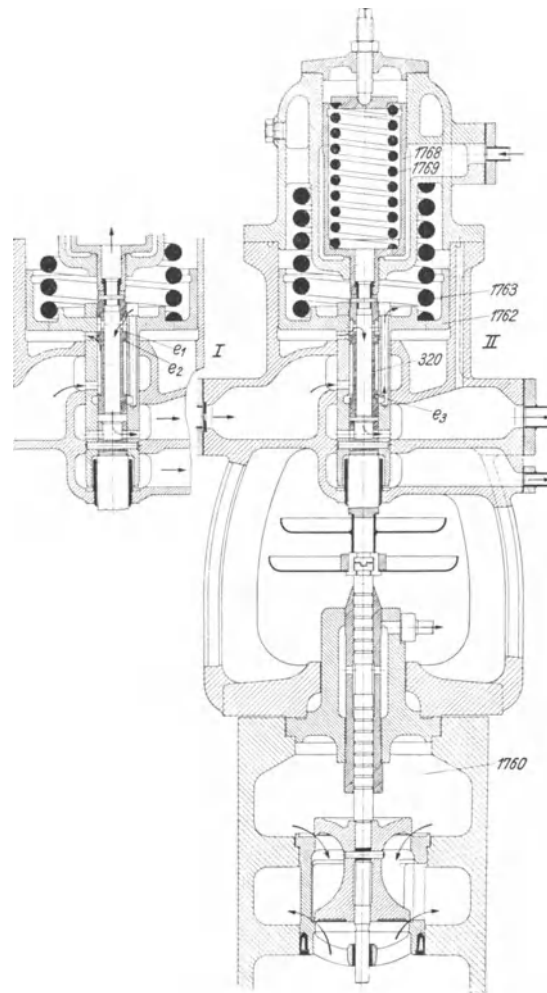


Abb. 354. (Maßstab 1:10.)

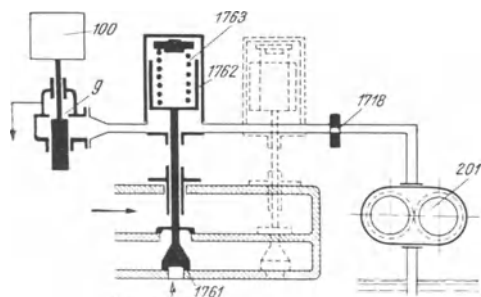


Abb. 353.

Alterung des den hohen Temperaturen ausgesetzten Öles, bzw. treten Ölexplosionen in den Bereich der Möglichkeit. Der eine Weg, diesen Erscheinungen durch Veränderung der hierfür maßgebenden Eigenschaften des verwendeten Öles entgegenzutreten, ist beschränkt worden; solange hier keine entsprechenden Endergebnisse vorliegen, bleibt nur die Trennung der im Rahmen des Ventiltriebes mit Öl betriebenen Einrichtungen — Steuerung und Verstellwerk — vom Turbinengehäuse und Übertragung der Servomotorkolbenbewegungen mittels Gestänge auf den rein mechanisch durchgebildeten Ventilantrieb (77), bzw. die Verwendung nichtflammender Flüssigkeiten zum Ventilantrieb unter Inkaufnahme der Komplikation durch Anordnung getrennter Kreisläufe für Steuerung und Betätigung (78).

d) Ausbildung der Steuerventile.

Für doppelseitig beaufschlagte Antriebswerke finden zur Steuerung des Druckölstromes entlastete Kolbenschieber bekannter Bauart Verwendung, die von genügend arbeitsfähigen Führungsorganen unmittelbar, andernfalls unter Zwischenschaltung besonderer Hilfskolbengetriebe verstellt werden, auch dann, falls infolge der räumlichen Ausdehnung der Steuerung umfangreichere Gestänge vom Führungsorgan bewegt werden müssen. Für nur einseitig zu steuernde Antriebswerke kann sich die Steuerwirkung auf die Beeinflussung eines einzigen Querschnittes beschränken, wodurch die Konstruktion des Steuerventils eine entsprechende Vereinfachung erfährt (s. Abb. 355 [7]).¹

e) Druckölversorgung.

Die Versorgung der Steuer- und Betätigungskreise mit Drucköl erfolgt, soweit dies die Funktionsbedingungen des Steuermechanismus zulassen, von *einer* Zahnradpumpe aus, welche außerdem der Belieferung der parallel geschalteten Lager- und Schmierölkreise dient. Die sekundliche Fördermenge erscheint daher sowohl abhängig vom Bedarf der Steuerung als auch von jenem der übrigen Ölkreise und damit innerhalb gewisser Grenzen von der Leistung. Bei größeren Aggregaten werden bisweilen getrennte Pumpen für die Ölversorgung der Lager, bzw. der Regelung angewendet, wobei die Drücke dem einzelnen Zweck entsprechend günstig gewählt werden können (Schmieröldruck rund 1 at, Regeldruck 4 bis 10 at). Der Antrieb der Zahnradpumpe wird in der Regel über starre Getriebe von der Hauptmaschinenwelle aus vorgenommen.

f) Stabilisierung.

Die eingangs gekennzeichneten günstigen Bedingungen für die Geschwindigkeitsregelung von Dampfturbinen lassen gewöhnlich mit einem Ungleichförmigkeitsgrad von 4 bis 5% zwischen Vollast und Leerlauf das Auslangen finden. Die Stabilisierungsmaßnahmen können sich daher auf die Herbeiführung einer in diesen Grenzen sich bewegenden *dauernden* Ungleichförmigkeit² beschränken, etwa durch Anwendung der starren mechanischen oder hydraulischen Rückführung. Eine allfällige Isodromierung wird durch Beeinflussung der Drehzahlverstellvorrichtung über Frequenzregler, bzw. bei hydraulischer Rückführung durch Beeinflussung des Steuerdruckes, seltener durch unmittelbar wirkende und in die Steuerung eingefügte Isodromeinrichtungen vorgenommen.

Für die Stabilität von Druckregelungen genügt gewöhnlich die vorhandene Eigendämpfung des geregelten Systems, so daß nur bei starker Speicherwirkung von Dampfanlageteilen, bzw. bei Entnahmeturbinen mit Rücksicht auf die Stabilität der Frischdampfregelung auf eine zusätzliche Stabilisierung nicht verzichtet werden kann. Im ersten Falle besteht keine beharrungsmäßige Ungleichförmigkeit, im zweiten Falle kann sie durch Anwendung nachgiebiger Stabilisierungseinrichtungen vermieden werden.

¹ Durch die Abschrägung der Steuerkante wird mit der hierdurch bedingten periodischen Änderung des Steuerquerschnittes eine leichte Unruhe des Ventilantriebes mit Erhöhung der Empfindlichkeit desselben herbeigeführt.

² Auf die Zweckmäßigkeit der Erhöhung derselben im Bereich von Null bis knapp über Leerlauf wurde bereits andeutungsweise hingewiesen; das gleiche gilt für den Überlastungsbereich zum Schutze der Maschine gegen Überanspruchungen bei Frequenzsenkungen (Kurzschlüssen).

g) Schlußzeit der Regelung.

Diese kann durch das Fehlen der Massenwirkungen des Betriebsmittels sehr gering gehalten werden. Bedeutsam erscheint bei den nur geringen Abweichungen der Drehzahl bei Lastschaltungen der Einfluß der Rückführung; gegebenenfalls auch die Arbeitsfähigkeit der nach Schluß der Absperrorgane sich im Schaufelraum befindenden Dampfmenge. Die bis zum Eintritt der maximalen Drehzahlabweichung bei Abschaltung der Vollast eintretende Zeit soll durch entsprechend bemessene Ventilquerschnitte (bei Auslegungen mit Schließfeder),¹ bzw. Wahl der Ölmengen bei doppelseitigen Steuerungen mit rund 1 Sekunde erreicht werden.

h) Gesamtaufbau der Steuerungseinrichtungen.

Die fast ausnahmslos gepflegte Art der Ableitung des Antriebes von Fliehkraftpendel und Pumpe vom außenseitigen Ende der Turbinenwelle über starre Übertragungsmittel (Stirn- oder Schneckenräder) legt die Zusammenfassung der erwähnten Steuerungselemente mit dem Steuerventil und den notwendigen Zusatzeinrichtungen (Drehzahlverstellung) an dieser Stelle nahe (Abb. 349). Für größere Ausführungen mit zweiseitiger Einströmung wird zweckmäßig auch der der Vorsteuerung der Düsenantriebe dienende Hubmotor örtlich mit den erwähnten Steuerungseinrichtungen zusammengefaßt.

Typisierung der einzelnen Steuerungselemente und ihre Zusammenfassung in serienmäßig herstellbaren Baueinheiten dient auch hier der wirtschaftlichen Erzeugung. Abb. 355 zeigt einen Anbauregler [7] für eine Öldrucksteuerung nach Abb. 353. Von der Turbinenwelle aus werden über schräg verzahnte Räder Pumpe 201 und Fliehkraftpendel 100 angetrieben. Letzteres betätigt über die Lenkerverbindung 112 unmittelbar den Steuerventilkolben 301, während zum Zwecke der Drehzahlverstellung die Steuer-

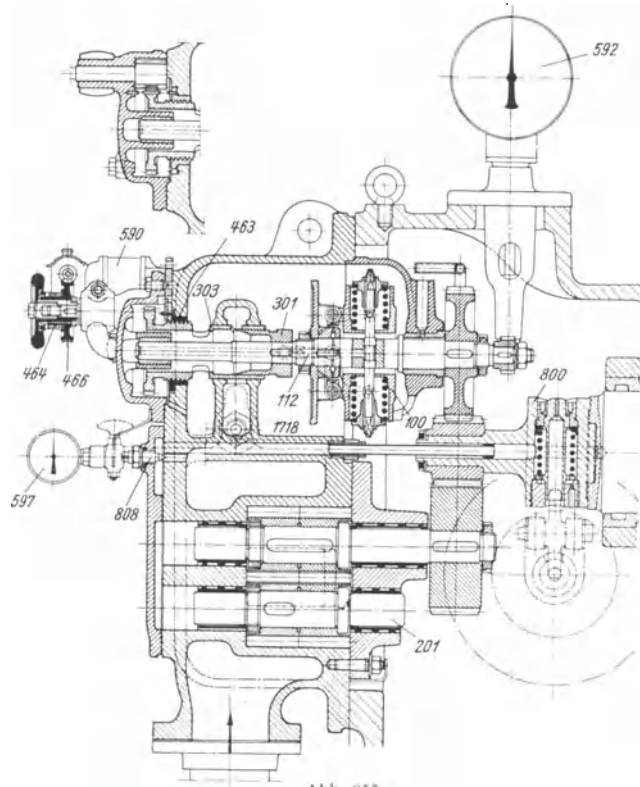


Abb. 355.
Abb. 355.

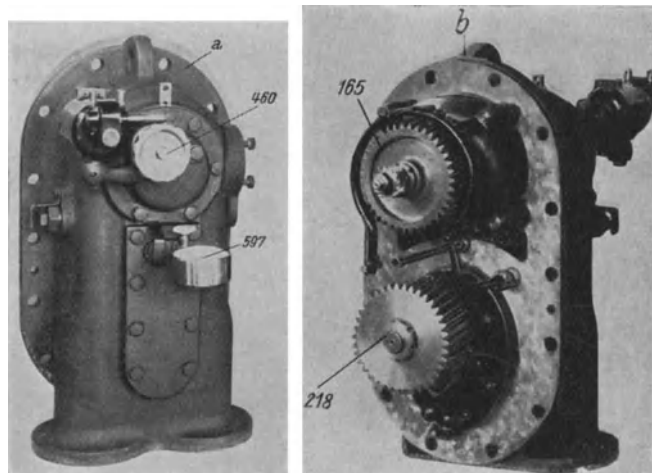


Abb. 356.

bar den Steuerventilkolben 301, während zum Zwecke der Drehzahlverstellung die Steuer-

¹ Die Schlußzeit der Steuerung bei plötzlicher Freigabe des vollen Ausflußquerschnittes liegt in der Größenordnung weniger Zehntel Sekunden. Die effektive Regulierzeit von Augenblick der Entlastung bis Erreichung des Drehzahlmaximums, welche von den rotierenden Massen und der in der Maschine befindlichen Dampfmenge abhängt, kann mit rund einer Sekunde angenommen werden.

büchse 303 über Gewinde 463 und Rädertrieb mittels des Handrades 464, bzw. über den Schneckentrieb 466 vom Motor 590 her längsverschoben werden kann. Eine Rutschkupplung 464 im letztgenannten Antrieb macht Endschalter überflüssig. Kegelschraube 1718 dient der Einstellung der Vordrosselung des in den Steuerkreis eingeführten und von der Zahradpumpe 201 gelieferten Teilölstromes.

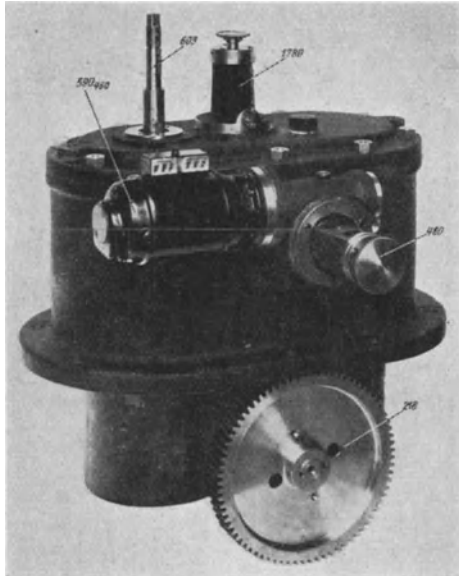


Abb. 357.

Abb. 356 zeigt die äußere Gestaltung der in vier Größen¹ hergestellten normalisierten Baueinheiten.

Für Dampfturbinen größerer Leistung mit Gestängeantrieb der Regelventile wird, wie bereits erwähnt, die Vorsteuerung der räumlich oft weit auseinanderliegenden Ventilgruppen notwendig. Die Zusammenfassung der Bauelemente des Vorsteuerkreises zu einem Typenregler [14] und dessen Einbindung zeigen die Abb. 357, 358, wobei außerdem eine universelle Verwendbarkeit dieser Reglerform durch Vorkehrung eines außergewöhnlich hohen Drehzahlverstellbereiches angestrebt ist. Wie aus dem Schema Abb. 359 hervorgeht, wird übereinstimmend mit den grundsätzlichen Ausführungen S. 8 die Drehzahl des Maschinensatzes im Druck der Steuerpumpe 145, der sich in den Verstellungen des Kolbens 140 gegen die Wirkung der Feder 141

abbildet, gemessen. Durch Veränderung der Größe der Abströmöffnung g kann die Beharrungsdrehzahl beeinflusst werden. Erstere erfolgt durch Verschiebung der Hülse 142 mittels des von außen verstellbaren Keilstückes 463.

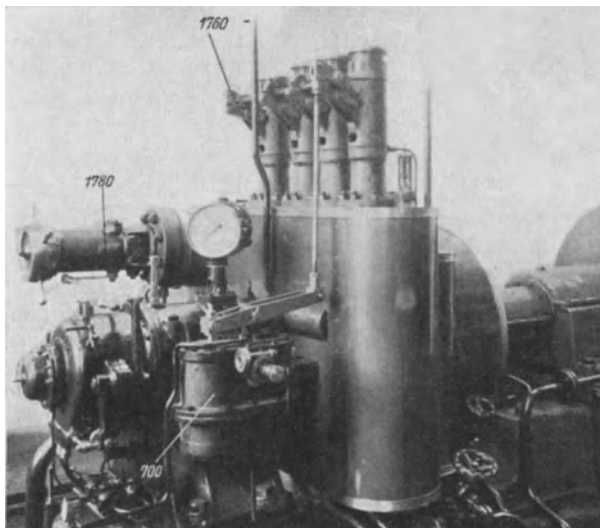


Abb. 358. 700 = Anbauregler, 1760 = zwangsläufiger Ventiltrieb, 1780 = Schnellschluß.

Die Rückführbewegungen werden von dem mit dem Arbeitskolben 601 bewegten Konus 453 abgenommen und, mit den Verstellungen des Meßkolbens 140 über Doppelhebel 401 zusammengesetzt, auf die Vorsteuerung des eigentlichen Steuerschiebers 301 übertragen. An letzterem wirkt die Kraft der Feder 302 dem im Raum a herrschenden Öldruck entgegen, welcher durch die Größe der Abflußöffnung g_1 bestimmt wird. Während die Kraft der Feder 302 in der Mittelstellung des Steuerventils den Beharrungswert des Steuerquerschnittes g_1 festlegt, bewirken Änderungen dieses Querschnittes, durch die Verschiebung der Vorsteuerhülse 320 ausgelöst, die gleichsinnige Nachfolge des Hauptkolbens 301. Zur Erzielung

einer möglichst empfindlichen Regelung führen sich Meßkolben 140 und Vorsteuerhülse 320 auf den relativ hierzu gedrehten Ölzuführungen (Abb. 360), die durch die Pumpenwelle, bzw. den Schaft des Steuerkolbens, der sich, von dieser her angetrieben, ebenfalls in Drehung zum Steuergehäuse befindet, hergestellt werden. Der Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung

¹ Bis zu 500, 3000, 10000, 50000 kW Leistung.

ist durch Verdrehung des mit stetig geänderter Neigung seiner Mantelerzeugenden ausgeführten Konus 453 einstellbar.

Der Schnellschluß wird mit Abdeckung der Überströmöffnung g durch Verschiebung der Steuerhülse 142 entgegen der Wirkung der Feder 143 eingeleitet: entweder von Hand aus mittels Druckstiftes 1762a, bzw. durch Entlastung des Kolbens 1762, etwa über einen Sicherheitsregler.

Durch die Wirkungsweise bedingt, wird das Steueröl für Drehzahlmesser 140 und Vorsteuerung 320 in eigenen Ölpumpen (Dreiräderpumpe 145, 449) erzeugt. Das zur Verstellung des Kraftgetriebes notwendige Drucköl wird dem allgemeinen Ölkreis entnommen.

Abb. 361 zeigt die konstruktive Durchbildung des im übrigen äußerst gedrängt gebauten Reglers. Ebenso geht aus dieser Darstellung die Konstruktion der elektrischen Drehzahlverstelleinrichtung 460, bzw. jener für Handbetätigung hervor. Zur Steigerung der Drehzahl

bis zur Auslösedrehzahl des Sicherheitsreglers¹ ist die Hubbegrenzung 468 ausschaltbar.

Der Antrieb der Dreiräderölpumpe erfolgt unmittelbar von der Turbinenwelle aus über ein starres Rädervorgelege 218. Als Sonderausführung wird der vorstehend gekennzeichnete Regler auch mit einem Drehservomotor ausgerüstet.

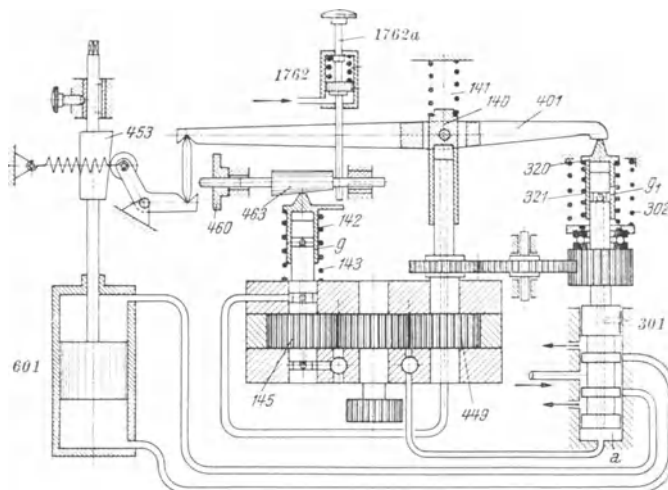


Abb. 359.

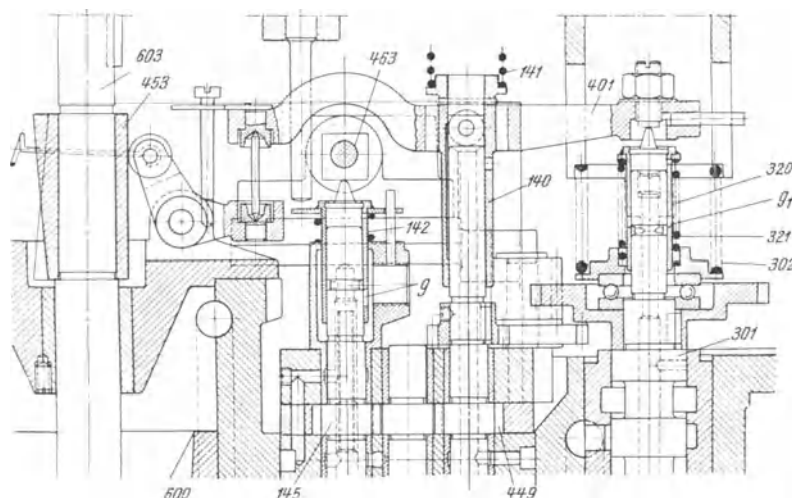


Abb. 360. (Maßstab 1:3.)

Für Regelleistungen, bei welchen die Steuerung der sekundlichen Arbeitsölmenge noch durch den vorhergehenden beschriebenen Vorsteuermechanismus bewältigt werden kann, werden durch den Entfall eines eigentlichen Steuerventils wesentliche Vereinfachungen im Aufbau des Reglers erzielt; die grundsätzliche Art der Vorsteuerung verlangt jedoch die Anwendung eines nur einseitig zu steuernden, also in einer Richtung durch zusätzliche (Feder-) Kräfte be-

¹ S. S. 287.

lasteten Arbeitskolbens. Schema Abb. 362 zeigt die grundsätzliche Anlage der Steuerung eines derartigen Reglers mit 4,5 mkg Arbeitsvermögen [14].

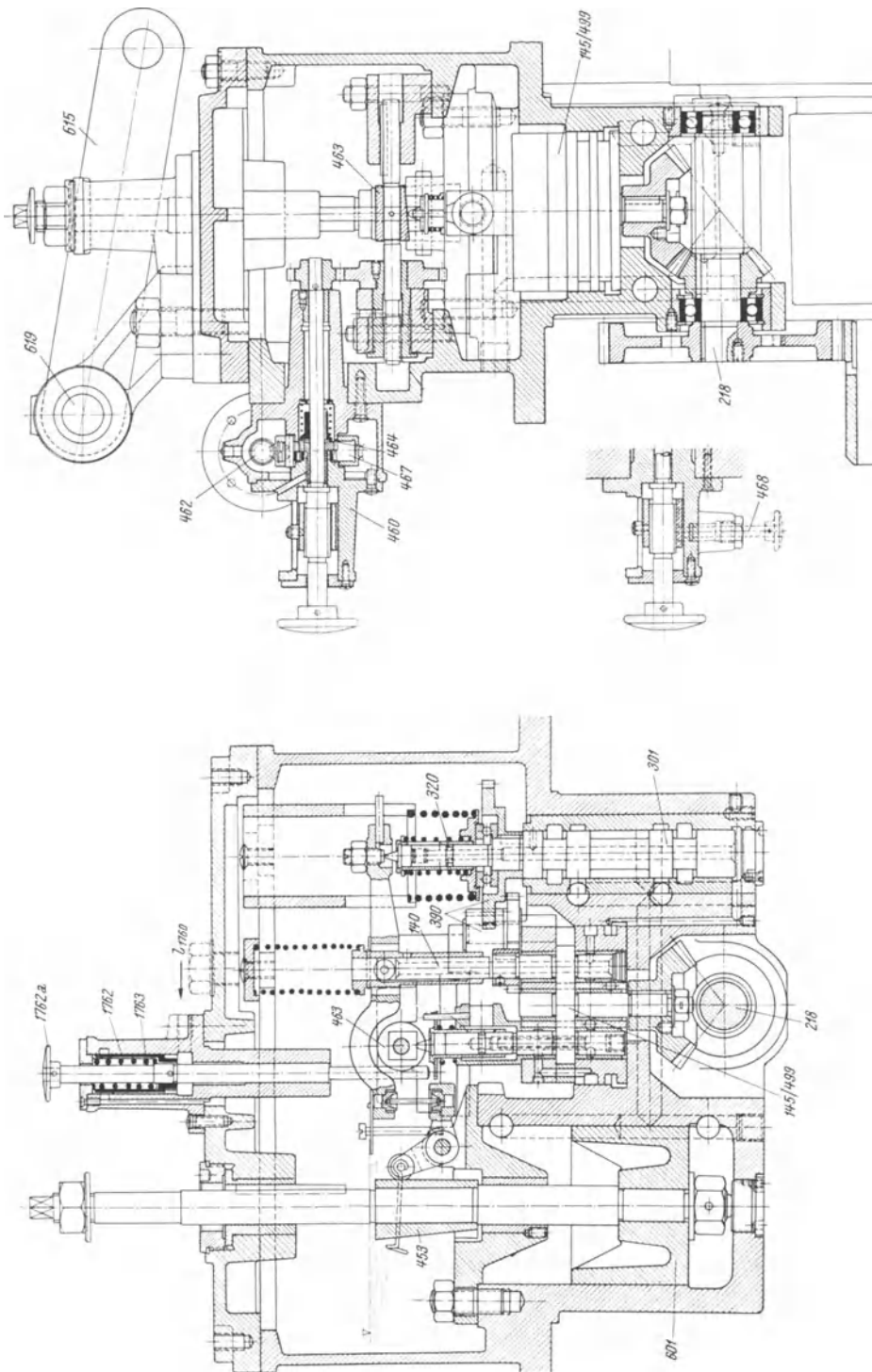


Abb. 361. (Maßstab 1:4,6.)

Eine Sonderausführung der vorbeschriebenen Reglertype erlaubt ohne Anwendung rückführender mechanischer Gestänge die räumliche Trennung des eigentlichen Steuermechanismus vom Hilfskraftgetriebe, insofern für letzteres ein Federservomotor verwendet wird. Die

Stellung des Rückführkeiles 543 bestimmt sich hierbei aus der Lage des manometrischen Systems 564, 565, das, unter dem gleichen Druck wie der Federservomotor 601 stehend, dessen Stellungen in einer der Charakteristik der zusammenarbeitenden Systeme entsprechenden Proportionalität wiedergibt.

Die Anwendung dieser einfachsten Art der unmittelbaren hydraulischen Rückführung ist an geringe, bzw. gering veränderliche Stellkräfte im Verhältnis zum Anstieg der Federkräfte des Arbeitsgetriebes und an kurze Übertragungslängen gebunden.

i) Schnellschlußeinrichtungen.

Für die Läufer von Dampfturbinen, bzw. der mit ihnen gekuppelten elektrischen Generatoren wird eine durchgangssichere Auslegung nicht gefordert. Hierfür mag maßgebend sein, daß mit relativ einfachen Mitteln das Haupteinlaßventil einerseits, die Gruppen der Regelventile andererseits unabhängig voneinander zum Schluß gebracht werden können, womit bei Anwendung getrennter Steuer- und Übertragungsmittel eine doppelte Sicherheit gegen ein unzulässiges Ansteigen der Drehzahl in Störfällen gegeben ist. Die Annäherung der Betriebsdrehzahl

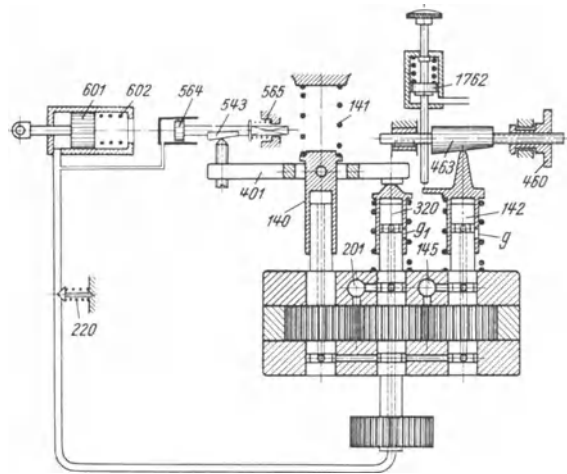


Abb. 362.

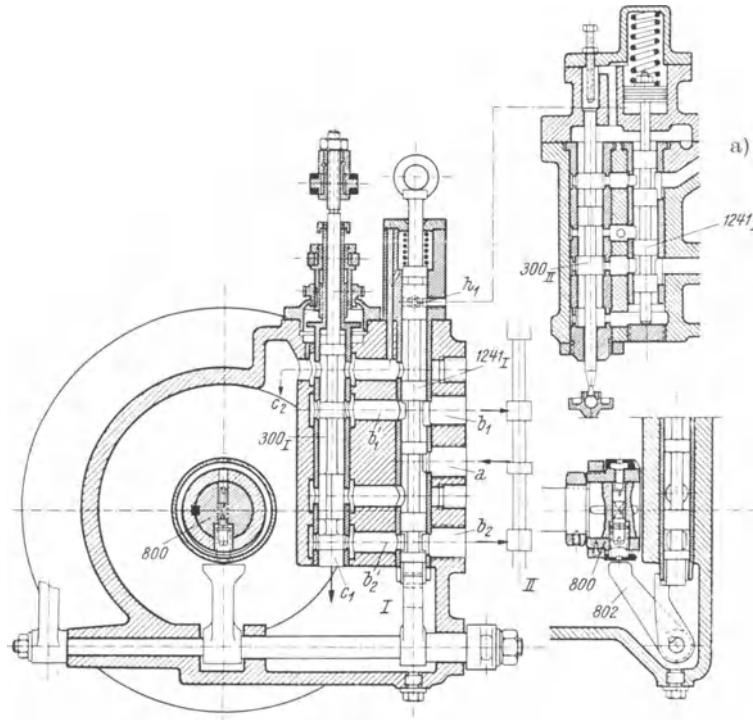


Abb. 363. (Maßstab 1:7,5.)

an die der Konstruktion unterlegten Höchstdrehzahl bis auf jene Spanne, die durch die Wirksamkeit des Sicherheitsschnellschlusses gegeben ist, liegt im Sinne einer möglichst Steigerung der erreichbaren Leistungen der an sich verhältnismäßig rasch laufenden Turbinensätze. Demgegenüber bietet in der Regel die Beherrschung der Materialbeanspruchungen der auf die Durchgangsdrehzahl ausgelegten Konstruktionen für Wasserturbinen geringere Schwierigkeiten,

während andererseits eine gleichwertige Sicherung, die die Selbststeuerung von Einlaßorgan und Regeleinrichtung voraussetzt, infolge einer aus den grundsätzlich schwierigeren Betriebsbedingungen hervorgehenden komplizierteren Gestaltung ohne wesentlichen Kostenaufwand nicht geschaffen werden kann.

Wie vorangehend bereits erwähnt, kann die Einleitung des Schnellschlusses über den Steuermechanismus des Reglers erfolgen, etwa durch unmittelbare Beeinflussung der Vorsteuerung oder der Drehzahlverstellung im Schließsinne durch die vorgesehenen Überwachungsorgane (Abb. 361). Derartige Anordnungen setzen die Betriebstüchtigkeit des Reglers voraus. Unabhängig hiervon kann der Schnellschluß durch ausschließliche Beeinflussung der Druckölverteilung erzielt werden (Abb. 363).

Hierzu wird dem Regelventil 300_I ein besonderer Schieber 1241_I vorgeschaltet, der unter Wirkung des Sicherheitsreglers 800 steht und, bei dessen Ansprechen entriegelt (802), in eine

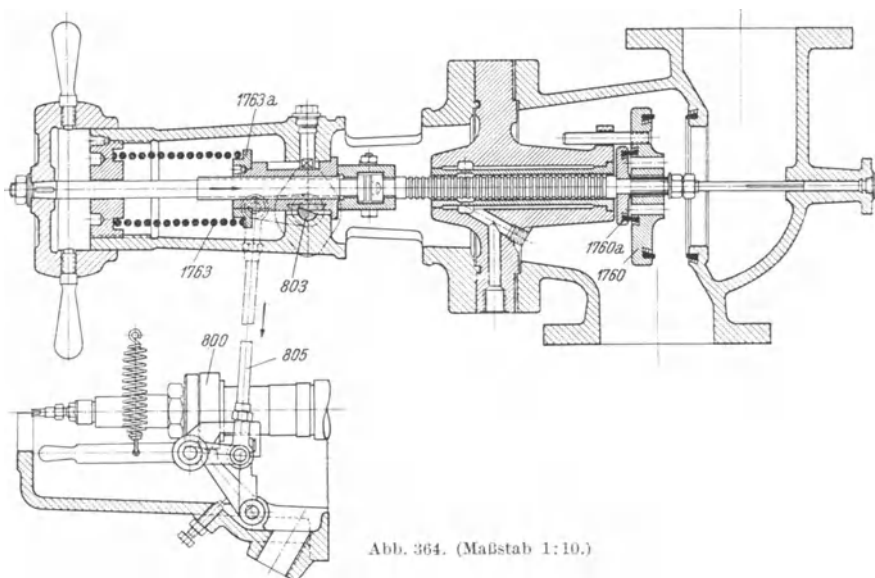


Abb. 364. (Maßstab 1:10.)

Lage (II) geht, bei welcher das Arbeitsöl unmittelbar auf die Schließseite des Kraftgetriebes gelenkt wird, während die „Auf“-Seite desselben Abströmung erhält.¹ Eine Einflußnahme des eigentlichen Steuerventils 300_I auf die Ölverteilung ist hierbei durch den gleichzeitigen Abschluß der Verbindungskanäle b_1' , b_2' unterbunden.

Weitere gesteuerte Ventilgruppen erhalten die übereinstimmende Erweiterung ihrer Steuerventile 300_{II} , wobei die Verstellung des Schnellschlußschiebers 1241_{II} von jener des unmittelbar von der Sicherheitseinrichtung beeinflussten abgeleitet werden kann.

Bei der in Abb. 363a dargestellten Schnellschlußsteuerung für die Entnahmeventilgruppe erfolgt mit dem Abfall des Umsteuerkolbens 1241_I über die Hilfssteuerung h_1 die Beaufschlagung des Steuerzylinders zum Umsteuerkolben 1241_{II} , der damit in seine den Schnellschluß einleitende obere Lage geht.

Das Hauptabsperrenteil wird gewöhnlich unter die Wirkung mechanischer Kräfte gestellt, die entriegelt, dessen Schluß herbeiführen. Damit erscheint die unabhängige Wirkung des Hauptabsperrorgans gesichert, in vollkommenster Weise dann, wenn auch die Auslösung der erwähnten Verriegelung einem besonderen Sicherheitsregler unterstellt ist. Abb. 364 zeigt die Ausführung [5] eines durch die Feder 1763 zum Selbstschluß befähigten Ventils.² Die Feststellung des Ventils 1760 in der Offenlage erfolgt über einen den Federteller $1763a$ stützenden Drehklinkenmechanismus 803 , der über Gestänge 805 unter die Wirkung des Sicherheitsreglers 800 gestellt ist.

¹ Übereinstimmend mit der Ausbildung der Sicherheitsabstelleinrichtung für Kaplan-Turbinen s. S. 170.

² Zur Verringerung der Öffnungskraft mit Vorhubventil $1760a$ versehen.

Eine Ausbildung der Schnellschlußeinrichtung für Großdampfturbinen läßt Abb. 365 [5] erkennen, wobei getrennte Sicherheitsregler für die Betätigung des Öldruckschnellschlußventils¹, bzw. der mechanischen Schnellschlußeinrichtung zum Absperrventil vorausgesetzt sind. Bei letzterem entriegelt der Sicherheitsregler im Falle seines Ansprechens das unter Federkraft stehende Gestänge 805, welches durch Verdrehung der Auslösescheibe 806 und des Distanzrohres 807 dieses in Ausnehmungen der Gewindehülse 1771 unter Wirkung der Feder 1763 einfallen und damit den Schluß des Ventils vor sich gehen läßt.

Die Eröffnung desselben ist zwangsläufig an die Wiederbereitstellung der Auslösevorrichtung 806, 807 gebunden, insofern als erst nach Verschiebung der Gewindehülse 1771 in die untere Endlage über Schneckentrieb 1763 das Distanzstück 807 in die betriebsmäßige, den Kolben 1762 auf Gewindehülse 807 abstützende Lage gebracht werden kann.

Bei Anwendung der gestängellosen Öldrucksteuerung erscheint es sinngemäß, auch das Hauptabsperrventil mit einer unter Wirkung des Schnellschlußreglers stehenden Öldrucksteuerung auszustatten [7]. Die Schlußkraft der Feder 1763 (Abb. 353) wird hierbei durch Entlastung des betriebsmäßig entgegenwirkenden und an der Kolbenfläche 1762 anstehenden Öldruckes über das kombinierte Schnellschluß- und Anlaßventil (Abb. 366) bei Ansprechen des Schnellschlusses 800 frei gemacht. Die letztgenannte Schalteinrichtung besteht aus zwei konzentrisch ineinander geführten Steuerbüchsen, deren äußere 1781a über den Schneckentrieb

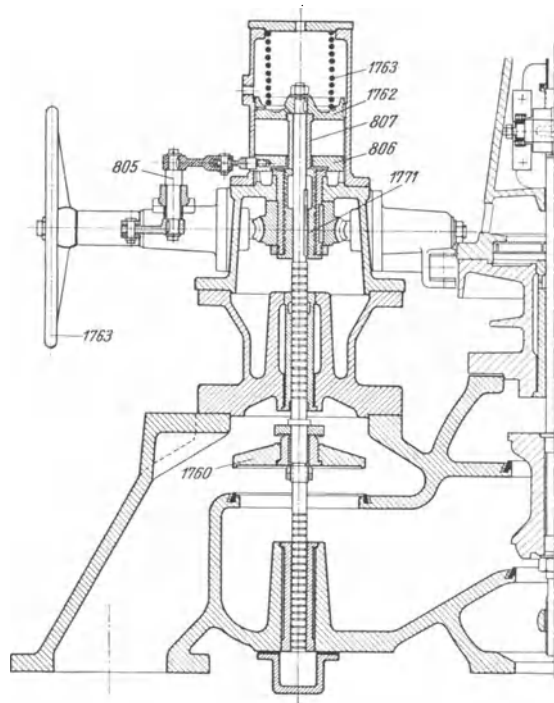


Abb. 365. (Maßstab 1:10.)

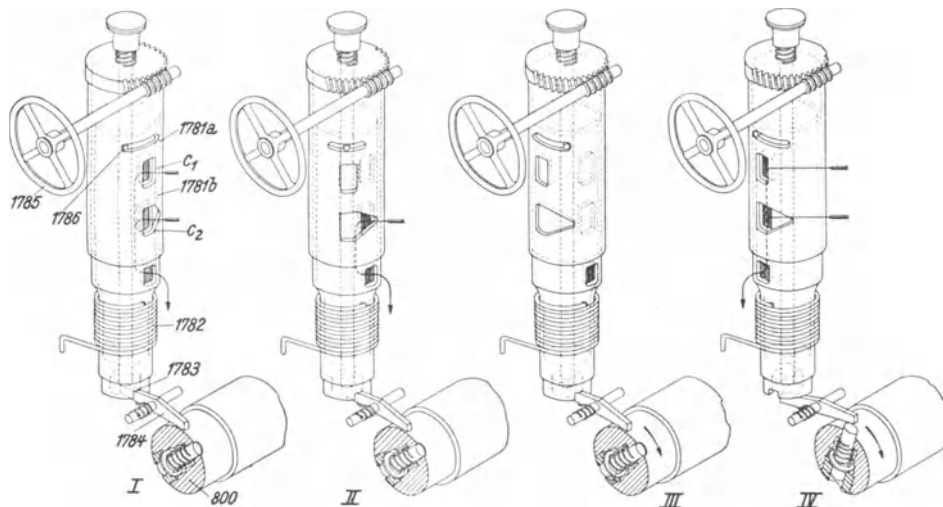


Abb. 366.

1785 verdreht werden kann, während die innere 1781b bei gespannter Torsionsfeder 1782 über Rast 1783 durch den Hebel 1784 festgehalten wird; diese Verklüpfung kann durch den Sicherheitsregler 800 gelöst werden.

¹ S. Abb. 363.

Die Schieber *1781a, b* selbst steuern in Hintereinanderschaltung die Auslässe c_1, c_2 der Steuerleitung zu den Düsenventilgruppen, bzw. zum Absperrventil. Bei ausgelöstem Schnellschluß ist unter dem Einfluß der Torsionsfeder *1782* der innere (Schnellschluß-) Schieber so gegen den Anschlag *1786* am äußeren (Anlaß-) Schieber verdreht, daß die beiden vorgenannten Steuerleitungen entlastet erscheinen und damit sowohl Absperrventil *1760* als auch die Düsenventile *1761* unter Wirkung ihrer Federn geschlossen sind. Bei verklinktem Schnellschlußschieber *1781b* hingegen kann durch entsprechende Einstellung des Anlaßschiebers (Handrad *1785*) ebenfalls die vorbeschriebene Stellung erzielt werden (Stillstand mit Anlaßbereitschaft).

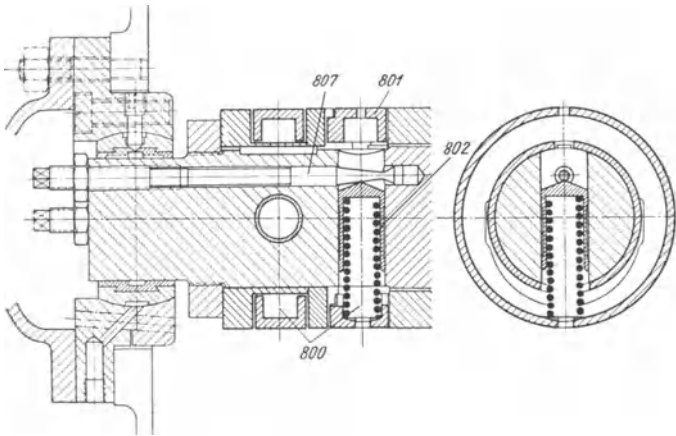


Abb. 367. (Maßstab 1:5.)

Durch Verdrehung des Anlaßschiebers *1781a* in Stellung *II* wird bei noch offener Steuerleitung c_2 jedoch der Abschluß der Steuerung c_1 vorgenommen, was mit Unterdrucksetzung dieser Leitung zur Eröffnung des Hauptabsperrventils *1760* bei noch geschlossenen Regelventilen *1761* führt (Anlaufbereitschaft). Bei weiterer Verdrehung der Steuerbüchse (*III*) tritt der allmähliche Abschluß auch des Auslasses c_2 ein, wodurch der Öldruck gesteigert, also die Düsenventile geöffnet werden, soweit nicht der Eingriff der Drehzahlregelung dies begrenzt.

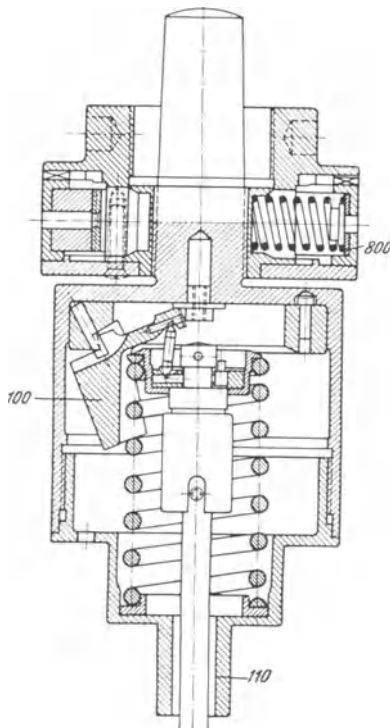


Abb. 368. (Maßstab 1:2,6.)

Die beschriebene Anlaßeinrichtung beschränkt die Schalthandlungen für den Anlaufvorgang auf die Bedienung eines einzigen Gerätes mit zwangsläufiger Festlegung der Schaltfolge; die konstruktive Verbindung mit der Schnellschlußeinrichtung bietet unter einem die Selbstkontrolle der Anlaufbereitschaft.

Wesentlich für die Sicherheit des Betriebes erscheint die periodische Nachprüfung der Bereitschaft der Sicherheitseinrichtung, so insbesondere des Sicherheitsreglers. Gewöhnlich wird dieser durch Einstellung der Drehzahlverstellvorrichtung auf Auslösedrehzahl zum Ansprechen gebracht. Die erhöhten mechanischen Beanspruchungen des Maschinensatzes können jedoch vermieden werden, wenn die normale Auslösedrehzahl des Sicherheitsreglers *800* vorübergehend durch Entlastung der Gegenfeder *802* herabgesetzt wird.

Dies wird für die in Abb. 355 dargestellte Konstruktion durch Beaufschlagung des Kolbens zum Sicherheitsregler *800* mit Drucköl über Regulierschraube *808* erzielt,¹ wobei die Beweglichkeit des Fliehkörpers an dem zur Auspressung erforderlichen Öldruck (Manometer *597*) beurteilt werden kann. Die ausschließliche Öldrucksteuerung des Schnellschlußventils gestattet auch eine einfache Prüfung der Beweglichkeit des letzteren. Hierzu wird über Hilfsventil *530* (Abb. 371) ein auf einen kleinen Hub nahe der Offenstellung beschränkter Abfluß gewährt, wodurch geringe Bewegungen des Hauptabsperrventils ohne merkliche Drosselung des einströmenden Dampfes durchgeführt werden können.

k) Sicherheitsregler.

Für die im Rahmen der Überdrehzahlsicherung verwendeten Drehzahlmesser gelten die Ausführungen des Abschnittes XII B a 9. Abb. 367 [5] zeigt in Ergänzung dieser die Zusammen-

¹ Ausführung für Großdampfturbinen.

fassung zweier Sicherheitsregler 800 mit der Turbinenwelle, wobei die getrennte Einstellbarkeit der Auslösedrehzahl für jeden der Regler durch Veränderung der Spannung der Federn 802, welche der Fliehwirkung den mit außermittigem Schwerpunkt versehenen Schwungringen 801 entgegenstehen, über die konischen und von außen verstellbaren Anschläge 807 vorgesehen ist.

Abb. 368 läßt die Verbindung eines Sicherheitsreglers mit einem Fliehkraftpendel in einer für hohe Drehzahlen geeigneten Ausführung erkennen, wodurch besondere Übersetzungen im Antrieb des Pendels vermieden werden können.

1) Steuerungsauslegungen.

1. Kondensationsturbine.

Die Auslegung des Steuerstanges für einfache Frischdampfeinströmung unter Voraussetzung einer Drosselsegmentregelung zeigt Abb. 369 [5]. Hauptschaltventil 1760 und die mit diesem mechanisch gekuppelten Düsenventile 1761 werden über das Kraftgetriebe 1762 verstellt, welches vom Pendel 100 her über das starr rückgeführte Steuer-

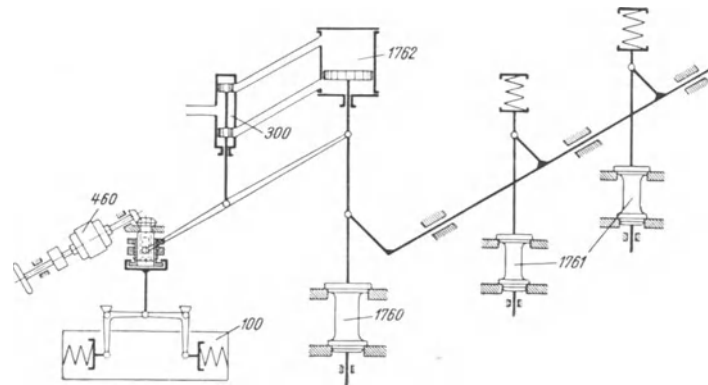


Abb. 369.

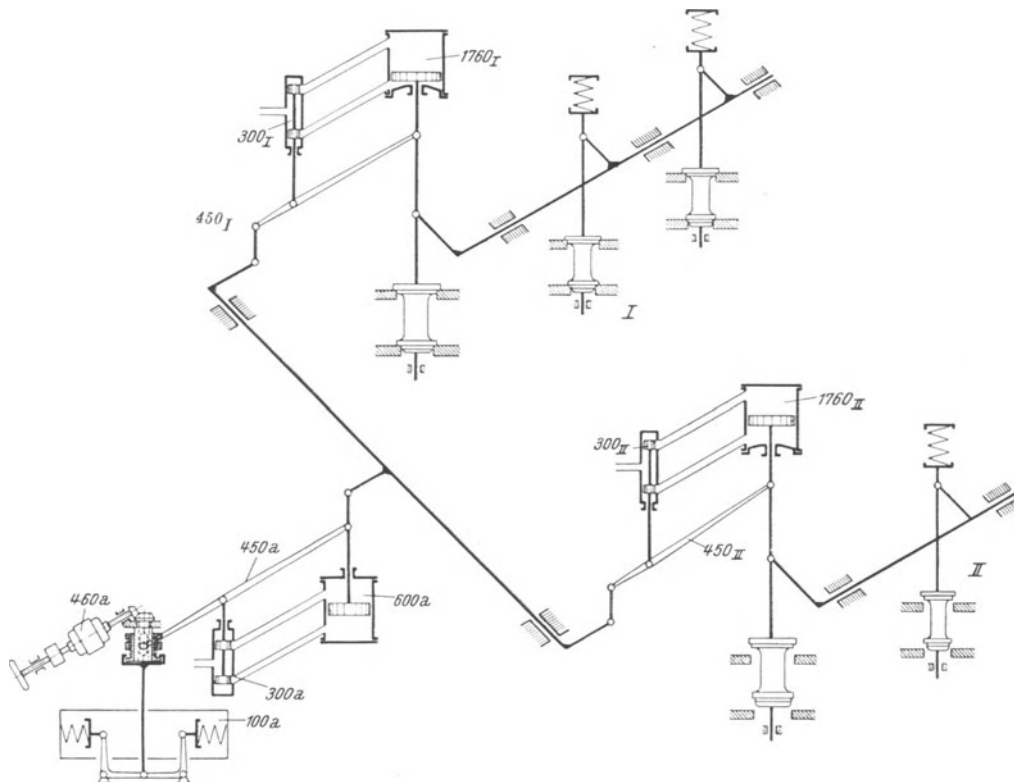


Abb. 370.

ventil 300 geführt wird. Die Drehzahlverstellung 460 kann in einer der bekannten Formen in das Gestänge eingefügt werden.¹

Für zweifache Einströmung — die für Großturbinen verwendete Bauform — zeigt Abb. 370 die Gestängeauslegung, wobei zur Vermeidung schwerer Übertragungsmittel jede der Ventil-

¹ Dargestellt durch Verlagerung des Anlenkungspunktes des Fliehkraftpendels wirkend.

gruppen (*I, II*) vom Hilfskraftgetriebe *600a* eines primären Steuerkreises nur vorgesteuert wird, also ihr eigenes Steuerventil *300_{I, II}* und Kraftkolbengetriebe *1760_{I, II}* aufweisen.

Die Gesamtanordnung einer reinen Druckölsteuerung für Kondensationsturbinen zeigt Abb. 371 [7]. Die hierbei verwendeten Bauteile wurden bereits im einzelnen als auch hinsichtlich ihres Zusammenwirkens beschrieben. Hingewiesen sei auf die von einer kleinen Dampfturbine *1791* angetriebene Hilfsölpumpe *1790*, welche der Lieferung von Steuer- und Schmieröl während Anlaß- und Abstellvorgängen dient.

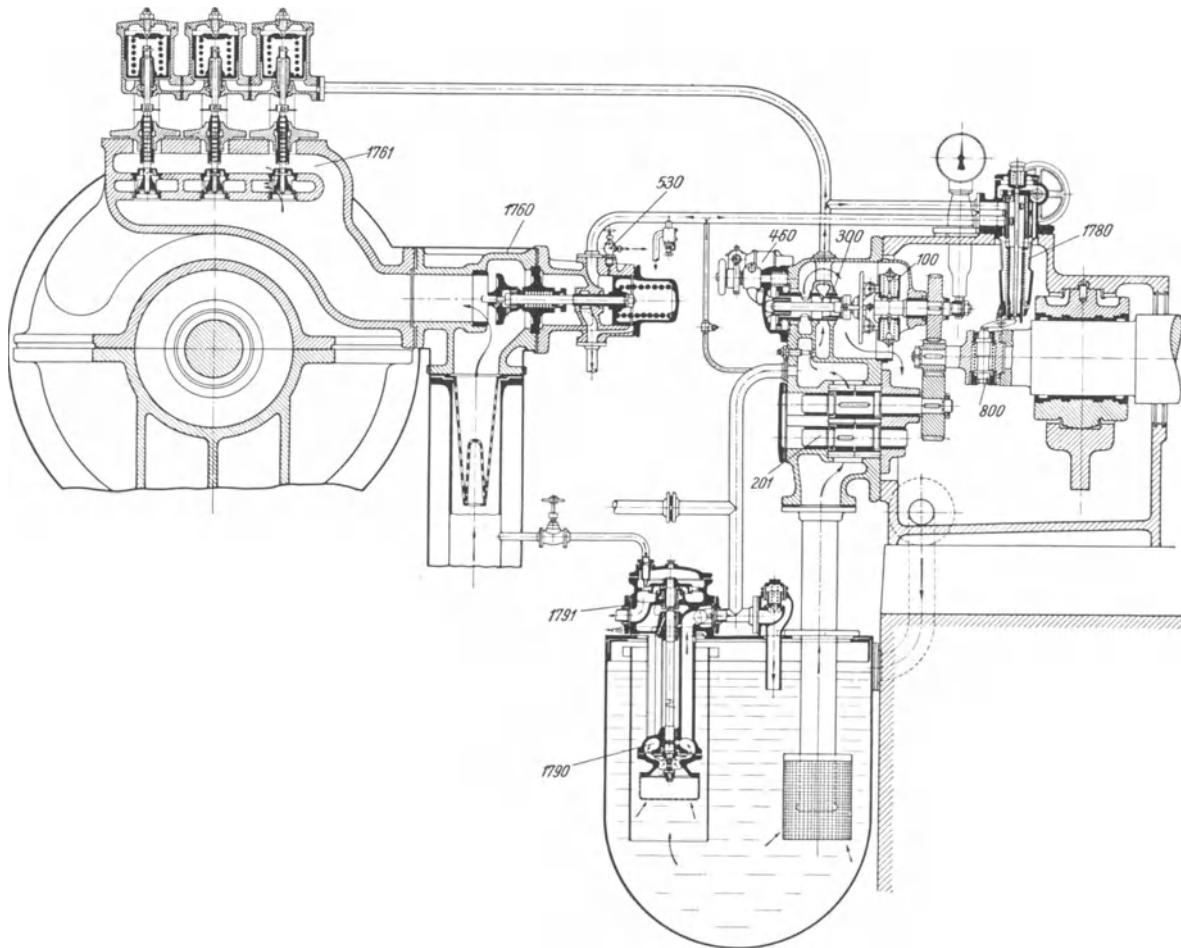


Abb. 371.

2. Gegendruckturbine.

Die Gestängeanordnung hierfür ist grundsätzlich in Abb. 372 dargestellt. Der Gegendruckregler *1710* — in einer der besprochenen Ausführungen — wirkt auf die Steuerbüchse *303*, durch deren Verschiebung Bewegungen des Hilfsmotorkolbens *600* ausgelöst werden, welche den Steuerkolben *300* über die Rückführung *450* der Steuerbüchse *303* nachführen. Bei der Gestängeauslegung muß berücksichtigt werden, daß der Drehzahlregler *100* auch bei größter Entnahme im Gegendruckbetrieb den Schluß aller Ventile *1761* herbeizuführen imstande sein muß. Außerdem soll der Druckregler *1710* in seiner höchsten Lage feststellbar sein, um den ganzen Bereich der Drehzahlstellvorrichtung *460* für den Parallelschaltvorgang zur Verfügung zu haben.

Die Auslegung der Steuerung bei ausschließlicher hydraulischer Betätigung und Steuerung der Ventile zeigt Abb. 373 [7]. Steuerventil *300* sowie Membrandruckregler *1710* sind parallelschaltbar, wobei bei entsprechender Einstellung der Drehzahlstellvorrichtung *460* und unter Voraussetzung des elektrischen Parallelbetriebes im Bereiche betriebsmäßiger Frequenzen

(Drehzahlen) kein Abfluß des Steueröles über Ventil 300 stattfindet. Die Regelung des Steuerdruckes und damit des Dampfdurchsatzes erfolgt daher ausschließlich über den Gegendruckregler 1710 unter praktischer Konstanthaltung des Gegendruckes.¹ Der Drehzahlregler 100 liegt nur in Bereitschaft, um bei einer Abtrennung des Maschinensatzes vom Netz die Anpassung der elektrischen Leistung an den noch verbleibenden Bedarf drehzahlabhängig vorzunehmen.

Falls die benötigten Heizdampfmengen den größtmöglichen Dampfdurchsatz der Gegendruckturbine überschreiten, muß der Mehrbedarf über ein Druckminderventil aus der Frischdampfleitung in das Heizdampfnetz eingeleitet werden. Die Steuerung dieses Ventils wird zweckmäßig mit der Gegendruckregelung kombiniert. Hierbei ist die Schließkraft der Feder des Frischdampfventils gegen jene des Druckminderventils so abzustimmen, daß der Anhub des Reduzierventils erst bei vollständig geöffnetem Frischdampfeinlaßventil erfolgt.²

3. Einfachentnahmeturbine.

Hierbei muß grundsätzlich die Steuerung des Niederdruckteiles einem Dampfdruckregler, jene der Frischdampfzufuhr einem Drehzahlregler unterstellt werden. Eine unabhängige Aneinanderreihung der Regelwirkungen führt bei ausschließlichen Leistungsänderungen infolge der Änderungen des Dampfdurchsatzes zu Entnahmedruckveränderungen, die, wie leicht zu verfolgen, ihrerseits wieder eine rückläufige Nachregelung der Frischdampfzufuhr notwendig machen. Ebenso sind wiederholte gegensinnige Regelvorgänge bei ausschließlicher Änderung der Entnahmedampfmenge zur Herbeiführung des neuen Beharrungszustandes notwendig. Zur Beseitigung dieser die Stabilität der Regelung beeinträchtigenden Rückwirkungen auf den unter ungeänderten äußeren Bedingungen arbeitenden Regelkreis sind die „Verbundsteuerungen“ entwickelt worden, bei welchen jedes Führungsorgan auch in die übrigen Steuerkreise in einem Sinne eingreift, so daß nur die vom primär angeregten Impulsorgan geführte Betriebsgröße verändert wird.

¹ Gegen- (Entnahme-) Druck Sollwert 1 → 10 at, Ungleichförmigkeit etwa 10 → 5%.

² Diese Maßnahme wird zweckmäßig als selbständige und zusätzliche Einrichtung mit besonderem Druckölkreis ausgeführt, wenn bei stehender Turbine eine Regelung der Heizdampfmengen erforderlich ist.

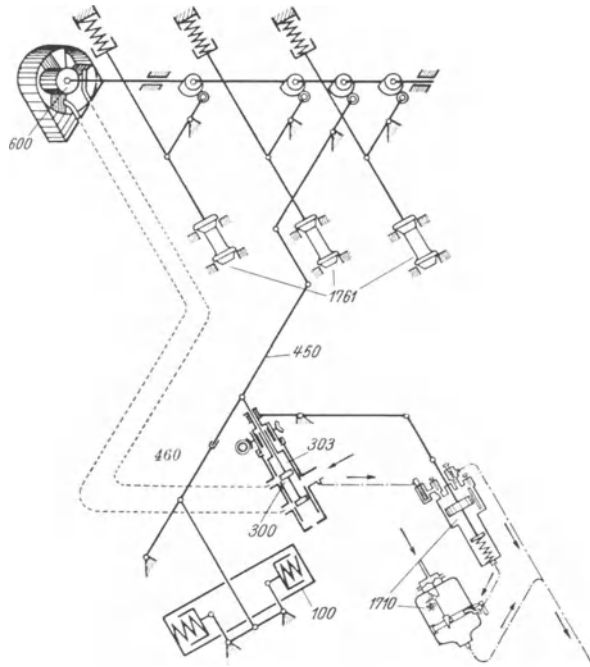


Abb. 372.

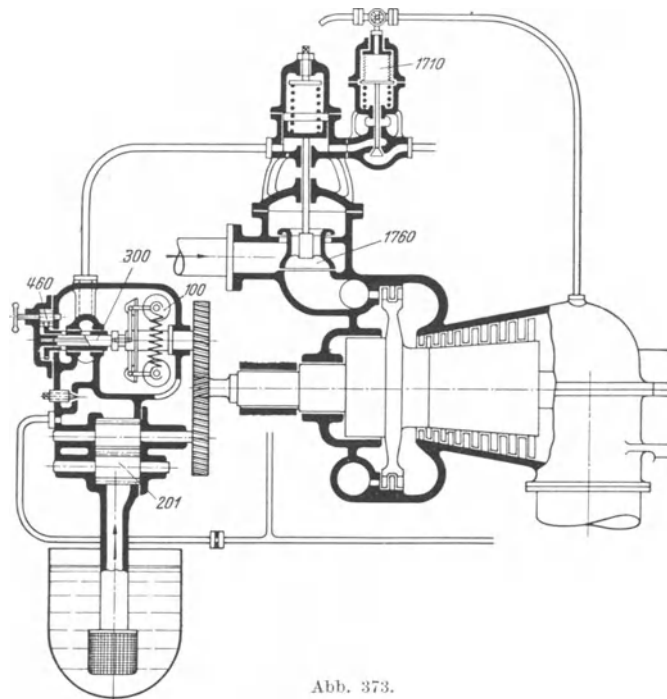


Abb. 373.

Bei der in Abb. 374 dargestellten Anordnung erscheinen die Bewegungen des Kraftkolbens im Entnahmeregelkreis (II) in den Steuerkreis der Frischdampfregelung (I) in einem Sinne

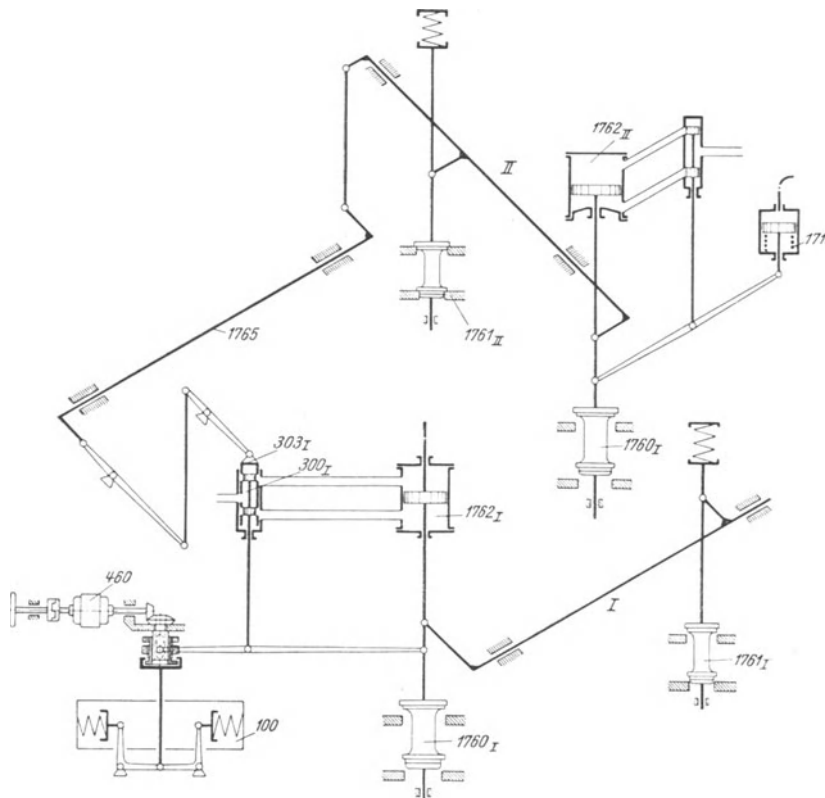


Abb. 374.

eingebunden, welcher die zur Erhaltung der Leistung bei Veränderung der Entnahmedampfmenge notwendige (gegensinnige) Verstellung der Hochdruckdampfventilgruppe 1761_I ohne Eingriff des Drehzahlreglers 100 vor sich gehen läßt. Die Steuerverbindung 1765 verhindert

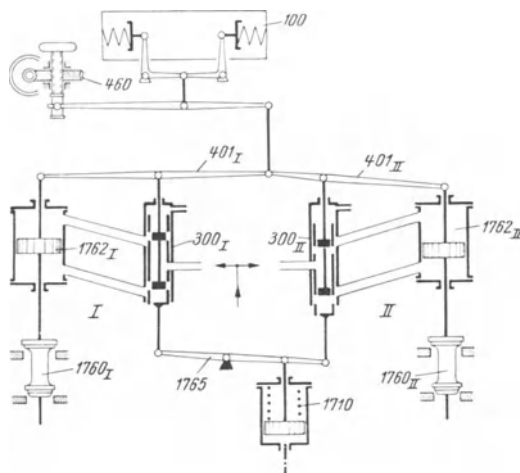


Abb. 375.

ferner die Überlastung des Generators im Parallelbetrieb bei starker Verringerung der Entnahmedampfmenge. Hingegen müssen die durch Leistungsänderungen bewirkten Abweichungen des Entnahmedruckes durch den Entnahmeregler 1710 erfaßt und ausgeglichen werden. Der Vorgang der Nachregelung ist der Steuerverbindung 1765 halber jedoch frei von Leistungspendelungen.

In vollkommener Form erfordert die Verbundsteuerung eine Gestängeauslegung etwa nach Abb. 375. Der Geschwindigkeitsregler 100 beeinflußt beide Ventilgruppen (I, II) im gleichen, der Entnahmedruckregler 1710 im entgegengesetzten Sinne in einer Abstimmung, durch welche bei Entnahmeänderung kein Eingriff des Drehzahl- (Leistungs-) Reglers, bzw. bei Leistungsänderungen kein Eingriff des Entnahmereglers notwendig wird. Die Zusammensetzung der beiden Steuerbewegungen erfolgt über die Ventilkolben 300_{I, II} und der vom Druckregler 1710 bewegten zugehörigen Steuerbüchsen. Der Drehzahlregler 100 muß selbstverständlich wieder

eingebunden, welcher die zur Erhaltung der Leistung bei Veränderung der Entnahmedampfmenge notwendige (gegensinnige) Verstellung der Hochdruckdampfventilgruppe 1761_I ohne Eingriff des Drehzahlreglers 100 vor sich gehen läßt. Die Steuerverbindung 1765 verhindert ferner die Überlastung des Generators im Parallelbetrieb bei starker Verringerung der Entnahmedampfmenge. Hingegen müssen die durch Leistungsänderungen bewirkten Abweichungen des Entnahmedruckes durch den Entnahmeregler 1710 erfaßt und ausgeglichen werden. Der Vorgang der Nachregelung ist der Steuerverbindung 1765 halber jedoch frei von Leistungspendelungen.

den Schluß aller Ventile auch bei ungünstigster Stellung des Entnahmedruckreglers, also bei größter Entnahmedampfmenge herbeizuführen imstande sein.

Die Anwendung der gestängelten Druckölsteuerung ermöglicht durch eine Zwischensteuerung des Druckölstromes über den Entnahmedruckregler die Verbundwirkung zu erreichen (Abb. 376). Man erkennt, daß ein vergrößerter Heizdampfbedarf mit der daraus folgenden erhöhten Drosselung des Öldurchtrittes bei g_{II} ein Fallen des Öldruckes unter dem Kraftkolben 1762_{II} des Entnahmedampfventils und Ansteigen des Druckes unter jenem des Frischdampfventils 1762_I mit der zu fordernden gegensinnigen Betätigung dieser Ventile herbeiführt, andererseits Leistungssteigerungen mit Zunahme des Öldruckes an sich auch das gleichsinnige Ansteigen der Drücke unter den Kraftkolben beider Ventile und damit deren gleichsinnige Weitereröffnung nach sich ziehen. Sinngemäß erfolgen die Steuervorgänge bei Verringerung des Heizdampfbedarfes bzw. der Leistungsanforderung. Die Tätigkeit des nicht von der Änderung unmittelbar betroffenen Regelorgans beschränkt sich auf die endgültige Einregelung.

Entnahmeturbinen werden in der Regel mit einem Rückschlagventil 1792 in der Entnahmeleitung ausgestattet, das — bei der gewöhnlich vorgesehenen Einbeziehung der Niederdruckventile 1760_{II} in die Schnellschlußsteuerung — einen weiteren Schutz gegen ein Durchgehen des Maschinensatzes unter Wirkung des rückströmenden Heizdampfes bietet. Diese Rückschlagklappen können auch hydraulisch geschlossen werden, wobei die Steuerung des Öldruckgetriebes jener des Schnellschlußschiebers parallel gelegt wird [7]. Falls das genannte Absperrorgan, mit Handschluß versehen, auch zur willkürlichen Absperrung der Heizdampfleitung herangezogen wird, erscheint es zweckmäßig, mit seinem Schluß zwangsläufig die Ausschaltung des Druckreglers 1710 vorzunehmen,¹ so daß Drosselungen des nach dem Niederdruckteil strömenden Dampfes vermieden werden.

4. Zweifachentnahmeturbinen.

Die reine Verbundsteuerung wird durch eine Anordnung des Gestänges gemäß Schema Abb. 377 erreicht. Durch diese Auslegung wird bei Änderung einer der Regelgrößen die ganze Steuerung über das betroffene Impulsorgan derart verstellt, daß ohne Eingriff der anderen Impulsorgane jene Verstellungen ausgelöst werden, welche zur Erhaltung der unter ungeänderten äußeren Bedingungen stehenden Regelwerte notwendig sind. So öffnen sich bei sinkender Drehzahl (100) in Auswirkung einer erhöhten Leistungsanforderung alle drei Ventilgruppen (1760_{I-III}), wobei die Entnahmedampfmengen als Unterschied der Dampfmengen im

¹ Hierzu erfolgt die Unterdrucksetzung des Getriebes 1762_{II} mit Eröffnung des Hilfsventils 530 unmittelbar von der Pumpe 210 aus (Rückschlagklappe 260 trennt die Ölkreise).

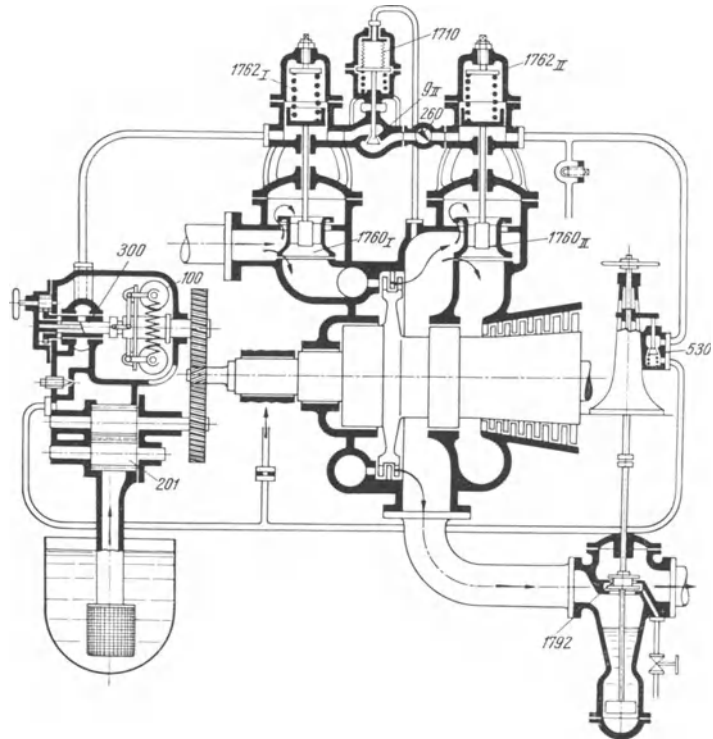


Abb. 376.

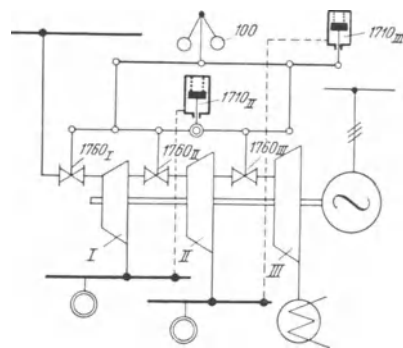


Abb. 377.

Mittel- und Niederdruckteil (*II, III*) gleichbleiben. Ebenso öffnet der Druckregler 1710_{II} der ersten Entnahme bei erhöhtem Bedarf dieser die Hochdrucksteuerung *I* und schließt die beiden anderen Steuerungen (*II, III*), während der Druckregler 1710_{III} der zweiten Entnahme bei Öffnung der Hoch- und Mitteldrucksteuerung (*I, II*) jene des Niederdruckteiles (*III*) schließt. Die Gesamtleistung der Maschine bleibt bei entsprechender Abstimmung der Steuerhübe somit unbeeinflusst von Entnahmeänderungen.

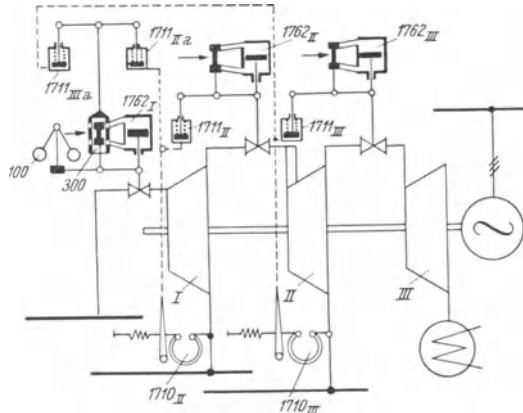


Abb. 378.

Die durch die Verbundschaltung bedingte verhältnismäßig verwickelte Gestängeanordnung kann bei Anwendung eines statischen Systems der Druckregelung (Federkolben) weitgehend dadurch vermieden werden, daß parallelgeschaltete hydraulische Triebe $1711a$ gleicher Charakteristik in den einzelnen Steuerkreisen im Sinne der erforderlichen zusätzlichen Beeinflussung eingebunden werden; eine derartige Auslegung ist für eine Zweifachentnahmemaschine in Abb. 378 dargestellt.

Wie für die Einfachentnahmeturbine ist der Schnellschluß auch auf die Entnahmeventilgruppen auszudehnen, bzw. können die zusätzlichen Sicherheits- und Steuermaßnahmen wie früher erwähnt Anwendung finden.

5. Sonderformen.

Entnahmegegendruckturbine. Hier ist der Steuerung in ihrer vollkommensten Form die Aufgabe gestellt, Veränderungen der Entnahmemenge ohne Beeinflussung der Gegendruckdampfmenge und umgekehrt vorzunehmen. Dieser Forderung kann durch eine Auslegung des Gestänges etwa nach Schema Abb. 379 entsprochen werden.

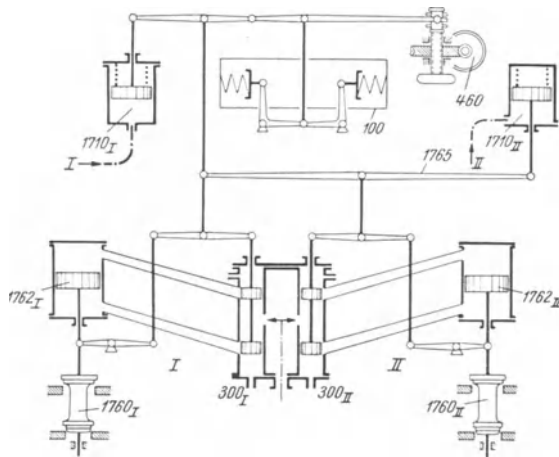


Abb. 379.

Hierbei beeinflusst der Entnahmedruckregler 1710_I nur die Steuerung des Hochdruckteiles *I* — dem Umstand entsprechend, daß die zusätzliche Dampfmenge nach der Hochdruckschaukelung wieder entnommen wird —, der Gegendruckregler 1710_{II} hingegen wirkt über Waagscheit 1765 auch im Hochdrucksteuerkreis *I*, so daß bei Änderungen der Gegendruckdampfmenge die entsprechenden Frischdampfmenge zu- oder abgeschaltet werden.

Zweckmäßig werden die Druckregler mit Feststellvorrichtungen in den Endlagen ausgeführt, um die Maschine im Entnahmebetrieb ohne Konstanthaltung des Gegendruckes, bzw. im reinen Gegendruckbetrieb oder letzten Endes auf Auspuff fahren zu können. In den letztgenannten Fällen braucht die Maschine nicht vom Netz geführt werden, sondern kann leistungsgeregelt betrieben werden.

Zweidruckturbine. Bei Verwertung von Abdampf zu Kraftzwecken kann die Freizügigkeit der Leistungserzeugung durch Anwendung zusätzlicher Frischdampf- (Vorschalt-) Turbinen erlangt werden, wobei eine für die auftretenden Belastungsschwankungen genügende Speicherefähigkeit der Hochdruckkessel Bedingung ist. Die rationelle Verwertung des Abdampfes erfordert hierbei die Regelung der Frischdampfzufuhr nach Maßgabe der von der jeweiligen Abdampfmenge nicht erzeugbaren Differenz der Leistung gegenüber der jeweils angeforderten und bestimmt damit die Auslegung der Steuerung (Abb. 380).

Frishdampf- und Abdampfsteuerung werden gegensinnig vom Abdampfdruckregler 1710

beeinflußt, so daß die Leistung der Turbine vom Anteil der Abdampfmenge unabhängig bleibt. Leistungsänderungen hingegen wirken über den Drehzahlregler 100 nur auf die Frischdampfzufuhr 1760_I, bzw. falls die Leistung unter jene der augenblicklich zugeführten Abdampfmenge entsprechenden fällt, auf den Schluß der Abdampfsteuerung unter Lösung des Steuergestänges 401 vom Druckregler. Die dargestellte Anordnung ist grundsätzlich die gleiche bei Mehrdruckturbinen.

Ähnliche Regelbedingungen liegen vor, falls zur Erweiterung vorhandener Niederdruckkesselanlagen Hochdruckkessel aufgestellt werden, die dann zweckmäßig bis zu einem Dampfverbrauch, der noch einer wirtschaftlichen Erzeugung entspricht, die Deckung desselben übernehmen; die Niederdruckkesselanlage steht hierbei als Spitzen- oder Ausfallsreserve bereit. Eine derartig arbeitende Steuerung einer Zweidruckturbine zeigt in grundsätzlicher Form Abb. 381.

Bei normalerweise geschlossenen Niederdruckventilen 1760_{II} betätigt der Drehzahlregler 100 nur die Hochdruckeinlaßorgane 1760_I bei außer Eingriff befindlichem Druckregler 1710; erst bei Überlastung des Hochdruckkessels und dort sinkendem Dampfdruck greift Druckregler 1710 ein, wodurch über diesen und den Drehzahlregler 100 die Niederdruckventile 1760_{II} entsprechend geöffnet werden.

In der Regel erscheint es jedoch mit Rücksicht auf einen günstigen thermischen Wirkungsgrad der Hochdruckdampferzeugung vorteilhafter, die Hochdruckkessel mit möglichst konstanter Bestlast zu betreiben und die diesen mehr oder minder mangelnde Speicherfähigkeit durch jene vorhandener Mittel- oder Niederdruckkessel zu ersetzen. Dementsprechend erhalten nur die letzteren nachgeschalteten Turbinen Drehzahlregelung, während die Vorschaltturbinen einem an das Hochdruckdampfnetz angeschlossenen Druckregler unterstellt werden. Die Anordnung kann jedoch auch so getroffen werden, daß Vor- und Nachschaltturbinen mit Drehzahlreglern versehen werden, wodurch sich beide Netze entsprechend der eingestellten Ungleichförmigkeit an Belastungsschwankungen beteiligen, während die Verteilung der Last beliebig auf Hoch- oder Niederdruckteil mittels der Drehzahlverstellungen vorgenommen werden kann. Bei dieser Schaltung ist es auch möglich, durch Selbststeuerung oder Handbetätigung der Drehzahlverstelleinrichtung der Hochdrucksteuerung die Hochdruckkessel immer mit der gewünschten Bestlast zu fahren.

m) Sondersteuerungen.

Regelungen mit hoher Drehzahlverstellung. Besondere Bedingungen liegen für die Regelung der Antriebsturbinen von Turbokompressoren und Kreisel- (Kesselspeise-) Pumpen vor, falls deren Fördermenge möglichst verlustfrei geregelt werden soll. Letzterer Vorgang erfordert bekanntlich die Verlagerung der Q — H -Linie (Abb. 382) durch Veränderung der Drehzahl im Bereiche der durch die Widerstandscharakteristik gegebenen möglichen Betriebszustände.

Zur Überstreichung von Bereichen bis zu etwa 20% der mittleren Drehzahl kann die Drehzahlmessung durch Fliehkraftpendel mit entsprechend hohem Ungleichförmigkeitsgrad erfolgen. Darüber hinaus hat die in ihrem Wesen und ihrer

Ausbildung bereits eingehend erörterte manometrisch-hydraulische Messung der Drehzahl Anwendung zu finden. Insofern die Regelung der Fördermenge selbsttätig vor sich gehen soll, ist die Drehzahlverstellvorrichtung Mengen- oder Druckmeßeinrichtungen zu unterstellen.

Zur Verbesserung der Stabilität bei einem Betrieb mit stark herabgesetzter Drehzahl wird die Erhöhung des Ungleichförmigkeitsgrades wertvoll. Dies kann in selbsttätiger Weise durch die

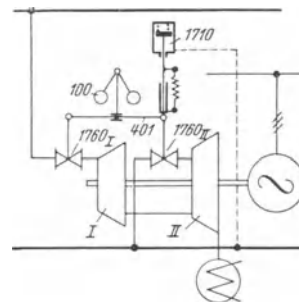


Abb. 380.

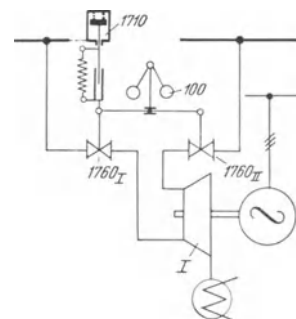


Abb. 381.

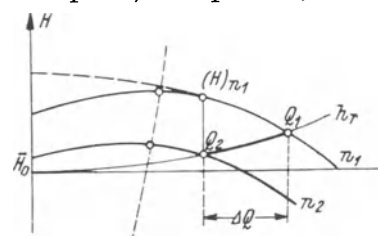


Abb. 382.

Kupplung der Drehzahlverstellvorrichtung mit dem Mechanismus zur Einstellung des Ungleichförmigkeitsgrades, wie etwa in Abb. 383 dargestellt [14], erreicht werden. Die Verdrehung des Einstellnockens 460 zur Drehzahlver-

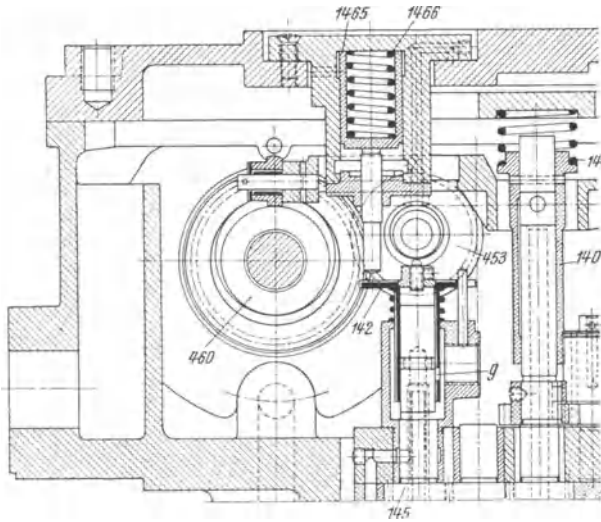


Abb. 383. (Maßstab 1:3,9.)

stellung bewirkt über eine Stirnräderübersetzung die Verdrehung der Konuswalze 453 mit gegensinniger Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades.

Leistungssteuerung. Die Begrenzung der Erzeugung nach einer zu übergebenden, bzw. zu übernehmenden konstanten Leistung bei Parallelbetrieb der Eigenanlage mit einem werksfremden Netz läßt sich durch Beeinflussung der Steuerung über elektrische Leistungsregler durchführen. Diese wirken gewöhnlich auf die Drehzahlverstellvorrichtung. Bei reiner Öldrucksteuerung kann dem vom Fliehkraftregler beeinflussten Auslaß ein von einem statischen Leistungsregler gesteuerter parallelgeschaltet werden (75), wodurch die Frischdampfzufuhr entsprechend dem eingestellten Sollwert der Liefer- (Bezugs-) Leistung gehalten wird.

chend dem eingestellten Sollwert der Liefer- (Bezugs-) Leistung gehalten wird.

Störungsregelungen. Für Gegendruckturbinen, bzw. Anzapfgendruckturbinen bestimmt der Dampfdurchsatz die jeweilig erzeugbare Leistung. Die Versorgung eines Eigennetzes nach

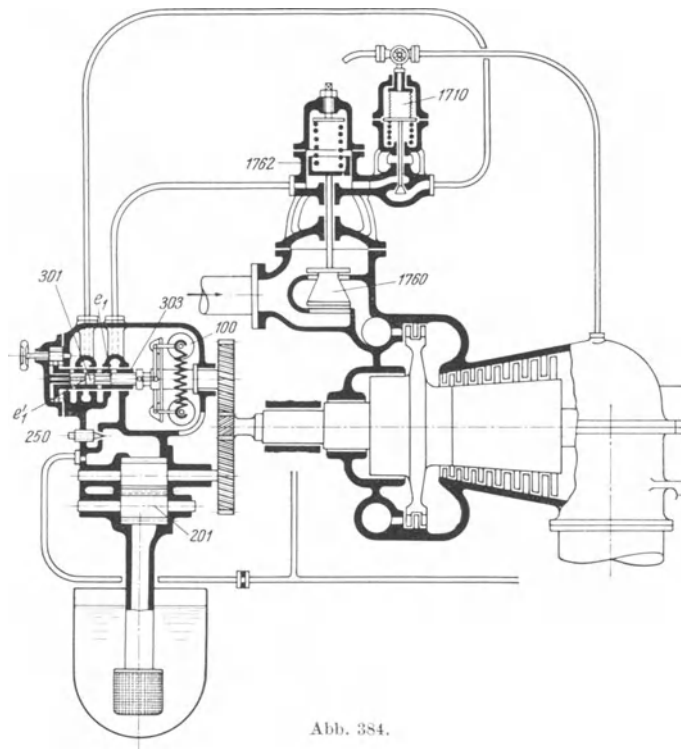


Abb. 384.

Unterbrechung des normalerweise bestehenden Parallelbetriebes bedingt die Ausschaltung des Gegendruckreglers, falls der Dampfdurchsatz unter jenem der Leistungsanforderung entsprechenden liegt, um den Zusammenbruch des Kraftnetzes zu verhindern. Grundsätzlich kann die Ausschaltung des Druckreglers vom Frequenzrückgang abhängig gemacht werden. Die Eingliederung der Störungsregelung wird besonders einfach bei reiner Öldrucksteuerung, wobei es genügt, über das Steuerventil — also abhängig von der Frequenz — die den Erfordernissen entgegengesetzte Wirkung des Druckreglers auszugleichen (Abb. 384). Hierzu erhält der Kolben 301 des Steuerventils 300 eine zweite Steuerkante e_1' , welche die normalerweise freigegebene Abströmung für das Steueröl nach Durchlauf des Druckreglers 1710 mit sinkender Drehzahl schließt.

Der Drehzahlregler übernimmt damit selbsttätig die Leistungssteuerung bei gering unternormaler Drehzahl [7].

Bei Entnahmedampfmaschinen kann es während außergewöhnlicher Überlastungen wertvoll sein, auch den Niederdruckteil unter Verzicht auf eine Regelung des Entnahmedruckes voll

beaufschlagt zur Leistungsabgabe heranzuziehen. Die hierzu notwendige Schaltung des Druckreglers in die „Auf“-Stellung kann entweder von der Frequenzabsenkung oder der Volleröffnung der Hochdruckventilgruppe abgeleitet werden.

Umfangreiche Regelungsaufgaben treten auch bei Hochdruckturbinenanlagen auf, deren Dampfnetze mangels vorhandener Mitteldruckkessel mit Speicher ausgestattet sind. Die Mannigfaltigkeit der möglichen Bedingungen läßt die Lösung dieser Aufgaben nicht in ein allgemeines Schema fassen. In allen Fällen lassen sich jedoch Steuerungsanordnungen finden, welche eine betriebstechnisch und wirtschaftlich befriedigende Lösung darstellen (76).

n) Unmittelbar lastabhängige Regelung der Dampferzeugung.

Die besonderen Eigenschaften der Höchstdruckdampfessel mit ihren auf ein Mindestmaß beschränkten Wasserräumen und dementsprechender Möglichkeit, mit ihrer Dampferzeugung den Belastungsschwankungen folgen zu können, haben eine neue Entwicklung der Regeltechnik von Dampfturbinen eingeleitet; die der unmittelbaren Regelung der zu erzeugenden Dampfmenge nach dem durch Leistung oder Dampfentnahme gegebenen Dampfbedarf der Maschine. Die Zuteilung der der jeweils erforderlichen Kesselspeisewassermenge entsprechenden Brennstoff- und Luftmengen erfolgt dann durch selbsttätige Abhängigkeitsregelungen, welche die Verzögerung in der zeitlichen Nachfolge der Feuerung, etwa durch vorübergehende Sollwertbeeinflussung der primär gesteuerten Wassermengenregelung, über Rückführungen thermischer oder mechanischer Art berücksichtigen. Hierzu kommen gegebenenfalls noch Dampftemperaturregler, welche Heizwertänderungen des verwendeten Brennstoffes einführen, bzw. Unterdruckregler im Feuerraum [20].

Eine besonders einfache Auslegung ergibt sich bei Verfeuerung von Gasen mit gleichbleibendem Verhältnis der Brennluft, wobei auf besondere Mischregler verzichtet werden kann und nur die Regelung der Drehzahl des Ladegebläses abhängig von der Brennstoffmenge erforderlich wird [7] (80, 81).

XV. Die Regelung der Dampfmaschinen.

Wie bereits im einleitenden Abschnitt I erwähnt, kann die betriebsmäßig geforderte Genauigkeit isodromer Drehzahlregelungen von Dampfmaschinen oder solcher für weite Bereiche des beharrungsmäßigen Sollwertes der Drehzahl, die Kombination von Drehzahl- und Dampfdruckregelungen in wirtschaftlicher Weise nur mit Anwendung der indirekten Regelung erreicht werden. Ähnlich wie bei der Regelung von Dampfturbinen haben die Vielheit der Regelaufgaben als auch Unterschiede in der grundsätzlichen Steuerungsauslegung die Entwicklung zahlreicher Sonderformen zur Folge gehabt.

a) Indirekte Achsenregler.

Diese dienen der Regelung von Dampfmaschinen, deren Einlaßsteuerung über verstellbare Exzenter betätigt wird. Hierbei können letztere unter Beibehaltung der bei der direkten Regelung üblichen mechanischen Gestänge über dieses durch ein außenliegendes Hilfskraftgetriebe bewegt werden, letzteres als Teil eines normalen mittelbar wirkenden Reglers.¹

Wesentliche Vereinfachungen in der Übertragung werden jedoch mit der Eingliederung von Drehservomotoren in die Steuerwelle, bzw. gleichartig angeordneten Federservomotoren [14] erreicht (Abb. 385); insbesondere bei letzteren ist der in einer Richtung vorhandenen mechanischen

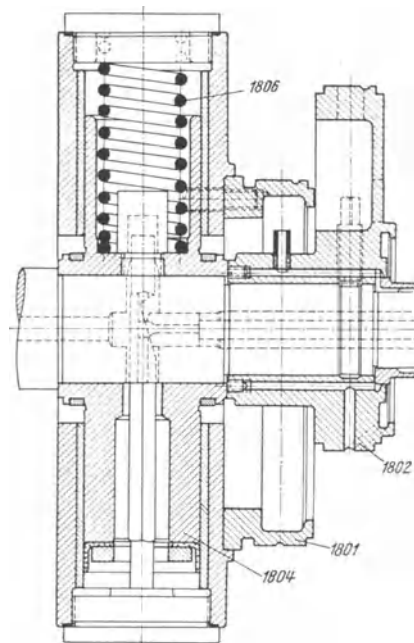


Abb. 385. (Maßstab 1:5.)

¹ S. Abschnitt VII.

Stellkräfte halber nur eine einseitige Beaufschlagung des Arbeitsgetriebes *1804* und damit eine wesentliche Vereinfachung der Steuerung ebenso möglich wie die unmittelbare Verschiebung des zu verstellenden Einlaßexzenters *1801*. Die eindeutige Zuordnung von Arbeitskolbenstellung und hierzu erforderlichem Öldruck ermöglicht die Parallelschaltung mehrerer Federservomotoren sowie gegebenenfalls die hydraulische Ausbildung der Rückführung. Lediglich

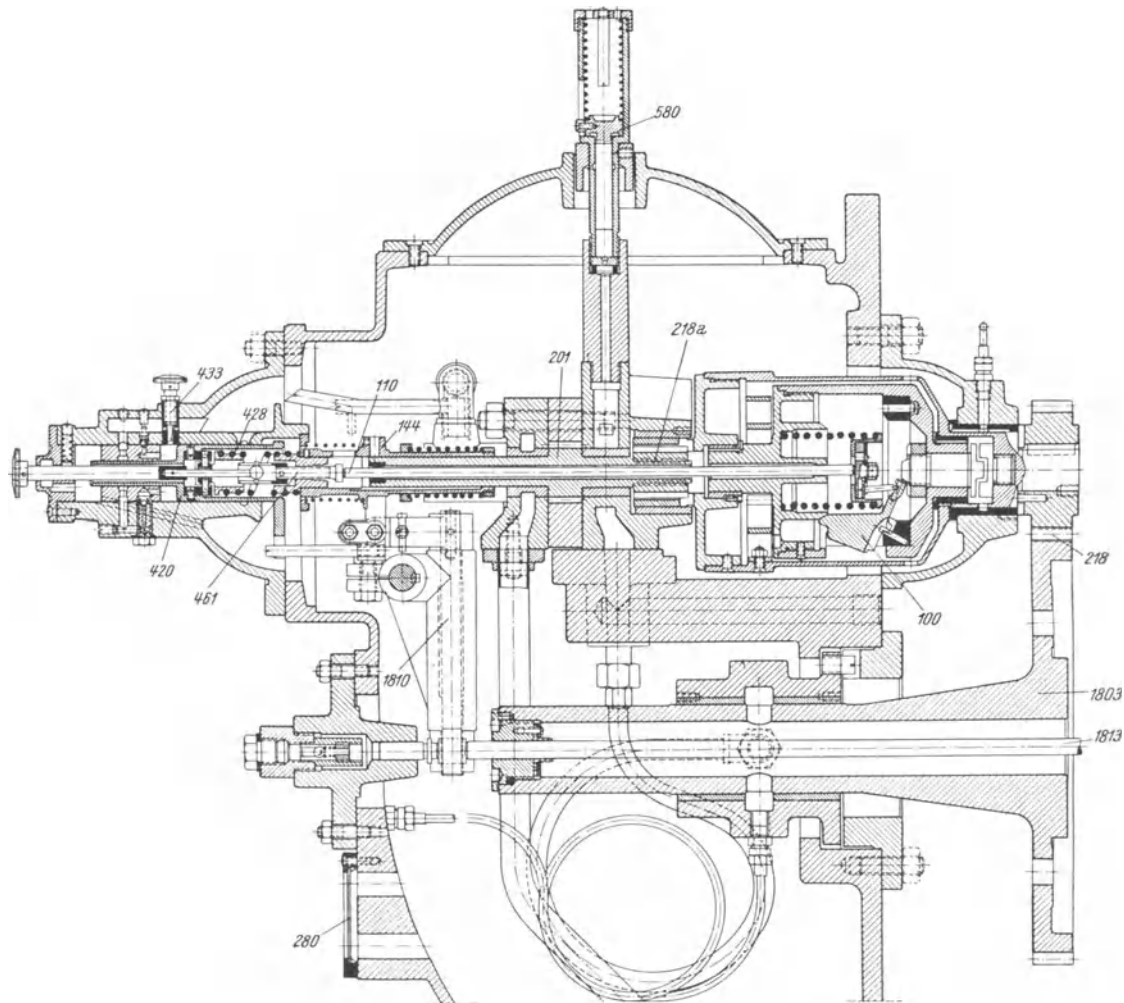


Abb. 386. (Maßstab 1:5,5.)

für schnelllaufende (Kapsel-) Maschinen scheidet eine derartige Konstruktion des Hilfsgetriebes wegen der von der unvermeidlichen Unausgeglichenheit der rotierenden Massen herrührenden Fliehkräfte aus.

Unter der Voraussetzung einer unmittelbaren Verbindung des Hilfsgetriebes mit der Steuerwelle und Zuführung des Arbeitsöles durch diese beschränkt sich der eigentliche Regler auf die Teile zur Steuerung und Druckölerzeugung. Abb. 386, 387 zeigen die Durchbildung eines Anbaureglers [14] für geringe Drehzahlverstellung (Generatorbetrieb). Die Drehzahl wird hierbei durch ein Fliehkraftpendel *100* der Bauart Abb. 2 erfaßt, dessen Bewegungen mittels des Pendelstiftes *110* auf eine Druckölsteuerung gemäß Abb. 68 übertragen werden. Die Rückführung der beiden Steuerhülsen *320* erfolgt hierbei über die Keilflächen *416*, welche durch Verdrehung des Querhauptes *144* zur Wirkung gebracht werden. Letztere wird von den Bewegungen des Federservomotors *1804* (Abb. 385) abgeleitet und durch die innerhalb der hohlen Steuerwelle *1803* geführte Stange *1813* und das Übertragungsgestänge *1810* vermittelt. Zur Verstellung der

Beharrungsdrehzahl kann die wirksame Länge des Pendelstiftes 110 über Gewindestück 461 verändert werden; die vorübergehende Erhöhung des Stabilitätswertes der Regelung wird durch die Wirkung der der Steuerung angefügten Pendelrückdrängung (Ölbremkolben 420, Feder 428, Drosselung 433) erreicht.

Der Antrieb des Pendels 100 und der mit ihm über Mitnehmer 218a gekuppelten Pumpe 201 erfolgt über Stirnräder 218 von der Steuerwelle 1803 aus. Der eindeutige Zusammenhang zwischen Arbeitsdruck und Exzenterstellung ermöglicht die Darstellung letzterer in der Lage des Druckstempels der Anzeigevorrichtung 580.

Die Anwendbarkeit der *hydraulischen* Drehzahlmessung ohne Beeinträchtigung der Güte der Regelung auf Anordnungen mit nur geringem Drehzahlverstellbereich ermöglicht mit einer einzigen derartig ausgestatteten Typenreihe weitgehend unterschiedliche Forderungen hinsichtlich der Drehzahlhaltung zu befriedigen. Zu diesem im Sinne der Beschränkung der Typenzahl und damit der Rationalisierung der Herstellung liegenden Vorteil kommt im allgemeinen noch jener der billigeren und einfacheren Fertigung gegenüber mechanischen Fliehkraftpendeln, so daß sich die hydraulische Drehzahlmessung weitgehend durchgesetzt hat.

Der in Abb. 386 dargestellte Anbauregler wird mit Ersatz des mechanischen Fliehkraftpendels durch eine hydraulische Drehzahlmeßeinrichtung zum Typenregler für große Drehzahlbereiche (Veränderung des mittleren Sollwertes der Drehzahl im Verhältnis 1:8 und darüber). Die Anwendung der Steuerventilauslegung gemäß Abb. 68 verlangt zwei getrennte Arbeitsölströme und einen Steuerölstrom, welche einer Vierräderpumpe (Schema Abb. 388) entnommen werden. Der Druck der Steuerölpumpe 145 bestimmt entgegen der Wirkung der Feder 141 die Lage des Querhauptes 140 und damit jene der Steuerhülsen 320a, b, durch welche die Arbeitsströme gemäß den Ausführungen S. 39 gesteuert werden. Die Rückführbewegung des Querhauptes 140 wird über Keil 1810 und Gestänge 1813 von dem in die Steuerwelle eingebauten doppeltwirkenden Drehservomotor 1804 abgenommen.

Die grundsätzlich gleiche Auslegung kann auch bei Verwendung von Federservomotoren beibehalten werden. Entsprechend der nur einseitigen Steuerung des Hilfskraftgetriebes können die beiden Arbeitspumpen parallelgeschaltet sowie die Steuerungen gleichsinnig ausgelegt werden. Abb. 389 zeigt die Gesamtanordnung eines derartigen Reglers mit mechanischer Rückführung. Die Anwendung von Federservomotoren bietet neben der Vereinfachung der Steuerung auch hier die Möglichkeit des Verzichtes auf eine mechanische Durchbildung der Rückführung, übereinstimmend mit den Ausführungen S. 81 (hydraulische Rückführung 564, 565, s. Abb. 362).

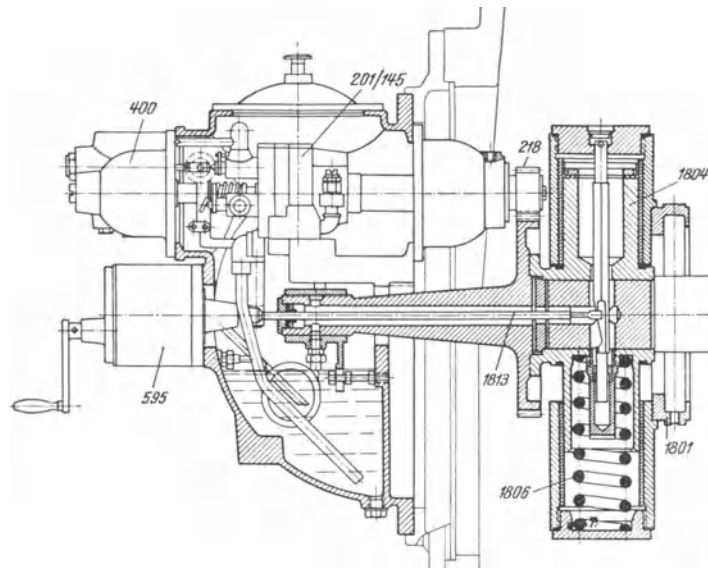


Abb. 387. (Maßstab 1:10.)

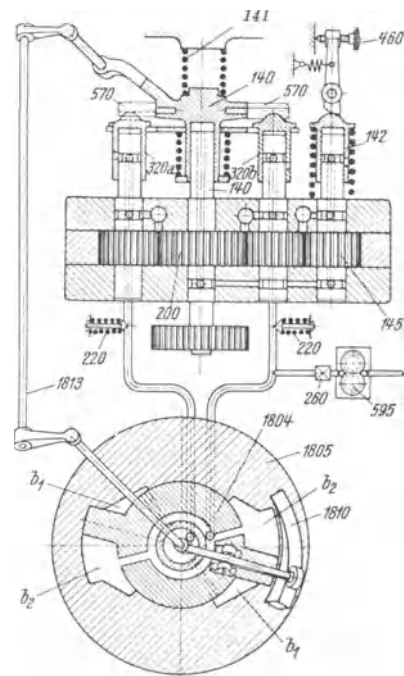


Abb. 388.

Für alle Ausführungen kann zur Erhöhung des Stabilitätswertes der Regelung die vorübergehende Erhöhung des Ungleichförmigkeitsgrades der Regelung durch die an Hand der Abb. 386 beschriebene Pendelrückdrängungseinrichtung erfolgen, die an Stelle der Feder 141 (Abb. 389) tritt.

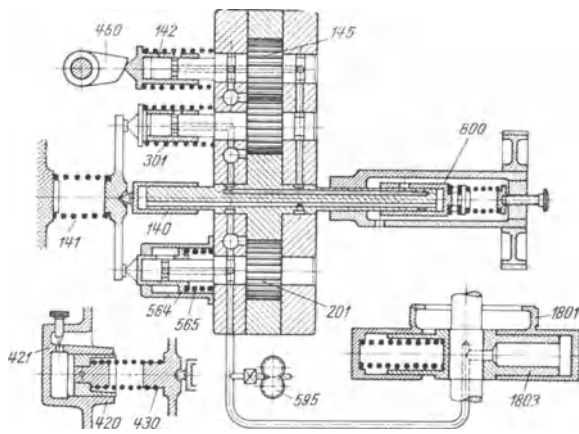


Abb. 389.

Zur Verstellung der Steuerung auf die Anfahröffnung ist eine kleine Handpumpe 595 vorgesehen, die über ein Rückschlagventil Drucköl auf die Öffnungsseite des Arbeitstriebwerkes einzubringen gestattet.

Als Spezialregler für schnellaufende Kapselmaschinen kann die in Abb. 390 dargestellte Regelungseinrichtung [14] angesehen werden. Da, wie eingangs erwähnt, sich die Anwendung nur einseitig zu beaufschlagender Federservomotoren verbietet, andererseits eine Lösung mit dem in die Steuerwelle eingefügten Drehservomotor unverhältnismäßig teuer

kommt, erscheint in der vorliegenden Ausführung letzterer bereits konstruktiv mit der Steuerungseinrichtung zu einer Baueinheit zusammengefaßt. Die grundsätzliche Anordnung lehnt sich hierbei an Schema Abb. 388 an. Zur Verstellung der die Arbeitsölströme steuernden Hülsen 320, 320a wird hier jedoch die Bewegung des Druckmeßkolbens 140 mit der von Keil 1811 abgenommenen

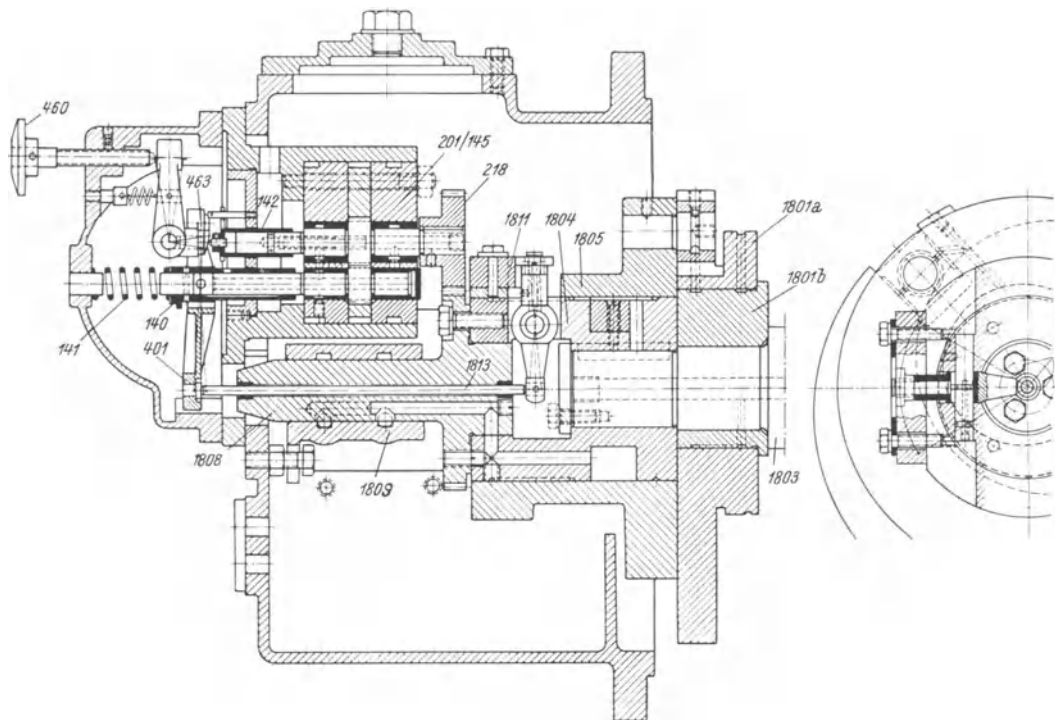


Abb. 390. (Maßstab 1:5.)

und durch Gestänge 1813 weitergeleiteten Rückföhrbewegung über Doppelhebel 401 zusammengesetzt. Die Verstellung des Drehexzenters 1801a auf dem mit der Steuerwelle 1803 fest verbundenen Grundexzenter 1801b wird durch einen Gleitsteintrieb über den äußeren Gehäuseteil 1805 des Drehservomotors vermittelt, der gegen den mit der Steuerwelle verbundenen Innenteil 1804 durch entsprechende Beaufschlagung bzw. Entlastung der Arbeitsräume ver-

dreht wird. Stummel 1808 dient der Lagerung des Kammerkörpers 1809, welcher die Ölzuführung zum rotierenden Drehservomotor vermittelt.

Die im vorstehenden wiederholt dargestellte Einrichtung zur Messung der Drehzahl im Drosseldruck eines hinsichtlich seiner Stärke der Maschinendrehzahl proportionalen Ölstromes gestattet Drehzahlbereiche im Verhältnis der Grenzdrehzahlen von etwa 1:10.

Weitergehende Forderungen, wie sie etwa für Papiermaschinenantriebe mit der Vorschreibung aufgestellt werden, die Papiergeschwindigkeit im Verhältnis bis 1:20 ändern zu können, werden in befriedigender Weise durch Einführung einer veränderlichen Übersetzung zwischen Drehzahlmesser und Maschine erfüllt. Hierbei bleibt bei entsprechender Anordnung die Fördermenge der Arbeitsölpumpe ebenso erhalten wie der normale Arbeitsbereich des Fliehkraftpendels und damit dessen Charakteristik.

Abb. 391 zeigt das Schema einer derartigen Anordnung [14], bei welcher der Antrieb des Fliehkraftpendels 100 von der Maschinenwelle aus über ein hydraulisches Übersetzungsgetriebe erfolgt, dessen sekundärer (passiver) Teil 183 durch eine mehrstempelige Kolbenpumpe ebenso wie dessen Primärteil 181 gebildet werden, letzterer mit Schwenkeinrichtung zur Veränderung des wirksamen Hubes der Kolben 184 versehen. Die für die Mittelstellung des Fliehkraftpendels 100 erforderliche Drehzahl setzt eine bestimmte Beaufschlagung des Kolbenmotors 183 voraus; damit liegt die gleiche Fördermenge der Primärpumpe 181 fest, welche, dem Produkt von Hub und Drehzahl proportional, zur umgekehrten Änderung der beharrungsgemäßen Drehzahl bei Änderung des Hubes der Förderstempel 184 führt. Die stetige Veränderung des letzteren und damit der Primärdrehzahl wird, wie bereits angedeutet, durch Verschwenkung des Gehäuses über Trieb 1825 erreicht. Da auch die Arbeitspumpe 1830 in grundsätzlich übereinstimmender

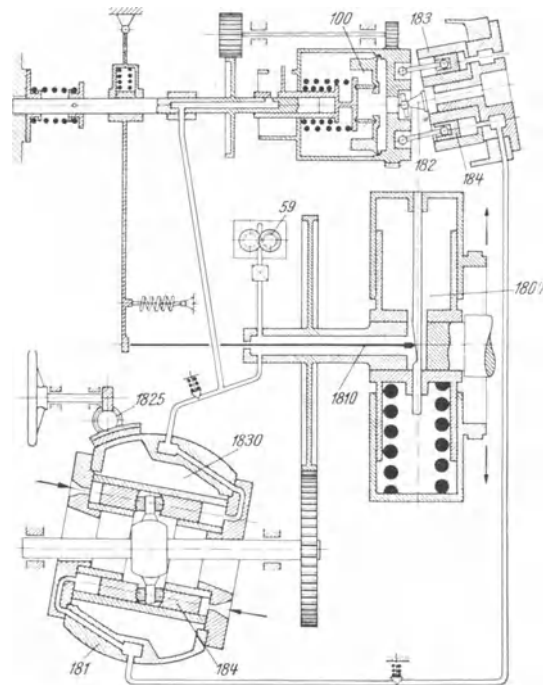


Abb. 391.

Art mit der Aktivpumpe 181 verstellt wird, also eine inverse Veränderung des Kolbenhubes mit der Primärdrehzahl erfährt, bleibt auch die Fördermenge dieser Pumpe und damit die Schlußzeit der Regelung konstant. Abb. 392 vermittelt die konstruktive Durchbildung des nach vorstehenden Grundsätzen gebauten Anbaureglers. Man erkennt den mittels des Handrades 1826 einstellbaren Nockentrieb 1825, die durch die Feder 1827 kraftschlüssig gestaltete Schwenkvorrichtung des um die Achse *a* drehbar gelagerten Körpers der Primärpumpe 1821, 1830 sowie den Kolbenmotor 1822, dessen Achse unter konstanter Neigung gegen die des über die Kardanwelle 1827 getriebenen Fliehkraftpendels 100 liegt. Die Zusammensetzung der Pendel- und Rückföhrbewegungen¹ erfolgt über ein Steuerorgan, dessen Hülse 301*a*, vom Pendel her verstellt, mit dem von der Rückföhrung her bewegten Kolben 301 die Größe der Ablaufdrosselung *g* für das Arbeitsöl festlegt. Um die leichte innere Beweglichkeit des Steuerorgans zu gewährleisten, wird die die Zuleitung des Drucköles vermittelnde Führung 301 relativ zur Steuerhülse 301*a* gedreht.

Der Antrieb der Primärpumpe 1821 erfolgt mittels Stirnräder 218 von der Kurbelwelle 1803 aus, welche letztere unmittelbar das Hilfskraftgetriebe 1804 trägt. Stellungsanzeige nach Abb. 386 und Handpumpe ergänzen die Ausrüstung. Der Schnellschluß des Reglers wird durch Entlastung des Arbeitsölkreises erzielt. Hierzu wird das von der Arbeitspumpe 1830 geförderte Öl

¹ Nachgiebige Rückföhrung mit Ersatz der Ölbremse durch eine Reibungsbremse 410.

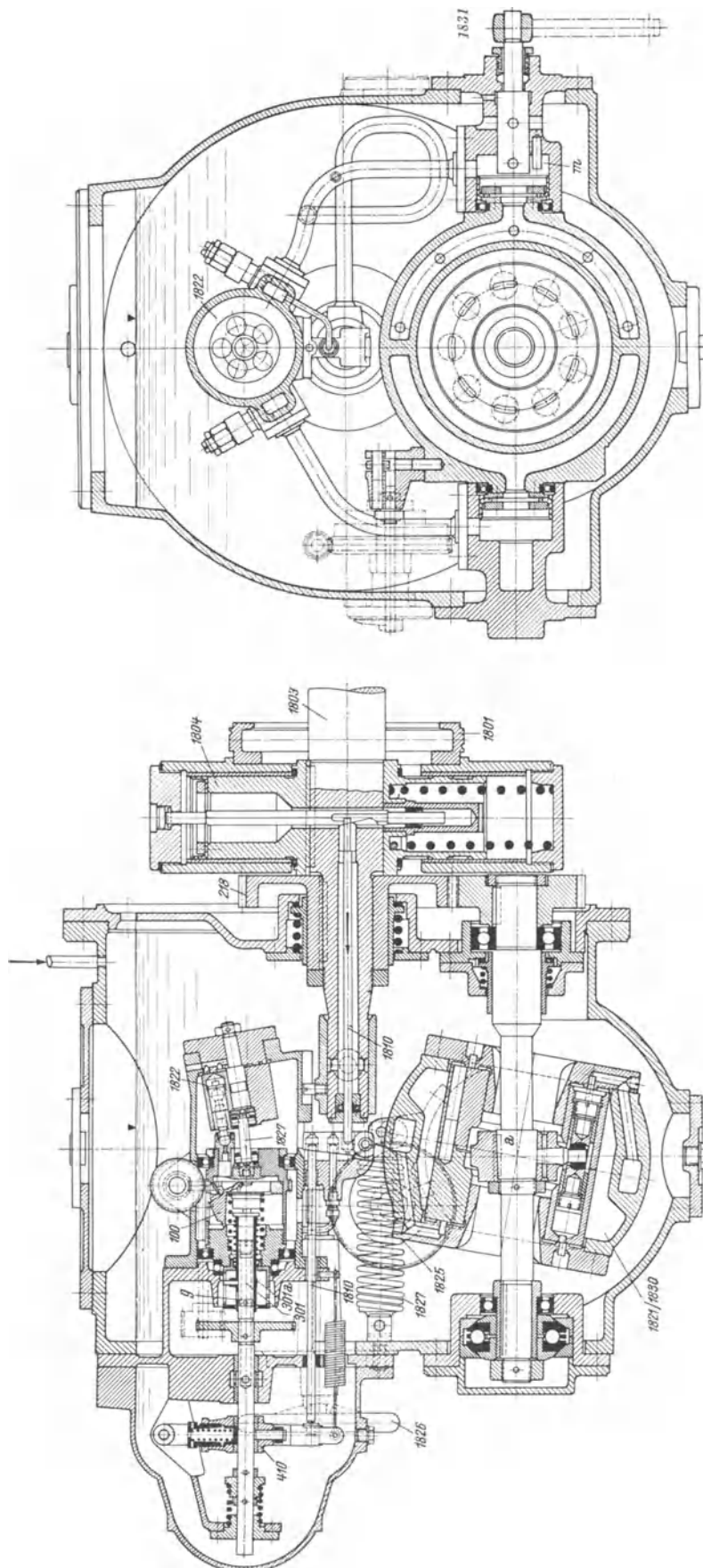


Abb. 392. (Maßstab 1:9,5.)

über Kammer *m* geführt, welchem mittels des Hahnes 1831 Abströmung gegeben werden kann. Für einen selbsttätigen Überdrehzahlenschutz ist die Hahnbetätigung einem Sicherheitsregler zu unterstellen.

b) Indirekte Federpendelregler.

Falls die Veränderung der Füllung durch Veränderung der Übersetzung im Ventilantriebsgestänge erzielt wird, wobei der Eingriff des Reglers in letzteres meistens über eine Regelwelle erfolgt, erscheint die Anwendung konstruktiv in sich geschlossener, auch das Hilfskraftgetriebe einbeziehender Bauformen zweckmäßig. Für Kraftmaschinen, die mit nur wenig veränderlichen Drehzahlen betrieben werden, können daher die für die Regelung von Wasserturbinen entwickelten Reglertypen entsprechenden Arbeitsvermögens Anwendung finden. Der Ersatz des hier üblichen Fliehkraftpendels durch eine hydraulisch arbeitende Meßeinrichtung bietet die Möglichkeit weit veränderlicher Drehzahlen. Anpassung der äußeren Form unter Beibehaltung der typenmäßigen Konstruktionselemente läßt dem Wunsch nach einheitlichem Aussehen Rechnung tragen.

Abb. 393 zeigt die Steuerung eines nach derartigen Grundsätzen durchgebildeten Kleinreglers (4,5 mkg) [14]. Die Bereitstellung des Steuer- und Arbeitsöles, die Übertragung der Steuerungs-

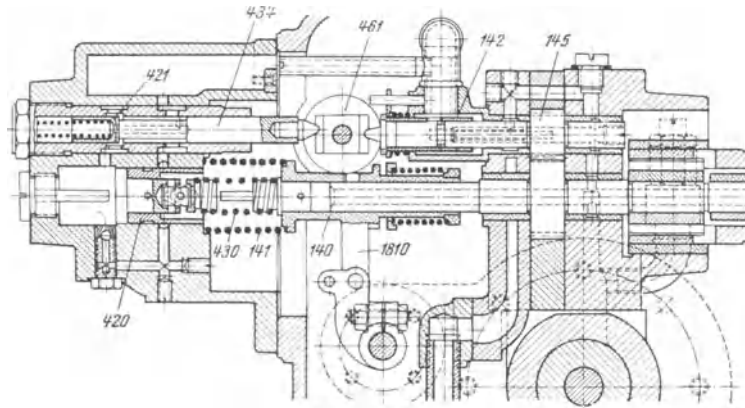


Abb. 393. (Maßstab 1:4,5.)

und Rückführbewegungen erfolgt entsprechend den Darstellungen des Schemas Abb. 359. Ebenso kann auf frühere Ausführungen hinsichtlich der Durchbildung der nachgiebigen Rückdrängung verwiesen werden. Erweiternd ist nur die Wirksamkeit letzterer in zwangsläufige Abhängigkeit vom jeweils eingestellten Drehzahlswert gebracht, insofern als Stellungsänderungen der letzteren bestimmenden Steuerhülse 142 die gegensinnige Änderung der Überströmöffnung 421 der Ölbremse 420 durch die gleichzeitige Verstellung des Drosselstiftes 434 über Doppelkeil 461 nach sich ziehen.

Für den in Abb. 394 dargestellten Regler [19] wird die von der Zahnradpumpe 201 gelieferte Ölmenge durch den rotierenden Verteiler 208 in zwei getrennte Ölströme verhältnismäßig bestimmter Stärke aufgespalten, die unabhängig voneinander für Steuer- bzw. Arbeitszwecke zur Verfügung stehen. Die Arbeitsweise des Verteilers bedingt überdies die intermittierende Einföderung in jeden der Ölkreise, wodurch Arbeits- und Vorsteuerkolben 600, 140 (letzterer gleichzeitig Manometerkolben der Drehzahlmeßeinrichtung) in leichter Schüttelbewegung gehalten werden, was die Empfindlichkeit der Regelung begünstigt. Die Anwendung eines — in den Regler eingefügten — Federservomotors (Kolben 600, Feder 635) läßt mit einer einmaligen Steuerung des Arbeitsöles an den Kanten e_1 das Auslangen finden, wobei der Arbeitskolben dem Vorsteuerkolben 140 nachgeführt wird.

An Stelle einer rotierenden Pumpe mit Verteiler kann auch eine Kolbenpumpe verwendet werden (s. S. 310), die durch eine besondere Steuerung des geförderten Drucköles zur Lieferung getrennter Ölströme für Steuerung und Betätigung befähigt wird. Hierdurch ergibt sich die Möglichkeit des nur schwingenden Antriebes.

Falls die Forderung nach einer von der jeweiligen Belastung unabhängigen Drehzahl, bzw. einem für die Stabilität zu geringen Wert des Ungleichförmigkeitsgrades gestellt wird, wird eine zusätzliche isodromierte Stabilisierungseinrichtung in Form einer nachgiebigen Rückführung

vorgesehen. Die Anwendung der Nachführung zwischen Vorsteuer- und Arbeitskolben bedingt die in Abb. 395 dargestellte grundsätzliche Anordnung der zusätzlichen Einrichtung, die aus bekannten Bauelementen gebildet ist.

Für die Regelung von Kolbendampfmaschinen, die mit stark veränderlicher und insbesondere sehr niedriger Drehzahl betrieben werden müssen, erscheint die Anwendung einer der Größe der jeweiligen Laständerung proportionalen Regelgeschwindigkeit wertvoll, um die Ungleichförmigkeit des Ganges beeinflussen zu können.

Die Anpassung der im Arbeitskreislauf zur Wirkung gebrachten Ölmengen an die Größe des Regelimpulses erfolgt bei der in Abb. 396 schematisch veranschaulichten Anordnung [14] durch Änderung der Fördermenge der schwenkbar ausgebildeten Hauptölpumpe 201, deren Rahmen durch den dem Steuermechanismus 140, 301, 570a unterstellten Federservomotor 600a aus der Mittelstellung (Nullförderung) je nach Art und Größe der Belastungsänderung in der einen oder anderen Richtung mehr oder weniger herausgedreht wird. Die Tatsache, daß hierdurch nicht nur die Fördermengen von Null bis zu einem größten Absolutwert, sondern auch die Förderrichtung geändert wird, läßt auf die Anwendung eines besonderen Verteilschiebers verzichten; die einstellbare Begrenzung des Ausschwenkwinkels (α) ermöglicht die Einstellung des Größtwertes der Regelgeschwindigkeit.

Der Federservomotor 600a stellt das Arbeitswerk eines für sich — durch Rückführung — stabilisierten Zwischensteuerkreises dar, der die hydraulische Drehzahlmeßeinrichtung (Schwenkpumpe 145, Manometerkolben 140, Gegenfeder 141, Drosselöffnung g) von den Haltekräften des Schwenkmechanismus entlastet. Die Rückführung im

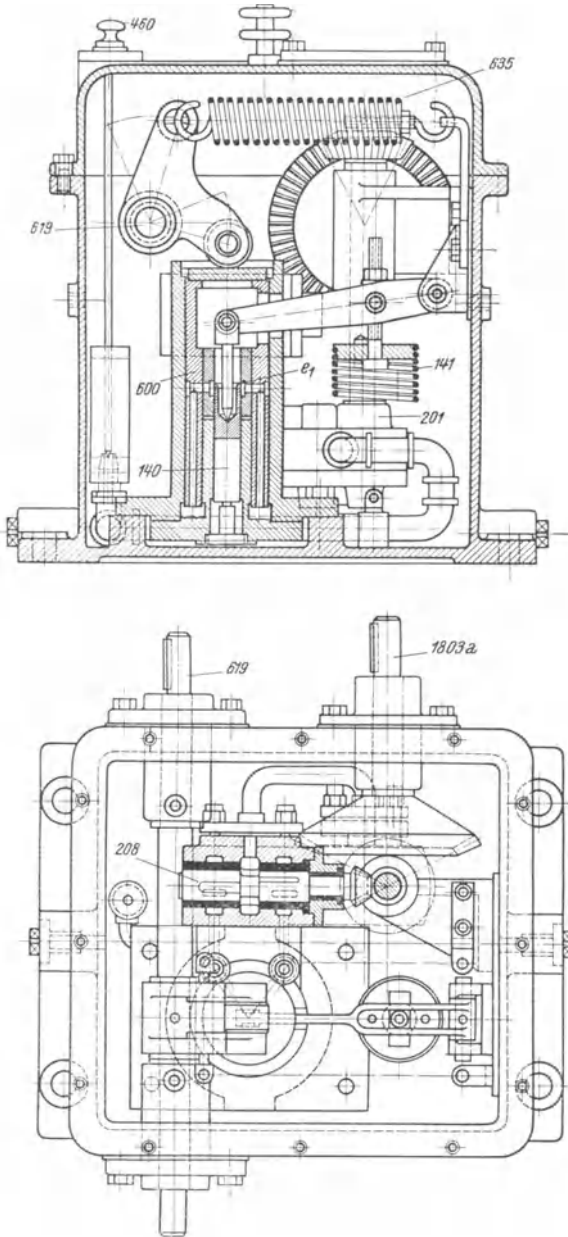


Abb. 394.

Hauptsteuerkreis wird von der mit veränderlicher Neigung der Erzeugenden ausgestatteten Konuswalze 570 abgenommen, welche ebenso wie die Verdrehung des Steuerkeiles 570a die Einstellung des im zugehörigen Steuerkreis wirksamen Stabilitätswertes ermöglicht.

Zahnradpumpe 219 wird durch Anwendung eines in sich geschlossenen Arbeitsölkreislaufes — Schwenkpumpe 201, Hauptarbeitswerk 600 — notwendig, um die unvermeidlichen Leckverluste zu decken. Überströmventil 546 dient der Verbindung der beiden Zylinderseiten bei außergewöhnlich hohen Verstellwiderständen. Mittels der Handpumpe 595 kann nach Verstellung

des Federservomotors $600a$ auf „Auf“ die Aufseite des Zylinders 600 unter Druck gesetzt und damit die Anlaßöffnung bei stillstehender Maschine eingestellt werden. Die Steuerfolge ist hierbei durch die entsprechende Abstimmung der Anhubkräfte der Rückschlagventile $260a_1$ bzw. $260a_2$ erreicht.

Die durch die Feder $635a$ herbeigeführte Schließ Tendenz des Hilfskraftgetriebes $600a$ sichert den Schnellschluß bei gewollter oder durch Störungen veranlaßter Entlastung des Hilfsölkreises. Die Abb. 397 (a und b) zeigt die konstruktive Durchbildung der Vorsteuerung, Abb. 397 b die Anordnung der Haupt- und Steuerpumpe 201 , 145 sowie der zugehörigen Antriebs- und Schwenkmechanismen.

c) Schnellschlußeinrichtungen.

Insoweit Federservomotoren mit mechanisch erzieltm Schließbestreben zur Anwendung kommen, bedarf es zur Erzielung des Schnellschlusses nur der Entlastung des Arbeitsölkreises durch die vorgesehenen Überwachungseinrichtungen.

Bisweilen wird dem Arbeitsgetriebe des hydraulischen Reglers ein direkt wirkender mechanischer Sicherheitsregler nachgeschaltet, der bei Überdrehzahl unabhängig von Stellung und Wirksamkeit des eigentlichen Reglers die Einlaßsteuerung auf „Nullfüllung“ stellt [19].

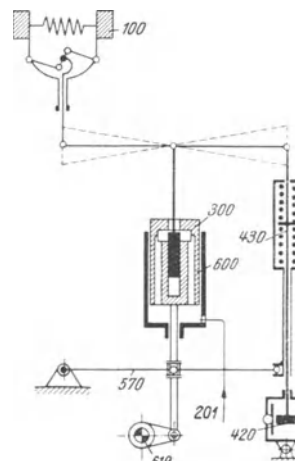


Abb. 395.

d) Sondereinrichtungen

sind etwa für Reversierdampfmaschinen erforderlich, durch welche die Umlegung der Zylinderanschlüsse sowie die Änderung des Sinnes der Rückführwirkung möglich und der Betrieb der

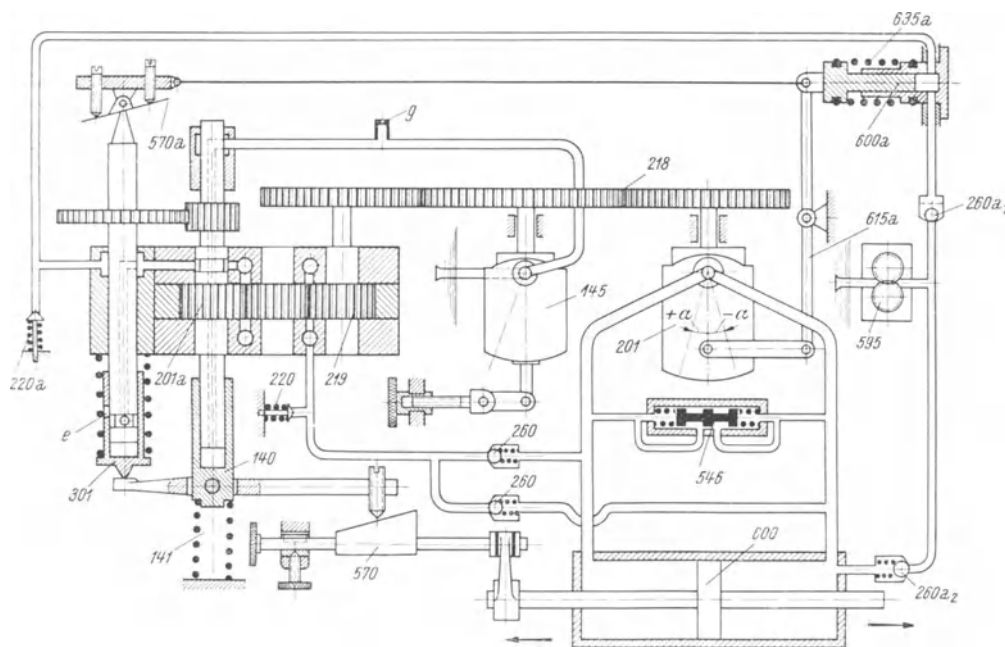


Abb. 396.

Ölpumpen mit wechselnder Drehrichtung zulässig wird. Durch die Kupplung der einzelnen Einrichtungen wird ihre gemeinsame Betätigung ermöglicht.

Regelungseinrichtungen für Dampfkompressoren werden zweckmäßig mit einer Sicherheitsabstellung bei Ausbleiben des Ansaugdruckes ausgerüstet. Um einer zu starken Beschleunigung der Maschine bei Wiedereinsetzen des Druckes zu begegnen, wird durch Einfügung einer Öl-

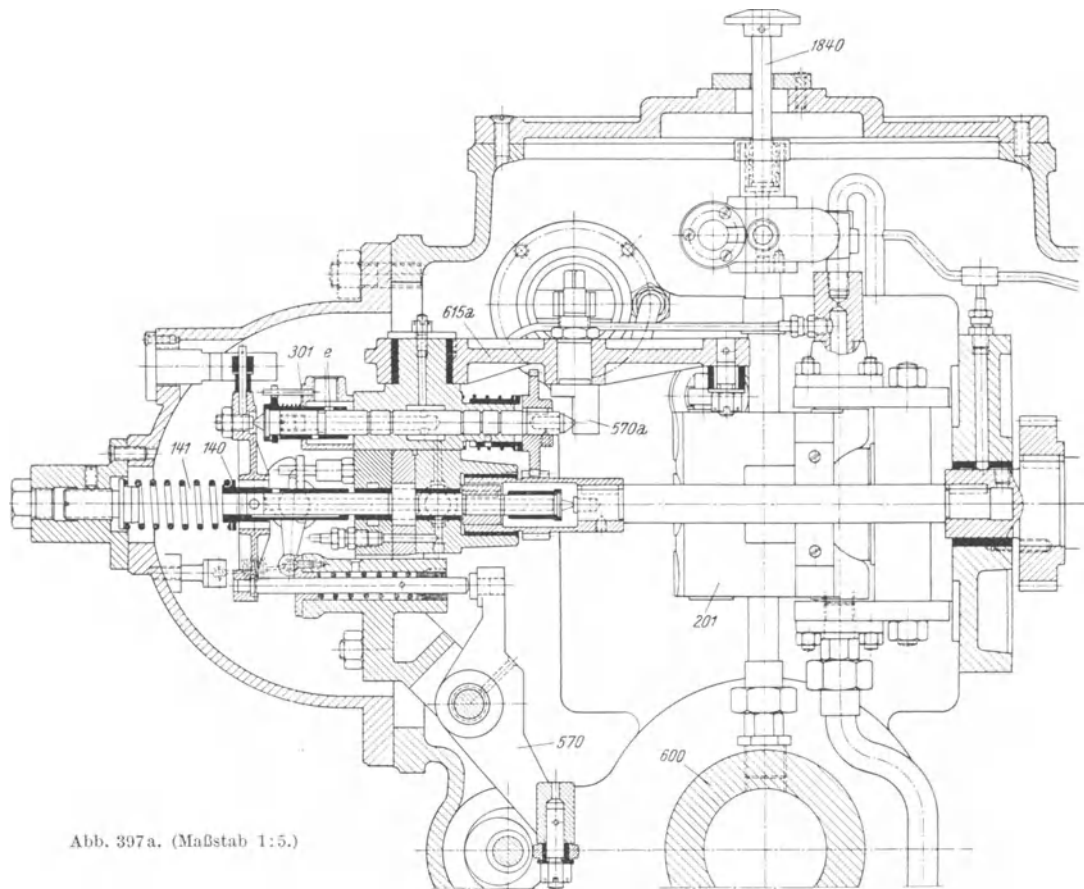


Abb. 397 a. (Maßstab 1:5.)

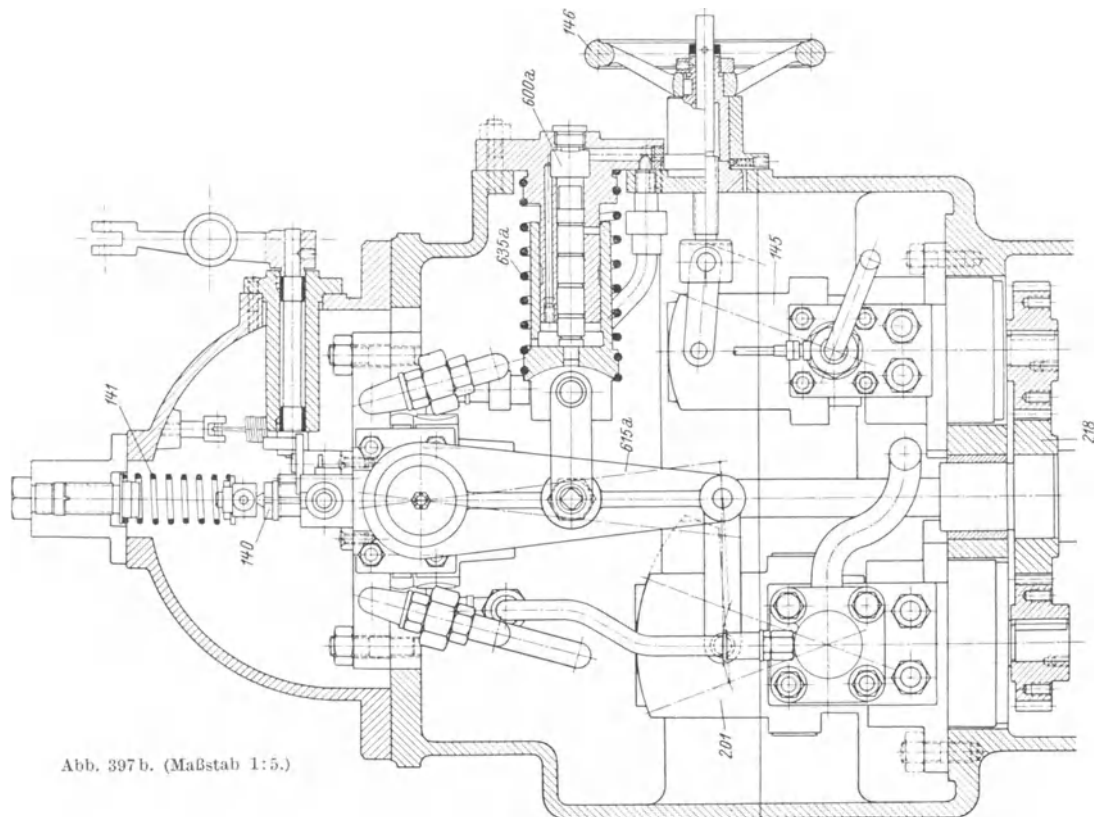


Abb. 397 b. (Maßstab 1:5.)

bremse in die Anlaßsteuerung die Füllungsgabe entgegen der auf Vollfüllung strebenden Wirkung des Druckreglers entsprechend verzögert.

e) Öldrucksteuerungen.

Dampfverbrauch und damit Wirtschaftlichkeit der Leistungserzeugung werden bei füllungs-geregelten Dampfmaschinen wesentlich mitbeeinflusst durch die Art der Ventilbewegungen, die möglichst rasch erfolgen sollen, um Drosselungen des in den Arbeitsraum eintretenden Dampfes auf kleine Kurbelwinkel zu beschränken. Dies kann insbesondere bei rasch laufenden Maschinen Beschleunigungswerte verlangen, die der Ausführung bei Gestängeantrieb der Ventile mit Rücksicht auf die ins Spiel tretenden Massenkräfte nicht unterlegt werden dürfen. Die Herabsetzung letzterer auf ein praktisch bedeutungsloses Minimum gelingt durch Anwendung der hydraulischen Übertragung der Steuerbewegungen auf die zu steuernden Ventile mittels volumetrisch arbeitender Systeme (Kolben und Gegenkolben), wobei die erwünschte Hubgeschwindigkeit durch entsprechende Abstimmung der wirksamen Kolbenflächen erzielt werden kann.

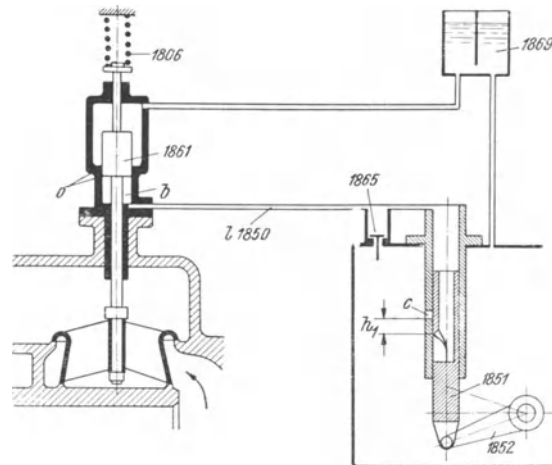


Abb. 398.

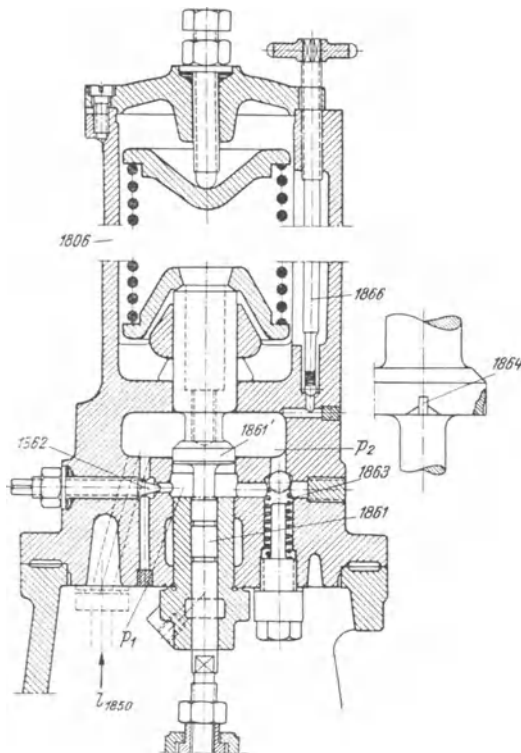


Abb. 399. (Maßstab 1:5.)

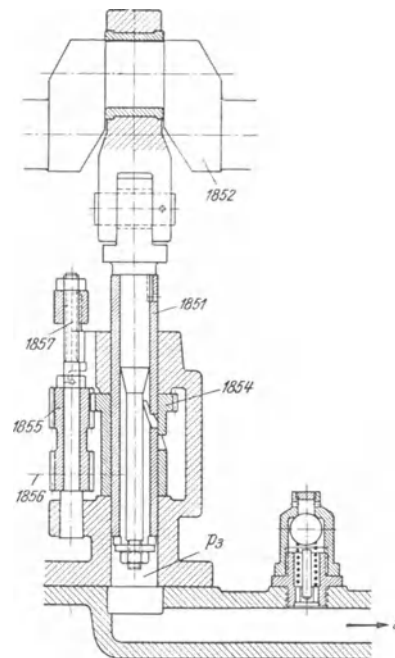


Abb. 400. (Maßstab 1:6,5.)

Bei dem in Abb. 398 dargestellten Übertragungssystem [19] wird bei Aufwärtsgang des sogenannten *aktiven* Kolbens 1851 aus seiner unteren Totlage der *passive* Kolben 1861 durch das in Raum *b* eingeförderte Öl gehoben, wobei die Überströmkannte *o* den Hub des letzteren begrenzt. Das Verhältnis der Flächen von Aktiv- und Passivkolben legt hierzu die für den Anhub erforderliche relative Winkeldrehung des mit der Umdrehungszahl schwingenden Hebels 1852 fest. Die Einföderung des Öles mit Überströmung an Kante *o* und damit die Ventileröffnung halten bis zu jenem Augenblick an, in welchem der Ausschnitt im Kolben 1851

die Abströmöffnung c erreicht (aktiver Hub h_1). Die damit eintretende Drucklosschaltung der Leitung l_{1850} und Entlastung des Raumes b führen nunmehr zum Schluß des Ventils unter Wirkung der Feder 1806 mit Rückdrängung des entsprechenden Ölvolumens.

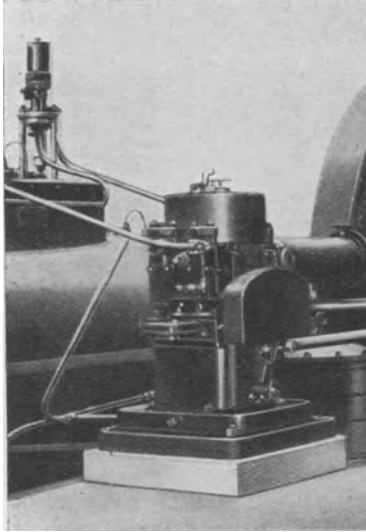


Abb. 401.

Die Vorkehrung einer schiefen Steuerkante e am Aktivkolben 1851 läßt mit einer relativen Verdrehung desselben gegen die Abströmöffnung c die Dauer der auf den Kurbelwinkel bezogenen Ventileröffnung durch Änderung des Aktivhubes h_1 beeinflussen.

Wichtig erscheint die dauernde Entlüftung des Systems, die durch die Überströmung des Steueröles an Kante o während des Aktivhubes nach dem Hochbehälter 1869 hin erzielt wird. Rückschlagventil 1865 ermöglicht die Auffüllung des Raumes hinter den Kolben 1851 während seines Abwärtshubes nach Abschluß der Entlastungsbohrung c .

In der praktischen Ausführung zeigt die Passivsteuerung eine Erweiterung, die ein praktisch stoßloses Aufsetzen des Ventils auf seinen Sitz sicherstellen soll. Hierzu taucht der wirksame Teil $1861'$ des Passivkolbens 1861 (Abb. 399) im letzten Teil des Schließhubes in einen gesonderten Raum p_1 , der nur über die Drosselstelle 1862 bzw. Rückschlagventil 1863 mit dem unmittelbar belieferten Raum p_2 in Verbindung steht. Im genannten Bereich kann daher die Abströmung des aus Raum p_1 zu verdrängenden Öles nur über die im Kolben $1861'$ untergebrachten Nuten 1864 , bzw. zuletzt nur mehr über die einstell-

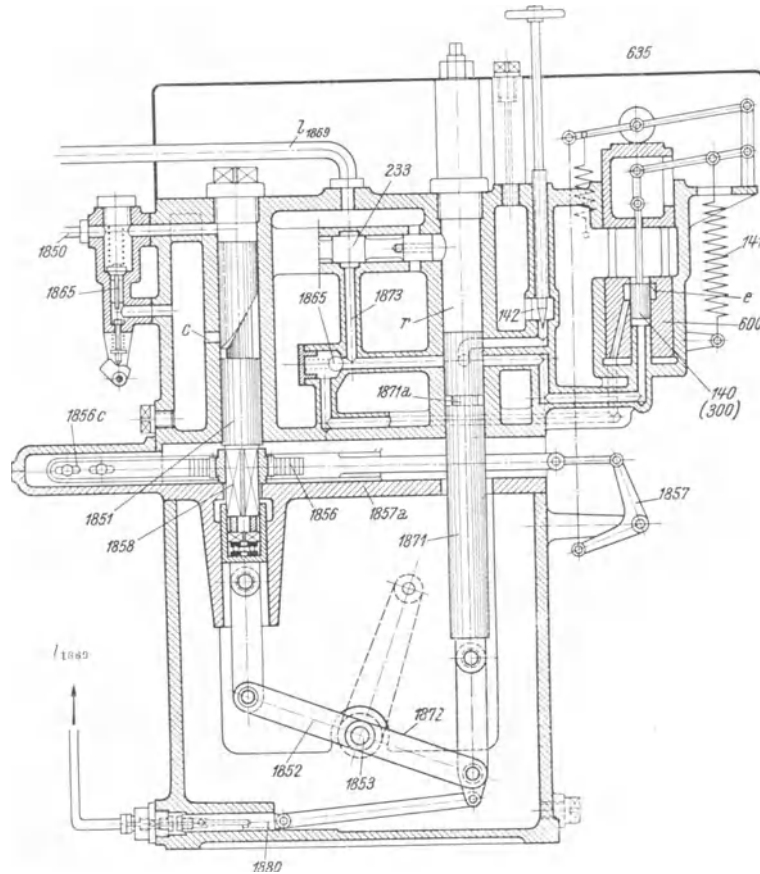


Abb. 402.

bare Drosselung 1862 erfolgen, wodurch die Ventilbewegung entsprechend verzögert wird. Rückschlagventil 1863 gewährleistet die praktisch drosselfreie Einströmung des vom Aktivkolben gelieferten Öles während des Ventilanhubes.

Die konstruktive Durchbildung des primären Teiles der Übertragungseinrichtung zur Steuerung eines Einlaßventils zeigt Abb. 400. Die Dauer der Ventileröffnung (Füllung) wird hier durch Verdrehung der Führungsbüchse 1854 über den Stirnrädertrieb 1855 von der vom Regler bewegten Zahnstange 1856 beeinflusst; die Einstellung der Voreinströmung zum Ausgleich der Füllungen oder zur Einstellung der Kompression kann fallweise durch die axiale Verschiebung der Zahntriebe 1855 über Spindel 1857 vorgenommen werden, welche sich infolge der Schrägverzahnung der Zahnstange 1856 ebenfalls in einer Verdrehung der Steuerbüchse 1854 auswirkt.

Aktives Steuergerät sowie der zugehörige Regelmechanismus werden zu einer konstruktiven Einheit gemäß Abb. 401 zusammengefaßt. Die hin und her gehende Bewegung der Aktivstempel kann entweder über eine Mehrfachkurbelwelle, die von der Steuerwelle aus angetrieben wird, abgeleitet oder in einfacherer Weise unter Verzicht auf letztere durch eine von der Maschinenwelle aus angetriebene Schwinde besorgt werden.

Den inneren Aufbau eines derartigen Steuerapparates mit Schwingantrieb zeigt Abb. 402. Man erkennt den von Welle 1853 über Gestänge 1872 angetriebenen Pumpkolben 1871, der zur getrennten Förderung von Arbeits- und Steuerflüssigkeit dadurch befähigt wird, daß das aus dem Pumpraum r in den Druckkanal 1873 eingeförderte Öl bei Vorbeigleiten der Nut 1871a in Kolben 1871 nach dem gedrosselten Nebenauslaß 142 (Drehzahlverstellung), bzw. nach dem Meßkolben 140 strömen kann, während des übrigen Teiles des Kolbenhubes hingegen über Rückschlagventil 1865 unter den Arbeitskolben 600 treten muß. Die Bewegungen des unter einseitiger Kraft der Feder 635 stehenden Arbeitskolbens 600, der in bereits erläuteter Weise dem Meßkolben 140 folgt, werden über Gestänge 1857 auf die Zahnstange 1856 übertragen, die ihrerseits über die Vierkantführung 1858 den an Schwinde 1852 gekuppelten Aktivkolben 1851 verdreht.

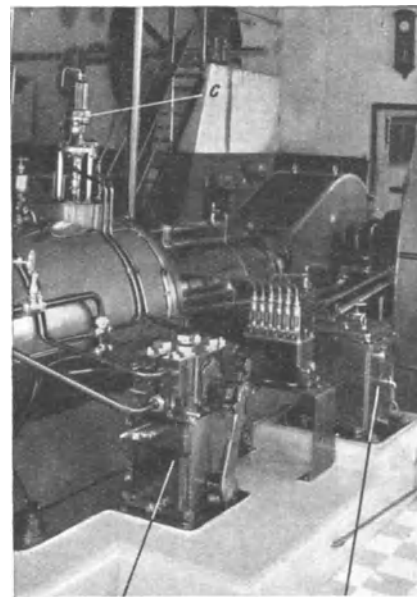


Abb. 403.

Die Einstellung des Voreintrittes erfolgt hier durch relative Verschiebung der Zahnstange 1856 auf ihrer vom Regler bewegten Unterlage 1857a (Klemmverbindung 1856c). Hilfspumpe 1880 sorgt während des Betriebes für die Rückförderung von Lecköl in den Hochbehälter 1869 und damit in den Arbeitskreis.

Für die Aktivkolben der *Auslaß*ventile ist nur die Handeinstellung der Schlitzlage relativ zur Abströmbohrung c zur Einstellung der Kompression vorgesehen.

Der Schnellschluß wirkt auf die Einlaßventilbetätigung als letztes Glied der Steuerung durch Entlastung der Druckleitung l_{1850} , wozu Rückschlagventil 1865 mit einer einem Sicherheitsregler oder anderen Überwachungseinrichtung zu unterstellenden Anhubvorrichtung 1866 versehen ist.

Das vorangehend besprochene Steuergerät stellt die Vereinigung der Teile der aktiven Steuerung mit jenen eines normalen Reglers dar. Es liegt, wie bereits wiederholt ausgeführt, im Sinne einer rationellen Herstellung, den Primärteil des hydraulischen Übertragungsmechanismus als zusätzliche Einrichtung zum normalen Regler auszuführen. Abb. 403 zeigt eine derartige Auslegung, bei welcher sinngemäß der Ausstattung des Steuerapparates mit Schwingantrieb der Regler in Abwandlung der Auslegung nach Abb. 394 ebenfalls mit diesem versehen ist.

Zweiter Teil.

Die Theorie der selbsttätigen Wasserturbinenregelung.**A. Druckschwankungen in geschlossenen Wasserführungen.****a) Allgemeines.**

Durch Betätigung von Regulier- oder Absperrrichtungen im Zuge von Rohrleitungen wird der Fließzustand der geschlossen geführten Wassersäule verändert. Damit entstehen in der Leitung Druckschwankungen, die sich hinsichtlich Höchstwert und Verlauf nach der Konstruktion der Leitung, dem Strömungszustand zu Beginn der Störung sowie nach dem Ablauf letzterer richten. Die Kenntnis des allgemeinen Zusammenhanges zwischen Druckänderung und verursachender Störung bietet die Möglichkeit, den Regulier- bzw. Absperrorganen derartige Bewegungsgesetze vorzuschreiben, daß der mit Rücksicht auf eine wirtschaftliche Auslegung von Turbine und Rohrleitung gewählte Höchstdruck bei allen betriebsmäßig möglichen Ereignissen auch tatsächlich nicht überschritten wird.

Zu den Vorgängen, die sich aus der Eigenart des Verbrauchers herleiten können, treten im Falle der überwiegend anzutreffenden elektrischen Übertragung und Verteilung der Energie in Form des Netz- und Gemeinschaftsbetriebes Störungsmöglichkeiten allgemeinerer Geltung. Hierzu gehört in erster Linie die Auswirkung von Kurzschlüssen, welche zu einer Aneinanderreihung eines Öffnungs- und Schließvorganges führen können, falls durch den Leistungsbedarf der Kurzschlußschleife eine erhöhte Belastung des Maschinensatzes vor Ablauf der Kurzschlußauslösung und Abtrennung des Maschinensatzes vom Netz erzwungen wird. Zwischen den im Parallelbetrieb verbleibenden Maschinensätzen können sich nach Abschalten des Kurzschlusses gelegentlich der allmählichen Wiedersynchronisierung zwischen den einzelnen Kraftwerken Schwebungsvorgänge einstellen, welche ebenfalls zu Leistungsänderungen und den damit verbundenen wiederholten Öffnungsänderungen der selbsttätigen Regelungseinrichtungen führen können.

Von den an die besondere Art des Verbrauchers gebundenen Störungsmöglichkeiten erscheinen periodische Lastwechsel bemerkenswert, wie sie z. B. im Bahnbetrieb möglich sind, da auch diese zu einer Aufschaukelung der Druckschwankungen führen können, falls ihre Frequenz zeitweilig mit der Reflexionsfrequenz der Leitung übereinstimmt. Damit dürfte zur Genüge dargetan sein, daß jene Reguliervorgänge, die aus der einfachen Zu- oder Abschaltung der Last hervorgehen, nur im Falle eines ruhigen Einzelbetriebes mit direkter mechanischer Kraftübertragung die Grundlage für die Bemessung der Regelgeschwindigkeiten von Rohrleitungsturbinen abgeben können.

Annahme und Einschätzung der Wahrscheinlichkeit betriebsmäßig zu erwartender Ereignisse werden sich auf die Erfahrungen an ähnlichen Anlagen zu stützen haben. Auf die konstruktiven Maßnahmen, die zur Verwirklichung bestimmter Bewegungsgesetze der Reguliereinrichtungen getroffen werden, ist in den vorangehenden Abschnitten wiederholt hingewiesen worden.

Zeichenerklärung.

a) Beifügungen (Indizes).

Folge: Ort—Zeit—System.

Bedeutung:

t	laufender Zeitwert;
i	i^{te} Phase;
x	laufender Ort (vom unteren Rohrende gemessen);
A	unteres Rohrende;
E	oberes Rohrende (bzw. Verzweigungspunkt bei Rohrsystemen, Wasserschloßbasis);
B	äußeres Stollenende (äußeres Rohrende bei zusammengesetzten Leitungen);
D	freier Wasserschloßspiegel;
0, 1, 2 ..	bestimmte Werte der Variablen (ort- oder zeitgebunden);
$I, II \dots$	Systeme.

b) Bezeichnungen.

(,, $\bar{\quad}$ “ kennzeichnet Beharrungs- bzw. Konstantwerte.)

$\bar{H}_0, \bar{H}_s, \bar{H}_a, \bar{H}_A, \bar{H}_E$ (m)	Statische Gefälle (Gesamt-, Saug-, Druckgefälle);
\bar{h}	bezogenes statisches Gefälle;
\bar{H}_w (m)	Verlust- (Widerstands-) Höhe;
$R = \bar{H}_w/C^2$	Rohrreibungskoeffizient;
\bar{H}_x (m)	statisches Gefälle an der Rohrstelle x ;
H_{xt} (m)	wirksames Gefälle am Ort x zur Zeit t ;
$H_{xt} - \bar{H}_x = h_{xt}$ (m)	Unterschied gegenüber dem statischen Gefälle;
$\zeta_{xt} = h_{xt}/\bar{H}_0$	bezogener Gefällsunterschied;
f_a, f, F (m ²)	Ausfluß-, Rohr-, Wasserschloß-Querschnitt;
L (m)	Rohrlänge;
\bar{C}_0 (msek ⁻¹)	größte Wassergeschwindigkeit in der Rohrleitung;
C_{xt} (msek ⁻¹)	laufender Geschwindigkeitswert in der Rohrleitung (V_{xt} ... im Auslaufquerschnitt);
$c_{xt} = C_{xt}/\bar{C}_0$	bezogene laufende Geschwindigkeit;
\bar{Q}_0 (m ³ sek ⁻¹)	größte Wassermenge;
Q_{xt} (m ³ sek ⁻¹)	laufende Wassermenge;
$q_{xt} = Q_{xt}/\bar{Q}_0, \bar{q}$	bezogene laufende Wassermenge, bezogene Beharrungswassermenge ($\zeta = 0$);
q_ψ	bezogene Wassermenge bei bezogener Öffnung;
ψ_a, ψ	Ausflußöffnung — bezogen auf Rohrquerschnitt, bzw. auf größte Ausflußöffnung;
J (kgsek)	Impulsinhalt;
i (kgsek)	Impulsstrom;
P_a (kg)	äußere Kraft;
γ (kgm ⁻³)	spezifisches Gewicht;
g (msek ⁻²)	Erdbeschleunigung;
$m = \frac{10}{3}$	Querkontraktionskoeffizient;
E	Elastizitätsmodul;
$E_s = 2 \cdot 10^{10}$	Elastizitätsmodul für Stahl;
$E_w = 2,07 \cdot 10^8$	Elastizitätsmodul für Wasser;
T_S (sek)	Schlußzeit für den vollen Hub des Regelorgans;
$T_r = \frac{L \bar{C}_0}{g \bar{H}_0}$ (sek)	Anlaufzeit der Rohrleitung;
$T_L = \frac{L}{a}$ (sek)	Laufzeit der Rohrleitung;
$2 T_L = \frac{2L}{a}$ (sek)	Reflexionszeit;
a (msek ⁻¹)	Laufgeschwindigkeit;
$\tau_n = \frac{L_n}{a_n}$ (sek)	Teillaufzeiten;
t_n (sek)	Reflexionszeit (Zeit, die die primäre Störung oder ihre Abwandlungen benötigen, um an die Ausgangsstelle zurückzukehren);
$\varrho = \frac{a \cdot \bar{C}_0}{g \bar{H}_0}$	Rohrcharakteristik;
r	Reflexionsfaktor;
s	Durchgangsfaktor.

b) Die Ermittlung der Druckschwankungen unter Berücksichtigung der Elastizität von Wasser und Rohrwandung.

1. Verfahren.

Die zur Bestimmung der Druckschwankungen bekanntgewordenen Verfahren stützen sich fast zur Gänze auf die von ALLIÈVI aufgestellte Theorie des Druckstoßes; hinsichtlich letzterer sowie der Entwicklung der daraus abgeleiteten Ergebnisse und Verfahren muß auf das umfangreiche Schrifttum verwiesen werden.¹ Hingegen seien die im einzelnen unterlegten Voraussetzungen zur Kennzeichnung des zulässigen Anwendungsgebietes besonders hervorgehoben.

Die ALLIÈVISCHE Gleichung

$$C_{xt} = -\frac{g}{a} \left[\Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) - \Phi_1 \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] + C_{0t}, \quad (1)$$

$$h_{xt} = \Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) + \Phi_1 \left(t + \frac{x}{a} \right)$$

beschreibt nun Zustände, die mit der Geschwindigkeit a entgegengesetzt der Strömung, bzw. in ihrem Sinne fortschreiten und zu deren eindeutigen Festlegung die Bestimmung der Integrationskonstanten, als welche die beiden beliebigen Funktionen Φ und Φ_1 anzusehen sind, auf Grund der Randbedingungen — den gleichzeitig möglichen Zuständen von Druck und Geschwindigkeit an den Funktionsgrenzen — erforderlich ist. Physikalisch gedeutet geht der die Störung einleitende Impuls mit der Geschwindigkeit a dem anderen Ende der Leitung zu, um in der Folge, an den Leitungsenden jeweils nach den dort geltenden Grenzbedingungen modifiziert, in der Leitung hin und her zu wandern. Die Strömungsentwicklung kann daher nur in Abschnitten, die der Laufzeit des Störungsimpulses von einer Grenze zur anderen entsprechen, stetig erfolgen, wobei in diesen Zeiträumen dem Strömungszustand eine an sich willkürliche Grenzbedingung aufgeprägt wird; letztere läßt sich analytisch durch das Gleichungspaar

$$H_{0t} = \Psi_0(C_0, t) \quad (2)$$

$$H_{Lt} = \Psi_L(C_L, t)$$

darstellen. Statische Drücke überlagern sich (92) den korrespondierend in der horizontalen Leitung gleicher Länge auftretenden Druckänderungen, welche letztere aus den Zustandsgleichungen

$$h_{xt} = \Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) + \Phi_1 \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad (3)$$

$$C_{xt} = -\frac{g}{a} \left[\Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) - \Phi_1 \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] + \bar{C}_0$$

folgen und können damit in der Folge unberücksichtigt bleiben.

Wertvolle Beziehungen zwischen den aufeinanderfolgenden Teillösungen gehen aus der Anwendung des Gleichungspaares (3) auf die Ränder des Funktionsbereiches hervor. Für den Zustand am unteren Rohrende zur Zeit $t = t_0$ gilt

$$h_{0t_0} = \frac{a}{g} (C_{0t_0} - \bar{C}_0) + 2\Phi(t_0), \quad (3a)$$

für den Zustand am Ende der Leitung $x = L$ zur Zeit t_1

$$h_{Lt_1} = \frac{a}{g} (C_{Lt_1} - \bar{C}_0) + 2\Phi \left(t_1 - \frac{L}{a} \right). \quad (3b)$$

Wird nun $t_1 = t_0 + L/a$ gewählt, also die Betrachtung des Zustandes an der Stelle $x = L$ nach Ablauf jener Zeitspanne vorgenommen, die der Laufdauer eines Störungsimpulses von der Stelle $x = 0$ nach $x = L$ entspricht, ergibt sich als Folge der Übereinstimmung der Werte der Funktion Φ

$$h_L - h_{0t_0} = +\frac{a}{g} (C_{Lt_1} - C_{0t_0}). \quad (4a)$$

¹ S. Literaturverzeichnis.

Sinngemäß läßt sich die Bindung der Zustandswerte am unteren Ende der Leitung an jene um die Laufzeit zurückliegenden am oberen Rohrende gemäß

$$h_{0t_2} - h_{Lt_1} = -\frac{a}{g} (C_{0t_2} - C_{Lt_1}), \quad t_2 = t_1 + \frac{L}{a} \quad (4b)$$

herleiten.

Gleichzeitige Werte der Zustandsgrößen haben die an den Grenzen des Funktionsbereiches geltenden Randbedingungen zu erfüllen.

Durch Unterlegung mehr oder weniger zutreffender Voraussetzungen für letztere kann die Durchführung des analytischen Verfahrens wesentlich vereinfacht werden. Hierzu gehört in erster Linie die Annahme, daß die Leitung von einem als unendlich groß vorausgesetzten Einlaufbecken ausgeht, also eine vollständige Reflexion der am oberen Ende ankommenden Druckwellen eintritt, in welchem Falle

$$h_{Lt} = 0 \text{ (unabhängig von } t)$$

vorausgesetzt werden kann. Dies bedingt nach Gleichung (3)

$$\Phi\left(t_1 - \frac{L}{a}\right) = -\Phi_1\left(t_1 + \frac{L}{a}\right),$$

bzw. mit $t_1 + L/a = t_2$

$$\Phi_1(t_2) = -\Phi\left(t_2 - \frac{2L}{a}\right).$$

Der Zustand am unteren Ende der Rohrleitung wird dann durch die Gleichung

$$h_{0t} = -\frac{a}{g} (C_{0t} - \bar{C}_0) - 2\Phi\left(t - \frac{2L}{a}\right) \quad (5)$$

beschrieben, welche zusammen mit der unteren Randbedingung Gleichung (2) den augenblicklichen Strömungszustand am unteren Rohrende aus dem um die Zeit $2L/a$ zurückliegenden Strömungszustand an eben derselben Stelle bestimmen läßt.

Bei der praktischen Anwendung ist zunächst der Verlauf der Zustandsgrößen am unteren Rohrende während der Zeit $0 < t < \frac{2L}{a}$ festzustellen, wofür entsprechend $\Phi_1 = 0$

$$h_{0t} = \Phi(t) = -\frac{a}{g} (C_{0t} - \bar{C}_0)$$

gilt, während in den folgenden, durch $\frac{2L}{a} < t < \frac{4L}{a}$, $\frac{4L}{a} < t < \frac{6L}{a}$ usw. definierten Zeitabschnitten in der nunmehr maßgebenden Gleichung (5) für die Strömungsentwicklung der Wert der Funktion $\Phi\left(t - \frac{2L}{a}\right)$ aus den in den vorhergehenden Phasen berechneten Werten der Funktion Φ einzuführen ist. Diese Gleichung ist zur eindeutigen Bestimmung der Zustandsgrößen zur Zeit t am unteren Rohrende mit der dort gleichzeitig bestehenden Randbedingung zu kombinieren und so auf dem Wege der Staffelrechnung der Verlauf der Druckänderung am unteren Rohrende unter Berücksichtigung der vorgegebenen Abhängigkeit der Zustandsgrößen zu ermitteln.

Dieser Rechnungsvorgang findet seinen analytischen Ausdruck in der Rekursionsformel

$$h_i = \Phi_i + \Phi_{1i} = -\frac{a}{g} (C_i - \bar{C}_0) - 2 \sum_1^{i-1} h_i. \quad (6)$$

Bezieht man zweckmäßig h_i auf das Normalgefälle \bar{H}_0 und bezeichnet den bezogenen Wert mit ζ_i , kann Gleichung (6) mit Unterlegung der den freien Ausfluß charakterisierenden Randbedingung

$$C_i \cdot f = V_i f_{a(i)} = V_i \cdot \psi_a f^1$$

$$V_i = \sqrt{2g(\bar{H}_0 + h_i)}$$

¹ ψ_a berücksichtigt sowohl das Flächenverhältnis $f_{a(i)}/f$ sowie auch die Änderung des Kontraktionskoeffizienten. (V_i = Ausflußgeschwindigkeit; $\bar{C}_0 = \bar{\psi}_0 \cdot \bar{V}_0 = \bar{\psi}_0 \cdot \sqrt{2g\bar{H}_0}$, $\bar{\psi}_0 = f_{a\max}/f$)

auf die analytisch und graphisch leicht auszuwertende Form

$$\zeta_i = \varrho \left(1 - \psi_i \sqrt{1 + \zeta_i} \right) - 2 \sum_1^{i-1} \zeta_i \quad \left(\psi_i = \frac{f_a^{(i)}}{f_a^{\max}} \right) \quad (7)$$

gebracht werden. Auf zwei um $2 T_L = 2 L/a$ auseinanderliegende Zustände angewendet, folgt die Rekursionsformel

$$\varrho \cdot \psi_i \sqrt{1 + \zeta_i} + \zeta_i = \varrho \cdot \psi_{i-1} \sqrt{1 + \zeta_{i-1}} - \zeta_{i-1}; \quad (7a)$$

eine Gleichung, welche aus dem bekannten Zustand am Ende der $(i - 1)$ ten Phase und dem am Ende der i ten Phase bestehenden Öffnungswert ψ_i den zugehörigen Wert des Druckes ζ_i errechnen läßt; damit kann der Druckverlauf als Funktion der jeweiligen Öffnung, implizit als Funktion der Zeit, dargestellt werden.

Unter der weiter einschränkenden Voraussetzung, daß die Ausflußöffnung zeitlich *linear* verändert wird, können ohne Durchführung der vorbezeichneten Rechnung Aussagen über den Druckverlauf am unteren Rohrende gemacht werden. Für die Dauer der mit konstanter Geschwindigkeit erfolgenden Verringerung des Ausflußquerschnittes, der voraussetzungsgemäß auch eine lineare Änderung der auf das Normalgefälle bezogenen Ausflußmenge entsprechen soll, strebt der Druck am unteren Rohrende einem Grenzwert zu, der in Übereinstimmung mit dem im unelastischen System auftretenden Höchstdruck ζ_m bei gleichem Verlauf der Öffnungsänderung steht.¹

Hier weggelassene Überlegungen zeigen, daß eine immer gleichsinnige Annäherung des Druckes an den genannten Grenzwert — wonach dieser auch für das elastische System als Höchstwert anzusehen wäre — nur für $\varrho \psi_0 > 3$ zu erwarten ist, während bei $\varrho \psi_0 < 2$ ein absolutes Druckmaximum am Ende der ersten Phase eintritt. Für Werte von $\varrho \psi_0$ zwischen den Grenzen 2 bis 3 kann $\zeta_1 \leq \zeta_m$ sein.

Für lineare *Eröffnung* ist in den Bereichen

$$\begin{aligned} 0 < \varrho \psi_0 < 1 & \quad \zeta_1 > \zeta_m \\ 2 < \varrho \psi_0 < \infty & \quad \zeta_1 < \zeta_m \end{aligned}$$

zugeordnet.

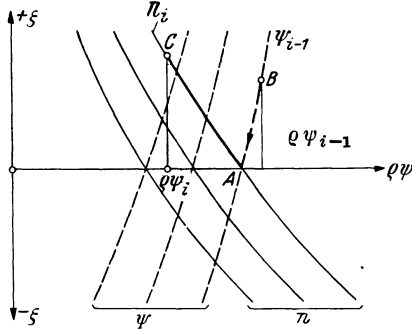


Abb. 404.

folgen müssen, die mit Vorteil durch nomographische Verfahren ersetzt wird. Hierzu hat KREITNER (90) der Gleichung (7a) eine rein mathematische Deutung gegeben, indem er jede ihrer Seiten als eigene Funktion auffaßt und diese in einem $\zeta, \varrho\psi$ -Koordinatensystem zur Abbildung bringt.

$$\begin{aligned} II_i &= \varrho \psi_i \sqrt{1 + \zeta_i} + \zeta_i, \\ \Psi_i &= \varrho \psi_i \sqrt{1 + \zeta_i} - \zeta_i. \end{aligned}$$

Zwei zeitlich um die Reflexionszeit auseinanderliegende Zustände mit den Öffnungswerten ψ_{i-1} bzw. ψ_i werden daher durch die Bedingung

$$II_i = \Psi_{i-1}$$

miteinander verknüpft; gemäß dieser Gleichung müssen sich zusammengehörige II - und Ψ -Kurven auf der $\zeta = 0$ -Achse schneiden (Abb. 404).

Aus dem für den Öffnungswert ψ_{i-1} bekannten Druckzustand ζ_{i-1} (B) wird durch Verfolgung der durch diesen gehenden Ψ -Kurve bis zur Abszissenachse und der dort kreuzenden II -Kurve bis zur Abszisse $\varrho \psi_i$ der Druckzustand am unteren Rohrende zu der um $\frac{2L}{a}$ später liegenden Zeit erhalten (C).

Für den Verlauf in der ersten Phase $0 < t < \frac{2L}{a}$, für welche die Druckänderung ihren Ausgang von dem zu Beginn des Störungsvorganges geltenden Öffnungswert nimmt, ist die durch

$$^1 \zeta_m = \frac{\tau_r}{2} \cdot [\tau_r \pm \sqrt{\tau_r^2 + 4}] \quad \text{mit} \quad \tau_r = \frac{T_r}{T_s}. \quad (91)$$

diesen Punkt gehende Π -Kurve bis zu den im Zeitpunkte $\frac{2L}{a}$ erreichten Öffnungswert maßgebend (Linienzug $A-C$, $\zeta_{i-1} = 0$).

Durch entsprechende Festlegung der im Zeitabstande $\frac{2L}{a}$ eintretenden Öffnungswerte $\varrho\psi$ kann ohne weiteres ein bestimmtes, an sich willkürliches Gesetz der Änderung des Ausflußquerschnittes der Untersuchung des Verlaufes der Druckschwankungen unterlegt werden. Die das Schließgesetz primär festlegende Bestimmungsgröße, die Zeit, geht hierbei, implizite ausgedrückt durch die entsprechenden Öffnungswerte, in den Gang der Berechnung ein.

Gleichung (7a) gestattet jedoch in der Umformung

$$\psi_i \sqrt{1 + \zeta_i} - \psi_{i-1} \sqrt{1 + \zeta_{i-1}} = - \left(\frac{\zeta_i}{\varrho} + \frac{\zeta_{i-1}}{\varrho} \right) \quad (7b)$$

eine andere Interpretation, die eindringlicher den physikalischen Sinn des Problems hervortreten läßt (83, 92). Die Glieder $\psi \sqrt{1 + \zeta}$ können nach Gleichung (7) als die bezogenen Geschwindigkeiten $\frac{C_i}{C_0} = c_i$ gedeutet und durch Kurvenscharen im $\psi, (c) - \zeta$ -Diagramm abgebildet werden; damit erscheint das Ausflußgesetz, also die untere Randbedingung, nomographisch erfaßt. Die obere Randbedingung $\zeta_{L t} = 0$ wird sinngemäß durch die Abszissenachse dargestellt.

Dem Aufbau der Gleichung (7b) entsprechend, wird aus dem bekannten, auf der Kurve der $i - 1$ ten Randbedingung liegenden Druckzustand ζ_{i-1} durch den unter dem Winkel $\alpha = \arctan \varrho$ einfallenden und an der Abszissenachse (obere Grenzbedingung) reflektierten Strahl im Schnitt mit der Kurve der i ten unteren Grenzbedingung der am Ende der i ten Phase herrschende Druck gefunden. Die Richtigkeit der Zuordnung kann leicht an Hand der Gleichung (7b) aus den Darstellungen der Abb. 405 überprüft werden.

Das Gesetz der zeitlichen Veränderung des Auslaufquerschnittes findet hier seinen Ausdruck durch die Hervorhebung jener Randbedingungen, die den im zeitlichen Abstand $\frac{2L}{a}$ einander folgenden Öffnungswerten entsprechen.

Während die bisher angegebenen graphischen Verfahren durch besondere Grenzbedingungen (d. s. unendlich großes Einlaufbecken, freier Auslauf) eingeschränkt sind, gelingt nach SCHNYDER (94) die Ermittlung der Druckschwankungen unter beliebigen allgemeinen Randbedingungen durch graphische Darstellungen dieser in einem $h-C$ -Koordinatensystem und Übertragung der Aussage der Zustandsgleichung (4a, b) in diese Darstellung (Abb. 406). Die Randbedingungen Gl. (2) lassen sich immer als Kurvenscharen (A, E) mit der Zeit als Parameter abbilden. Gleichung (4a) kann, wenn h_{Lt} und C_{Lt} sinngemäß als laufende Koordinaten aufgefaßt werden, als Gerade mit der Neigung $+a/g$ durch den Punkt h_t, C_t gehend, dargestellt werden. Der Schnittpunkt dieser Geraden (g) mit der zur Zeit $t_1 = t_0 + L/a$ geltenden oberen Grenzbedingung E_{Lt} legt daher den Zustand am oberen Rohrende zur Zeit t_1 eindeutig fest. In übereinstimmender Auslegung der Gleichung (4b) ergibt sich aus dem bekannten Zustand am oberen Rohrende der Zustand am unteren Leitungsende zu einer um L/a fortgeschrittenen Zeit aus den Koordinaten des Schnittpunktes der daselbst augenblicklich geltenden Randbedingung mit der unter der Neigung $-a/g$ durch den Abbildungspunkt des Ausgangszustandes am oberen Rohrende gelegten Geraden (j).

Ungünstige Voraussetzungen für die Leitungstrasse, insbesondere die Notwendigkeit einer längeren flachen Führung der Rohrleitung im oberen Teile, lassen es wünschenswert erscheinen, den Druckverlauf in diesem Teile der Leitung zu erfassen, nachdem unter den genannten Vor-

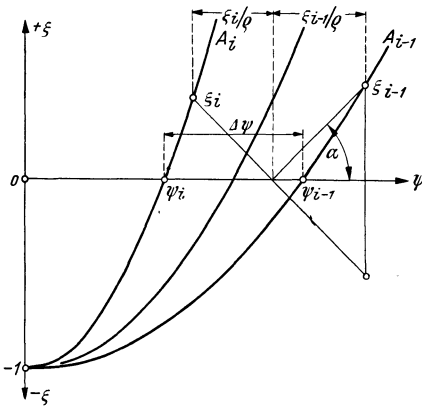


Abb. 405.

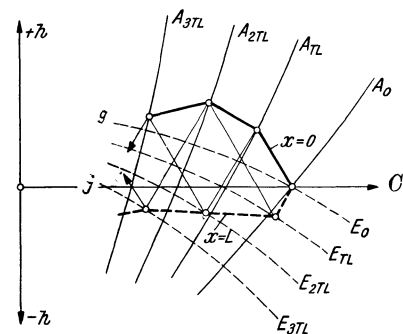


Abb. 406.

aussetzungen die bei einer Durchflußänderung entstehenden Über- bzw. Unterdrücke ein Mehrfaches des dort herrschenden statischen Gefälles erreichen können. Derartige Verhältnisse sind grundsätzlich in Abb. 407 dargestellt, in welcher über der gestreckten Rohrleitungslänge der

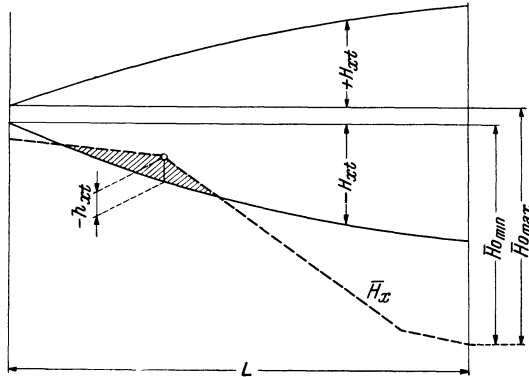


Abb. 407.

Verlauf der statischen und maximalen dynamischen Drücke bei einer Vergrößerung des Leitungsdurchflusses aufgetragen ist, wobei daran erinnert sei, daß die dynamischen Druckänderungen in einer unter Gefälle verlegten Leitung unter sonst gleichen Bedingungen mit jenen übereinstimmen, die an der korrespondierenden, d. i. gleichweit vom Rohrauslauf entfernten Stelle in der horizontalen Leitung gleicher Länge auftreten. Wie daraus hervorgeht, können insbesondere an den Knickstellen der Leitung im Gefolge von Durchflußsteigerungen Unterdrücke auftreten, die infolge des geringen statischen Überdruckes zum Abreißen

der Wassersäule und damit zu schweren Beanspruchungen der Rohrleitung führen können. Ähnliche Verhältnisse können sich auch ergeben, falls im Zuge der Rohrleitung selbsttätige Absperrorgane (Rohrbruchklappen) angeordnet sind.

Die sinngemäße Anwendung der Gleichung (4) führt zu einfachen Beziehungen zur Bestimmung des Strömungszustandes an beliebiger Stelle der Rohrleitung. Die beiden Gleichungen

$$\zeta_{xt} - \zeta_0\left(t - \frac{x}{a}\right) = \varrho \left[c_{xt} - c_0\left(t - \frac{x}{a}\right) \right] \quad (8a)$$

$$\zeta_{xt} - \zeta_L\left(t - \frac{L-x}{a}\right) = -\varrho \left[c_{xt} - c_L\left(t - \frac{L-x}{a}\right) \right] \quad (8b)$$

erlauben in einfacher Weise die Bestimmung des im Zeitpunkte t an der Stelle x herrschenden Strömungszustandes aus bekannten Zuständen an den beiden Rohrenden, die um die Laufzeit

von diesen zur betrachteten Stelle früher liegen, indem durch die diese Zustände abbildenden Punkte $\zeta_0\left(t - \frac{x}{a}\right) / c_0\left(t - \frac{x}{a}\right)$, $\zeta_L\left(t - \frac{L-x}{a}\right) / c_L\left(t - \frac{L-x}{a}\right)$ der graphischen Darstellung mit der Neigung $+\varrho$, bzw. $-\varrho$ die entsprechenden Zuordnungsgeraden gezogen und zum Schnitt gebracht werden (Abb. 408).

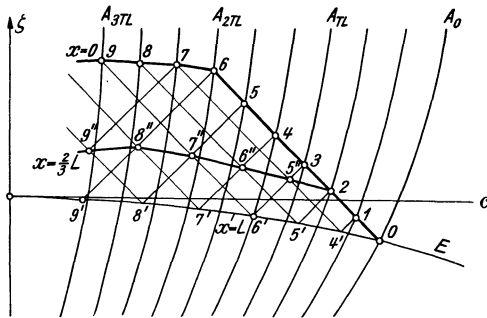


Abb. 408. Ermittlung des Zustandes im Punkt $x = 2L/3$ bei einem Schließvorgang mit Berücksichtigung der Einlaufverluste.

Laufzeit der Leitung $T_L = 3$ Zeiteinheiten,
 Teillaufzeit $A \rightarrow x \tau_A = 2$ „
 „ $L \rightarrow x \tau_E = 1$ Zeiteinheit
 z. B.: $4_A \rightarrow 6_{x''}$, $5'_E \rightarrow 6_{x''}$.

2. Innere Randbedingungen.

Während bei glattem Verlauf der Rohrleitung an der Stelle x ein und derselbe Zustand der Strömung zur Zeit t aus der oberen und unteren Randbedingung her abgeleitet eintreten muß, sind im Falle eines Einbaues mit gefällsverbrauchender Wirkung (Absperrorgan oder Turbine) die Druckhöhen vor und hinter dieser Stelle des Energiezuges durch die gleichzeitigen Werte des augenblicklichen Gefällsunterschiedes verknüpft. Letzterer kann allgemein als Funktion der an der betrachteten Stelle herrschenden Geschwindigkeit (Durchflußwassermenge), bzw. der Zeit in der Form

$$h_{ct} = f_1(C, t)$$

ausgedrückt und ebenfalls im $h-C$ -Diagramm durch eine Kurvenschar mit der Zeit als Parameter dargestellt werden. Der darnach zu bestimmende Gefällsunterschied

$$h_{xt}^E - h_{xt}^A = h_{ct}$$

tritt zu dem für die Zustände vor, bzw. nach dem Energieentzug geltenden Gleichungen

$$h_{xt}^A - h_{0(t-\tau_A)} = \frac{a}{g} [C_{xt}^A - C_{0(t-\tau_A)}]$$

$$h_{xt}^E - h_{L(t-\tau_E)} = -\frac{a}{g} [C_{xt}^E - C_{L(t-\tau_E)}] \quad \text{mit } \tau_A = \frac{x}{a}, \tau_E = \frac{L-x}{a}$$

zur eindeutigen Festlegung des Strömungszustandes.

Die Aussage der Gleichung (8) wird in die graphische Lösung nach SCHNYDER durch die in Abb. 409 dargestellte Konstruktion übertragen. Hierzu wird mittels der aus den Zuständen zu den Zeiten $t-\tau_A$ am unteren, bzw. $t-\tau_E$ am oberen Rohrende gezogenen Zuordnungsgeraden g_t und j_t aus deren Ordinaten-differenz die Hilfsgerade h entwickelt und mit der augenblicklich geltenden Gefällsdifferenzkurve h_{ct} zum Schnitt gebracht. Durch die Koordinaten dieses Punktes erscheinen Durchflußgeschwindigkeit und Gefällsunterschied entsprechend der Charakteristik der eingebauten Drosselstelle gegeben und, nachdem die Zustände h_{xt} , C_{xt} auf den zugehörigen Zuordnungsgeraden liegen müssen, die Druckhöhen h_{xt}^A , h_{xt}^E bestimmt.

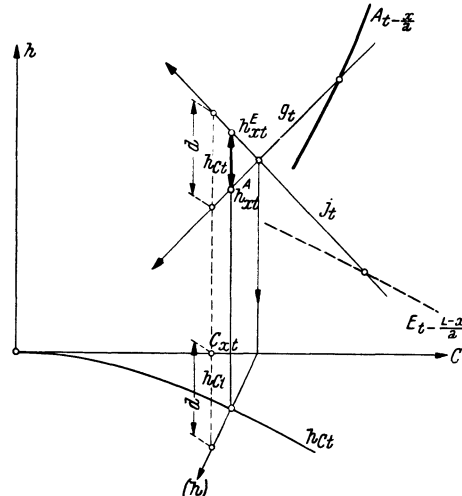


Abb. 409.

Falls der Energieentzug an der Stelle x durch eine Turbine erfolgt, also Leitungsteil $E-x$ als Druckrohr, $x-A$ als Saugrohr¹ anzusprechen sind, ist zu beachten, daß der Zustand in E und A die Bedingung

$$\bar{\zeta}_E = \bar{\zeta}_A = 0$$

unabhängig von q_E (c_E) und q_A (c_A) zu erfüllen hat, falls Ober- und Unterwasserspiegel als unveränderlich angenommen werden, bzw. örtliche Drosselungen in E und A nicht erfolgen. Im Schnitte der wie vorerwähnt ermittelten Hilfsgeraden h mit der zur Zeit t geltenden Charak-

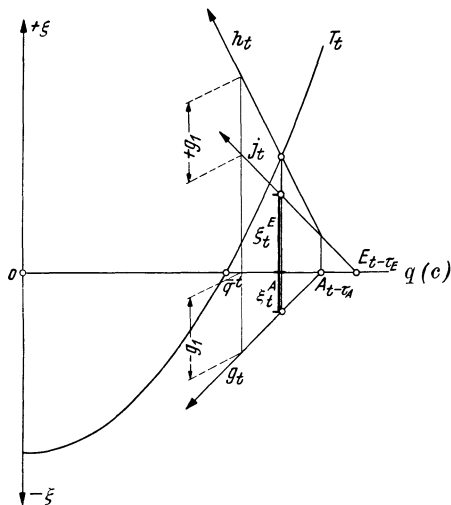


Abb. 410.

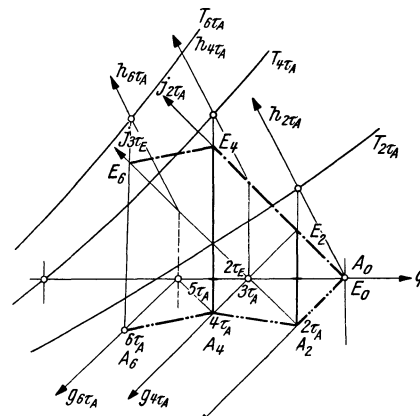


Abb. 411.

teristik T_t der Strömungsmaschine (innere Randbedingung) findet sich aus dem um die Laufzeit τ_E bzw. τ_A zurückliegenden Zustand in E bzw. A die Druckerhöhung vor der Turbine ζ_t^E bzw. Druckerniedrigung im Saugrohr ζ_t^A (Abb. 410).

Im allgemeinen werden die Laufzeiten τ_A und τ_E voneinander verschieden sein. In Abb. 411 ist die Bestimmung korrespondierender Zustände in A und E unter der Voraussetzung, daß

¹ Die nachfolgenden Betrachtungen werden natürlich nur bei Einbau der Turbine innerhalb einer längeren Leitung, wie dies etwa bei Wasserwerksanlagen der Fall sein kann, bedeutsam.

$\tau_E = 2\tau_A$ sei, dargestellt. Zu Beginn des Vorganges ($t = 0$) sind die Zustände in A und E gleich und gekennzeichnet durch $\bar{q} = \bar{q}_0$ (bei $\zeta = 0$). Nach Ablauf des Zeitintervalls $2\tau_A$, in welchem die durch die Änderung der inneren Randbedingungen (\bar{q}_0 nach $T_{2\tau_A}$) gegen A ausgelöste Störung des Strömungszustandes nach Reflexion dort wieder an der Störungsstelle eingetroffen ist, finden sich durch eine der Abb. 410 analoge Konstruktion die Drucksteigerungen $\zeta_{2\tau_A}^E (E_2)$ vor, bzw. Druckerniedrigerungen $\zeta_{2\tau_A}^A (A_2)$ hinter der Turbine.¹ Für $4\tau_A < t < 6\tau_A$ tritt auch die Verschiebung der Stoßgeraden j ein. Für den Zeitpunkt $3\tau_E = 6\tau_A$ findet sich letztere aus dem Zustand zur Zeit $2\tau_E$ in E , der seinerseits wieder aus dem um τ_E zurückliegenden Zustand E_2 vor der Turbine zur Zeit τ_E folgt. $g_{6\tau_A}$ und $j_{3\tau_E}$ lassen über die Hilfsgerade $h_{6\tau_A}$ und die zur Zeit $6\tau_A = 3\tau_E$ geltende Turbinencharakteristik $T_{6\tau_A}$ die Zustände vor und hinter der Turbine (E_6, A_6) finden. Zur übersichtlichen Durchführung der Ermittlungen erscheint es nach dem Vorgesagten von Vorteil, daß die Laufzeiten zumindest in einem ganzzahligen Verhältnis zueinander stehen, Voraussetzungen, die durch zulässige Annäherungen gewöhnlich herbeigeführt werden können.

3. Einfluß der Rohrreibung.

Die bisherigen Entwicklungen beschränken sich auf die reibungsfreie Strömung. Nachdem die mathematische Erfassung des Einflusses der stetig verteilten Rohrreibung (89) auf den Verlauf der Druckschwankungen zumindest unter allgemeinen Voraussetzungen bedeutende Schwierigkeiten bietet, sind für die reibungsbehaftete Strömung Näherungsannahmen zur Vereinfachung der rechnerischen Behandlung getroffen worden. Als größte Näherung ist die Zusammenfassung der Rohrreibungsverluste am unteren Rohrleitungsende anzusehen. Eine Berücksichtigung in dieser Form kann durch Einführung einer gedachten Öffnung ψ_r erfolgen, welche mit \bar{h}_{r0} als den bei der maximalen Geschwindigkeit eintretenden Rohrreibungsverlust gemäß

$$\psi_r = \frac{\psi}{\sqrt{1 - \frac{\bar{h}_{r0}}{H_0} \cdot (1 - \psi^2)}} \quad (9)$$

bestimmt werden kann (90).

Die Berücksichtigung der Reibung in der erwähnten Annäherung im graphischen Verfahren zeigt Abb. 412, wobei die Kurven A_i die unteren Randbedingungen hinter der Drosselstelle (Ausflußgesetz) zu je um die Reflexionsdauer weiter liegenden Zeitpunkten darstellen, während die durch die Stoßgeraden einander zugeordneten Druckwerte um die augenblickliche Reibungshöhe über den durch die äußere Randbedingung A_i vorgeschriebenen Drücken liegen.

Bei der Verschiedenheit gleichzeitiger Geschwindigkeiten über der Rohrlänge bedeutet die ausschließliche Unterlegung eines einzigen Geschwindigkeitswertes eine recht unvollkommene Annäherung an die tatsächlichen Verhältnisse. Diesen kann besser durch eine Zusammenfassung der Reibungsverluste von Teilstrecken der Rohrleitung in einzelnen Unstetigkeitsstellen Rechnung getragen werden; die Strömungsentwicklung zwischen letzteren, die nach den weiter verallgemeinerten Gleichungen (8) vor sich geht, unterliegt den an den Enden der Teilstrecken geltenden inneren Randbedingungen, die ihrerseits wieder gleichzeitige Strömungszustände benachbarter Teilstrecken verbinden. Während die analytische Behandlung, wie leicht zu übersehen, auch bei einer weiten Unterteilung, bereits recht unübersichtlich und zeitraubend wird, gestattet das graphische Verfahren mit relativ geringem Aufwand den Annäherungsgrad der Ermittlungen durch Annahme einer größeren Zahl von Unstetigkeitsstellen mit Zusammenfassung des Reibungseinflusses an diesen wesentlich zu steigern.

¹ Letztere dürfen selbstverständlich zu keinem Abreißen der Wassersäule führen.

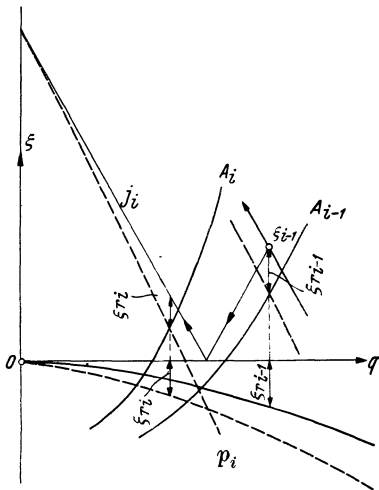


Abb. 412.

Die Berücksichtigung der Rohrreibung wird im allgemeinen nur bei außergewöhnlich langen Rohrleitungen erforderlich sein und auch dann nur, wenn sich die Untersuchungen über eine größere Anzahl von Reflexionsphasen zu erstrecken haben, in welchem Falle der Druckverlauf durch den Einfluß der Reibung in seiner Grundform wesentlich gegenüber dem reibungsfreien Verlauf geändert wird.

4. Gestufte Leitungen.

Praktisch ausgeführte Leitungen weisen, sobald das Gefälle namhaftere Werte erreicht, Stufungen hinsichtlich des Durchmessers und der Wandstärke auf, die in wirtschaftlichen Erwägungen begründet sind. Mit dieser Unterteilung ändert sich grundsätzlich die Strömungsentwicklung im Leitungsstrang, insofern als diese nur mehr in den Einzelabschnitten konstanten Durchmessers und konstanter Fortpflanzungsgeschwindigkeit stetig sein kann, während im übrigen die Strömungszustände an den Rändern der Teilstrecken durch die Bedingung der Kontinuität und gleichen Druckes aneinandergebunden sind. Diese kann nur erfüllt werden, wenn die durch die Unstetigkeitsstelle laufenden Druckwellen aufgespalten werden und nur zum Teil in den anschließenden Rohrteil übertreten, teilweise jedoch gegen den Ausgangspunkt zurückgeworfen werden. Die Berücksichtigung dieser Verhältnisse führt zweifellos auf eine Erschwerung des Berechnungsvorganges, ist jedoch zur Erzielung einer genügenden Annäherung an die tatsächlichen Verhältnisse immer dann unerlässlich, wenn es sich um die Bestimmung von Druckschwankungen handelt, die durch eine rasche Änderung innerer oder äußerer Randbedingungen ausgelöst werden. Es erscheint durchaus verständlich, daß in diesen Fällen Berechnungen versagen, die auf eine gedachte „Ersatzleitung“ aufgebaut sind, deren Durchmesser entsprechend dem Gesamtenergieinhalt der wirklichen Leitung und deren Reflexionszeit als die Summe der Reflexionszeiten der einzelnen Teilstrecken gebildet wurde.

Hingegen ergeben Berechnungen auf dieser Basis eine genügende Annäherung an die Wirklichkeit in allen jenen Fällen, in denen die Bewegungen der Absperr- bzw. Regulierorgane durch entsprechende konstruktive Maßnahmen an eine Gesetzmäßigkeit gebunden werden, die unter den gegebenen Betriebsbedingungen Drucksteigerungen in praktisch erträglicher Höhe erwarten läßt. Die hierbei zulässige Geschwindigkeit der Absperrorgane entspricht Regelzeiten, die ein Vielfaches der Laufzeit der Störung längs der Leitung sind, womit sich die Verhältnisse jenen der starren Leitung annähern, für welche die auf den Mittelwerten fußenden Berechnungen streng gültig sind. Die Untersuchung betriebsmäßig normaler Vorgänge wird sich daher stets der „Mittelwertmethode“ bedienen können. Die Tatsache jedoch, daß der ausübende Ingenieur in die Lage kommen kann, zu abnormalen Betriebsvorgängen Stellung nehmen zu müssen, möge eine kurze Darstellung der genaueren Berechnungsmethoden rechtfertigen.

Zur Nachprüfung abnormal rasch verlaufender Vorgänge, bei welchen durch Überlagerung der partiellen Reflexionen die Strömungsentwicklung in den einzelnen Leitungsabschnitten grundlegend verändert werden kann, wird zweckmäßig das erweiterte graphische Verfahren von SCHNYDER (94) herangezogen. Analytische Verfahren sind von LÖWY (92) bzw. BILLINGS (95) angegeben worden. Letztere setzen ein unendlich großes Einlaufbecken sowie freien Auslauf aus der Rohrleitung voraus.

In Abb. 413 ist die Bestimmung der Druckschwankungen nach SCHNYDER für eine zweischüssige Leitung durchgeführt, deren Unterteilung $L = L_1 + L_2$ überdies noch so angenommen wurde, daß die Laufzeiten von den Rohrenden zur Staffelstelle gleich sind. Ferner wird der Druckverlust an der Übergangsstelle vernachlässigt, womit die Drücke vor und hinter der Staffelstelle gleichgesetzt werden können. Der Druckverlauf am unteren Rohrende stellt sich im ζ - q -Diagramm für die Zeit, die vom Beginn der Störung bis zum Wiedereintreffen nach

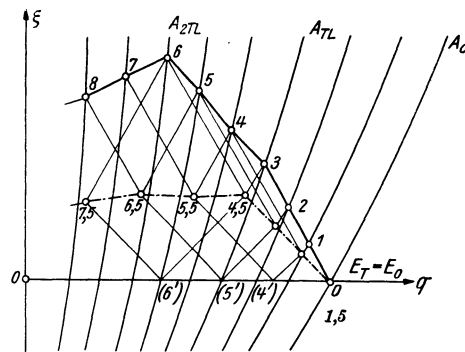


Abb. 413.

erster (teilweiser) Reflexion an der Übergangsstelle verläuft (T_L), als Gerade 0—3 dar; ebenso der Druckverlauf an der Übergangsstelle zum oberen Rohrteil (1,5—4,5), welche Störung um $T_L/2$ später einsetzt, wobei jeweilige Strömungszustände aus den um die Laufzeit $\frac{L_1}{a_1}$ zurückliegenden Zuständen am unteren Rohrende festgelegt werden können (z. B. 3—4,5). Damit ergeben sich die Zustände am unteren Rohrende in den Phasen zusammengesetzter Reflexion im Schnittpunkt der Stoßgeraden, die von dem um die Laufzeit $\frac{L_1}{a_1}$ zurückliegenden Zustand an der Staffelstelle ausgeht, mit der Ausflußbedingung (z. B. 5,5—7); bzw. an der Staffelstelle im Schnittpunkt der Stoßgeraden, die von um die jeweilige Laufzeit früher bestandenen Zuständen am unteren und oberen Rohrende von dort aus gezogen werden ($4'_E$ —5,5, 4_A —5,5).

Unter der besonderen Voraussetzung gleicher Laufzeiten der Teilabschnitte bleiben die Stoßgeraden an der Staffelstelle einander zugeordnet, ein Vorteil für die Durchführung der Berechnung, der auch bei mehrfach zu unterteilenden Leitungen angestrebt werden sollte. Können durch zulässige Annäherungen diese Verhältnisse nicht erzielt werden, so soll zumindest ein möglichst niedriges ganzzahliges Verhältnis der einzelnen Laufzeiten angestrebt werden, wodurch sich wenigstens nach einer Zahl von Reflexionen entsprechend diesem Verhältnis der Zustand an der Staffelstelle im Schnittpunkt der Stoßgeraden für die anschließende

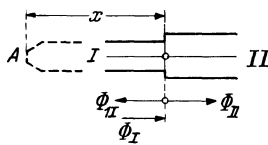


Abb. 414.

Strömungsentwicklung ergibt. Es entsteht damit die Notwendigkeit, die Strömungsentwicklung im Leitungsteil längerer Laufzeit in Teilabschnitten gleich der Laufzeit des kürzesten Rohrteiles zu verfolgen, um, unter Bezug auf die graphische Darstellung gesprochen, den Stoßgeraden im Leitungsteil kürzerer Laufzeit alternierend Stoßgerade im Leitungsteil längerer Laufzeit zur Bestimmung gleichzeitiger Zustände an der Staffelstelle zuzuordnen.

Die Aufspaltung der Druckwellen an der Unstetigkeitsstelle erfolgt unter Erfüllung der Energie- sowie der Kontinuitätsgleichung. Unter Vernachlässigung der Geschwindigkeitshöhen bedeutet die erste Forderung die Bedingung gleicher Drücke $\zeta_{xtI} = \zeta_{xtII}$ vor und hinter der Übergangsstelle; unter Bezug auf diese gilt für die Strömungsentwicklung im Strang I (Abb. 414) nach Gleichung (3)

$$2\Phi_I\left(t - \frac{x}{a}\right)/\bar{H}_0 = \zeta_{xtI} + \varrho_I \cdot (1 - c_{xt}),$$

$$2\Phi_{1I}\left(t + \frac{x}{a}\right)/\bar{H}_0 = \zeta_{xtI} - \varrho_I \cdot (1 - c_{xt}),$$

für die primäre Störung im Strang II

$$\zeta_{xtII} = \Phi_{II}(t)/\bar{H}_0$$

somit

$$\Phi_I + \Phi_{1I} = \Phi_{II},$$

während die Kontinuität der Strömung $c_{xtI} = c_{xtII}$ wegen

$$\varrho_I(c_{xtI} - 1) = -(\Phi_I - \Phi_{1I}) \text{ und } \varrho_{II} \cdot (c_{xtII} - 1) = -\Phi_{II}/\bar{H}_0 \text{ in}$$

$$\frac{1}{\varrho_I} \cdot (\Phi_I - \Phi_{1I}) = \frac{1}{\varrho_{II}} \Phi_{II}$$

zum Ausdruck kommt. Darnach läßt sich der durch die Unstetigkeitsstelle wandernde Teil der primären Druckwelle darstellen zu

$$\Phi_{II} = \frac{2\varrho_{II}}{\varrho_I + \varrho_{II}} \cdot \Phi_I = s \cdot \Phi_I \quad (10a)$$

bzw. die an der Unstetigkeitsstelle gegen die Störungsstelle zurückgeworfene Welle nach

$$\Phi_{1I} = \frac{\varrho_{II} - \varrho_I}{\varrho_{II} + \varrho_I} \cdot \Phi_I = r \cdot \Phi_I; \quad (10b)$$

s bzw. r werden als Durchgangs- bzw. Reflexionsfaktor bezeichnet.

Werden die Betrachtungen auf Zeiträume ausgedehnt, in denen mehrfache Reflexionen und Durchgänge der primären Störungswelle an der Unstetigkeitsstelle eintreten, können zur Bestimmung des Druckverlaufes jene Betrachtungen sinngemäß verändert wiederholt werden, welche zur Aufstellung der Rekursionsformel (6) geführt haben. An Stelle der totalen Reflexion ($r = -1$) tritt jedoch hier die teilweise unter Einführung des Reflexionsfaktors r . Man erhält für die n -te Phase

$$h_n = -\frac{a}{g} (C_n - \bar{C}_0) - 2 \sum_{i=1}^{n-1} (-r)^{n-i} \cdot h_i$$

$$1 - c_n = \zeta_n/\varrho + 2 \sum_{i=1}^{n-1} (-r)^{n-i} \cdot \zeta_i/\varrho \tag{92} \tag{11}$$

Um die Überlagerungen der einzelnen primären und reflektierten Wellen besser übersehen zu können, empfiehlt sich die Aufstellung eines sogenannten Wellenplanes Abb. 415. Hierzu werden Rohrenden und Unstetigkeitsstellen in verhältnismäßig richtiger Entfernung als parallele Gerade abgebildet, zwischen welchen der Weg der Wellen in schrägen Linien, deren Neigung durch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a_i in dem betreffenden Abschnitt und dem gewählten Zeitmaßstab gegeben ist, eingezeichnet werden kann. Zweckmäßig wird die Darstellung durch Eintragung der Durchgangs- bzw. Reflexionsfaktoren ergänzt, wodurch nicht nur die Überlagerungen an sich, sondern auch die daraus folgenden Wellenstärken in übersichtlicher Weise festgestellt werden können.

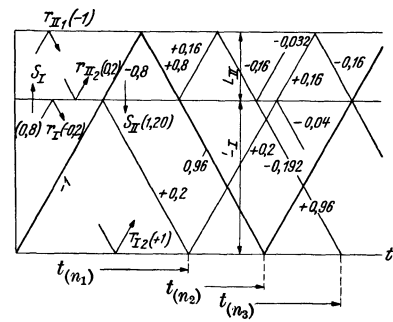


Abb. 415.

Dieser Wellenplan wird auch ein nahezu unentbehrliches Hilfsmittel für das im nachfolgenden gekennzeichnete rein analytische Verfahren (95). Für den unteren Rohrendpunkt gelten die Zustandsgleichungen

$$h_{0t} = \Phi + \Phi_1 \tag{12a}$$

$$\frac{a}{g} (\bar{C}_0 - C_{0t}) = \Phi - \Phi_1; \tag{12b}$$

Φ_1 , die zur Zeit t am betrachteten Rohrende eintreffende, von oben kommende Druckwelle, setzt sich im Falle mehrfacher Reflexionen aus der Summe aller absteigenden Wellen zusammen. Die Vorstellung der Reflexion von Wellen an den Unstetigkeitsstellen sowie die Erfassung der größten- und richtungsmäßigen Änderung dieser mit Einführung der Reflexionsfaktoren lassen die Werte der absteigenden Welle Φ_1 aus den Funktionswerten Φ_0 der primären Störungswelle ermitteln, die um die jeweiligen Reflexionszeiten t_n zurückliegen und entsprechend den erfolgten Reflexionen abgewandelt sind, so daß bei mehrfacher Reflexion der primären Welle für die absteigende Welle gesetzt werden kann

$$\Phi_1(t) = \sum_1^n r_n \cdot \Phi_0(t - t_n).$$

Der Wert der im Rohr aufsteigenden Druckwelle Φ , die sich aus einer gleichzeitig ankommenden Welle Φ_1 bei teilweise geöffnetem Leitapparat, also bei teilweiser Reflexion dieser ankommenden Welle dort ergibt, folgt aus Gleichung (12) durch Elimination von C_{0t} und h_{0t} in Verbindung mit der unteren Randbedingung

$$C_{0t} = \bar{C}_0 \psi_t \cdot \sqrt{1 + \frac{h_{0t}}{\bar{H}_0}} \simeq \psi_t \cdot \bar{C}_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \frac{h_{0t}}{\bar{H}_0} \right] \text{ zu}$$

$$\Phi = \frac{\varrho \cdot \bar{H}_0 (1 - \psi_t)}{1 + \varrho \psi_{t/2}} + \frac{1 - \varrho \cdot \psi_{t/2}}{1 + \varrho \cdot \psi_{t/2}} \cdot \Phi_1. \tag{13}$$

Die aufsteigende Druckwelle bildet sich demnach aus einem primären Anteil infolge Änderung der Leitapparatöffnung sowie dem reflektierten Teil der absteigenden Φ_1 -Welle, letzterer ebenfalls Funktion der im Augenblick der Betrachtung geltenden Leitapparatöffnung.

$$r_t = \frac{1 - \varrho \cdot \psi_{t/2}}{1 + \varrho \cdot \psi_{t/2}}$$

stellt somit den Reflexionsfaktor der augenblicklichen Ausflußöffnung ψ_t dar.

Gemäß Gleichung (12a) bestimmt sich nun der Druckanstieg h_{0t}

$$h_{0t} = \Phi + \Phi_1 = \frac{\varrho \cdot \bar{H}_0 \cdot (1 - \psi_t)}{1 + \varrho \cdot \psi_{t/2}} + (r_t + 1) \cdot \Phi_1, \quad (14)$$

womit die Grundlagen für die analytische schrittweise Berechnung des Druckverlaufes in abgestuften Leitungen unter Berücksichtigung beliebig verlaufender primärer Störungen gegeben sind. Als Einschränkung gilt auch hier die Annahme freien Auslaufes am unteren Rohrende sowie die eines als unendlich groß vorausgesetzten Einlaufbeckens.

Die Mitteilung der hauptsächlichsten Verfahren, welche die Strömungsentwicklung in Rohrleitungen verfolgen lassen, möge noch durch den Hinweis auf die praktisch vorkommenden Formen der Randbedingungen ergänzt werden.

5. Obere Randbedingungen.

Befinden sich Wasserfassung und Krafthaus in einem zum Gefälle verhältnismäßig bedeutenden Abstand, wird zweckmäßig die geschlossene Zuleitung durch Zwischenschaltung eines offenen Behälters in einen nahezu horizontal verlegten sowie einen in möglichst starker Neigung zum Krafthaus führenden Teil zerlegt, ersterer in der Regel als Stollen, letzterer als Druckrohrleitung ausgebildet. Hierdurch gelingt es, einerseits eine Beeinflussung der Turbinenregelung durch die Massenwirkung des Stolleninhaltes, also des in der Regel längeren Leitungsteiles weitgehend herabzusetzen, somit die Bedingungen für die selbsttätige Regelung angeschlossener Turbinen zu verbessern, bzw. diese überhaupt in wirtschaftlicher Form möglich zu machen; andererseits bringt die Anwendung des nur unter verhältnismäßig geringem Druck stehenden Stollens in der Regel bedeutende Kostenersparnisse gegenüber einer Rohrleitung. Die oben gekennzeichnete Anordnung, bei der eine je nach den Geländebeziehungen möglichst kurze Rohrleitung nahezu den gesamten Höhenunterschied zwischen Wasserfassung und Krafthaus überwindet, liegt normalerweise vor. Als Sonderfall kann die Errichtung des Wasserschlosses unmittelbar vor der Turbinenanlage angesehen werden, eine bei Mitteldruckanlagen gelegentlich anzutreffende Art der Aufstellung.

Im Falle des unmittelbar der *Turbine vorgeschalteten Wasserschlosses* konstanten Querschnittes sind die Zustände an der Wasserschloßbasis E im zeitlichen Abstände der Reflexionszeit des Wasserschlosses $2 T_{LIII}$ miteinander verknüpft durch

$$\zeta_{EtIII} + \zeta_{E(t-2T_{LIII})III} = \varrho_{III} \cdot (c_{E(t-2T_{LIII})} - c_{Et})|_{III}, \quad (15a)^1$$

während die Strömungsentwicklung im Stollen (System II) innerhalb des Zeitraumes $t < 2 T_{LII}$ durch

$$\zeta_{EtII} = \varrho_{II} (1 - c_{Et})|_{II} \quad (15b)^2$$

beschrieben wird. Ferner gilt die Kontinuitätsgleichung an der Stelle E

$$c_{EtI} = c_{EtII} + c_{EtIII}; \quad \zeta_{EtI} = \zeta_{EtII} = \zeta_{EtIII} = \zeta_{Et}, \quad (15c)$$

während die bezogene Geschwindigkeit c_{EtI} durch das unter dem Gefälle $H_0 + h_t$ sich einstellende Schluckvermögen der angeschlossenen Turbine (System I) gegeben ist.

Wird dieses allgemeine Entnahmegesetz unter den bereits mehrfach angenommenen Voraussetzungen eines freien Abflusses mit

$$c_{EtI} = \psi_t \cdot \sqrt{1 + \zeta_{EtI}} \quad (15d)$$

festgelegt, so führen hier weggelassene Zwischenrechnungen auf die Beziehung

$$\begin{aligned} \zeta_{Et} \left(\frac{1}{\varrho_{III}} + \frac{1}{\varrho_{II}} \right) + \zeta_{E(t-2T_{LIII})} \cdot \left(\frac{1}{\varrho_{III}} - \frac{1}{\varrho_{II}} \right) = \\ = \psi_{(t-2T_{LIII})} \cdot \sqrt{1 + \zeta_{(t-2T_{LIII})}} - \psi_t \sqrt{1 + \zeta_t}, \end{aligned} \quad (15)$$

¹ Nach Gl. 7a.

² Nach Gl. 4b.

aus welcher sich schrittweise die im Zeitabstand $2 T_{LIII}$ einander folgenden Werte der Drucksteigerungen am Rohrleitungsende E (Wasserschloßbasis) ermitteln lassen.

Zur Bestimmung der Spiegeländerung im Wasserschloß kann aus der konjugierten Zustandsgleichung

$$\zeta_{Et} - \zeta_{D(t-T_{LIII})} = -\varrho_{III} \cdot [c_{Et} - c_{D(t-T_{LIII})}]_{III}$$

unter Berücksichtigung von

$$\zeta_{Dt_{III}} = 0 \quad (\text{unabhängig von } t)$$

die Spiegelgeschwindigkeit c_D entnommen und daraus die dem betrachteten Intervall zukommende bezogene Spiegelerhebung gemäß der Mittelwertbeziehung

$$\Delta s_i = \frac{c_{Di} + c_{Di-1}}{2} \cdot \frac{c_{0III}}{H_0} \cdot 2 T_{LIII} \quad (15e)$$

bestimmt werden.

Die vorstehenden Entwicklungen gelten für Zeiträume, welche kleiner als die Laufzeit des Stollens $2 T_{LII}$ sind. Falls die Betrachtungen über einen längeren Zeitraum erstreckt werden müssen, hat an Stelle von Gleichung (15b) die bei Reflexion am unteren Stollenende geltende Gleichung

$$\varrho_{II} \cdot [c_{E(t-2T_{LII})} - c_{Et}]_{II} = [\zeta_{Et} + \zeta_{E(t-2T_{LII})}]_{II} \quad (15b_1)$$

zu treten.

Für den Fall, daß eine *Druckrohrleitung zwischen Wasserschloß und Turbine* geschaltet ist, gelten die Gleichungen (15a), (15b) unverändert, insofern die Betrachtung auf einen Zeitraum kürzer als die Reflexionszeit $2 T_{LII}$ des Stollens beschränkt wird, ebenso wie die Kontinuitätsgleichung (15c).

Die Zustände am oberen Ende der Druckleitung zu den Zeiten t hingegen sind aus den um die Zeitdauer T_{LI} zurückliegenden Zuständen am unteren Rohrende A gemäß

$$\zeta_{Et_I} - \zeta_{A(t-T_{LI})} = \varrho_I \cdot [c_{Et_I} - c_{A(t-T_{LI})}] \quad (16)$$

herzuleiten, wobei Geschwindigkeit und Druck in A durch das Gesetz der Wasserentnahme $c_A = f(\psi_t, \zeta_{At})$ aneinander gebunden sind.

Den Ausgang der Berechnungen bildet die Feststellung der Zustände in A für den Zeitabschnitt $0 < t < 2 T_{LI}$ gemäß

$$\varrho_I \cdot (1 - c_A t) = \zeta_{At} \quad (4a)$$

und der Ausflußgleichung (15d).¹ Die so ermittelten Zustandswerte geben für den Zeitabschnitt $T_{LI} < t < 3 T_{LI}$ die Grundlage zur eindeutigen Festlegung der um T_{LI} später herrschenden und von der Störung in A herrührenden Zustände am oberen Rohrende E , womit sich auf Grund der Gleichungen (15a) bis (15c) die im Augenblick der Beobachtung im Verzweigungspunkt E geltenden Werte c_{EI} , c_{EII} , c_{EIII} , ζ_{Et} ergeben. Die Betrachtung hat dabei in Intervallen gleich der kürzesten im System auftretenden Reflexionszeit — in der Regel jener des Wasserschlosses $2 T_{LIII}$ — vor sich zu gehen, um die Zuordnung der durch Gleichung (16) vermittelten Zustandswerte laufend zu ermöglichen.

Um die Verhältnisse am oberen Rohrende E der Leitung I für den Zeitabschnitt $3 T_{LI} < t < 5 T_{LI}$ zu erfassen, ist zu beachten, daß aus den bekannten Zuständen in E für den Zeitabschnitt $T_{LI} < t < 3 T_{LI}$ die Zustände am unteren Rohrende in A gemäß $\zeta_{At} - \zeta_{E(t-T_{LI})} = -\varrho [c_{At} - c_{E(t-T_{LI})}]$, geltend für die Zeitperiode $2 T_{LI} < t < 4 T_{LI}$ und aus diesen die korrespondierenden Zustände in der oben genannten Zeitspanne $3 T_{LI} - 5 T_{LI}$ gemäß $\zeta_{Et} - \zeta_{A(t-T_{LI})} = \varrho \cdot [c_{Et} - c_{A(t-T_{LI})}]$ folgen.

Die Berechnungen haben eine sinngemäße Abänderung durch Erweiterung der Gleichung (15b₁) zu erfahren, falls sich die Betrachtungen über einen Zeitraum größer als $2 T_{LII}$ erstrecken.

Eine wesentliche Vereinfachung des Rechnungsganges, verknüpft mit einer weitgehenden Veranschaulichung, wird auch hier durch das erweiterte Verfahren von SCHNYDER erreicht. Die

¹ Sinngemäß ist Index E durch A zu ersetzen.

Darstellung der Gleichungen (15a), (15b₁) und (16) kann als bekannt vorausgesetzt werden; die aus den Zuständen an den äußeren Systemenden unter dem Winkel $\text{arc tg } \rho$ gezogenen Zuordnungsgeraden bilden den geometrischen Ort aller möglichen Zustände im Verzweigungspunkte E zu einem um die jeweilige Laufzeit späteren Zeitpunkt. Zur Abbildung der Gleichungsgruppe (15c) werden die zu gleichen Druckwerten gehörigen Geschwindigkeitswerte zweier Leitungen (etwa I und II) gemäß der Aussage der Gleichung (15c) zusammengefaßt (r in Abb. 416). Die Ordinate des Schnittpunktes von j_{III} mit der die möglichen Zustände der Systeme I und II zur Zeit t kennzeichnenden Geraden r legt den für alle Systeme gleichen gleichzeitigen Druck ζ_t im Verzweigungspunkt E fest, durch dessen Übertragung in die Darstellung der einzelnen Systeme die in diesen augenblicklich bestehende Geschwindigkeit in E gefunden wird. Hinsichtlich der Anwendung des hiermit in seinen Grundzügen gekennzeichneten Verfahrens muß auf die Originalarbeit (94₃) sowie auf spätere Ausführungen verwiesen werden.

Die Festlegung der Wasserschloßabmessungen (99) im Hinblick auf die zulässigen Spiegelschwankungen schafft jedoch gewöhnlich bereits jene Voraussetzungen, unter welchen zur Beurteilung betriebsmäßiger Vorgänge mit praktisch genügender Annäherung die totale Reflexion der Druckwellen an der Wasserschloßbasis, also der Ersatz des Wasserschlosses endlicher Größe durch ein unendlich großes Einlaufbecken, angenommen werden kann. Die Berücksichtigung

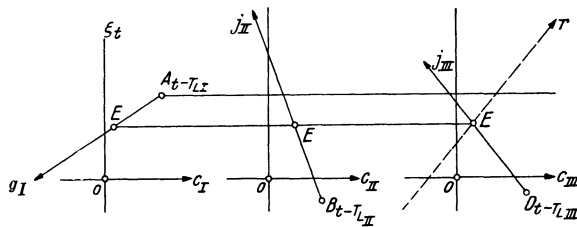


Abb. 416.

der endlichen Größe des Wasserschlosses wird nur in Sonderfällen erforderlich werden, wie etwa bei Untersuchung der Vorgänge, die durch den Schluß einer am oberen Ende der Leitung befindlichen Sicherheitsabsperreinrichtung entstehen können, wobei jedoch auf die praktisch totale Reflexion der gegen das Wasserschloß geworfenen Störung nur dann nicht zu rechnen sein wird, wenn Rohr- und Wasserschloßquerschnitt in derselben Größenordnung liegen.

Den bisherigen Ausführungen lag das Wasserschloß mit konstantem Querschnitt zugrunde. Erwägungen wirtschaftlicher Natur haben, falls das Wasserschloß bedeutende Abmessungen erhalten muß, zu Sonderformen geführt, wie das Wasserschloß mit Übergangsdrosselung oder das Kammerwasserschloß, bei welchem letzterem die verstärkte Gegenwirkung bei Entnahmeänderungen durch die rasche Hebung bzw. Absenkung des freien Wasserspiegels in einem verhältnismäßig engen Steigschacht erzielt wird. In diesem Falle können die Strömungszustände an der Wasserschloßbasis wesentlich von jenen abweichen, die sich unter Vernachlässigung der Elastizität des Wasserschlosses bzw. seiner Füllung, also unter der Annahme eines Druckes an der Basis gleich dem jeweiligen statischen, errechnen. Hinsichtlich der Verfahren, die den Einfluß derartiger Sonderformen auf die Strömungsentwicklung in der Rohrleitung berücksichtigen lassen, muß auf die Literatur (86, 94) verwiesen werden. Abgesehen vom Kammerwasserschloß wird es in den meisten praktischen Fällen zur Erzielung einer genügenden Annäherung des Rechnungsergebnisses an die Wirklichkeit genügen, die Spiegelbewegungen im Wasserschloß unter ausschließlicher Berücksichtigung der Massenwirkungen im System einerseits, die Druckschwankung in der Rohrleitung unter Voraussetzung einer vollständigen Reflexion der Druckwellen an der Wasserschloßbasis andererseits zu bestimmen und die Einzelwirkungen zu überlagern (85).

6. Verzweigte Leitungssysteme.

Die Gleichungen (15a, b, c) in analytischer Form, bzw. in ihrer graphischen Darstellung nach SCHNYDER beschreiben allgemein die Zustände in einfach verzweigten Systemen. Sie erscheinen daher auch zur Beurteilung der Vorgänge geeignet, die sich in doppelsträngigen Leitungen je nach den bestehenden Randbedingungen bei Änderung derselben einstellen. Zur Erläuterung mögen die Strömungszustände innerhalb eines Leitungssystemes nach Abb. 417a während eines allmählichen Abschlusses des unteren Rohrendes (A) unter der praktisch bedeutsamen Voraussetzung verfolgt werden, daß die Versorgung des unteren Leitungsteiles L_I

nur über einen der oberen Leitungsstränge (L_{II}) erfolge; demnach gelten unter der Voraussetzung eines genügend großen Einlaufbeckens bzw. Wasserschlosses neben den Systemgleichungen (15a bis c) als äußere Randbedingungen für Strang II $\zeta_{B_1} = 0$, für Strang III $c_{B_2} = 0$, unabhängig von t , wodurch die Zuordnungsgleichungen in die einfachere Form

$$\zeta_{Et} = -\varrho_{II} \cdot (c_{Et} - c_{B_1}(t - \tau_{II}))$$

$$\zeta_{Et} - \zeta_{B_2}(t - \tau_{III}) = -\varrho_{II} \cdot c_{Et}$$

übergehen.

Zusammen mit dem Ausflußgesetz in A erscheinen damit die Zustände an den ausgezeichneten Stellen des Systems zeitlich bestimmt.

Die Anwendung des SCHNYDERSchen Verfahrens im vorgenannten Fall zeigt Abb. 417, wobei zur Veranschaulichung die vereinfachende Annahme gleicher Laufzeiten $\tau_I = \tau_{II} = \tau_{III} = \tau$ getroffen ist. Die jeweilige innere Randlinie für System III folgt in bereits erörterter Weise aus den gleichzeitig geltenden Zuordnungsgeralen der Systeme I und II . Entsprechend der Laufzeit der Störung von A nach E beginnt die Verschiebung der Zuordnungsgeralen j

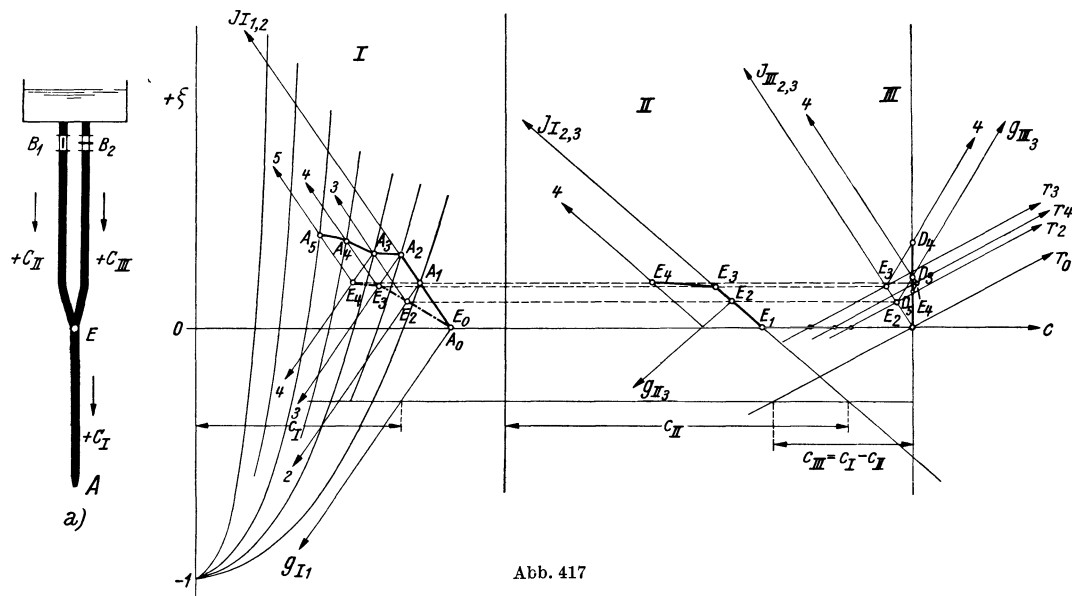


Abb. 417

in den Systemen II und III erst nach der Zeit 3τ . Zustände im Punkte B_1 müssen auf der Abszissenachse liegen ($\zeta_{B_1} = 0$), während wegen des geschlossenen Absperrorgans in B_2 die Ordinatenachse ($c_{B_2} = 0$) der geometrische Ort aller Zustände D in B_2 ist. Im System I bilden die durch E gekennzeichneten Zustände die innere Randbedingung für dieses. Man erkennt die Aufsteilung des Druckverlaufes in A , bedingt durch die Erhebung der inneren Randlinie E , die im wesentlichen durch die vollständige gleichsinnige Reflexion der Druckwellen in B_2 bedingt ist, sowie den am geschlossenen Absperrorgan B_2 eintretenden Druckanstieg, der unter Umständen gegenüber dem dort herrschenden statischen Druck zu beachten ist.

7. Untere Randbedingungen.

Falls am unteren Rohrende freier Ausfluß durch eine Düse stattfindet, also etwa eine *Freistrahlturbine* an die Rohrleitung angeschlossen ist, gilt unabhängig von der jeweiligen Drehzahl des Maschinensatzes

$$q_t = K_\psi \cdot \psi_t \sqrt{1 + \zeta_t} = \bar{q}_\psi \sqrt{1 + \zeta_t} \quad (17a)^1$$

Für *Überdruckturbinen* besteht im allgemeinen eine Abhängigkeit des Schluckvermögens nicht nur von Gefälle und Leitradöffnung, sondern auch von der augenblicklichen Drehzahl gemäß

$$q = f(\bar{q}_\psi, \zeta_t, \omega_t) \quad (17),$$

¹ $K_\psi = \bar{q}_\psi / \psi$; die mit \bar{q}_ψ als Parameter sich abbildenden Parabelschar sei als Grunddiagramm bezeichnet.

welche Beziehung sich nur für Turbinen mittlerer Schnellläufigkeit, deren Schluckvermögen bei gleichhaltener Leitradöffnung angenähert unabhängig von der Drehzahl angenommen werden kann, auf Gleichung (17 a) vereinfacht. In diesem Falle kann die untere Randbedingung analytisch oder graphisch durch eine einzige Kurvenschar mit dem Parameter \bar{q}_p dargestellt werden.

Für ausgeprägte *Langsam-* bzw. *Schnellläufer* ist hingegen bei der Ableitung der Randlinien die Abhängigkeit der Schluckfähigkeit von der Einheitsdrehzahl zu berücksichtigen, nachdem infolge des geneigten Verlaufes der Kurven konstanter Leitradöffnung im $Q'_1-n'_1$ -Diagramm¹ (s. Abb. 418) nicht nur Änderungen der absoluten Drehzahl, sondern auch des wirksamen Gefälles bei gleichbleibender Drehzahl zu Änderungen der Einheitswassermenge Q'_1 führen. Infolge dieser Abhängigkeit, die mit Hilfe des für die betreffende Laufradtype geltenden Q'_1, n'_1 -Diagrammes aus den dort eingetragenen a_0 -Kurven zahlenmäßig bestimmt werden kann, bedarf es zur Darstellung der für eine Öffnung möglichen Zustände einer Kurvenschar, deren einzelne Linienzüge jeweils einem bestimmten Drehzahlwert \bar{n} zugeordnet sind. Ihre Ermittlung hat in der Weise zu erfolgen, daß für verschiedene Gefällswerte $\bar{H}_0 + \zeta_1 \bar{H}_0 = H_1$ die Größe $n'_1 = \frac{\bar{n} \cdot D_1}{\sqrt{H_1}}$ gebildet und aus dem $Q'_1-n'_1$ -Diagramm die zugehörigen Werte von Q'_{1a}

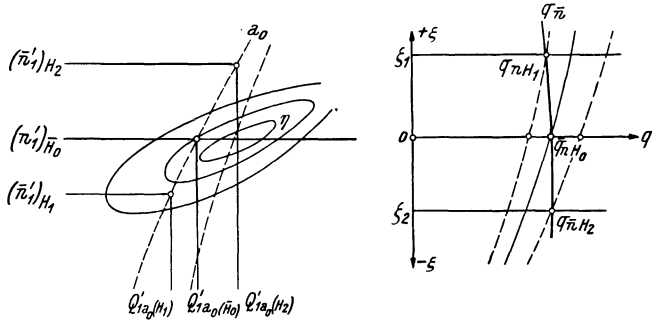


Abb. 418.

entnommen werden. Letztere lassen gemäß $q_{\bar{n}} = \frac{Q_{\bar{n}}}{Q_0} = \frac{Q'_{1a_0}}{Q_0} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H_1}$ den zu $H_1 = \bar{H}_0 + \zeta_1 \bar{H}_0$ gehörigen Wert der bezogenen Wassermenge $q_{\bar{n}}$ und damit punktweise die für \bar{n} geltende Randlinie bestimmen.

Für doppeltgeregelte *Kaplan-*Turbinen liegt als Zwischenergebnis der Modellversuche die Reihe der Muschelkurven ($Q'_1-n'_1$) bei jeweils konstant gehaltener Laufradöffnung vor. Die

Aufstellung der im jeweiligen Beobachtungsaugenblick geltenden unteren Randbedingungen kann übereinstimmend mit dem Vorgesagten erfolgen, nur ist der Ermittlung das der augenblicklich geltenden Zuordnung a_0/φ_0 entsprechende $Q'_1-n'_1$ -Diagramm zu unterlegen. Falls die Änderung der Drehzahl während des betrachteten Vorganges berücksichtigt werden soll, tritt wieder an Stelle der für einen bestimmten Wert \bar{n} geltenden Randbedingung eine Kurvenschar mit n als stufenweise veränderte Parameter.

Insofern die Randbedingungen durch eine einfache Kurvenschar mit \bar{q} ($\bar{\psi}$) als Parameter darstellbar sind, was dann zutrifft, wenn die bei der betrachteten Leitapparat- (Laufschaufel-) Stellung möglichen Zustände unabhängig von der Drehzahl angesehen werden können, ist die in einem bestimmten Zeitpunkte geltende Randlinie durch das Schließ- bzw. Öffnungsgesetz $\bar{\psi} = f(t)$ festgelegt. Falls jedoch die Abbildung der Gesamtheit der Randbedingungen nur durch ein zweifaches Kurvensystem (\bar{q}, \bar{n}) gelingt, ist neben der im betrachteten Augenblick geltenden Öffnung $\bar{\psi}(\bar{q})$ auch die Kenntnis der augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit ω des Systems erforderlich, die aus einem um Δt zurückliegenden Zustand gemäß

$$\omega_t - \omega_{t-\Delta t} = \int_{t-\Delta t}^t \frac{M_t - W_t}{\Theta} \cdot dt \tag{18}$$

mit M_t bzw. W_t als Momentenwerte der erzeugten bzw. angeforderten Leistung folgt. Der Verlauf der M_t -Werte kann hierbei zunächst nur nach seiner Wahrscheinlichkeit angenommen werden, wobei der auf den neuen Betriebszustand q_t, ζ_t, n_t führende Schritt auf die Erfüllung der Bedingungsgleichung (18) hin zu überprüfen ist.

¹ $Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H_0}}$, Schluckvermögen des Typenrades vom Durchmesser $D_1 = 1$ m bei $\bar{H}_0 = 1$ m;
 $n'_1 = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H_0}}$, Drehzahl unter den gleichen Verhältnissen.

Falls bei verhältnismäßig zum Gefälle langen Rohrleitungen gesteuerte *Nebenauslässe* (Druckregler, Wechselauslässe) zur Herabsetzung der Drucksteigerungen angewendet werden, bewirken diese bei Schließvorgängen eine zusätzliche Wasserabfuhr, welche der Beziehung

$$q_{zt} = \bar{q}_{zt} \cdot \sqrt{1 + \zeta_t} \quad 1$$

folgt, wobei der für die augenblickliche Öffnung ψ_{zt} maßgebende, auf das Normalgefälle H_0 zu beziehende Wert \bar{q}_{zt} zweckmäßig den Ergebnissen von Modellversuchen zu entnehmen ist. Die q -Werte der resultierenden Randbedingung $\Delta i T_L$ ergeben sich als algebraische Summe gleichzeitig geltender q -Werte für Turbine und Druckregler (Abb. 419).

Der Einfluß eines während der Betrachtung *zeitabhängig* bewegten und der Turbine vorgeschalteten *Abschlußorgans* kann berücksichtigt werden durch Verringerung der aus der Charakteristik der Druckleitung zur Zeit t am Rohrleitungsende möglichen Druckwerte (Stoßgerade j_i , Abb. 412) um die Druckverluste ζ_{ri} , die der zur selben Zeit bestehenden Öffnung des Absperrorgans bei der durchtretenden Wassermenge zukommen (Hilfslinie p_i). Die Auswahl der jeweils geltenden Drosselkurven kann somit einfachst auf Grund des Schließgesetzes des Absperrorgans erfolgen.

Umständlicher wird die Berücksichtigung des Einflusses einer Abschlußeinrichtung, deren Bewegungen mehr oder weniger durch die Wirkung der auf den bewegten Teil ausgeübten Strömungskräfte bestimmt werden, wie dies etwa bei einer *Selbstschlußdrosselklappe* der Fall ist, deren Flügel einerseits unter dem hydrodynamischen Moment des Wasserdruckes, andererseits unter Gewichts- und (hydraulischen) Bremsmomenten steht.² Die Behandlung derartiger Vorgänge setzt die Kenntnis der Abhängigkeit des Wasserdruckmomentes von der Stellung des Abschlußorgans voraus. Nach THOMANN (97) bzw. KELLER (88) kann dieses angenähert mit

$$M_h = K D^3 \cdot \Delta H_t + M_0$$

angegeben werden, wobei K als Funktion des Klappenwinkels besteht und M_0 das hinsichtlich seines Einflusses stark zurücktretende Wasserdruckmoment in der Anfangsstellung bedeutet.

Das in der Ölbremse entwickelte Gegenmoment kann proportional der Winkelgeschwindigkeit des Klappenflügels gesetzt werden;

$$M_b = \frac{\mu_a}{f_a} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

α Klappenwinkel zur Zeit t ;

μ_a Bremsmoment bei $f_a = 1$, $\frac{d\alpha}{dt} = 1$;

f_a augenblicklicher Drosselquerschnitt (veränderlich bei gesteuerter Überströmung).

Ebenso kann das auf die Klappenwelle ausgeübte Moment M_G eines etwa vorhandenen Belastungsgewichtes als Funktion des Klappenwinkels α dargestellt werden.

Bei Vernachlässigung der Massenwirkung der bewegten Klappenteile folgt entsprechend $\Sigma M = 0$ das Bewegungsgesetz für den Klappenflügel mit

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{f_a}{\mu_a} \cdot (M_G + M_h), \quad (19)^3$$

¹ Mit Rücksicht auf die vorgesehene Belüftung des austretenden Strahles wäre bei genauerer Erfassung der Verhältnisse nur der Druckanstieg in der Rohrleitung vor der Turbine zu berücksichtigen.

² S. etwa Abb. 271.

³ Gleichung (19) läßt erkennen, daß die notwendige Verlangsamung des Klappenflügels im Bereich der wirksamen Klappenöffnungen durch Einführung äußerer widerstrebender (Gewichts-) Momente (M_G)

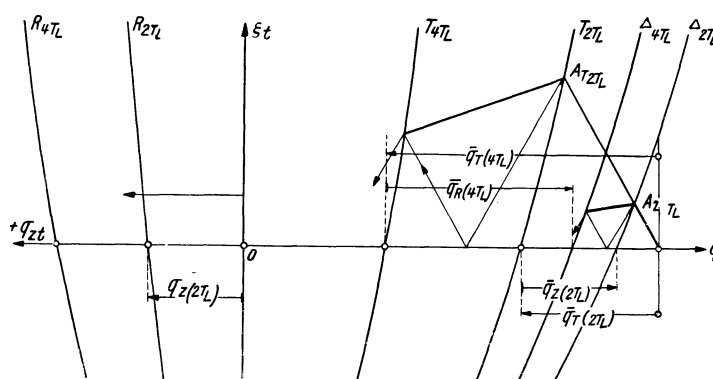


Abb. 419.

welche Gleichung in der Form

$$\int_{t-2T_L}^t dt = 2 T_L = \int_{\alpha_{t-2T_L}}^{\alpha_t} \frac{\mu_a d\alpha}{f_a \cdot (M_G + M_h)}$$

schrittweise der Nachprüfung des während der Dauer des Rechnungsschrittes ($2 T_L$) zurückgelegten und zunächst angenommenen Verdrehwinkels $\Delta\alpha = \alpha_t - \alpha_{t-2T_L}$ dient.

Die Vorgänge selbst folgen eindeutig der Bedingung der Kontinuität, die in der Gleichheit der bei der jeweiligen Stellung der Drosselklappe unter dem Gefälle ΔH_t durch diese fließenden Wassermenge mit jener von der Turbine unter dem Restgefälle $\bar{H}_0 (1 + \zeta) - \Delta H_t$ verarbeiteten ihren Ausdruck findet (*untere Grenzbedingung*). Das praktische Verfahren geht daher zweckmäßig von der Annahme einer Wassermengenänderung während des Berechnungsschrittes aus, die nach den vorgesagten Bedingungen überprüft wird, bzw. zur Festlegung des Schließgesetzes mit Rücksicht auf die zulässige Drucksteigerung führt.¹

Zur Verfolgung der Vorgänge, die sich bei einer Änderung des Betriebszustandes von *Mittel- und Hochdruckpumpenanlagen* abspielen können, bedarf es der Kenntnis des Verhaltens der Pumpe bei verschiedenen Förderhöhen und Drehzahlen.

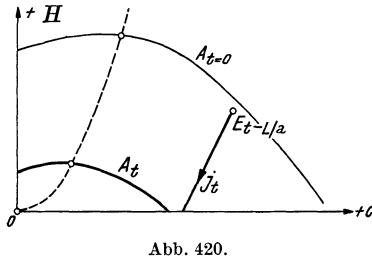


Abb. 420.

Es ist üblich, die für eine bestimmte Pumpe bestehende Abhängigkeit von Fördermenge und Gefälle bei verschiedenen Drehzahlen durch Kurvenscharen mit der Drehzahl als Parameter darzustellen. Nachdem für geometrisch ähnliche Pumpen die Werte $\frac{H}{n^2 D_1^2}$, $\frac{Q}{n D_1^3}$, $\frac{M}{n^2 D_1^5}$, $\frac{N}{n^3 D_1^5}$ unter der Voraussetzung übereinstimmen, daß die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von Änderungen der REYNOLDSchen Zahl vernachlässigt wird sowie jeweils ein kavitationsfreier Betrieb vorliegt,

kann diese Gesetzmäßigkeit dazu benützt werden, um aus der für eine bestimmte Drehzahl aufgenommenen $Q-H$ -Kurve einer Pumpe die für andere Drehzahlen geltende abzuleiten, bzw. gelingt die Darstellung der Abhängigkeit der Förderhöhe von Drehzahl und Fördermenge ein und derselben Pumpe durch eine einzige Kurve in einem System mit den bezogenen Koordinaten $\frac{Q}{n}$, $\frac{H}{n^2}$.

Die Kenntnis des Wirkungsfeldes des Laufrades als Pumpe mit positiver Förderhöhe genügt nun nicht mehr zur Verfolgung der Druckschwankungen in Pumpensteigleitungen bei Veränderungen des Betriebszustandes, wenn die aus dem Verhalten der Leitung heraus möglichen Zustände am unteren Rohrende im betrachteten Zeitpunkt mit den nach der augenblicklich geltenden Pumpencharakteristik möglichen unvereinbar sind. Dies kommt in der graphischen Darstellung dadurch zum Ausdruck, daß die durch den im Zeitpunkte $(t-L/a)$ bestehenden Zustand am oberen Ende der Rohrleitung gezogene Stoßgerade, welche bekanntlich alle aus diesem Zustande heraus möglichen Zustände zur Zeit t umfaßt, ihren Schnittpunkt mit der augenblicklich geltenden Pumpencharakteristik nicht mehr im $+H$, $+C$ -Gebiet findet (Abb. 420).

Über das Verhalten von Kreiselpumpen bei allen möglichen Betriebszuständen, also auch den abnormalen, liegen Versuche vor, die u. a. von D. THOMA in ihren Grundzügen festgelegt und von C. KITTEDGE im Laboratorium der Technischen Hochschule München durchgeführt wurden. Diese Versuche (96), deren Ergebnis auf Pumpen gleicher Schnellläufigkeit auch zahlenmäßig übertragbar ist, geben einen Einblick in das grundsätzliche Verhalten von Kreiselpumpen in den Gebieten positiver und negativer Förderhöhen, bei Rückströmen und negativen Dreh-

erzielt werden kann. Nach R. THOMANN (97) wird durch Anwendung eines besonderen Gestänges zur Weiterleitung der Gewichtswirkung auf die Klappenachse erreicht, daß dieser Einfluß, zunächst im Sinne eines Schlusses der Klappe gehend, im Bereich der wirksamen Klappenöffnungen umgekehrt wird, wodurch in diesem Bereich dem rasch ansteigenden hydrodynamischen Moment ein im gleichen Maße sich erhöhendes Rückhaltmoment entgegengestellt werden kann.

¹ S. S. 375, Beispiel 4.

zahlen. Es sind hierbei die Versuchsergebnisse der allgemeineren Anwendbarkeit halber in dimensionsloser Form zur Darstellung gebracht (Abb. 421).

Für eine bestimmte Ausführung sind auf Grund analoger Versuche an einer hydraulisch gleichwertigen Pumpe alle möglichen Betriebszustände (positive oder negative Förderhöhe, Pumpe als Bremse, bzw. Turbine arbeitend) in einer Schar von Kurven für jeweils konstante Drehzahl darstellbar. Die Bewegungsgleichung des Systems bestimmt wieder die im Zeitab-

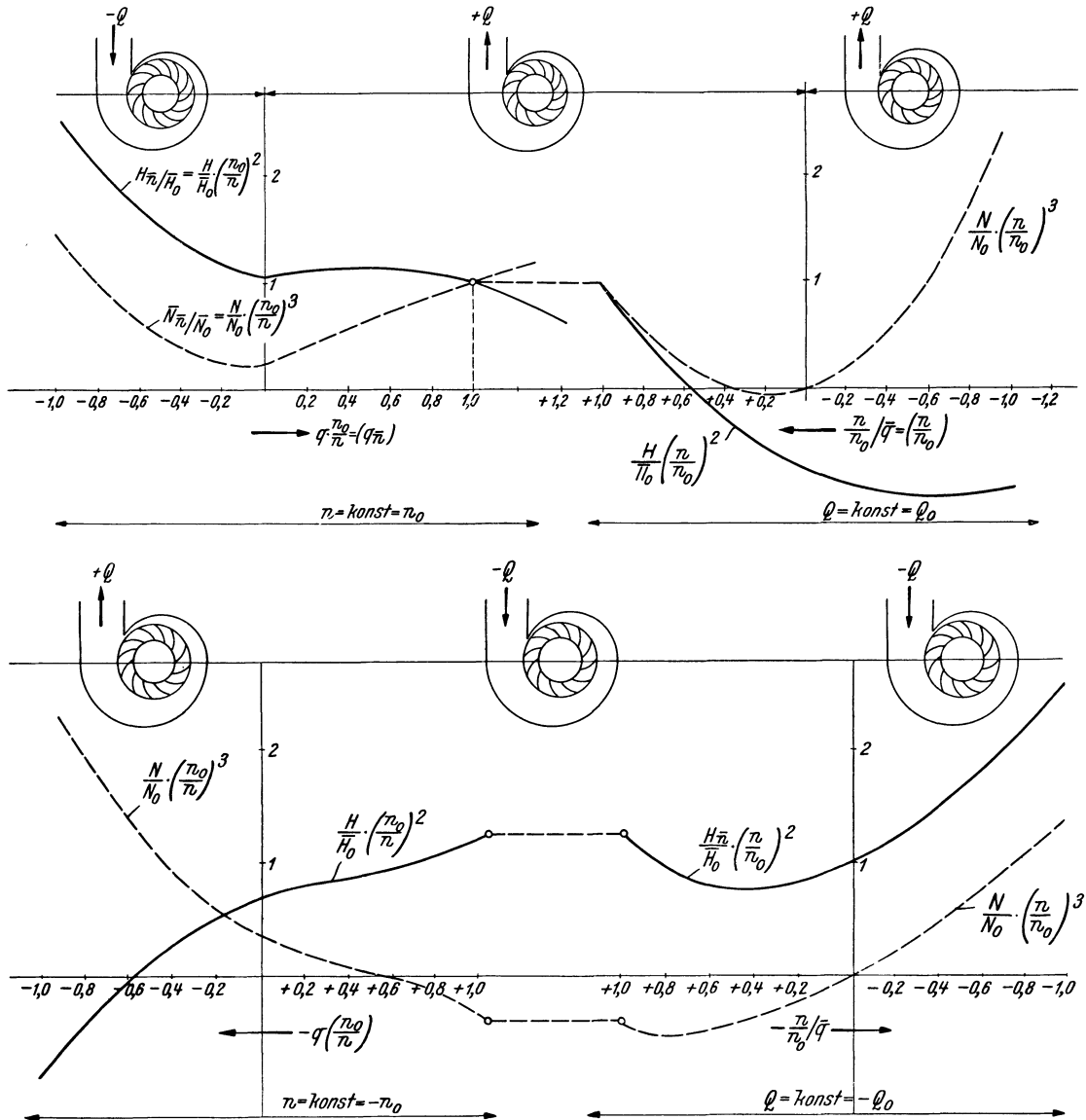


Abb. 421.

stande Δt aufeinanderfolgenden Zustandslinien; für den praktisch wichtigsten Störfall, der Unterbrechung der Leistungszufuhr zum Antriebsmotor, nimmt die allgemeine Gleichung (18) die Form an

$$\Delta \omega \Big|_{t-\Delta t}^t = - \int_{t-\Delta t}^t \frac{M_P}{\Theta} \cdot dt \quad (18a)$$

gemäß der Deckung der von der Pumpe aufgenommenen Leistung aus der kinetischen Energie der umlaufenden Massen. Für die Berechnung der Momentenwerte M_P muß, falls es sich um

die Übertragung der Meßwerte von Modellversuchen auf eine Großausführung handelt, eine Korrektur dieser Werte mit Rücksicht auf den erhöhten Wirkungsgrad der Großausführung vorgenommen werden.¹

Falls, wie für kleinere Pumpenanlagen üblich, strömungsgerichtete Absperrorgane — Rückschlagklappen oder -ventile — pumpendruckseitig angewendet werden, sind die für die Rohrleitung möglichen Randbedingungen auf den Bereich der positiven Q -Werte beschränkt, nach dem die Rückschlagklappe die Pumpe von der Rohrleitung bei Rückströmung abtrennt. Dementsprechend wird, sobald die Pumpe in das Gebiet negativer Q -Werte übergeht und ein richtiges Arbeiten der Rückschlagklappe vorausgesetzt wird, die Randlinie durch die Ordinatenachse $c = 0$ gebildet.

Falls zwischen Pumpe und Rohrleitung Absperrorgane eingeschaltet sind, die während des betrachteten Vorganges ihren Durchgangsquerschnitt verändern, erfahren die ausschließlich aus dem Verhalten der Pumpe hervorgehenden Randbedingungen Modifikationen im Sinn des Einflusses dieser Organe. Bei zeitlich bestimmter Bewegung des Absperrorgans liegen dessen Öffnungswerte und damit der Gefällsverbrauch abhängig von Wassermenge und Zeit fest. Gleichzeitige Zustände vor bzw. hinter dem Absperrorgan werden einander durch den der augenblicklichen Öffnung desselben sowie der durchtretenden Wassermenge entsprechenden Druckverlust zugeordnet (Abb. 422). Strömungsabhängige Schließvorgänge des Absperrorgans können gemäß früheren Ausführungen Berücksichtigung finden.

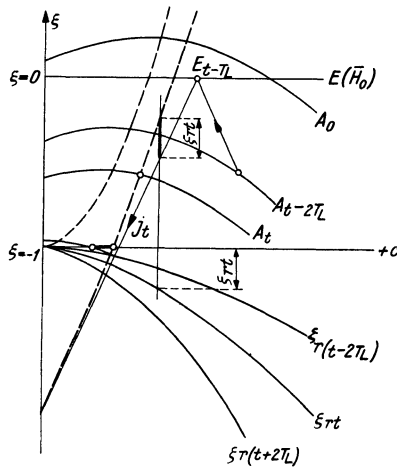


Abb. 422.

Für den Fall, daß drehbare Leitschaukeln als Abschlußorgan vorgesehen sind, legt das Schließgesetz dieser die zur Zeit t bestehende Leitradöffnung fest, wonach die für diese Leitschaukelöffnung bei verschiedenen Drehzahlen möglichen Zustände auf Grund des Betriebsdiagramms der Pumpe durch zwei Kurvenscharen mit den Parametern \bar{n} und \bar{m} dargestellt

werden können. Der im betrachteten Augenblick geltende Parameter \bar{n} ist auf Grund der Gleichung (18) aus dem um $2 T_L$ zurückliegenden Zustand zu ermitteln, bzw. in seiner Annahme zu überprüfen.²

c) Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Druckwellen.

Der in den vorhergehenden Abschnitten benützte Wert a wurde als Laufgeschwindigkeit der Druckwelle in der Rohrleitung erkannt. Insoweit Rohrdurchmesser (D) und Wandstärke (s) über die ganze Leitung gleich anzunehmen sind, bestimmt sich

$$a = \sqrt{\frac{g/\gamma}{\frac{1}{E_w} + \frac{D}{E \cdot s}}}, \quad (20)$$

insofern es sich um eine aufgelöste, also in ihren Teilstrecken axial frei bewegliche Rohrleitung handelt, bzw. nach

$$a = \sqrt{\frac{g/\gamma}{\frac{1}{E_w} + \frac{m^2 - 1}{E m^2} \cdot \frac{D}{s}}}, \quad (21)$$

falls die Rohrleitung starr verankert ist.

Der Elastizitätsmodul für Wasser kann hierbei konstant mit

$$E_w \sim 2,07 \cdot 10^8$$

angenommen werden; im elastischen Verhalten der Rohrleitung sind außer Materialeigenschaften

¹ Aufwertungsformeln wurden von C. ACKERET, F. STAUFER, G. MOODY u. a. angegeben.

² S. Abschn. E, Beispiel 3.

auch noch die versteifenden Wirkungen von Flanschverbindungen, Nietungen usw. zu berücksichtigen, was durch die Wahl eines Elastizitätsmoduls für Stahlrohrleitungen (90) mit

$$E_s = 2 \cdot 10^{10} \div 2,15 \cdot 10^{10},$$

bzw. für Gußrohrleitungen

$$E_G = 1 \cdot 10^{10}$$

erfolgen kann. Für Stahlrohrleitungen ergibt sich daher zur Bestimmung der Laufgeschwindigkeit die die Mittelwerte der Konstanten benützende Beziehung

$$a = \frac{13980}{\sqrt{96 \cdot 6 + \frac{n \cdot D}{s}}} \quad \left(n = \frac{E_s}{E} = 1 \right). \quad (20a)$$

Der Mittelwert der Laufgeschwindigkeit einer *gestuften* Leitung bestimmt sich aus der für die einzelnen Rohrstrecken von der Länge l_i jeweils geltenden Fortpflanzungsgeschwindigkeit gemäß

$$a_m = \frac{\sum l_i}{\sum \frac{l_i}{a_i}}. \quad (22)$$

Für Untersuchungen, die sich auf eine in ihren Abmessungen noch nicht festgelegte Rohrleitung beziehen müssen, wie dies z. B. bei Vorentwürfen der Fall sein kann, wird der Idealfall konstanter Beanspruchung der Rohrleitungsdimensionierung unterlegt werden dürfen. Für die Rohrleitung gleichmäßiger Materialausnützung läßt sich a ableiten aus der Beziehung

$$a = \frac{13980}{\sqrt{96 \cdot 6 + n \cdot \frac{20 K_z}{\bar{H}}}}, \quad (23)$$

wobei bei schräger Leitung \bar{H} veränderlich einzuführen ist. In diesem Falle kann — unter der vereinfachenden Annahme eines geradlinigen schrägen Verlaufes sowie gewisser rechnerischer Näherungen — a_m unter Einführung des Mittelwertes

$$\left(\frac{20 K_z}{\bar{H}} \right)_m = \frac{20 K_z}{H_2 - H_1} \cdot \ln \frac{\bar{H}_2}{\bar{H}_1} \quad (23a)$$

errechnet werden (92).

Neben Leitungen aus einheitlichem Material finden aus wirtschaftlichen Überlegungen heraus des öfteren Leitungssysteme Anwendung, welche die Kombination von Holz oder Beton mit Eisen vorsehen; für Höchstgefälle tritt in den unteren spezifisch hoch belasteten Zonen das bandagierte Rohr an die Stelle des einfachen vollwandigen Rohres.

Die erstgenannten Rohrsysteme finden etwa bis 40 m Druckhöhe Anwendung. Für die Holz-Eisen-Rohrleitung ist der Wert $n D/s$ in der Formel (20a) durch

$$n \cdot \frac{D}{s} = A = \frac{20 K_z}{H} + \frac{n l^4}{16 \cdot D \cdot \delta_H^3} \quad (24)$$

zu ersetzen, wobei δ_H die Wandstärke der Holzdauben, l die Entfernung der Eisenbügel bezeichnet.

Für Eisenbetonrohrleitungen gibt MÜHLHOFER (99)

$$A = \frac{n \cdot D}{s_i \cdot n + (\delta_B - s_i)}, \quad (25)$$

wobei $n = E_s/E_B$ das Verhältnis des Elastizitätsmoduls von Eisen zu Beton,

δ_B die Stärke des vollen Betonrohres,

s_i die Wandstärke eines gedachten, gleichmäßig starken Rohres, das die Eiseneinlagen ersetzt,

bedeuten. Für Druckschächte mit Eisenauskleidung gilt nach dem gleichen Autor

$$A = \frac{K_3}{K_3 + 1} \cdot \frac{D}{s} \quad (26)$$

mit

$$K_3 = E_s \cdot \frac{2 s_i}{D} \cdot \left[\frac{1}{B} \cdot \frac{2}{D_i} + \frac{1}{E_B} \cdot \frac{D_i}{D} \right].$$

Der Elastizitätsmodul für Beton kann in diesen Gleichungen mit $E_b = 2 \cdot 10^9$ angenommen werden.

Zur Bestimmung der Laufgeschwindigkeit in bandagierten Rohren kann auf eine Abhandlung von R. UNTERBERGER und dem Verfasser (98), welche die Berechnung bandagierter Rohrleitungen unter innerem Überdruck zum Gegenstand hat, Bezug genommen werden. Darnach wird die Durchfederung eines zwischen den Bandagenringen liegenden Rohrstückes (Abb. 423) unter der vereinfachenden, praktisch jedoch qualitativ und quantitativ genügenden Näherung der biegeunelastischen Bandage ermittelt nach

$$y_m = y_{1m} \cdot \eta, \quad (27 a)$$

worin mit

- y_r als Durchfederung der Bandagenringe,
 y_s dem angewendeten Schrumpfmaß,
 p_0 dem inneren Überdruck,
 r dem Rohrradius,
 s_2, s_R der Rohrwandstärke bzw. Wandstärke der Bandage,
 J_2 dem Trägheitsmoment der Rohrwandung je Zentimeter

$$\eta = y_r - p_0 \cdot \frac{r^2}{E s_2} \quad (27 b)$$

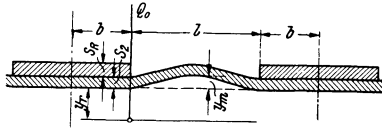


Abb. 423.

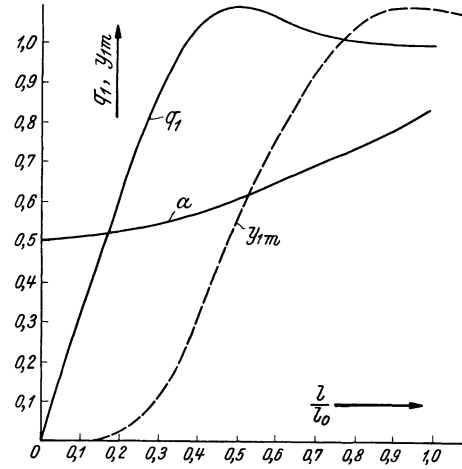


Abb. 424.

gesetzt und y_{1m} als ausschließliche Funktion des bezogenen Bandagenabstandes l/l_0 mit $l_0 = \frac{2\pi}{0,6787} \cdot \sqrt[4]{\frac{J_2 \cdot r^2}{s_2}}$ (s. Abb. 424) angenommen werden kann.

Die Volumenvergrößerung bei einem auf p ansteigenden Druck beträgt pro Längeneinheit des Rohres

$$V = 2 r \pi \left(y_r + y_m \cdot \alpha \cdot \frac{l}{l + 2b} \right),$$

welche Gleichung unter Bezug auf Gleichung (27a) und (27b) übergeht in

$$V = 2 r \pi \left\{ y_r \left(1 + y_{1m} \cdot \alpha \cdot \frac{l}{l + 2b} \right) - y_{1m} \cdot p_0 \cdot \frac{r^2}{E s_2} \cdot \alpha \cdot \frac{l}{l + 2b} \right\}. \quad (28)$$

Unter Berücksichtigung der das Kräftegleichgewicht an der Bandage darstellenden Beziehung

$$p_0 \cdot b + Q_0 = b \cdot \left[\frac{E s_R}{r^2} \cdot (y_r + y_s) + y_r \cdot \frac{E s_2}{r^2} \right]$$

mit $Q_0 = -\frac{E s_2}{r^2} \cdot \frac{l_0}{2\pi} \cdot \eta \cdot q_1$ als der infolge der Durchbiegung des freien Rohrstückes um y_m entstehenden Querlast kann die Vergrößerung des Volumens eines von Mitte zu Mitte Bandagenring sich erstreckenden Rohrabchnittes bei einer Drucksteigerung um dp angegeben werden zu

$$\frac{dV}{dp} = \frac{2 r^3 \pi}{E} \cdot \frac{1}{s_{\text{red}}},$$

worin s_{red} durch

$$\frac{1}{s_{\text{red}}} = \frac{1}{s_2} \left\{ \frac{1 + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot q_1}{1 + \frac{s_R}{s_2} + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot q_1} + y_{1m} \cdot \alpha \cdot \frac{l}{l + 2b} \cdot \left[\frac{1 + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot q_1}{1 + \frac{s_R}{s_2} + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot q_1} - 1 \right] \right\}$$

definiert ist.

Für die mit Rücksicht auf die Materialausnutzung richtig ausgelegte Bandage wird der zweite Ausdruck der Klammer sehr klein; ferner darf für $l/l_0 < 0,4$ $q_1 \sim \frac{l}{l_0} \cdot \pi$ gesetzt werden. Unter dieser Voraussetzung ergibt sich

$$s_{\text{red}} \simeq s_2 \cdot \frac{1 + \frac{s_R}{s_2} + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot \frac{l}{l_0} \cdot \pi}{1 + \frac{l_0}{2\pi b} \cdot \frac{l}{l_0} \cdot \pi} = \frac{s_2(l + 2b) + 2b \cdot s_R}{2b + l} = s_m, \quad (29)$$

d. h. das bandagierte Rohr erleidet unter Innendruck eine Volumenvergrößerung, die angenähert der eines Ersatz-Vollwandrohres mit einer der Bandagenringwandstärke s_R und der Rohrwandstärke s_2 entsprechenden mittleren Wandstärke s_m entspricht.

d) Druckschwankungen in unelastischen Leitungssystemen.

Die allgemeinen Berechnungsmethoden können unter Voraussetzungen, die das Zurücktreten bestimmter Einflüsse zur Folge haben, wesentliche Vereinfachungen erfahren. Hinweise in dieser Richtung unter Festlegung der leitenden Gesichtspunkte, etwa der Ersatz einer gestuften Leitung durch eine gedachte Leitung einheitlichen Durchmessers und gleichbleibender Wandstärke, die Annahme besonderer Ausflußgesetze usw. finden sich in den vorhergehenden Besprechungen. Unter bestimmten Voraussetzungen kann nun auch die Elastizität von Rohrwandung und Wasser ohne wesentliche Beeinflussung des Rechnungsergebnisses außer acht gelassen werden. Um hierin einen Überblick zu gewinnen, betrachten wir zunächst die Strömung bei Annahme starrer Rohrwand und unzusammendrückbarem Wasser. Hierfür gilt streng der Impulssatz, nach welchem die Summe der auf das System wirkenden äußeren Kräfte P_a gleich der auf die Zeiteinheit bezogenen Impulsänderung dieses Systems ist, wobei sich letztere als die algebraische Summe der sekundlichen Änderung der im betrachteten Raume enthaltenen Bewegungsgröße J und der Impulsströme i im Ein- und Austrittsquerschnitt errechnet.

$$\frac{dJ}{dt} + \frac{di_E}{dt} - \frac{di_A}{dt} = \Sigma Pa. \quad (30)$$

Hierbei kann dargestellt werden

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{d}{dt} \int_0^L \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot dx \cdot C = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dQ}{dt} \cdot L,$$

nachdem $FC = Q$ unabhängig von x besteht.

Für die Strömung im starren zylindrischen Rohr unter Wirkung einer konstanten Kraft entsprechend dem Gefälle \bar{H}_0 ergibt sich wegen

$$\frac{di_A}{dt} = \frac{di_E}{dt}, \quad \frac{dJ}{dt} = \frac{\gamma}{g} L \frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma \cdot L \cdot F}{g} \cdot \frac{dC}{dt}$$

und annahmegemäß

$$\frac{\gamma L F}{g} \cdot \frac{dC}{dt} = \gamma \cdot F \cdot \bar{H}_0, \quad \text{bzw.} \quad \frac{L}{g} \cdot \frac{dC}{dt} = \bar{H}_0. \quad (30 a)$$

Aus dieser Gleichung kann durch Integration jene Zeitdauer abgeleitet werden, innerhalb welcher unter dem konstanten Gefälle \bar{H}_0 der Rohrleitungsinhalt von Null auf die normale Geschwindigkeit C_0 beschleunigt werden würde;

$$T_r = \frac{L \cdot \bar{C}_0}{g \cdot \bar{H}_0} \quad (31)$$

charakterisiert das dynamische Verhalten der in der Rohrleitung enthaltenen Wassermasse und wird sinngemäß als die *Anlaufzeit* der Rohrleitung bezeichnet.

In den vorangehenden Betrachtungen war wiederholt Gelegenheit genommen worden, auf die Bedeutung des als Rohrcharakteristik bezeichneten Wertes $\rho = a \bar{C}_0 / g \bar{H}_0$ für den Verlauf der Druckschwankungen hinzuweisen. Betrachtungen, die sich mit der zeitlichen Änderung der Geschwindigkeitsverteilung längs der Rohrleitung bei kleinen, linear verlaufenden Öffnungsänderungen befassen, lassen erkennen, daß neben dem asymptotischen Abklingen des Druckstoßes eine gleichsinnige Annäherung der Geschwindigkeit an die des neuen Beharrungszustandes erfolgt, falls die Stoßgeraden (ρ) steiler als die Randlinien (α) verlaufen,¹ andernfalls die neue

¹ Diese seien angenähert durch Gerade ersetzt.

Beharrungsgeschwindigkeit unter Pendelungen erreicht wird, wobei dies auch für Stellen innerhalb der Leitung gilt.

In Abb. 425 und 426 sind nun gleichzeitige Geschwindigkeitswerte durch Linienzüge verbunden; letztere sind unter den gemachten Voraussetzungen, wie einfach zu begründen, Gerade.

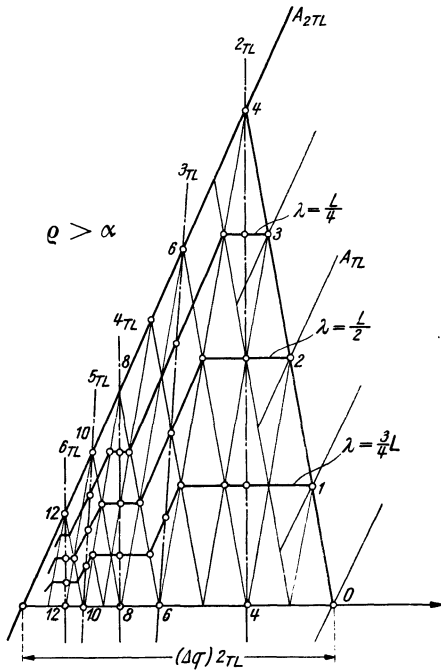


Abb. 425.

diese Linienzüge für den Fall $\rho \gg \alpha$ nahezu senkrecht zur Abszissenachse verlaufen, und zwar um so zutreffender, je verhältnismäßig größer ρ ist, liegen im Falle $\rho < \alpha$ gleichzeitige Zustände längs der Rohrleitung auf Geraden, die ineinander durch Drehung übergeführt werden können, wenn sie im Sinne der Ortszugehörigkeit der einzelnen Zustände (z. B. $E \rightarrow A$) gerichtet angenommen werden. Physikalisch kommt damit für Verhältnisse, welche durch $\rho < \alpha$ gekennzeichnet sind, der hin- und hergehende Zustand des Leitungsinhaltes zum Ausdruck, während im ersten Falle die Wassergeschwindigkeiten an verschiedenen Stellen der Leitung nicht allzusehr voneinander abweichen, wobei mit steigendem Verhältnis ρ/α eine zunehmende Annäherung an den Grenzzustand der starren Leitung eintritt, welcher durch die Übereinstimmung gleichzeitiger Geschwindigkeiten in allen Querschnitten der Leitung gekennzeichnet ist.

Grundsätzlich bleiben diese Verhältnisse auch erhalten für den Fall, als die Dauer der Öffnungsänderung ein Mehrfaches der Reflexionszeit der Leitung beträgt. Nur wirken in diesem Falle die rücklaufenden Druckwellen stark ausgleichend auf die längs der Leitung gleichzeitig bestehenden Geschwindigkeiten.

Die Voraussetzungen für die Unterlegung des Grenzfalles der starren Leitung, der in sich die Annahme trägt, daß eine geringe Änderung der Auslauföffnung am unteren Rohrende eine gleichzeitige Veränderung des Strömungs-

zustandes der gesamten Leitung hervorruft und welcher damit eine physikalische Unwahrscheinlichkeit beinhaltet, erscheinen somit unter Verhältnissen zulässig, für welche $\rho \gg \alpha$ ist. Diese

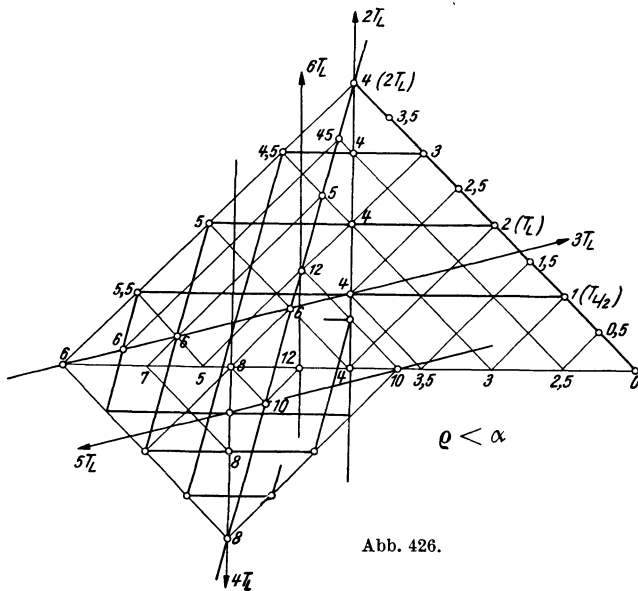


Abb. 426.

Voraussetzung trifft zu für Regelvorgänge, die sich im Bereiche der größeren Öffnungen abspielen (relativ flache Lage der äußeren Randlinie) sowie bei einer verhältnismäßig langen Anlaufzeit der geschlossenen Wasserführung (Mittel- und Niederdruckanlagen), wie aus der Darstellung von ρ gemäß

$$\rho = \frac{a \bar{C}_0}{g \bar{H}_0} = \frac{L \bar{C}_0}{g \bar{H}_0} = \frac{T_r}{T_L}$$

hervorgeht.

Weiters kommt der Größe der als stetig vorausgesetzten Öffnungsänderung innerhalb der Reflexionszeit $2 T_L$, bzw. allgemein ausgedrückt der Änderungsgeschwindigkeit der äußeren Randbedingung in dem erwähnten Zeitabschnitt

ausschlaggebende Bedeutung insofern zu, als die auf gleiche Geschwindigkeit längs der Leitung hinwirkenden Ausgleichsvorgänge bei relativ kleinem T_L rasch genug erfolgen, um bei langsam verlaufenden Störungen angenähert die für starre Leitung und unzusammendrückbares Wasser rechnermäßigen Zustände in der Leitung eintreten zu lassen.

Um zu allgemein gültigen Beziehungen zu kommen, sei eine nicht stationäre und reibungsbehaftete Strömung, durch eine hinsichtlich ihres Querschnittes stetig veränderliche Rohrleitung und unter dem statischen Gefälle \bar{H}_0 vor sich gehend, vorausgesetzt.

Die einzelnen Glieder der maßgebenden Gleichung (30) können dann wie folgt angegeben werden: Impulsinhaltsänderung:

$$\frac{\partial J}{\partial t} = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot dx \cdot \frac{\partial C}{\partial t}. \quad 1$$

Impulsstromänderung:

$$\frac{d i_{(x+dx)}}{dt} - \frac{d i_x}{dt} = \frac{\gamma}{g} F \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{C^2}{2} \right) dx.$$

Summe der äußeren Kräfte:

$$\Sigma P_a = \gamma \cdot F \left(\frac{\partial H}{\partial x} \cdot dx - d\bar{H} \mp R \cdot C^2 dx \right). \quad 2$$

Für den gesamten Druckunterschied zwischen den Rohrenden folgt damit

$$g H \Big|_0^L = \int_0^L \frac{\partial C}{\partial t} dx - \int_0^L \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{C^2}{2} \right) dx + g \int_0^L d\bar{H} \pm g \int_0^L R C^2 dx. \quad (31)$$

Hierbei kann für

$$\int_0^L \frac{\partial C}{\partial t} \cdot dx = \frac{dQ}{dt} \cdot \int_0^L \frac{dx}{F(x)} = \frac{dq}{dt} \cdot \int_0^L C_{x0} dx$$

geschrieben werden, wenn auf bezogene Größen übergegangen und berücksichtigt wird, daß bei Vernachlässigung der Elastizität Q nur Funktion von t entsprechend der Kontinuität ist. Sinngemäß kann hierin nach früheren Festlegungen

$$\int_0^L C_{x0} dx = g \cdot \bar{H}_0 \cdot T_r$$

gesetzt werden.

Ferner ist

$$\int_0^L \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{C^2}{2} \right) dx = \frac{C_{Lt}^2 - C_{0t}^2}{2} = (\beta^2 - 1) \cdot \frac{C_{0t}^2}{2} = q^2 \cdot \frac{\bar{C}_0^2}{2} \cdot (\beta^2 - 1)$$

$$\text{mit } \beta = \frac{C_{Lt}}{C_{0t}}.$$

Für das Reibungsglied besteht die Entwicklung

$$\int_0^L R \cdot C^2 \cdot dx = Q^2 \cdot \int_0^L \frac{R}{F^2(x)} \cdot dx = q^2 \cdot \int_0^L R C_{0x}^2 dx,$$

wobei der Wert des letzten Integrals zweckmäßig durch graphische Integration bestimmt wird;

hierbei werde der unter den gegebenen Verhältnissen konstante Wert $g \cdot \int_0^L R C_{0x}^2 dx = g \bar{H}_0 R_0$ gesetzt.

Mit Einführung bezogener Größen und $\bar{C}_0^2/2 = g \propto \bar{H}_0$ erhält Gleichung (31) die allgemeine Form

$$\frac{H_{Et}}{\bar{H}_0} - \frac{H_{At}}{\bar{H}_0} = T_r \cdot \frac{dq}{dt} + q^2 \cdot [\alpha (1 - \beta^2) \pm R_0] + \frac{1}{\bar{H}_0} \cdot [\bar{H}_E - \bar{H}_A]. \quad (32)$$

Diese Gleichung werde nun auf die wichtigsten Sonderfälle angewendet:

¹ Da bei der Leitung veränderlichen Durchmessers C (J) auch Funktion von x ist, hat an Stelle des totalen Differentiales das partielle zu treten.

² x wird von A (unten) gegen E (oben) gezählt.

a) Rohrleitung mit freiem Auslauf.

Unter Bezug auf Abb. 427 gilt $\bar{H}_A = \bar{H}_0$, $H_{Et} = \bar{H}_E$, womit Gleichung (32) die Form annimmt

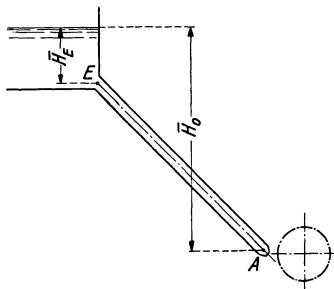


Abb. 427.

$$-\frac{H_{At}}{\bar{H}_0} = T_r \cdot \frac{dq}{dt} + q^2 \cdot [\alpha(1 - \beta^2) \pm R_0] - 1,$$

bzw. unter Vernachlässigung des Reibungseinflusses und Voraussetzung konstanten Rohrquerschnittes

$$[\alpha(1 - \beta^2) \pm R_0] = k = 0,$$

$$-\frac{H_{At}}{\bar{H}_0} = T_r \cdot \frac{dq}{dt} - 1.$$

Das zur Zeit t wirksame Gefälle beträgt somit

$$H_t = H_{At} = \bar{H}_0 \left(1 - T_r \cdot \frac{dq}{dt} \right). \quad (32a)$$

b) Turbine mit nachgeschalteter Rohrleitung (Saugrohr) (Abb. 428).

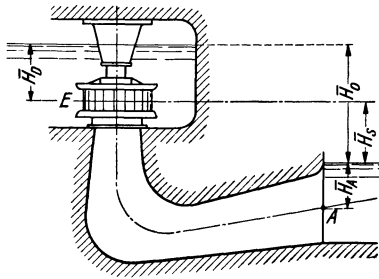


Abb. 428.

Es gilt

$$H_{At} = \bar{H}_A, \quad \bar{H}_E = -\bar{H}_S \quad 1$$

und damit

$$\frac{H_{Et}}{\bar{H}_0} = T_r \cdot \frac{dq}{dt} + kq^2 - \frac{\bar{H}_S}{\bar{H}_0}.$$

Das wirksame Gefälle im Zeitpunkte t stellt sich mit $k = 0$ und wegen $\bar{H}_S + \bar{H}_D = \bar{H}_0$ dar zu

$$\frac{H_t}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}_0} - \frac{H_{Et}}{\bar{H}_0} = -T_r \frac{dq}{dt} + 1, \quad H_t = \bar{H}_0 \left(1 - T_r \cdot \frac{dq}{dt} \right). \quad (32b)$$

c) Turbinen mit geschlossener Wasserzu- und -abführung.

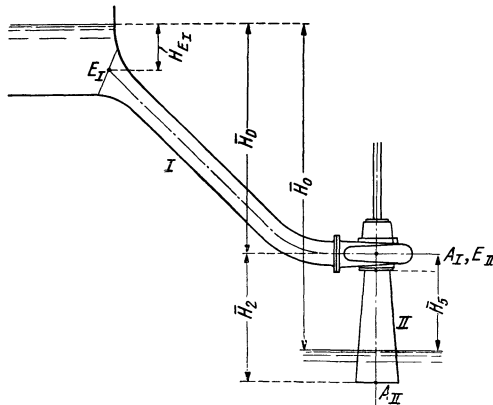


Abb. 429.

Es gelten gemäß Abb. 429

$$H_{EtI} = \bar{H}_{E_I}, \quad \bar{H}_{A_I} = \bar{H}_D,$$

$$H_{AtII} = \bar{H}_2 - \bar{H}_S, \quad \bar{H}_{E_{II}} = -\bar{H}_S.$$

Gleichung (32) erhält somit für Strang I die besondere Form

$$-\frac{H_{AtI}}{\bar{H}_0} = T_{rI} \cdot \frac{dq}{dt} + k_I q^2 - \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}_0},$$

$$\zeta_{AtI} = -T_{rI} \cdot \frac{dq}{dt} + \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}_0} \quad (k_I = 0),$$

für Strang II

$$\frac{H_{EtII}}{\bar{H}_0} = T_{rII} \cdot \frac{dq}{dt} + k_{II} q^2 - \frac{\bar{H}_S}{\bar{H}_0}, \quad \zeta_{EtII} = +T_{rII} \cdot \frac{dq}{dt} - \frac{\bar{H}_S}{\bar{H}_0} \quad (k_{II} = 0).$$

Wie aus diesen Gleichungen ersichtlich, treten als Folge von Durchflußverringerungen Druck-erhöhungen vor der Turbine, hinter dieser Druckerniedrigungen auf, bzw. umgekehrt bei Ver-
größerung des Durchflusses. Ihre Wirkungen summieren sich hinsichtlich des wirksamen Gefälles, so daß dieses gesetzt werden kann

¹ \bar{H}_D , \bar{H}_E , \bar{H}_S beziehen sich auf einen willkürlichen Punkt innerhalb des Schaufelraumes.

$$\frac{H_t}{\bar{H}_0} = \frac{H_{\Delta t I}}{\bar{H}_0} + \left(-\frac{H_{E t II}}{\bar{H}_0} \right) = -(T_{rI} + T_{rII}) \frac{dq}{dt} + \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}_0} + \frac{\bar{H}_S}{\bar{H}_0}, \quad (k_I = k_{II} = 0)$$

mit $\bar{H}_D + \bar{H}_S = \bar{H}_0$; das wirksame Gefälle gegenüber dem Beharrungszustand wird damit

$$H_t = \bar{H}_0 \left(1 - \sum T_r \frac{dq}{dt} \right). \quad (32c)$$

Zur Bestimmung des zeitlichen Verlaufes der Druck- und Flußänderungen während der Überleitung in den neuen Beharrungszustand tritt zu den für die jeweilige Anordnung geltenden Beziehungen Gleichung (32a) bis (32c) die Charakteristik der angeschlossenen Strömungsmaschine.

Diese Gleichungssysteme sind in geschlossener Form analytisch nur unter stark einschränkenden Voraussetzungen zu lösen; andernfalls muß zu Näherungsverfahren, etwa dem der stufenweisen Integration, gegriffen werden. Im übrigen besteht auch die Möglichkeit, Grundsätze bereits besprochener graphischer Verfahren anzuwenden. Hierzu möge die Gleichung (32c), mit $k_I \neq 0$, $k_{II} \neq 0$ verallgemeinert, in der Form dargestellt werden

$$q_{t_1 + \Delta t} - q_{t_1} = -\frac{1}{\sum T_r} \int_{t_1}^{t_1 + \Delta t} \zeta_t dt - \frac{1}{\sum T_r} \int_{t_1}^{t_1 + \Delta t} \sum k q^2 dt. \quad (33)$$

Unter der Voraussetzung, daß das Zeitintervall Δt genügend klein gewählt wird, kann der Wert des ersten Integrals durch den Mittelwert der an seinen Grenzen bestehenden Druckänderungen ζ_{t_1} , $\zeta_{t_1 + \Delta t}$ ersetzt werden (84). Wird der Wert des zweiten Integrals als mit Δq_r ermittelt angenommen, so besteht unter Voraussetzungen, welche die Anwendung der Gleichung (17a) zulassen, die Beziehung

$$\bar{q}_{t_1 + \Delta t} \cdot \sqrt{1 + \zeta_{t_1 + \Delta t}} - \bar{q}_t \cdot \sqrt{1 + \zeta_t} = -\left(\frac{\Delta t}{2 \sum T_r} \cdot \zeta_{t_1 + \Delta t} + \frac{\Delta t}{2 \sum T_r} \cdot \zeta_t \right) - \Delta q_r, \quad (33a)$$

welche in einem q, ζ -Koordinatensystem, in welchem die für q bestehende Abhängigkeit von ζ für bestimmte im Zeitabstände Δt vorhandene Öffnungswerte ψ durch die Schar von Kurven $\zeta = f(q)$ abgebildet ist, zur Darstellung gebracht werden kann.

Die Zuordnung einander im Zeitabstände Δt folgender Zustände gemäß Gleichung (33a) erfolgt nach Abb. 430, wobei die auf- und absteigenden Hilfsgeraden unter der Neigung $\text{tg } \alpha = \pm \frac{2 \sum T_r}{\Delta t}$ und im Abstand Δq_r , auf der q -Achse gemessen, verlaufen.

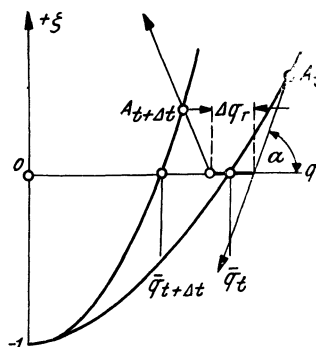


Abb. 430.

e) Die Anlaufzeit der Rohrleitung.

Für die unter dem Gefälle \bar{H}_0 stehende zylindrische, bzw. in ihren Querschnitten stetig veränderte Leitung gilt für die Anlaufzeit

$$T_r = \frac{L \bar{C}_0}{g \bar{H}_0}, \quad \text{bzw.} \quad T_r = \frac{1}{g \bar{H}_0} \cdot \int_0^L C_{x0} dx. \quad (34)$$

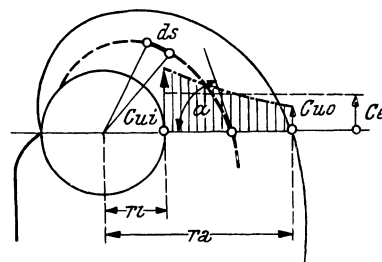


Abb. 431.

Falls das Betriebswasser dem Laufrad spiralförmig zugeleitet wird, kann unter Voraussetzung konstanter Breite des Profils und unter Bezug auf Abb. 431 der Mittelwert der Anlaufzeit gemäß

$$T_{r m} \cdot (r_a - r_i) = \frac{1}{g \bar{H}_0} \cdot \int_{r_i}^{r_a} dr \cdot \int_0^L C ds$$

definiert werden. Unter Annahme einer reinen Wirbelsenkströmung ergibt sich daraus mit $k_1 = \frac{Q_0}{b \cdot \text{tg } \alpha \cdot \varphi_a}$ und den Bezeichnungen der Abb. 431

$$T_{r m} = \frac{1}{g \bar{H}_0} \cdot \frac{2 k_1}{\sin 2 \alpha} \cdot \frac{r_a (\varphi_a \text{tg } \alpha + 1) + r_i}{r_a - r_i}, \quad 1$$

¹ φ_a = Zentriwinkel der äußeren Spiralförmigkeit (in der Darstellung 180°); ferner ist auf

bzw. folgt mit $\frac{Q_0}{b(r_a - r_i)} = C_e$ und unter Beachtung der durch die Kleinheit des Winkels α zulässigen Vereinfachungen nach Reihenentwicklung und Vernachlässigung der Glieder zweiter Kleinheitsordnung

$$T_{rm} = \frac{1}{g H_0} C_e r_i \varphi_a, \quad (34a)$$

d. h. die Anlaufzeit der Spirale erscheint angenähert in Übereinstimmung mit der einer Ersatzrohrleitung von der Länge $r_i \varphi_a$ und der konstanten Durchflußgeschwindigkeit C_e .

Damit erscheinen auch jene Unterlagen gegeben, welche die Anlaufzeit einer zusammengesetzten Leitung, die sich als Summe der Anlaufzeiten der einzelnen Leitungsabschnitte darstellt, ermitteln lassen.

B. Die Drehzahlschwankungen des drehenden Systems bei Laständerungen.

Bezeichnungen:

t (sek)	Zeit in Sekunden;
$T'_{s(\delta)}, T''_{s(\delta)}$ (sek)	Schluß- (Öffnungs-) Zeit für den vollen Hub und bei der vollen Servomotorgeschwindigkeit, Schluß- bzw. Öffnungszeit von Vollast bis Leerlauf;
M_t, M_{\max} (mkg)	das im Augenblick t wirksame Antriebsmoment, das Maximalmoment;
M_s	Antriebsmoment, abhängig vom Reglerhub s ($\omega = \omega_m = \text{konst.}$);
M	Antriebsmoment (abhängig von s und ω);
ΔM_s	Änderung von M_s ($\omega = \omega_m$);
$m_{(s)} = M_{(s)}/M_{\max}$	bezogenes Antriebsmoment;
$\Delta m_{(s)}$	bezogene Änderung des Antriebsmomentes M (M_s);
$m_{(s)1}$	bezogene kleine Änderung von M (M_s);
W_t (mkg)	das Lastmoment zur Zeit t ;
w	bezogenes Lastmoment;
N_t, N_{wt}, N_{\max} (mkg/sek ⁻¹)	erzeugte Leistung, Last, maximale Leistung;
$\omega_m (\omega_0), \omega_{\max}, \omega_L$ (sek ⁻¹)	mittlere (Ausgangs-), maximale Winkelgeschwindigkeit bzw. im Leerlauf;
$\Delta \omega$ (sek ⁻¹)	Abweichung von ω_m ;
$\lambda = N_t/N_{\max}$	bezogene Leistung;
$\lambda_w = N_{wt}/N_{\max}$	bezogene Last;
$\varphi = \Delta \omega/\omega_m, (\Delta \omega/\omega_0)$	bezogene Drehzahlabweichung;
δ_1	Ungleichförmigkeitsgrad der starren Rückführung zwischen Vollast und Leerlauf;
δ	Ungleichförmigkeitsgrad der starren Rückführung, auf Servomotorhub bezogen;
$\Theta = \frac{GD^2}{4g}$ (kgmsek ²)	Trägheitsmoment des rotierenden Systems. ²

a) Allgemeines.

Bei einer Änderung der Belastung kann die Angleichung der erzeugten Leistung an die geforderte nur allmählich und stetig durch entsprechende Änderung der Beaufschlagung der

der rechten Seite der Gleichung der Faktor $k_2 = \frac{\frac{r_a}{r_i} \cdot \left(\ln \frac{r_a}{r_i} - 1 \right) + 1}{\left(\ln \frac{r_a}{r_i} \right)^2} = 1$ gesetzt, was nur für

$\frac{r_a}{r_i} \simeq 3$ zutrifft $\left(\frac{r_a}{r_i} = 1,5, k_2 = 0,68; \frac{r_a}{r_i} = 5, k_2 = 1,56 \right)$.

² Alle mit dem System starr verbundenen Schwungmassen sind hierbei im Verhältnis des Quadrats ihrer Drehzahlen auf die Bezugsdrehzahl reduziert zu berücksichtigen; hinsichtlich des Einflusses elastisch gekuppelter Schwungmassen auf die Stabilität der Regelung s. S. 360.

Wasserturbine erfolgen, wodurch während des Ausgleichvorganges Leistungsüber- bzw. -unterschüsse entstehen, die beschleunigend (verzögernd) auf das drehende System wirken. Es werde angenommen, daß der bestehende und durch die Übereinstimmung von erzeugter Leistung $\bar{N}_{t=0}$ und abgenommener Leistung $N_{wt=0}$ gekennzeichnete Beharrungszustand im Augenblick $t = 0$ durch eine Änderung der letzteren nach 0—1 unterbrochen werde; der selbsttätige Regler suche in der Folge die erzeugte Leistung dem Verbrauch gemäß 0—2 anzupassen. Abb. 432.

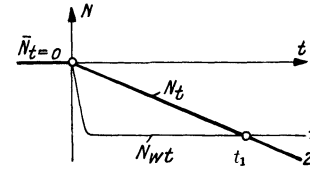


Abb. 432.

Die Bewegung des Systems folgt der bekannten dynamischen Grundgleichung

$$(M_t - W_t) \cdot dt = \Theta \cdot d\omega; \tag{35}$$

nach dieser tritt das Maximum der Geschwindigkeitsabweichung im Zeitpunkt t_1 ein, in welchem Antriebs- und Widerstandsmoment erstmalig übereinstimmen, und folgt aus der Auswertung der Gleichung (35) für $t = t_1$.

Eine dimensionslose Darstellung dieser Gleichung kann durch Einführung der *Anlaufzeit* T_a des Systems, d. i. jener Zeitdauer, innerhalb welcher der Maschinensatz unter Einwirkung des der Volleistung entsprechenden maximalen Momentes M_{\max} vom Stillstand auf die normale Drehzahl n_m hochläuft, erreicht werden. Gemäß dieser Definition kann nach Gleichung (35) geschrieben werden

$$\bar{M}_{\max} \cdot T_a = \Theta \cdot \bar{\omega}_m$$

und nach Einführung von $M_{\max} \simeq \frac{N_{\max}}{\bar{\omega}_m}$

$$T_a = \frac{\Theta \bar{\omega}_m^2}{N_{\max}}. \tag{36}$$

Damit geht Gleichung (35) nach Integration in die Form

$$\int_0^t \left(\frac{N_t}{N_{\max}} - \frac{N_{wt}}{N_{\max}} \right) dt = \frac{T_a}{2} \cdot \frac{\omega^2 - \bar{\omega}_m^2}{\bar{\omega}_m^2}$$

über, woraus unter Darstellung von ω gemäß $(\bar{\omega}_m + \Delta\omega)$ und unter Beschränkung auf kleine Abweichungen $\Delta\omega$

$$\int_0^t \frac{N_t - N_{wt}}{N_{\max}} \cdot dt = \int_0^t (\lambda - \lambda_w) dt \simeq T_a \cdot \varphi \tag{37}$$

folgt.

Die von der Turbine erzeugte Leistung hängt im allgemeinen von der augenblicklichen Leitradöffnung, der Drehzahl und dem wirksamen, d. i. dem von Trägheitswirkungen des Wassers mitbestimmten Gefälle ab. Auch für die Last, gegebenenfalls ihre zusätzlichen Komponenten (Reibungs-, Ventilationsverluste usw.) werden Abhängigkeiten von charakteristischen Betriebsgrößen, so der Drehzahl des Maschinensatzes u. a., bestehen.

b) Die Vernachlässigung der Massenträgheit des Betriebswassers.

Die analytische Lösung der Gleichung (37) ist nur unter vereinfachenden Voraussetzungen möglich, wie etwa:

a) die Änderung der Belastung auf den neuen Beharrungswert erfolgt plötzlich

$$N_{wt} = \bar{N}_2 = \text{konst}; \tag{38 a}$$

b) Trägheitswirkungen in der Wasserführung werden vernachlässigt;

c) jeder Leistung \bar{N} wird entsprechend einer linearen Drehzahl-Leistungscharakteristik eine bestimmte Beharrungsgeschwindigkeit zugeordnet, die sich aus

$$\bar{\omega}_N = \bar{\omega}_L - \delta_1 \cdot \bar{\omega}_m \cdot \bar{\lambda} \tag{38 b}$$

ergibt, mit $\bar{\omega}_L$ als Leerlaufdrehzahl und δ_1 den auf die normale Umlaufzahl bezogenen Drehzahlunterschied zwischen Vollast und Leerlauf.

d) Die durch die Regelung allmählich bewirkte Leistungsänderung erfolgt linear mit der Zeit

$$N_t = \bar{N}_1 - \frac{\bar{N}_{\max} \cdot t}{T_s'}, \text{ bzw. } \lambda = \bar{\lambda}_1 - \frac{t}{T_s'}. \quad (38 \text{ c})$$

Gleichung (37) geht unter Berücksichtigung der Voraussetzungen a—d nach Integration über in

$$\varphi = -\frac{1}{2} \frac{1}{T_a T_s'} \cdot t^2 + \frac{\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2}{T_a} \cdot t - \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_m); \quad (39)^1$$

im letzten Glied der Gleichung (39) erscheint die voraussetzungsgemäße Abhängigkeit der beharrungsmäßigen Drehzahl von der erzeugten Leistung [Gleichung (38 b)] berücksichtigt. Die Integrationskonstante ist hierbei aus der Anfangsbedingung

$$t = 0 \quad \bar{\varphi}_0 = \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_1)$$

ermittelt, während

$$\varphi_0' = \frac{\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2}{T_a}$$

aus Gleichung (39) folgt.

Die maximale Geschwindigkeitsabweichung kann mit

$$\varphi_{\max} = \frac{(\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)^2}{2} \cdot \frac{T_s'}{T_a} - \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_m) \quad (39 \text{ a})$$

angegeben werden. Sie erscheint in dieser Darstellung von der mittleren Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}_m$, die allgemein als Bezugsgeschwindigkeit auftritt, gemessen. Die Abweichung von der Drehzahl des ursprünglichen Beharrungszustandes, die durch das erste Glied dargestellt wird, zeigt sich proportional dem Quadrat der Belastungsänderung.

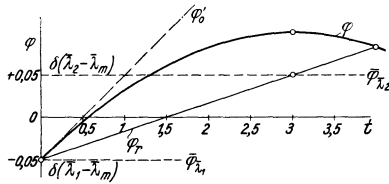


Abb. 433.

Unter Voraussetzung einer durch starre Rückführung stabilisierten Regelung ist die Annahme einer immer gleichen endlichen Regelgeschwindigkeit nur aufrechtzuerhalten für Belastungsänderungen, die einen Geschwindigkeitsanstieg

$$\varphi_0' = \frac{\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2}{T_a} \text{ wesentlich größer als die Neigung } \frac{\delta_1}{T_s'} \text{ der Rück-}$$

föhrlinie φ_r herbeiführen. Für kleine Belastungen kann sich daher nur ein kleinerer Wert der Regelgeschwindigkeit einstellen; es erscheint in der grundsätzlichen Arbeitsweise des Steuerventils begründet, eine stetige Zunahme der Regelgeschwindigkeit mit der Verstellung desselben aus seiner Mittellage anzunehmen.

Die analytische Behandlung des Regelvorganges unter Beibehaltung der Voraussetzungen a, b, c wird hierbei durch die Annahme

e) eines proportionalen Zusammenhanges zwischen Steuerkolbenverstellung und Regelgeschwindigkeit

erleichtert. Der Einfluß wechselnder Verstell- bzw. Haltekräfte auf die Geschwindigkeit der Arbeitskolbenbewegung bleibt hierbei unberücksichtigt.

Die Annahme e) findet ihren analytischen Ausdruck in

$$\frac{d\lambda}{dt} = -\frac{1}{n_1 \delta_1 T_s'} \cdot [\varphi - \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_m - \lambda)]. \quad (38 \text{ e})$$

Hierbei stellt das Klammerglied die in der Winkelgeschwindigkeit ausgedrückte Verstellung des Steuerventils (s. Abb. 433) dar, die sich als Differenz von Pendelverstellung (φ) und Rückführung $\varphi_r = \delta_1 (\bar{\lambda}_m - \lambda)$ darstellt. Zur Deutung des Proportionalitätsfaktors $-\frac{1}{n_1 \delta_1 T_s'}$ muß daran erinnert werden, daß infolge der Einführung der Arbeitskolbenbewegung in die Steuerung der Volleröffnung, bzw. dem Leerlauf der Turbine im Beharrungszustande (Steuerventil in

¹ $\bar{\lambda}_1, \bar{\lambda}_2$ — bezogene Beharrungsleistung vor bzw. nach der Belastungsänderung.

Mittellage) Drehzahlen zugeordnet sind, die sich um den Betrag $\delta_1 \omega_m$ unterscheiden. Nach Gleichung (38e) tritt die volle Regelgeschwindigkeit

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_{\max} = -\frac{N_{\max}}{T_s}, \text{ bzw. } \frac{d\lambda}{dt} = -\frac{1}{T_s'} \quad 1$$

bereits für eine Abweichung $n_1 \delta_1$ von der Ausgangsgeschwindigkeit $\bar{\varphi}_1 = \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_1)$ auf, wobei $n_1 < 1$ ist. Die Werte für n_1 liegen bei praktisch ausgeführten Steuerungen zwischen 0,1 und 0,3.

Unter Voraussetzung einer der Steuerventilverstellung proportionalen Regelgeschwindigkeit folgt die bezogene Drehzahlabweichung des Systems bei plötzlicher Belastungsänderung von $\bar{\lambda}_1$ auf $\bar{\lambda}_2$ aus den Beziehungen:

$$\frac{d\lambda}{dt} = T_a \varphi'' \quad (37 a)$$

$$\lambda = T_a \varphi' + \bar{\lambda}_2$$

nach Gleichung (37); mit Gleichung (38e) ergibt sich zunächst

$$\varphi'' + \frac{1}{n_1 T_s'} \cdot \varphi' + \frac{1}{n_1 \delta_1 T_s' T_a} \varphi = \frac{1}{n_1 T_s' T_a} \cdot (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_2), \quad (40)$$

woraus sich die Lösungen

$$a) \quad k = \frac{2 n_1 T_s'}{\delta_1 T_a} > 0,5 \quad \varphi = C_1 e^{\alpha t} \cdot \sin \beta t + C_2 e^{\alpha t} \cos \beta t + \delta_1 (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_2)$$

$$\alpha = -\frac{1}{2 n_1 T_s'}, \quad \beta = \frac{1}{2 n_1 T_s'} \cdot \sqrt{\frac{4 n_1 T_s'}{\delta_1 T_a} - 1} \quad (40 a)$$

$$C_1 = \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_1) \cdot \frac{1-k}{\sqrt{2k-1}}, \quad C_2 = \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_1).$$

$$b) \quad k < 0,5 \quad \varphi = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t} + \delta_1 (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_2)$$

$$\alpha_{1,2} = -\frac{1}{2 n_1 T_s'} \cdot (1 \mp \sqrt{1-2k}) \quad (40 b)$$

$$C_{1(2)} = \mp \delta_1 (\bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_1) \cdot \frac{1}{\alpha_1 - \alpha_2} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 - \alpha_2}$$

ableiten lassen.

Während im Falle b) die Enddrehzahl asymptotisch erreicht wird, tritt im Falle a) eine größte Abweichung

$$\varphi_{\max} = -\sqrt{\frac{k}{2}} \cdot \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_1) e^{-\frac{1}{\sqrt{2k-1}} \cdot \arctg(-\sqrt{2k-1})} + \delta_1 \cdot (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_2) \quad (40 c)$$

auf, die damit der Belastungsänderung $(\bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_1)$ einfach proportional erscheint.

Gleichung (38e) und die vorangehenden Ableitungen sind in ihrer Gültigkeit beschränkt auf Steuerbewegungen, die keine größeren Verstellungen des Steuerventils aus seiner Mittellage als $n_1 \delta_1$ nach sich ziehen. Darnach kann jene relativ größte Belastungsänderung $\Delta \lambda_{\max}$ bestimmt werden, bis zu welcher die lineare Abhängigkeit von größter Drehzahlabweichung und Belastungsänderung zutrifft. Darüber hinaus tritt eine steigende Annäherung an die quadratische Abhängigkeit der maximalen Drehzahlabweichung von der Belastungsänderung ein.

Abb. 434 zeigt in Abhängigkeit von letzterer, $(\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)$, die Werte der größten Drehzahlabweichung in der Form φ_{\max}/δ_1 ; φ_{\max} ist hierbei bezogen auf die Normaldrehzahl $\bar{\omega}_m$. Die Ordinaten zeigen also die Drehzahländerung $\frac{\varphi}{\delta_1}$ an, die infolge der Dynamik der Regelung eintreten. Die gesamte Drehzahlabweichung von der Ausgangsdrehzahl $\delta_1 (\bar{\lambda}_m - \bar{\lambda}_1)$ aus ist um den durch die Statik der Regelung bedingten Betrag $\delta_1 (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)$, der durch das Ordinatenstück zwischen Abszisse und der Geraden $-(\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)$ gebildet wird, vergrößert.

¹ Hierbei ist die Rückführung als nicht wirkend vorausgesetzt.

Die Parabeln mit $T_s'/\delta_1 T_a = \text{konst.}$ und die Geradenschar mit $2 n_1 T_s'/\delta_1 T_a = \text{konst.}$ ¹ entsprechen den Verhältnissen bei konstanter, bzw. mit der Steuerventileröffnung proportionaler Servomotorgeschwindigkeit. Hierbei ist das Geltungsbereich der linearen Abhängigkeit des Wertes φ_{\max}/δ_1 nach oben durch die Kurve $\varphi_{\max}/\delta_1 = f(\Delta \lambda_{\max})$ begrenzt. $\Delta \lambda_{\max}$ entspricht hierbei jener Belastungsänderung, bei deren Überschreitung die maximale Servomotorgeschwindigkeit auftritt.

Die vorstehenden Ausführungen beziehen sich auf Regelungseinrichtungen mit Stabilisierung durch starre Rückführung bzw. Rückdrängung. Für die *Beschleunigungsstabilisierung* — unter der idealisierten Voraussetzung einer proportionalen Wiedergabe der Beschleunigungswerte durch den Beschleunigungsmesser — tritt an Stelle der Gleichung (38e) die Beziehung

$$\frac{d\lambda}{dt} = -\frac{1}{T_s' \cdot \varphi_0} \cdot (\varphi + k_1 \varphi'), \tag{38 f)^2}$$

worin $\varphi/T_s \varphi_0'$ dem Anteil der Steuerventilverstellung entspricht, der vom Geschwindigkeitsmesser (Pendel) herbeigeführt wird, während $k_1 \varphi'/T_s' \varphi_0'$ den vom Beschleunigungsmesser verursachten Anteil der Ventilverstellung darstellt. Die Einwirkungen des Geschwindigkeits- und des Beschleunigungsmessers sind hierbei so abgestimmt vorausgesetzt, daß die volle Servomotorgeschwindigkeit entweder durch eine Geschwindigkeitsänderung φ_0 oder eine Beschleunigungsänderung $\varphi_0' = \varphi_0/k_1$ herbeigeführt wird.

Zusammen mit der Gleichung (37a) folgt

$$\varphi'' + \frac{k_1}{T_s' T_a \varphi_0} \cdot \varphi' + \frac{1}{T_s' T_a \varphi_0} \cdot \varphi = 0 \tag{41}$$

und deren Lösung für

$$c = \frac{2 T_s' T_a \varphi_0}{k_1^2} > 0,5$$

$$\varphi = \frac{\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2}{\beta T_a} \cdot e^{\alpha t} \cdot \sin \beta t \tag{41 a)}$$

mit

$$\alpha = -\frac{k_1}{2 T_s' T_a \varphi_0} \quad \text{und}$$

$$\beta = \frac{k_1}{2 T_s' T_a \varphi_0} \cdot \sqrt{\frac{4 T_s' T_a \varphi_0}{k_1^2} - 1}.$$

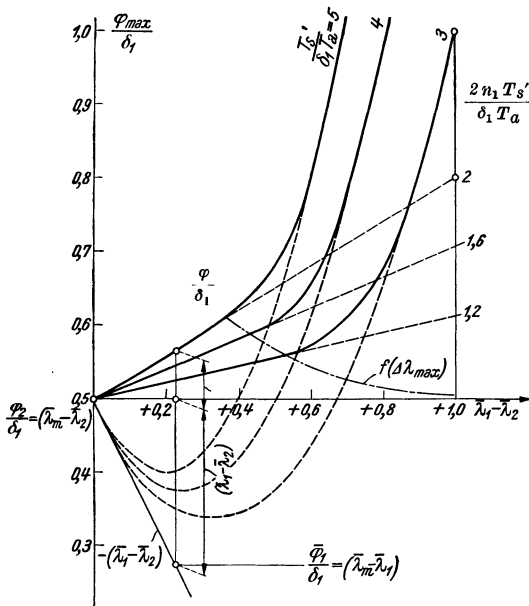


Abb. 434.

Der Aufbau der Gleichung (41 a) bestätigt formal die im Abschnitt I, erster Teil bemerkte Eigenschaft der Beschleunigungsstabilisierung, wonach hierbei im Gegensatz zur rückgeführten Steuerung die Anfangsdrehzahl mit der Enddrehzahl identisch ist. Die Amplitude der Überschwingung kann nach

$$\varphi_{\max} = \sqrt{T_s' T_a \varphi_0} \cdot \frac{\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2}{T_a} \cdot e^{-\frac{1}{\sqrt{\frac{4 T_s' T_a \varphi_0}{k_1^2} - 1}}} \cdot \text{arc tg} \sqrt{\frac{4 T_s' T_a \varphi_0}{k_1^2} - 1} \tag{41c)}$$

errechnet werden.

Die Tatsache, daß bei der Beschleunigungsregelung die Beschleunigung in der ersten Regelphase auf eine Vergrößerung der Steuerventilerhebung hinwirkt — dies im Gegensatz zur rückführenden Steuerung —, läßt ein grundsätzlich verschiedenes Verhalten der Regelung bei kleinen Belastungsänderungen erwarten. Die vorstehenden Ausführungen schaffen in dieser Richtung die Unterlagen für den Vergleich beider Stabilisierungsformen.

Wird unter der in Hinblick auf den Zweck der Untersuchung selbstverständlichen Voraussetzung gleicher Anlauf- und Schlußzeiten der Regelungen die Beschleunigungsregelung so

¹ Für die Darstellung ist $n_1 = 0,2$ gewählt worden.

² S. Abb. 29, S. 16.

ausgelegt, daß $k_1 = \delta_1 T_a$ ist, so beträgt für k bzw. $c > 0,5$ das Dämpfungsdekrement im Falle der rückgeführten Regelung $-1/2 n_1 T_s'$ und im Falle der Beschleunigungsregelung

$$-\frac{k_1}{2 T_s' T_a \varphi_0} = -\frac{\delta_1}{2 T_s' \varphi_0}.$$

Da voraussetzungsgemäß φ_0 und $n_1 \delta_1$ gleich groß sind, ist dieser Ausdruck identisch mit $-1/2 n_1 T_s'$; die Regulierungen sind also in bezug auf die Dämpfung gleich gut. Eine Vergrößerung des Wertes k_1 über den Wert $\delta_1 T_a$ der gleich gedämpften, rückgeführten Regelung bringt eine Vergrößerung der Dämpfung, also eine Verbesserung des Regelvorganges bei gleichem T_a mit sich.¹ Wird der praktischen Übung entsprechend die Drehzahlabweichung bei einer Laständerung auf die Drehzahl vor dieser bezogen, ergibt sich bei den angewendeten Stabilitätswerten rückgeführter Steuerungen bereits unter Voraussetzung gleicher Dämpfung die Überlegenheit der Beschleunigungsstabilisierung, soweit das Verhalten kleinen Belastungsänderungen gegenüber zur Betrachtung steht.

Änderungen von T_a beeinflussen jedoch die beiden Regelungsarten in verschiedenem Sinne. Während bei der rückgeführten Regelung für Werte von $k > 0,5$ die Dämpfung konstant bleibt (Abb. 435), also unabhängig vom T_a ist, bringt die Erniedrigung der letztgenannten Werte bei der Beschleunigungsregelung eine Erhöhung der Dämpfung. Diese zunächst merkwürdig anmutende Feststellung erfährt ihre Erklärung jedoch damit, daß die Wirksamkeit des Beschleunigungsorgans mit zunehmenden Beschleunigungswerten wächst, was andererseits durch geringe Schwungmassen begünstigt wird. In beiden Fällen wirkt die Verkleinerung von T_a auf eine Verkürzung der Pendelzeit. Dämpfung (b) und größte Drehzahlabweichung (b_1) bei Anwendung der Beschleunigungsstabilisierung sind in ihrer grundsätzlichen Abhängigkeit von T_a ebenfalls in Abb. 435 dargestellt. Darnach steigt mit abnehmender Anlaufzeit die Dämpfung rascher als die maximale Geschwindigkeitsabweichung, so daß durch Verringerung der Anlaufzeit des Maschinensatzes der Regelungsverlauf, im ganzen gesehen, verbessert werden kann.

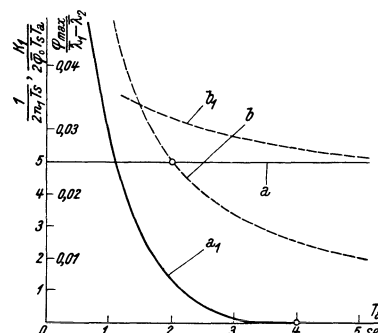


Abb. 435. a, b = Dämpfung bei rückgeführter, bzw. beschleunigungsabhängig stabilisierter Regelung. a_1, b_1 = größte Drehzahlabweichung.

c) Die Berücksichtigung der Massenträgheit geschlossen geführter Wassersäulen.

1. Analytische Methode.

Auf rein analytischem Weg kann die nach einer plötzlichen Entlastung auftretende größte Drehzahlerhöhung, bezogen auf die Ausgangsdrehzahl, nach E. BRAUN (101) angegeben werden zu

$$\varphi_{\max} = \frac{n_1 \delta_1}{2} + \varphi_{1\max}$$

mit

$$\varphi_{1\max} = \frac{0,5 (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)^2 \cdot T_s + 0,75 \cdot (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)^2 \cdot T_r \cdot \left(1 - 0,4 \frac{T_r}{T_s}\right)}{T_a + 0,25 \cdot (\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2)^2 \cdot T_s} \quad (42)$$

Hierbei ist vorausgesetzt:

1. ein linearer Zusammenhang zwischen Beharrungsmoment \bar{M} und Beharrungsdrehzahl \bar{n} ;²
2. konstante maximale Arbeitsgeschwindigkeit des Reglers (entsprechend der Schlußzeit T_s);
3. die Schluckfähigkeit nur abhängig vom Gefälle;
4. die Vernachlässigung der Elastizität von Wasser und Rohrwand.

In ihrer Anwendung ist die Formel (42) zu beschränken auf Werte der bezogenen Druck- und Drehzahländerung $< 0,5$, bzw. wegen Voraussetzung 2 auf Entlastungsänderungen $\bar{\lambda}_1 - \bar{\lambda}_2 \lesssim 0,5$.

¹ Bezüglich der Modifizierung der Verhältnisse durch die Massenträgheit geführter Wassersäulen s. S. 360.

² S. Abschnitt I, S. 11.

Die Auswirkung der veränderlichen Drehzahl während des Regelvorganges zeigt sich formal in einer scheinbaren Erhöhung der Anlaufzeit T_a , der Einfluß der Massenwirkung in einer Verlängerung der Schlußzeit, verglichen mit der Abhängigkeit der in gleicher Weise auf den ursprünglichen Beharrungszustand bezogenen größten Drehzahlabweichung Gleichung (39a). Mit

$n_1 \delta_1/2$ wird angenähert der allmähliche Einsatz der Regelung berücksichtigt, Abb. 436.¹

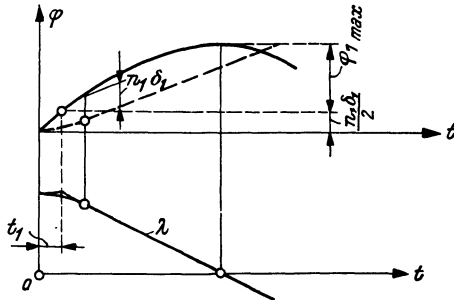


Abb. 436.

2. Graphisches Verfahren.

Die Verwirklichung einer gleichbleibenden maximalen Arbeitskolbengeschwindigkeit, wie sie die analytische Behandlung des Problems voraussetzt, führt bei Rohrleitungsturbinen durch die notwendige Festlegung nach der Auswirkung von Regelvorgängen im Bereich der kleinen Öffnungen und den für das System geltenden Drucksteigerungsvorschriften dazu, daß Belastungsänderungen im Bereich größerer Öffnungen nicht mit der maximal zu-

lässigen Geschwindigkeit ausgeregelt werden würden, also stärkere Drehzahlabweichungen als günstigerweise möglich eintreten. Für die optimale Ausregelung von Belastungsänderungen mit jeweils kürzester Gesamtschlußzeit erscheint es daher bei Rohrleitungsturbinen geboten, die — größtmögliche — Regelgeschwindigkeit gesetzmäßig über den Verstellhub zu verändern; die Auswirkungen jenes im System ungünstigsten Falles zu erwartenden Vorganges von Belastungsänderungen legen die Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeit, bzw. ihre zweckmäßige Abstimmung in der Umgebung der betrachteten Öffnung fest. Zur Erläuterung sei auf die Abb. 452 (Beispiel 1) verwiesen, wo mit Unterlegung des einfachen Kurzschlußstoßes² und unter Annahme gleicher Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeit für den betrachteten Öffnungswert abhängig von letzterem die höchstzulässige Regelgeschwindigkeit ermittelt ist. Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Wassermenge bei einer bestimmten Öffnung als ausschließliche Funktion des im Augenblick wirksamen Gefälles angesehen werden kann (Freistrahlturbine bzw. Überdruckturbine mittlerer Schnellläufigkeit); unter dieser Annahme sowie unter der weiteren Voraussetzung, daß die Änderung des Turbinenwirkungsgrades mit der Einheitsdrehzahl (n_1') vernachlässigt wird, kann aus der zulässigen zeitlichen Folge der Öffnungswerte ψ und damit der Beharrungswassermengen \bar{q} der zeitliche Verlauf der bezogenen Beharrungsleistungen $\bar{\lambda}$ ermittelt werden. Diese Größen lassen zusammen mit den gleichzeitigen, ebenfalls aus der zeitlich festliegenden Folge der Öffnungsänderungen anfallenden Druckänderungswerten ζ_t den zeitlichen Verlauf der Antriebsleistung während des Ausgleichvorganges gemäß $\lambda = \bar{\lambda} \cdot (1 + \zeta_t)^{3/2}$ bestimmen.

Größte Drehzahlabweichung φ_{\max} und Anlaufzeit T_a sind dann gemäß

$$\int_0^{T_1} (\lambda - \lambda_w) dt = \frac{T_a}{2} \cdot \left[\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right]$$

aneinander gebunden³, wobei T_1 jenen Zeitpunkt kennzeichnet, in welchem erstmalig das Leistungsgleichgewicht erreicht wird, bzw. die algebraische Summe der Leistungsunterschiede während des Reguliervorganges erstmalig ihren Höchstwert erreicht.

¹ Bei Ersatz des tatsächlich stetigen Momentenverlaufes durch einen mit voller Regelgeschwindigkeit von Anfang an vor sich gehenden, jedoch erst nach der Zeit t_1 einsetzenden Regelvorgang ergibt sich während der Zeitdauer der vorgestellten Unempfindlichkeit ein Drehzahlanstieg gleich $n_1 \delta_1/2$.

² Ungünstigstenfalls folgen Öffnungs- und Schließvorgang im Zeitmaß der Reflexionsdauer aufeinander, wozu die Möglichkeit der Übereinstimmung letzterer mit der Auslösezeit eines der Überwachungsrelais gegeben sein muß. Andernfalls sind die praktisch vorliegenden Verhältnisse durch Aneinanderreihung der während der Auslösezeit überlaufenen Öffnungsintervalle, bzw. mit dem Teilwert des ersten Intervalles (Auslösezeit < Reflexionszeit) zu berücksichtigen.

³ Die Einsatzverzögerung kann durch eine entsprechende Anlaufkurve in ψ/t -Diagramm berücksichtigt werden.

Insoweit die vorausgesetzte Unabhängigkeit der Wassermengen und Leistungen von der Drehzahl nicht gegeben ist, also die Grenzbedingungen¹ nur durch ein zweifaches Kurvensystem (s. S. 328) dargestellt werden können, bedarf es der Vorwahl des im Maschinensatz unterzubringenden Schwungmomentes, um die gemachte Annahme hinsichtlich der am Ende des Rechnungsschrittes geltenden Grenzbedingung überprüfen zu können. Hierzu sei auf die Ausführungen S. 376, 377 (Beispiel Abb. 454, 455) verwiesen.

Für Regelvorgänge, die sich bei *konstanter* Leitradöffnung von Turbinen oder Pumpen abspielen, ist im Rahmen der Druckschwankungsberechnung nur die Variation der Randbedingung mit der Drehzahl zu berücksichtigen, bzw. deren zusätzliche Abwandlung durch die zeitlich sich ändernde Drosselwirkung vorgeschalteter Absperrorgane.²

Bei Anlagen mit im Verhältnis zum Gefälle langen Rohrleitungen kann aus der Erfüllung der Druckvorschriften durch Anwendung geringer Regelgeschwindigkeiten die Notwendigkeit unwirtschaftlich großer Schwungmassen folgen, um zu erträglichen Drehzahlabweichungen bei Laständerungen zu kommen. Um jedoch auch unter derartigen Verhältnissen die erforderliche rasche Anpassung der Beaufschlagung an die neue Leistungsanforderung zu erzielen, ohne den Fließzustand in der Rohrleitung ebenso rasch ändern zu müssen, finden für Überdruckturbinen bekanntlich Wechsellaslässe oder Druckregler, letztere oder Strahlableiter für Freistrahlturbinen Anwendung.

Für die mit *Wechsellaslässen* versehenen Turbinenanlagen können bei einer Auslegung des Schluckvermögens des ersteren gleich jenem der Turbine Druckschwankungen nur aus dem Umstande heraus entstehen, daß die Übereinstimmung der Schluckvermögen in zugeordneten Stellungen nur mehr oder weniger angenähert erreicht werden konnte. Bei Anlagen mit Druckreglern, bzw. doppeltgeregelten Freistrahlturbinen hingegen lösen *Belastungen* Druckerniedrigungen aus, in deren Folge positive Druckstöße mindestens in der Höhe der nachlaufenden Drucksteigerung bei gleicher Öffnung zu erwarten sind. Dieser Umstand ist bei Bemessung der Öffnungsgeschwindigkeit des Leitapparates derart ausgelegter Turbinen zu beachten, wobei noch die Möglichkeit einer der Öffnungsbewegung folgenden Schließvorganges zu berücksichtigen sein wird.

Für doppeltgeregelte Freistrahlturbinen bzw. Überdruckturbinen mit Druckregler ist die hinsichtlich der Druckvorschriften zulässige Belastungsgeschwindigkeit maßgebend für die Größe des anzuwendenden Schwungmomentes. Mit den für die üblichen Gewährleistungen notwendigen Schwungmassen werden Entlastungsvorgänge infolge der verhältnismäßig raschen Wirkung des Strahlableiters, bzw. der mit der Anwendung des Druckreglers zulässigen kurzen Schlußzeit des Turbinenleitapparates auf geringere Drehzahlabweichungen als üblicherweise verlangt führen. Eine Verkleinerung der Schließgeschwindigkeit des nachlaufenden Systems (Düsennadel, Druckregler) ermöglicht in Hinblick auf die Druckvorschriften die Wahl höherer Öffnungsgeschwindigkeiten und wirkt damit im Sinne der Verringerung des notwendigen Schwungmomentes.

Bei *einfachen* Regelungen wird Schluß- und Öffnungszeit nach Möglichkeit so abzustimmen sein, daß die in den Gewährleistungen mittelbar zum Ausdruck kommenden Betriebserfordernisse mit einem erträglichen Schwungmoment erfüllt werden können, andernfalls eben zu den kombinierten Regelungssystemen zu greifen ist.

Inwieweit die Anpassung der Regelgeschwindigkeit der praktischen Ausführung an die theoretisch bestimmten Optimalwerte möglich ist, hängt von der Wahl des Druckölsystems (Windkessel- oder Durchflußregler) und der Ausstattung der Steuerung ab; hierzu sei auf die Ausführungen der Abschnitte III, X verwiesen.³

Für die vorstehenden Betrachtungen war angenommen worden, daß während des ganzen Regelvorganges die Verschiebung des Steuerventils aus seiner Mittelstellung durch den Steuer-

¹ Unter Vernachlässigung der Abweichungen infolge des während der Ausgleichsvorgänge nicht stationären Zustandes der Strömung durch die Turbine.

² S. hierzu Beispiel 4, Abb. 455.

³ Bei Durchflußreglern steht die Arbeitsölmenge in direkter Beziehung zur Drehzahl der Reglerölpumpe; bei Antrieb letzterer von der Turbinenwelle aus kann bei größeren Drehzahlabweichungen die Beachtung des Einflusses der Drehzahlsteigerung notwendig werden.

mechanismus so erfolgt, daß die der jeweiligen Leitapparattstellung zugeordnete größte Regelschwindigkeit erreicht wird. Diese Voraussetzung kann durch die Abbildung der gleichzeitigen Ventilerhebungen überprüft werden, was jedoch nur dann erforderlich wird, falls rück- oder nachführende Steuerungen mit starker Stabilisierungswirkung verwendet werden und falls es sich um geringe Lastschaltungen unter diesen Verhältnissen handelt.

d) Druck- und Drehzahlgewährleistungen.

Was die Druckvorschriften anbelangt, so beziehen sich diese in der Regel auf den Höchstwert der Drucksteigerung, der für Mitteldruckanlagen mit 25 bis 40%, für Hochdruckanlagen mit 10 bis 15% des statischen Gefälles zugelassen wird. Hierbei kann bei besonders hohen Gefällen oder durch die Betriebsverhältnisse bedingt auch eine Unterschreitung dieser Werte geboten erscheinen. Druckerniedrigungen dürfen die Rohrleitung nicht gefährden,¹ wobei auch bei an sich nicht ungünstigen Rohrleitungsverhältnissen Druckerniedrigungen über 40% des örtlich herrschenden statischen Gefälles nicht gerne zugelassen werden.

Als übliche Drehzahlgewährleistungen bei plötzlichen Laständerungen von

$$\left. \begin{array}{lll} \mp 25 & \mp 50 & -100\% \\ + (2,5-3) & + (5-6) & + (12-15)\% \\ - (3-3,5) & - (6-8) & \end{array} \right\} \text{ der Vollaast sind größte Drehzahlabweichungen von} \\ \text{der normalen Umlaufzahl, gemessen von der Drehzahl}$$

vor der Belastungsänderung aus, anzusehen.

Für Grundlastmaschinen können die zugelassenen Drehzahlabweichungen, insbesondere jene bei Vollaastabschaltung, weit höher als die obengenannten, für Frequenzmaschinen geltenden gewählt werden (-100% , $\varphi_{\max} \leq 25-35\%$),² wobei nur entsprechende Maßnahmen zur Beschränkung des Anstieges der Generatorspannung vorzukehren sind.

Bei *Freistrahlturbinen mit Doppelregelung* wirkt nicht nur das mit Rücksicht auf die Drehzahländerungen bei plötzlichen Belastungen zu wählende Schwungmoment, sondern auch die Möglichkeit einer verhältnismäßig hohen Arbeitsgeschwindigkeit der Strahlableiterregelung sowie die mit der Wirkung der letzteren verbundene Verschlechterung des Turbinenwirkungsgrades günstig auf die Drehzahlabweichungen bei Entlastungsvorgängen. Größenmäßig können diese unter Benützung des jeweils gültigen Leistungsfeldes (Abb. 196) bestimmt werden, aus dem der Verlauf der Überschußmomente bei der vorgesehenen Arbeitsgeschwindigkeit der Regelorgane entnommen werden kann. Drucksteigerungen in der Rohrleitung erscheinen hierbei nicht berücksichtigt, was deren Kleinhaltung wegen als zulässig zu erachten ist.

Die Eigenart der Strahlableiterwirkung — diese wieder verschieden für Strahlabschneider und Strahldrücker — bedingt jedoch eine anders geartete Abhängigkeit der Drehzahlabweichung von der Größe der Entlastung als oben aufgezeigt. So entspricht praktischen Ausführungen etwa

$$\begin{array}{lll} - 25 & - 50 & - 100 \% \text{ Lastabnahme,} \\ + (3,5-4) & + (5-6) & + (8-10) \% \text{ Drehzahlabweichung } (T_a \cong 8). \end{array}$$

Die Ermittlung der Drehzahlabweichung bei einer Änderung des Beharrungszustandes setzt nicht nur die Kenntnis des zeitlichen Ablaufes des Antriebsmomentes, sondern auch jenes des Lastmomentes während des Ausgleichsvorganges voraus. In den Fällen elektrischer Energieumsetzung wird letzteres bestimmt durch das Verhalten des Stromerzeugers und die Art seiner Belastung. Wie bereits früher ausgeführt, überwiegt bei Wasserturbinenantrieb der *Synchron-generator* in der bei relativ langsam laufenden Antriebsmaschinen gepflegten Bauart mit innen rotierendem gleichstromerregtem Polrad mit ausgeprägten Polen und feststehender, in den Nuten des Ständereisens eingebetteter Drehstromwicklung. Die Wahl der elektrischen Hauptabmessungen und die konstruktive Durchbildung der elektrischen Maschine werden jedoch hier besonders beeinflußt durch die Notwendigkeit der Unterbringung eines schwierigeren Stabilitäts-

¹ S. zweiter Teil, Abschnitt A.

² Bei einer guten Schnellregelungsanordnung (s. S. 350) wird der auch bei der höheren Drehzahlsteigerung eintretende Spannungshöchstwert noch als im Rahmen des Zulässigen liegend angesehen werden können (s. Abb. 442, Spannungsmaximum 1,41 bzw. 1,51fache Nennspannung).

und Regelbedingungen gerecht werdenden Schwungmomentes sowie der Beachtung der Durchbrenndrehzahl in bezug auf die mechanische Festigkeit (106). Die zweitgenannte Größe liegt mit der Turbinentype fest und erhöht sich in bezug auf die Nennzahl mit der spezifischen Schnellläufigkeit;¹ das Schwungmoment bestimmt maßgebend die Anstiegsgeschwindigkeit der Drehzahl sowie deren Höchstwert bei Laständerungen, Größen, welche die Spannungsregelung und deren Auslegung beeinflussen.

C. Das Verhalten der Synchronmaschine.

a) Leerlauf.

Der durch die Erregung der Läuferpole erzeugte magnetische Fluß wird zum größten Teil durch den Luftspalt in die Ständerwicklung getrieben (Hauptfluß), während nur ein kleiner Teil über den Läuferstreuweg von Pol zu Pol geht, ohne mit der Ständerwicklung verkettet zu sein. Die Höhe der Leerlaufspannung ist dem Hauptfluß und der Frequenz proportional, der Fluß seinerseits wieder abhängig von der Größe des Erregerstromes. Die bei Nennfrequenz bestehende Abhängigkeit von Leerlaufspannung und Erregerstrom (Leerlaufcharakteristik, Kurve *a*, Abb. 437) läßt erkennen, daß für höhere Werte des Erregerstromes eine weitere Verstärkung des letzteren keine wesentliche Spannungssteigerung mehr zur Folge hat (Sättigung); diese Erscheinung wirkt im Sinne einer Begrenzung von Spannungserhöhungen.²

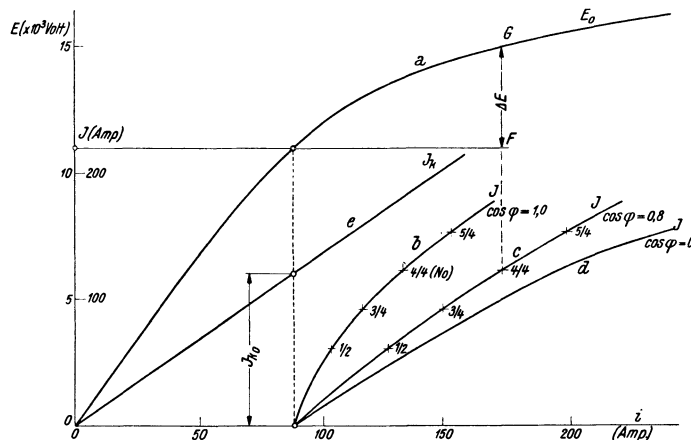


Abb. 437. Kennlinien eines Drehstrom-Generators 2350 KVA $\cos \varphi = 0,8$
11.000 Volt 123 Amp. 214 U/min.
a = Leerlauf, *b, c, d* = Belastung, *e* = Kurzschluß.

b) Belastung.

Im Gegensatz zur Gleichstrommaschine ist die Synchronmaschine hinsichtlich ihrer Spannung stark lastabhängig. Das durch die Ständerströme erregte „synchrone“ Drehfeld³ ist für die Spannungsverhältnisse nicht minder bedeutsam wie die Gleichstromerregung der Pole. Es wirkt meist der Erregung letzterer entgegen und hat daher einen kräftigen Spannungsabfall zur Folge.

Der bei Strombelastung der Ständerwicklung neben dem Hauptfluß vorhandene Streufluß induziert in der Ständerwicklung einen Spannungsabfall (*Ständerstreuspannung*), der bei modernen, weit ausgenützten Maschinen für Wasserturbinenantrieb mit etwa 10 bis 20% der Nennspannung angenommen werden kann.

Die Wirkung der Belastungsströme im Ständer ist außer von ihrer Höhe stark abhängig von der Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung (s. Kurven *b—d* der äußeren Charakteristik, Abb. 437).⁴ Überwiegend induktive Verbraucher wirken stärker spannungsenkend als OHMSche ($\cos \varphi = 1$), kapazitive sogar spannungserhöhend.

¹ Das Verhältnis von Durchbrenndrehzahl zur Normaldrehzahl bewegt sich etwa zwischen den Grenzen 1,8:1 bei Freistrahlturbinen, und 2,8:1 bei den spezifisch rasch laufenden Kaplan-Maschinensätzen.

² Der Eisenpfad setzt bei kleiner Dichte des Flusses letzterem praktisch keinen Widerstand entgegen, so daß die Erregung im unteren Teile der Leerlaufkennlinie ausschließlich durch den magnetischen Widerstand des Luftspaltes bedingt ist, dessen Erregungsbedarf streng linear der Flußdichte ist. Bei höherer Induktion wächst der magnetische Widerstand des Eisens so sehr an, daß hierdurch der erreichbare Fluß überhaupt und damit die Leerlaufspannung praktisch begrenzt werden.

³ Feld, erzeugt durch den Ständerstrom, synchron mit dem Polrad umlaufend.

⁴ In die vorgenannte Abbildung ist auch die Kurzschlußkennlinie eingetragen. Darnach besteht eine streng lineare Abhängigkeit des bei einem dreiphasigen Kurzschluß im Ständer fließenden

c) Spannungsregelung.

Aus den äußeren Kennlinien *b—d* (Abb. 437) geht hervor, daß ein Betrieb moderner hochbelasteter Stromerzeuger mit gleichbleibender Erregung unbefriedigend ist. Um bei Änderungen der Belastung die erforderliche Gleichhaltung der Spannungen zu erreichen, ist je nach der Charakteristik der Maschine die an das Feld gelegte Spannung regelbar zu gestalten,¹ wobei das Verhältnis der Spannungsgrenzwerte bei hoch ausgenützten Maschinen Werte von 1:5 und darüber annehmen kann.

Für die Regelung der Läuferspannung bestehen verschiedene Verfahren. So kann ein fein regelbarer Widerstand im Feldkreis des Stromerzeugers, angelegt an die unregelte Spannung der Erregermaschine oder an ein Gleichstromnetz, den Erregerstrom bestimmen (Abb. 438a). Dieser Anordnung haftet der Nachteil an, daß letzterer mit seinem vollen Wert über die Kontakte des Regelwiderstandes geleitet werden muß, so daß dessen Verstellkräfte bedeutend und damit für eine automatische Regelung ungünstig werden können; auch können die Verluste im Widerstand den Wirkungsgrad der Maschine merklich beeinflussen. Aus diesen Gründen wird der *Magnetregler* nur noch selten angewendet; zweckmäßiger wird die Spannung der Erreger-

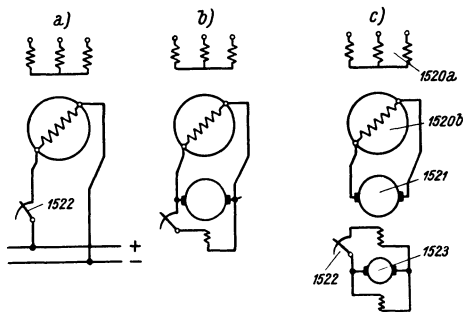


Abb. 438.

maschine durch Beeinflussung ihres Erregerstromes geändert. Die einfachste Schaltung dieser Art mit *Nebenschlußregler* im Feld der Erregermaschine (Abb. 438b) genügt der Bedingung, daß die Maschine zwischen Leerlauf und Vollast erregt werden kann und findet daher weitgehende Anwendung. Falls jedoch die Erregerspannung sehr weit herabgeregelt werden muß oder hohe Anforderungen an die Geschwindigkeit der Regelung gestellt werden, ist die Schaltung mit *Haupt- und Hilfsrerregung* am Platze (Abb. 438c). Hierbei wird die Spannung der Hilfsrerregemaschine konstant belassen und nur jene der Haupterregemaschine durch ihren zugehörigen

Feldregler geändert. Da im letzteren Falle höhere Widerstände erforderlich werden, welche eine weitergehende Stufung ermöglichen, läßt sich eine wesentlich stabilere Regelung als für Anordnungen nach Abb. 438b erzielen;² die Änderungsgeschwindigkeit der Erregerspannung beträgt ein Vielfaches der bei Selbsterregung möglichen und kann überdies durch die Wahl einer höheren Hilfsrerregemaschinenspannung noch gesteigert werden.³ Ferner werden stabile

Stromes vom Erregerstrom. Für das Kurzschlußverhältnis (Kurzschlußstrom J_{k0} bei Leerlauferregung zu Nennstrom J_n) ist mit Rücksicht auf die Spannungssteifigkeit der Maschine ein möglichst großer Wert anzustreben, der bei gut ausgenützten schnellaufenden Maschinen (etwa 600 U/min) etwa 0,8, bei langsam laufenden 1 erreicht. Wesentlich höhere Werte sind nur durch Vergrößerung der Maschinen zu erzielen.

¹ Die Kurve *c* läßt erkennen, daß zwischen Leerlauf und Vollast ($\cos \varphi = 0,8$) die Erregung von 88 A auf 172 A gesteigert werden muß. Der Widerstand der Feldwicklung bei kalter Maschine (15°) = 0,78 Ohm steigert sich im Betrieb bei erwärmter Maschine etwa auf 1,0 Ohm. Die Spannung am Feld hat also mindestens zwischen $88 \text{ A} \times 0,78 \text{ Ohm} = 69 \text{ V}$ und $172 \text{ A} \times 1,0 \text{ Ohm} = 172 \text{ V}$ regelbar zu sein.

² Der Stromerzeuger mit den Kennlinien Abb. 437 ist nach obiger Fußnote zwischen 69 und 172 V zu regeln. Die Erregerströme der Erregermaschine sind bei 69 V 1,9 A, bei 172 V 5,9 A. Der Widerstand des Feldkreises der Erregermaschine ist daher bei Selbsterregung nur zwischen 36,5 und 29 Ohm zu verändern. Wird das Feld hingegen von einer Hilfsrerregemaschine konstant mit 220 V erregt, so hat das Verhältnis der Widerstände 117 zu 37 Ohm zu betragen.

³ Die Spannung am Feld der Erregermaschine wird bei Regelvorgängen teilweise im OHMSchen Widerstand verbraucht und teilweise für die Änderung des magnetischen Flusses benützt;

$$U = i \cdot R + w \cdot \frac{d\Phi}{dt} \cdot 10^{-8}.$$

(U = Spannung am Feld in Volt, i = Strom in Ampere, R = Widerstand in Ohm, Φ = Fluß der Erregermaschine in Maxwell, w = Windungszahl, t = Zeit in Sekunden.)

Der Betrag $U - i \cdot R$ ist also der für die Änderung des Flusses und damit der Erregerspannung zur Verfügung stehende Spannungsüberschuß bei Regelvorgängen. Angenommen, daß durch einen

Verhältnisse selbst noch bei Erregerspannungen erzielt, die bei Anwendung von selbsterregten Erregermaschinen infolge des zeitlich wechselnden und unsicheren Spannungsabfalles an den Bürsten nicht mehr sicher beherrscht werden und die Anwendung der selbsterregten Erregermaschine bei Erregerspannungsbereichen über 1:5 nicht berechtigt erscheinen lassen.

Selbsttätige Spannungsregler.

Bei den Anforderungen, die an die Spannungshaltung gestellt werden, kommen heute nur noch Regeleinrichtungen in Frage, die in der Lage sind, schnell¹ und kräftig überzuregeln. Grundsätzlich ist hierbei festzuhalten, daß ein schneller Regler nur dann voll zur Wirkung

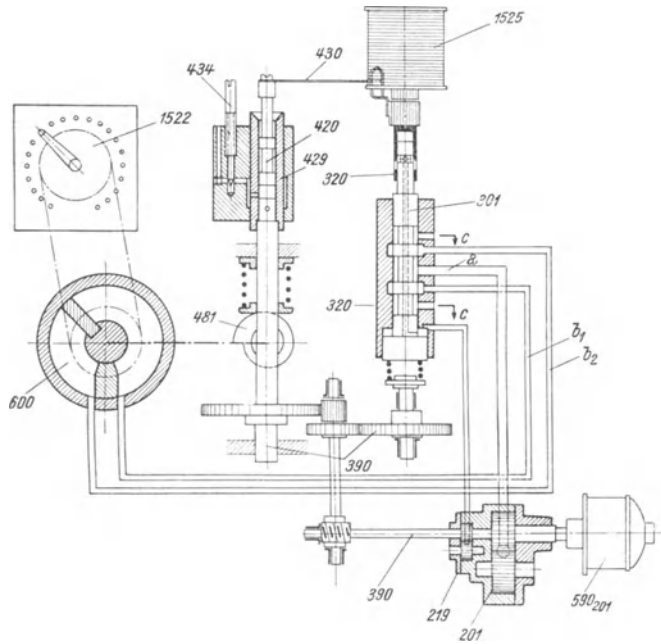


Abb. 439. Thoma-Regler.

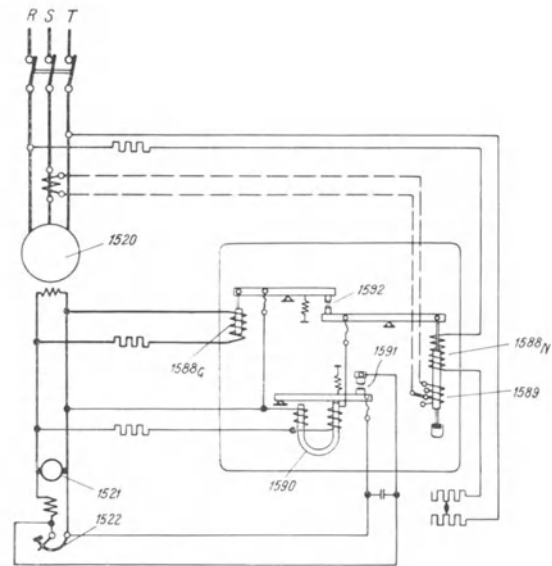


Abb. 440. Tirrill-Regler.

kommt, wenn er in einer schnellwirkenden Erregungsanordnung arbeitet. Die Beachtung dieses Umstandes ist von großer Wichtigkeit (103).

Allen Spannungsreglern gemeinsam ist ein elektrischer Spannungsmesser als Führungsorgan. Die Veränderung der Erregerspannung kann nun stetig durch die Veränderung eines von letzterem gesteuerten und elektrisch oder hydraulisch betätigten Widerstandes in einer der vorgenannten Anordnungen erfolgen, wobei des mittelbaren Regelvorganges halber sowie zur Herbeiführung der erforderlichen Empfindlichkeit besondere Stabilisierungsmaßnahmen und die Verstärkung des Steuerimpulses (Vorsteuerung) erforderlich werden (Abb. 439).

Grundsätzlich unterschiedlich hiervon kann (Abb. 440) durch taktmäßiges Einschalten und Kurzschließen des im Feld der Erregermaschine vorgesehenen Widerstandes² der Schalter zur Zeit $t = 0$ die Widerstände so geändert werden, daß die Erregermaschine von Leerlauf auf Vollasterregung übergeht, ergibt sich für den Spannungsüberschuß im ersten Augenblick

a) bei Selbsterregung: $t = 0$, $i = 1,9$ A, $U = 69$ V, Übergang von 36,5 Ohm auf 29 Ohm, $U - i \cdot R = 14$ V;

b) bei Erregung durch Hilfsrerger 220 V (Widerstandsänderung von 117 auf 37 Ohm), $U - i \cdot R = 150$ V;

c) bei Erregung durch Hilfsrerger 440 V (Widerstandsänderung 234 Ohm auf 74 Ohm), $U - i \cdot R = 300$ V.

Die Änderungsgeschwindigkeit der Erregermaschinenpannung ist also bei Hilfsrergerung mit 220 V (konstant) rd. das Zehnfache, bei einer Hilfsrergererspannung von 440 V das Zwanzigfache des Wertes für Selbsterregung.

¹ Trägeregler haben heute jede Bedeutung verloren.

² Der gesteuerte Widerstand läßt im eingeschalteten Zustand nur etwa 50% der Maschinenleerlaufspannung erreichen.

erforderliche Wert der Erregerspannung als Mittelwert herbeigeführt werden, wobei dieser durch das — veränderlich vom Spannungsmesser gesteuerte — Taktverhältnis¹ bestimmt wird. Die magnetische Trägheit des Läuferfeldes verhindert bei der gewählten hohen Taktrate von 200 bis 400/min. eine Auswirkung der schwankenden Erregerspannung auf der Ständerseite (Abb. 441) (104).

Für den Parallelbetrieb von in ihrer Spannung geregelten Generatoren kann aus analogen Gründen, wie in Abschnitt IV auseinandergesetzt,

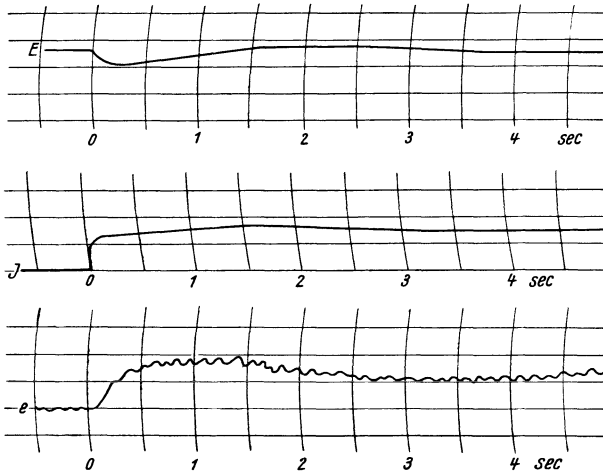


Abb. 441. Tirrillregelung bei Stoßbelastung.

eine Erregung auf konstante Spannung nicht vorgesehen werden, ohne Gefahr zu laufen, daß die Erregung der Maschine an ihre Grenzwerte getrieben wird, was entweder zu einer überhöhten Erregung und Blindstromabgabe, bzw. zum Außertrittfallen infolge Entregung mit Herbeiführung eines kurzschlußartigen Betriebszustandes Veranlassung gibt. Ähnliche Zustände sind zu erwarten, wenn die Maschinen auf eine Sammelschiene parallel arbeiten. Um zu einer eindeutigen Verteilung der Blindlast zu kommen, muß eine bleibende Ungleichförmigkeit in die Spannungshaltung eingeführt werden; dies in grundsätzlicher Übereinstimmung mit den Erfordernissen einer geregelten Wirklastverteilung durch die Turbinenregler

parallel arbeitender Antriebsmaschinen. Erfahrungsgemäß genügt beim Tirrillregler für den einwandfreien Parallelbetrieb eine Statik von etwa 1 bis 2% Spannungsdifferenz von Leerlauf bis Belastung mit Maschinennennstrom.

d) Der Stromerzeuger bei schnellen Laständerungen.

Momentane Laständerungen kommen betriebsmäßig vor allem beim Anlauf größerer Drehstrommotoren² vor, ansonsten durch Laststöße, die sich bei Störungen im Netzbetrieb ergeben. So können nach dem Abschalten von Kurzschlüssen Maschinen voll entlastet werden und die am Netz bleibenden Maschinen gezwungen sein, den Leistungsausfall zu übernehmen. Besonders störend können sich Kurzschlüsse auswirken, die zu starken Stromüberlastungen und Spannungsenkungen führen, unter deren Wirkung die Maschinensätze außer Tritt fallen können. Bei allen schnell verlaufenden Laständerungen wirken die damit eingeleiteten Ausgleichsvorgänge in der Maschine im ersten Moment stark im Sinne der Aufrechterhaltung der Spannung. Hierbei tritt zunächst infolge der Trägheit der magnetischen Felder in der Läuferwicklung nur ein wesentlich unter dem Wert der stationären Spannungsänderung liegender „Spannungssprung“ auf, gebildet aus Ständerstreuenspannung und einem Anteil der Läuferstreuung, um erst nach einigen Sekunden auf den der ungeändert gebliebenen Erregung entsprechenden stationären Wert abzusinken. Dieser Abklingvorgang erleichtert die Spannungsregelung der Maschine außerordentlich. Der in der Läuferwicklung im Augenblick des Belastungsstoßes hervorgerufene Gleichstrom, welcher das Feld aufrechtzuerhalten sucht, braucht also von der Erregermaschine nicht aufgedrückt zu werden, so daß es bei entsprechend rascher Steigerung der Erregerspannung gelingt, wohl nicht den Spannungssprung, so doch die nachfolgende, dem stationären Wert zustrebende Spannungsänderung überhaupt zu unterdrücken (Schnellregelung).

Plötzliche Entlastungen. Die vorliegenden Verhältnisse werden beeinflusst durch die während des Ausgleichsvorganges eintretende Drehzahländerung. Falls hierbei die Erregung ungeändert bliebe, würden, ausgehend von der stationären Spannungsänderung ΔE (Abb. 437), Spannungs-

¹ Verhältnis von Kurzschluß- zu Einschaltzeit.

² Größtleistung etwa 5000 kW = 17 500 kVA Aufnahme bei $\cos \varphi \cong 0,3$.

und Drehzahländerungen proportional verlaufen (untere Grenzkurve *a*, Abb. 442). Die Drehzahl-erhöhung bringt aber eine Vergrößerung der Erregerspannung mit sich, so daß mit Eintritt der Sättigung Werte der Spannung, der Drehzahl durch die Kurve *b* („obere Grenzkurve“) zugeordnet, erreicht werden können. Die Werte der Spannung bei unveränderter Reglerstellung liegen zwischen den Werten der genannten Kurven. Bei Anwendung einer Schnellregelung hingegen, bei der es nur, wie vorerwähnt, zur Ausbildung des Spannungssprunges zu kommen braucht, ist zu erwarten, daß hierdurch zumindest eine weitere Steigerung des magnetischen Flusses unter- bunden werden kann. Die Maschinenspannungen werden daher bei plötzlichen Entlastungen Werte, die über Kurve *c* (Abb. 442) liegen, nicht annehmen.

Der Vergleich der vorerwähnten Kurven zeigt deutlich den Vorteil einer guten Spannungsschnellregelung gegenüber einer Erhöhung des Schwungmomentes zur Herabsetzung des Dreh- zahlanstieges.¹

Entregung. Diese ist unbedingt vorzusehen bei Hochspannungsmaschinen, wobei bei kleineren Maschinenleistungen die Einschaltung eines Wider- standes im Erregerkreis der Erregermaschine, bei größeren Einheiten diese auch im Läuferkreis vor- zusehen ist (Widerstands-entregung) (105), bzw. etwa eine Anordnung mit Schwingungs- widerstand (motorische Entregung) (107) Anwendung finden kann.

Die Entregung verhindert Auswirkungen von Schäden in der Maschine und bietet die Gewähr, daß auch beim Durchgehen der Turbine keine unzulässige Spannungserhöhung auftritt. Letztere wird auch dann möglich, falls die Maschine etwa durch Schalterfall am Ende einer längeren Hochspannungsleitung diese speist und damit überwiegend kapazitiv belastet wird. Eine zu- sätzliche Drehzahlerhöhung der Maschine kann, da der Ladestrom mit der Frequenz steigt, die Verhältnisse weiterhin ungünstig beeinflussen.

Plötzliche Belastungen. Zu den durch den Verlauf der täglichen Lastschwankungen be- dingten langsamen Leistungsänderungen, die ohne Schwierigkeiten ausgeregelt werden können, treten im praktischen Betrieb Laständerungen, welche sich innerhalb weniger Perioden abspielen. Hierher gehört vor allem

a) der Anlauf von Drehstrommotoren mit Hilfe ihrer Anlaufkurzschlußwicklung. Zur Auf- nahme der hierbei auftretenden Stromstöße, die nach etwa 10 bis 20 Sekunden abgeklungen sind, bedarf es eines Netzes entsprechender Stärke,² bzw. muß eine einzelne Maschine etwa die drei- bis vierfache kVA-Leistung, bezogen auf den größten anfallenden Scheinleistungsstoß, aufweisen, um ein zu starkes Absinken der Spannung zu vermeiden;

b) bei elektrischen Öfen (Induktionsöfen, ausgeführt bis etwa 250 kW, Lichtbogenöfen bis 7000 kVA $\cos \varphi = 0,9-0,8$, somit 5000 bis 6000 kW) muß mit momentanen Laständerungen — für die zweitgenannte Form bis etwa in Höhe der halben Wirkleistung — gerechnet werden, die etwa in 1 bis 2 Sekunden durch die Ofenregulierung beseitigt werden.

c) Als betriebsmäßig wichtigster Fall ist die plötzliche Lastübernahme, bedingt durch den Ausfall der Leistung von ein oder mehreren Generatoren des gleichen Netzes, anzusehen. Für

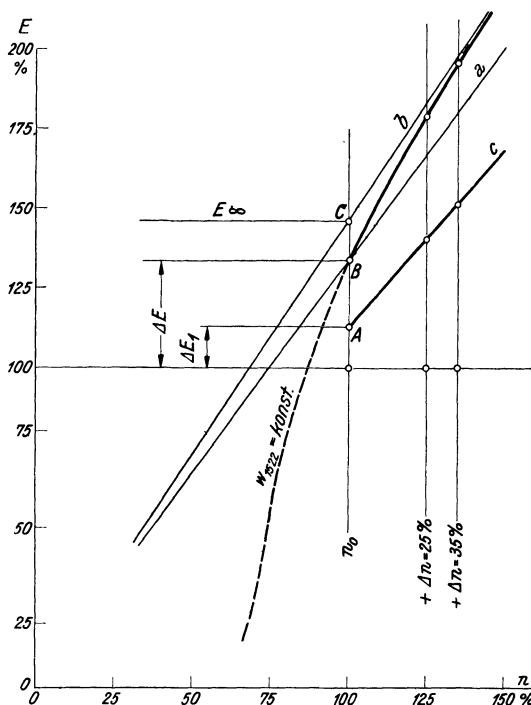


Abb. 442. Spannungsverlauf bei plötzlicher Entlastung und Drehzahlerhöhung.

a = untere Grenzkurve. *b* = obere Grenzkurve. *c* = bei Schnellregelung (konstanter Fluß).

¹ S. a. S. 340

² Die Zuschaltung des Motors in der unter Fußnote 2, S. 352, genannten Leistung und Form setzt mindestens eine Netzleistung von 50000 kVA voraus.

die Turbinenregelung ist hierbei die Frage von Wichtigkeit, ob die plötzliche Laständerung voll mechanisch vom Schwungrad übernommen werden muß oder ob durch die mit dem Spannungssprung und der nachfolgenden, durch den Spannungsregler auszuregelnden Spannungssenkung eine Entlastung hinsichtlich der Wirkleistung eintritt. Dabei ist die Art der Belastung und die Schnelligkeit der Spannungsregelung maßgebend.

1. Motorlast.

Unter der Voraussetzung einer einigermaßen schnellwirkenden Spannungsregelung kommt ein Einfluß der bei Belastung eintretenden Spannungssenkung auf die Wirkleistungsabgabe nur in Größen zweiter Ordnung (Schlupfänderung der Asynchronmotoren) zum Ausdruck. Falls die Drehstrommotoren ihrerseits gegen konstante Momente arbeiten, wird die seitens des Stromerzeugers abzugebende Leistung linear mit der Drehzahl angenommen werden können.

2. Stoßweise Widerstandsbelastung.

Dieser Fall tritt im allgemeinen nur dann ein, wenn etwa bei Abnahmeversuchen der Stromerzeuger auf einen Wasserwiderstand geschaltet wird. Die Leistungsaufnahme des letzteren ist quadratisch abhängig von der Spannung und unabhängig von der Frequenz.

Bei idealer Spannungsregelung wäre also die Leistung unabhängig von der Drehzahl. Wird der Versuch so vorgenommen, daß bei abgeschaltetem Regler eine bestimmte Spannung im Leerlauf eingestellt und der Generator auf den Widerstand geschaltet wird, so klingt nach dem Spannungssprung der Fluß mit der Hauptfeldkonstanten auf den neuen stationären Wert ab. Diesem Vorgang überlagert sich die Spannungsschwankung infolge der Drehzahländerung, so daß die Leistung bei absinkender Grundtendenz zusätzlich etwa quadratisch mit der Drehzahl schwankt. Ein guter Spannungsregler wird zumindestens das Absinken des Flusses verhindern können; die Leistung ist also dann etwa quadratisch mit der Drehzahl. Sehr schnelle Erregeranordnungen werden dem Idealfalle der konstanten Leistung sehr nahe kommen.

e) Der Stromerzeuger bei Kurzschlüssen.

Die bei plötzlichem Kurzschluß (*Stoßkurzschluß*) einsetzenden magnetischen Ausgleichsvorgänge ergeben sehr hohe Ströme und Momente, so vor allem ein mit doppelter Frequenz wechselndes Moment, das jedoch nahezu völlig vom GD^2 des Generatorläufers aufgenommen wird; ferner ein Bremsmoment in einer Richtung und in der ungefähren Höhe des zweifachen Normalmomentes. Nach dem Abklingen der vorgenannten Momente bleibt ein Restmoment von etwa 10 bis 15% des Normalmomentes als Folge der stationären Kurzschlußströme bestehen.

Die bei Schäden in der Ständerwicklung auftretenden teilweisen Kurzschlüsse wirken ähnlich wie ein Stoßkurzschluß, nur in entsprechend schwächerer Auswirkung hinsichtlich der bremsenden Momente.

Entfernte Kurzschlüsse führen zu einer aus den Wirk- und Blindleistungswiderständen der Kurzschlußschleife sich bestimmenden Erhöhung der Wirkleistung unter der Voraussetzung, daß die Spannung an der Maschine mehr oder minder gehalten werden kann. Hierdurch können sich bis zum Abschalten des Kurzschlusses kräftige Überlastungen ergeben.

f) Die Anforderungen des Parallellaufes und Verbundbetriebes.

Die Auswirkung eines Belastungsstoßes besteht zunächst in der erwähnten Streufeldänderung und Verteilung des Blindstromstoßes nach Maßgabe der Streuleitwerte der am Netz liegenden Generatoren und Motoren. Die nachfolgende Hauptfeldänderung bestimmt die endgültige Verteilung der Blindströme sowie die Aufteilung des Wirkleistungsstoßes nach den synchronisierenden Leistungen der Maschinen. Große magnetische Zeitkonstante und damit langsame Hauptfeldänderung begünstigen die Spannungshaltung bei Entwicklung der zur Aufnahme des Laststoßes notwendigen Leistungen. Erst mit Eintritt der Frequenzänderung wird die

erforderliche Wirkleistung den Netzschwungmassen entzogen, so daß sich der Übergang zu einer Leistungsverteilung abspielt, der letztere nach den Anlaufzeiten der Maschinensätze vornimmt. Diese wird in der Folge abgewandelt durch das Eingreifen der Drehzahlregler, die zunächst entsprechend ihrer Arbeitsgeschwindigkeit und schließlich dem ihnen erteilten Ungleichförmigkeitsgrad eine letzterem entsprechende beharrungsmäßige Lastaufteilung herbeiführen.

Diese verhältnismäßig komplizierten Ausgleichsvorgänge werden um so weniger zu Pendelungen der durch sie beeinflußten Größen führen, wenn die mechanischen und elektrischen Eigenschaften der Maschinen weitgehend übereinstimmen, Forderungen, die wenigstens insoweit Berücksichtigung finden müssen, als dies ein geordneter Verbundbetrieb erfordert. Zu den Gesichtspunkten für die Wahl des Schwungmomentes des Maschinensatzes treten somit zu den aus hydraulischen Betrachtungen folgenden jene, welche die elektrischen Eigenschaften des Stromerzeugers sowie seine Einbindung in das Netz (Art dieses, Lage zum Verbrauchszentrum und anderes) berücksichtigen.

Darüber hinaus sollen Wirk- und Blindlast möglichst gleichmäßig verteilt sein, also leerlaufende und vollbelastete Maschinen nicht parallel laufen.

Unter diesen Voraussetzungen werden z. B. unmittelbar auf eine gemeinsame Sammelschiene speisende gleiche Stromerzeuger bei Kurzschluß auf ersterer gleichmäßig ihre Drehzahl steigern, so daß sie nach Aufhebung des Kurzschlusses noch in Tritt sind. Diese zunächst rein theoretische Möglichkeit besitzt insofern praktische Bedeutung, als auch bei kleineren Drehzahlabweichungen das Fangen der Maschinen begünstigt wird. Andernfalls wird die höher belastete Maschine bei vollständigem Kurzschluß und verschwindender Wirkleistung des größeren Momentenüberschusses halber schneller hochgehen, so daß die Frequenzen der Maschinen auseinanderlaufen und erst unter Einwirkung der Turbinenregler wieder in Übereinstimmung kommen. Zeitdauer dieses Vorganges und die während desselben die Maschinen beanspruchenden Ausgleichsströme lassen diesen Vorgang der selbsttätigen Intrittbringung als praktisch nicht verwertbar erscheinen (108).

Die Mehrzahl der Störungen führt im Verbundbetrieb nicht zu einem völligen Zusammenbruch der Spannung an den Kraftwerken. Die Fernleitungen und Transformatoren stellen so beachtliche Wechselstromwiderstände dar, daß bei einem Kurzschluß in einem Netzteil, der nicht unmittelbar an ein Kraftwerk anschließt, die Spannung nur abgesenkt wird. Die Maschinen können also noch Wirkleistung miteinander austauschen und sich so synchron halten. Da die synchronisierende Leistung quadratisch mit der Spannung absinkt, ist es wichtig, diese möglichst schnell in die Höhe zu treiben, ehe das Feld in den Maschinen abgeklungen ist. Dieser Anforderung wird bei schweren Störungen die selbsterregte Maschine nicht gerecht, es ist vielmehr Schnellerregung, also Haupt- und Hilfsrergermaschine zu fordern. Die Erregermaschine ist dabei so auszulegen, daß die Erregerspannung 50 bis 60% über den bei Abgabe der Nennleistung erforderlichen Wert getrieben werden kann.¹

D. Die Stabilität der mittelbaren Regelung.²

a) Selbststabilisierung.

1. Selbststabilisierung der unregelten Turbine.

Für das beharrungsmäßige Drehmoment einer Wasserturbine bei konstanter Beaufschlagung besteht die im Schaubild Abb. 443 dargestellte angenähert lineare Abhängigkeit des ersteren von der Drehzahl. Dieser Umstand läßt bei einer Störung des Gleichgewichtes auch ohne Ver-

¹ In U. S. A. wurden Stoßerregungen angewendet, bei denen eine zwei- bis dreifache Erregerspannung sowie eine Anstiegsgeschwindigkeit dieser bis zu 800 V/sek vorgesehen war. Dieses für die Netzstützung sicher wertvolle Verhalten bedeutet jedoch andererseits eine Gefährdung des Stromerzeugers insbesondere bei einphasigen Kurzschlüssen, in welchem Falle es zu Strömen in der Ständerwicklung kommt, die letztere nur einige Sekunden lang vertragen kann. Die hohen Werte für die Stoßerregung sind nach deutscher Auffassung nicht erforderlich (103).

² Die Stabilität von Dampfturbinenregelungen behandelt u. a. H. MELAN (112).

änderung der Beaufschlagung das System einer neuen Gleichgewichtslage bei der dem neuen Beharrungsmoment entsprechenden Drehzahl zustreben (*Selbststabilisierung*).

Verändert sich das dem Beharrungsmoment \bar{M}_s bei der Drehzahl $\bar{\omega}_m$ gleiche Widerstandsmoment \bar{W}_s plötzlich auf \bar{W}_1 , in welchem Augenblick auch die Zeitzählung begonnen sei, so folgt die Drehzahl des Systems der dynamischen Bewegungsgleichung (35). Voraussetzungsgemäß kann in dieser

$$M_t = M_s \left(1 - \frac{\omega_t - \bar{\omega}_m}{\bar{\omega}_L - \bar{\omega}_m} \right) \quad (43a)$$

gesetzt werden, so daß sich nach hier weggelassenen Zwischenrechnungen und nach Einführung der Anfangsbedingungen

$$t = 0, \quad \omega = \bar{\omega}_m$$

$$\bar{M}_s - \bar{W}_1 = \Delta \bar{M}_s$$

für den zeitlichen Verlauf der Winkelgeschwindigkeit ω_t die Beziehung

$$\frac{\bar{M}_s}{\Delta \bar{M}_s} \cdot \frac{\omega_t - \bar{\omega}_m}{\bar{\omega}_L - \bar{\omega}_m} = 1 - e^{-\frac{\bar{M}_s}{\theta \cdot (\bar{\omega}_L - \bar{\omega}_m)} \cdot t},$$

bzw. in bezogenen Größen ausgedrückt und unter der Voraussetzung $\bar{\omega}_L \cong 2 \bar{\omega}_m$

$$\frac{\bar{m}_s}{\Delta \bar{m}_s} \cdot \varphi = 1 - e^{-\frac{\bar{m}_s}{T_a} \cdot t} \quad (44)$$

finden läßt. Darnach strebt das System dem neuen Gleichgewichtszustand unter Herbeiführung einer Drehzahlabweichung $\varphi_\infty = \frac{\Delta \bar{m}}{\bar{m}_s}$

mit asymptotischer Erreichung der $\bar{M}_1 = \bar{W}_1$ entsprechenden Beharrungsdrehzahl $\bar{\omega}_1 = \bar{\omega}_m (1 + \varphi_\infty)$ zu. Die Annäherung von ω an diesen Wert erfolgt um so rascher, je geringer T_a , also die im Maschinensatz untergebrachte Schwungmasse ist ($\varphi_0' = \Delta \bar{m}_s / T_a$); die Abweichung der Drehzahl selbst ist für gleiche bezogene Änderungen $\Delta \bar{m}_s$ des Widerstandsmomentes um so größer, je kleiner die Ausgangsbelastung \bar{m}_s ist; dies sowie die bei verhältnismäßig geringen Laständerungen zu erwartenden starken Abweichungen der Drehzahl lassen die Selbststabilisierung praktisch nicht befriedigen.

2. Einfluß der Selbststabilisierung bei Regelung der Turbine.

Die für die Selbststabilisierung notwendige und im Sinne der Gleichung (43a) bestehende Abhängigkeit des Drehmomentes von der Winkelgeschwindigkeit bedingt eine Eigendämpfung des mittelbar *geregelten* Systems. Es gilt nach (43a), in bezogenen Größen ausgedrückt,

$$m = m_s (1 - \varphi), \quad (43a_1)$$

wobei m_s als Abbild der Reglerstellung während des Ausgleichsvorganges als Funktion der Zeit anzusehen ist. Wird wie früher die Regelgeschwindigkeit $\frac{dM_s}{dt} = -k \varphi$, also proportional der Verstellung des Steuerventils aus seiner Mittellage und damit der Abweichung der Drehzahl von dem nur im Beharrungszustand allein möglichen Wert ω_m gesetzt, ferner der Geschwindigkeitsabweichung $n_1 \delta$ die maximale Arbeitskolbengeschwindigkeit zugeordnet, so kann

$$\frac{dM_s}{dt} = -\frac{M_{\max}}{n_1 \delta T_s} \cdot \varphi, \quad \text{bzw.} \quad m_s' = -\frac{1}{n_1 \delta T_s} \cdot \varphi \quad (43b)$$

gesetzt werden.

Die aus Gleichung (43a₁) folgende Beziehung

$$m' = m_s' \cdot (1 - \varphi) - m_s \cdot \varphi'$$

führt unter Beschränkung auf die Beschreibung eines nur gering gestörten Gleichgewichtszustandes¹ auf

$$m_1' = m_{s_1}' - \bar{m}_s \cdot \varphi_1' \quad (43b)$$

¹ Hierbei ist $m = \bar{m} + m_1$
 $m_s = \bar{m}_s + m_{s_1}$ gesetzt; diese Bezeichnungsart soll in der Folge für kleine Änderungen der Bezugsgröße beibehalten werden.

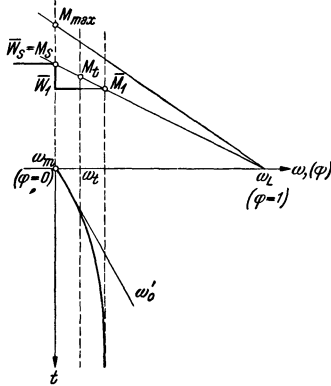


Abb. 443.

und zusammen mit der dynamischen Bewegungsgleichung des Systems

$$m_1 = T_a \cdot \varphi_1' \quad (35 a)$$

auf die charakteristische Gleichung

$$T_a \varphi_1'' + \bar{m}_s \cdot \varphi_1' + \frac{1}{n_1 \delta T_s} \cdot \varphi_1 = 0, \quad (45)$$

wonach sich die Dämpfung am Wert des Ausdruckes $-\bar{m}_s/2 T_a$ ermessen läßt und dem Belastungsgrad direkt, der Anlaufzeit des Maschinensatzes hingegen umgekehrt proportional sich darstellt.¹

Es bleibt noch übrig, den verhältnismäßigen Einfluß von Eigendämpfung und Rückführung auf die Stabilität klarzustellen. Für die rückgeführte Regelung unter Berücksichtigung der Eigendämpfung erhält man aus Gleichung (35 a) und

$$m_{s_1}' = -\frac{1}{n_1 \delta T_s} \cdot (\varphi_1 + \delta m_{s_1}) \quad (45 a)^2$$

sowie der Gleichung (43 a₁) ein System simultaner Gleichungen, das zur charakteristischen Gleichung zweiter Ordnung

$$w^2 + \left(\frac{1}{n_1 T_s} + \frac{\bar{m}_s}{T_a} \right) \cdot w + \left(\frac{1}{n_1 \delta T_a T_s} + \frac{\bar{m}_s}{n_1 T_a T_s} \right) = 0 \quad (46)$$

führt, aus welcher der Wert des Dämpfungsfaktors mit

$$\alpha = -\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{n_1 T_s} + \frac{\bar{m}_s}{T_a} \right)$$

entnommen werden kann. Darnach tritt die durch die Eigendämpfung bedingte stabilisierende Wirkung $\frac{\bar{m}_s}{T_a}$ gegenüber jener der Rückführung $-\frac{1}{2 n_1 T_s}$ unter den bei Wasserturbinen vorliegenden Verhältnissen stark zurück.³

b) Die Stabilitätsbedingungen unter Berücksichtigung der Massenträgheit geschlossen geführter Wassersäulen.

Auf die Notwendigkeit besonderer Maßnahmen zur Stabilisierung der indirekt wirkenden Regelung sowie auf die Mittel hierzu ist im einleitenden Abschnitt I des ersten Teiles eingegangen worden. Für die Mindestwerte der die Wirksamkeit der Stabilisierung kennzeichnenden Größe — Ungleichförmigkeitsgrad $\delta(\bar{\varphi}_r)$ der rückführenden (rückdrängenden) Regelungen, bzw. des Beschleunigungswertes $\bar{\varphi}_0'$ bei der Beschleunigungsstabilisierung — bestehen Abhängigkeiten einerseits von den das dynamische Verhalten von Maschinensatz und Rohrleitung kennzeichnenden Größen T_a und T_r , andererseits von Maßnahmen, die aus der Erfüllung betriebstechnischer Forderungen folgen, so u. a. die Notwendigkeit der Gleichwertregelung (Isodromierung) bei rückführenden oder rückdrängenden Steuerungen (110).

Die Möglichkeit, den stabilen Zustand als Grenzform einer abnehmenden Instabilität zu betrachten, erlaubt die Zusammenhänge unter Voraussetzung der für die starre Rohrleitung geltenden Abhängigkeit von Drucksteigerung und Öffnungsänderung zu verfolgen. Unter dieser Voraussetzung wird das dynamische Verhalten des drehenden und durch Massenwirkungen des

¹ Wird auch eine Abhängigkeit des Lastmomentes von ω nach $w = \bar{w}_s + a_w \cdot \varphi$ vorausgesetzt, so gilt für den Dämpfungsfaktor $\alpha = -\frac{(\bar{m}_s + a_w)}{2 T_a}$.

² δm_{s_1} berücksichtigt die Änderung der Beharrungsdrehzahl infolge des Ungleichförmigkeitsgrades der Regelung.

³ z. B. $n_1 = 0,2$.

$$\begin{aligned} T_s &= 1,5'' & \frac{1}{n_1 T_s} &= 3,3 \\ T_a &= 5'' & & \\ \bar{m}_s &= 1 & \frac{\bar{m}_s}{T_a} &= 0,2. \end{aligned}$$

Wassers in der Rohrleitung beeinflussten Systems gekennzeichnet durch die Bewegungsgleichung

$$\frac{\bar{q}_m}{2} \cdot T_r T_a \varphi_1'' + \left[\frac{\bar{q}_m}{2} \cdot T_r (k_M \bar{q}_m + k_w) + T_a \right] \varphi_1' + (k_M \bar{q}_m + k_w) \varphi_1 + \bar{q}_m T_r \bar{q}_1' - \bar{q}_1 = 0 \quad (47)$$

Gleichung (47) setzt

1. die Proportionalität zwischen beharrungsmäßiger Wassermenge und zugehörigem Antriebsmoment voraus, $\bar{m} = k_M \cdot \bar{q}_m$;¹ ferner

2. daß geringe Öffnungsänderungen (Änderungen der Beharrungswassermenge um \bar{q}_1) und die mit ihnen verbundenen kleinen Drehzahl- und Gefällsänderungen eine Änderung des Antriebsmomentes gemäß $m_1 \cong 3/2 \cdot \bar{q}_m \cdot \zeta_1 - k_M \bar{q}_m \cdot \bar{q}_1 + \bar{q}_1$ nach sich ziehen;

3. daß die sekundliche Durchsatzmenge für eine bestimmte Leitschaufelöffnung nur vom wirksamen Gefälle, hingegen nicht von der Drehzahl abhängt;

$$q_1 \cong \bar{q}_1 + \frac{\bar{q}_m}{2} \cdot \zeta_1.$$

4. Änderungen des Lastmomentes mit der Drehzahl ihre Berücksichtigung durch den Ansatz $w_1 = k_w \cdot \varphi_1$ finden können.

Unter den vereinfachenden Voraussetzungen, wie Unabhängigkeit des Widerstandmomentes von der Drehzahl ($k_w = 0$), Vernachlässigung der nur geringen Einfluß auf die Stabilität besitzenden Abhängigkeit des Antriebsmomentes von der Drehzahl — die in der

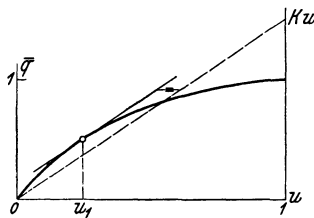


Abb. 444.

Größenordnung praktischer Werte von T_a gegenüber $k_M \cdot T_r \cdot \frac{\bar{q}_m}{2}$ insbesondere bei kleineren Beaufschlagungen begründet ist — nimmt Gleichung (47) die Form

$$\frac{\bar{q}_m}{2} \cdot T_r T_a \varphi_1'' + T_a \cdot \varphi_1' + T_r \cdot \bar{q}_m \cdot \bar{q}_1' - \bar{q}_1 = 0 \quad (47a)$$

an, welche den nachfolgenden vergleichenden Stabilitätsuntersuchungen zugrunde gelegt werden soll.

Für die Abhängigkeit der Änderung der Beharrungswassermenge (\bar{q}_1) von jener der bezogenen Leitapparatöffnung, bzw. der Arbeitskolbenstellung (u_1) gilt

$$\bar{q}_1 = k_u \cdot u_1 \quad (48)^2$$

mit k_u als den durch die Neigung der Tangente an die in bezogenen Größen dargestellte Abhängigkeitskurve der Beharrungswassermengen \bar{q} von der Leitapparatöffnung u bestimmten *Öffnungsbeiwert* (Abb. 444).

Die Beschränkung der Betrachtung auf geringe Verstellungen des durch den Steuermechanismus bewegten Steuerkolbens gestattet die Annahme einer der Verschiebung des letzteren proportionalen Geschwindigkeit des Arbeitskolbens;

Schaltgleichung

$$u_1' = - \frac{s_1}{n_1 T_s}, \quad (49)^2$$

worin mit Einführung von n_1 wieder dem Umstand Rechnung getragen ist, daß die Einschaltung

¹ Das Turbinendrehmoment M kann bekanntlich gesetzt werden: $M = \frac{Q\gamma}{g} \Delta_a^e (C_u r)$; insoweit die Regulierung sich dem Idealzustand gleichbleibenden Wirkungsgrades über den Bereich der Beaufschlagungen nähert, wie dies etwa bei Kaplan-Turbinen oder Freistrahlturbinen, bzw. bei Beschränkung der Betrachtungen auf den näheren Bereich des besten Wirkungsgrades der Fall sein kann, soll der Wert der Dralländerung konstant angenommen werden. Somit erscheint das Turbinendrehmoment proportional der Beaufschlagungsmenge.

² z = bezogener Rückführ- (Rückdrängungs-) Hub; $z_{\max} (u_{\max})$ = Gesamtrückführ- (Arbeitskolben-) Hub;

y = bezogener Pendelhub; y_{\max} = Pendelhub, entsprechend z_{\max} (Steuerventil in Mittellage);

s = bezogener Steuerventilhub; s_{\max} = Steuerventilhub, entsprechend y_{\max} (Rückführung in Mittellage).

der vollen Arbeitskolbengeschwindigkeit bei einer Steuerventilerhebung entsprechend einer Geschwindigkeitsabweichung $n_1 \delta$ eintritt.

Zur Herleitung der Stabilitätsbedingung sind die Gleichungen (47a), (48) und (49) mit jenen zusammenzufassen, welche die Wirkung der Stabilisierungseinrichtung beschreiben.

1. Nachgiebige Rückführung.

Die Verstellungen des Steuerventils ergeben sich als Differenz gleichzeitiger Bewegungen von Pendel und Rückführung. Für erstere kann eine proportionale Abhängigkeit von der Drehzahländerung, in bezogenen Größen ausgedrückt

$$\varphi_1 = \delta \cdot y_1 \quad (50)^1$$

angenommen werden, unter der Voraussetzung, daß das Pendel von Verstellkräften praktisch entlastet ist.² Die bezogene Geschwindigkeit der Rückführung stellt sich als algebraische Summe der bezogenen Arbeitskolbengeschwindigkeit und jener der Nachgiebigkeit dar, gemäß

$$z_1' + u_1' + \frac{1}{T_i} \cdot z_1 = 0, \quad (51)^1$$

worin die mit der Auslenkung proportionale Nachgebegeschwindigkeit durch die Isodromzeit T_i charakterisiert erscheint.³

Für Steuerungseinrichtungen mit mechanisch erzielter Nachgiebigkeit (Reibscheibengetriebe, Abb. 95) kann die Isodromzeit T_i aus dem Durchmesser Φ_R der Reibrolle, der Steigung h_s der Spindel sowie der Winkelgeschwindigkeit ω_k der Reibscheibe gemäß $T_i = \frac{\Phi_R \cdot \pi}{h_s \cdot \omega_k}$ bestimmt werden.

Für die Kombination von Ölbremse und Rückstellfeder zum Nachgebeglied in der Steuerung gilt unter Voraussetzung einer gleichbleibenden (ungesteuerten) Überströmöffnung

$$T_i = \frac{f_2^2}{f_0 \cdot k_2 \cdot C_1},$$

mit f_2 als Fläche des Ölbremskolbens,

f_0 als wirksamen Querschnitt der Überströmöffnung,

C_1 als Federkonstante,

$k_2 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{kg} \cdot \text{sek}} \right)$ als Faktor zu ermitteln aus der Verstellgeschwindigkeit des Ölbremskolbens bei einem Druckunterschied von 1 kg/cm^2 ; hierbei ist laminare Strömung durch die Drosselbohrung f_0 angenommen.

Für jene Konstruktionen, die die Steuerung der Drosselbohrung sowie eine endliche Anfangskraft der Rückstellfedern vorsehen, kann der wirksame Drosselquerschnitt für relativ kleine Verstellungen h des Drosselstiftes aus seiner Schließlage mit h_0 als den für die Volleröffnung notwendigen Hub angenähert durch $f \simeq 2 f_0 \cdot h/h_0$ angenommen werden. Mit $\psi_1 = \frac{a}{z_{\max}}$, wobei a die relative Vorspannung der Feder festlegt ($F_0 = a C_0$), kann $T_i = f_2^2 / 2 f_0 k_2 C_1 \psi_1$ als jene Zeit definiert werden, in welcher bei volleröffneter Umlaufbohrung der gesamte Rückführhub (z_{\max}) unter dem Einfluß einer konstanten und gleich der in der Mittellage herrschenden Federkraft ($C_1 \cdot a$) durchlaufen wird.

Das simultane Gleichungssystem (47a) bis (51) führt zu einer charakteristischen Gleichung 4. Ordnung, aus der sich zunächst die Stabilitätsbedingungen

$$T_i > \bar{q}_m \cdot T_r, \quad (52a)$$

$$\delta T_a \left(1 + \frac{n_1 T_s}{T_i} \right) > k_u \cdot \bar{q}_m T_r \quad (52b)$$

ableiten lassen. Grundsätzlich verschlechtern somit Werte von $k_u > 1$ die Stabilität, solche von $k_u < 1$ hingegen verbessern diese gegenüber jenen Verhältnissen, die ein Geradliniengesetz zwischen \bar{q}_m und \bar{u} voraussetzen. Für die Bedingungen der Ungleichung (52a, b) besteht eine Einschränkung durch die Aussage einer der Gleichung 4. Ordnung noch zukommenden höheren

¹ S. Fußnote 2 auf S. 358.

² Bei gekrümmter Charakteristik gilt der durch die Tangente an die φ, y -Kurve gegebene Wert des Ungleichförmigkeitsgrades; s. a. Abschnitt I.

³ S. hierzu S. 66.

Stabilitätsbedingung. Um deren praktische Anwendung zu vereinfachen, werden die Ungleichungen (52 a), (52 b) durch Einführung von Güteziern (α_1, α_2) zweckmäßig in die Gleichungen

$$T_i = \alpha_1 \bar{q}_m T_r, \quad (53 a)$$

$$\delta T_a \left(1 + \frac{n_1 T_s}{T_i}\right) = \alpha_2 \bar{q}_m \cdot T_r \quad (53 b)^1$$

übergeführt. Für die Güteziern α_1, α_2 bestehen nach der vorerwähnten Stabilitätsbedingung Mindestwertepaare, die in Abhängigkeit von einer die Massenträgheit des Wassers in der Rohrleitung charakterisierenden

Größe $\bar{q}_m \tau_r = \bar{q}_m \cdot \frac{T_r}{n_1 T_s}$ stehen und in ihrer Gesamtheit die Stabilitätsgrenzfläche mit den unabhängig Variablen α_1 und $\bar{q}_m \tau_r$ bilden (Abb. 445).

Demnach ergeben gesteigerte Werte von $\alpha_1 (T_i)$ verringerte Werte von α_2 , deren Kleinstwert bei vollständiger Ausschaltung der Nachgiebigkeit ($T_i = \infty$, starre Rückführung) sich mit

$$\alpha_{2 \min} = \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r} \quad (54 a)$$

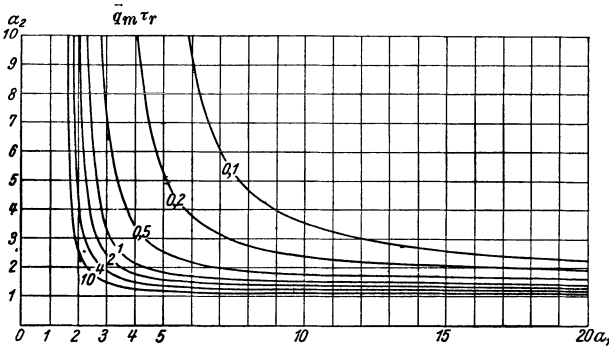


Abb. 445.

ergibt. Die Stabilitätsbedingungen bei Anwendung starrer Rückführung vereinfachen sich dementsprechend auf

$$\delta T_a \geq \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r} \cdot \bar{q}_m T_r \quad (111, 113). \quad (54)^2$$

Kurze Isodromzeiten gefährden demnach die Stabilität der Regelung; eine Steigerung der Isodromzeit von relativ hohen Werten von α_1 aus bringt nur eine unwesentliche Ersparnis an

¹ $k_u = 1$ gesetzt.

² In einer noch unveröffentlichten Arbeit von R. UNTERBERGER weist dieser darauf hin, daß die elastische Verbindung von Maschine und Schwungmasse nur dann eine Rolle spielt, wenn dabei das Reglerpendel von einem größeren Teil der Schwungmasse durch den elastischen Trieb getrennt ist, eine praktisch bedeutsame Änderung der Stabilitätsbedingungen hingegen nicht eintritt, wenn das Pendel mit dem elastisch angetriebenen überwiegenden Teil der Schwungmasse gekuppelt ist.

Bei verteilter Schwungmasse (Θ mit der Maschinenwelle, Θ_e mit dieser elastisch verbunden) und von der Maschinenwelle angetriebenem Pendel ist unter der Voraussetzung starrer Rückführung ein stabiles Verhalten gebunden an die Erfüllung der angenäherten Ungleichung

$$\alpha_2 + \psi_e \cdot \alpha_{2e} > \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r}$$

mit

$$\alpha_2 = \frac{\delta T_a}{\bar{q}_m T_r}, \quad \alpha_{2e} = \frac{\delta T_{ae}}{\bar{q}_m T_r}, \quad T_{ae} = \frac{\Theta_e \cdot \omega_m}{M_{\max}}, \quad \psi_e = \frac{n_e}{n}$$

Überdies hat die Beziehung

$$\alpha_2 + \alpha_{2e} \left(\psi_e - 2 \cdot \frac{\bar{\mu}_s'}{\omega_e} \cdot \frac{M_{\max}}{M_e} \right) > 0$$

erfüllt zu sein, worunter unter M_e das bei relativer Verdrehung um die Winkeleinheit geweckte Moment der elastischen Kupplung verstanden sein soll.

$$\left(\bar{\mu}_s' = \frac{1}{n_1 \delta T_s}, \text{ s. a. S. 356} \right)$$

Für den Fall, als Massenwirkungen des Betriebswassers vernachlässigt werden können ($\bar{q}_m T_r = 0$) und unter der ungünstigsten Voraussetzung der Einbindung des gesamten Schwungmoments in den elastisch nachgeschalteten Trieb ($\Theta = 0$) ergibt sich das Dämpfungsglied der Regelschwingung zu

$$\frac{\delta \bar{\mu}_s'}{2} \cdot \left[\frac{1}{1 + \bar{\mu}_s' \frac{M_{\max}}{M_e \omega_e}} \right];$$

der Klammerausdruck gibt hierbei die Verminderung der Dämpfung gegenüber jener bei starrer Kupplung der Schwungmassen an.

Schwingmasse. Hingegen besteht nach Gleichung (54) die Möglichkeit, durch Anwendung hoher Werte der (vorübergehenden) Ungleichförmigkeit die Schwingmassen weitgehend zu ermäßigen. Dabei erhalten jedoch auch jene Vorkehrungen, welche die Güte der Regelung bei kleinen Belastungsänderungen bestimmen, besondere Bedeutung (s. erster Teil, IV. c.).

2. Nachgiebige Rückdrängung.

Die sekundliche Änderung des Masseninhaltes des Kataraktes (s. Abb. 103) entspricht der im gleichen Zeitraum durch die Drosselöffnung f_0 ausgestoßenen bzw. einfließenden Ölmenge;

$$f_2 \cdot \left(\frac{du}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) \cdot z_{\max} + f_0 v_0 = 0.$$

Die Größe der in der Umlaufbohrung herrschenden Geschwindigkeit v_0 bestimmt sich aus dem spezifischen Pressungsunterschied vor und hinter der Bohrung, der im wesentlichen von der jeweiligen Verschiebung des Kataraktkolbens gegenüber seiner durch die augenblickliche Stellung des Pendels gegebenen spannungslosen Mittellage abhängt; $v_0 = k_2 C_1 (y - z) y_{\max} / f_2$.

Unter Einführung bezogener Größen sowie der Isodromzeit T_i folgt die bezogene Form der Bewegungsgleichung des Rückdrängungsmechanismus

$$u_1' - z_1' + \frac{1}{T_i} (y_1 - z_1) = 0. \quad (51 a)^1$$

Die auf das Pendel durch den Rückdrängungsmechanismus ausgeübten Kräfte $C_1 \cdot (y - z) \cdot y_{\max}$ erfordern zur Aufrechterhaltung der Stellung, wie sie dem kräftefreien Pendel zukommen würde, eine Drehzahlerhöhung, die in einer für die vorliegende Betrachtung genügenden Näherung proportional den auf das Pendel in dieser Lage wirkenden Verstellkräften gesetzt werden kann (10)

$$\Delta \varphi_1 = \frac{C_1 \cdot (y_1 - z_1) \cdot y_{\max}}{2 E}$$

mit E als den ruhenden Muffendruck für die betrachtete Pendelstellung. Bezeichnet man die durch eine Stellkraft gleich $C_1 \cdot y_{\max}$ bedingte Drehzahlerhöhung mit $\bar{\varphi}_r (= C_1 \cdot y_{\max} / 2 E)$, so kann die Stellungsgleichung des durch die Rückdrängungskräfte vorgenannter Abhängigkeit belasteten Pendels geschrieben werden zu

$$\varphi_1 = \delta \cdot y_1 + \bar{\varphi}_r \cdot (y_1 - z_1). \quad (50 a)$$

Die aus der charakteristischen Gleichung des simultanen Gleichungssystems (47 a), (48), (49), (50 a), (51 a) folgenden Stabilitätsbedingungen

$$T_i = \alpha_1 \cdot \bar{q}_m T_r. \quad (55 a)$$

$$\bar{\varphi}_r T_a \left(1 + \frac{n_1 \delta T_s}{T_i \bar{\varphi}_r} \right) = \alpha_2 \bar{q}_m T_r \quad (55 b)$$

zeigen einen Aufbau ähnlich jenem für die nachgiebige Rückführung. Die Abhängigkeit der Mindestwerte der Güteziffern α_1 und α_2 sowohl von $\bar{q}_m \tau_r$ als auch von einem den Ungleichförmigkeitsgrad des Pendels berücksichtigenden Beiwert $k_0 = \left(1 + \frac{\delta}{\bar{\varphi}_r} \right)$ verlangt die Darstellung durch zwei Systeme von Kurvenscharen mit den vorgenannten Parametern (110).

Als wirksamstes Mittel zur Herabsetzung der Schwingmasse etwa auf das durch die gewährleisteten Geschwindigkeitsabweichungen bei plötzlichen Laständerungen gegebene Maß ist die Steigerung des Wertes $\bar{\varphi}_r$ anzusehen. Hingegen besteht nur geringer Einfluß des Wertes δ (Ungleichförmigkeit des kräftefreien Pendels, bezogen auf y_{\max}) auf die Stabilität. Durch eine möglichste Herabsetzung dieses — wohl beschränkt durch das verlangte Bereich der Drehzahlverstellung — kann das Verhalten der Regelung kleinen Belastungsänderungen gegenüber bei gleichen Werten von $\bar{\varphi}_r$ und T_i verbessert werden.

Für die starre Rückdrängung genügt zum stabilen Verhalten der Regelung die Erfüllung der Bedingung

$$\bar{\varphi}_r T_a = \alpha_{20} \cdot \bar{q}_m T_r \quad \text{mit} \quad \alpha_{20} = \frac{3 k_0 + \bar{q}_m \tau_r}{2 k_0 + q_m \tau_r}. \quad (56)$$

¹ $y_{\max} = z_{\max}$.

In den vorstehenden Ausführungen ist der Einfluß der in der Regel vorhandenen dauernden Ungleichförmigkeit nicht berücksichtigt. In die Stabilitätsbedingungen geht diese in additiven Gliedern ein, die auf eine Verbesserung der Stabilität hinwirken.

Für die nachgiebige Rückführung mit einer dauernden Ungleichförmigkeit von $\delta_a = i \delta$ gilt

$$\delta_a \cdot T_a + T_i > \bar{q}_m T_r \quad (52 c)$$

$$\left(\frac{\bar{q}_m}{2} \cdot \frac{T_r}{T_i} + 1 \right) \cdot \delta_a \cdot T_a + \delta \cdot T_a \left(\frac{n_1 T_s}{T_i} + 1 \right) > \bar{q}_m \cdot T_r. \quad (52 d)$$

Der Umstand, daß der Wert der dauernden Ungleichförmigkeit aus Forderungen des Betriebes heraus der freien Wahl anheimzustellen ist und damit gegebenenfalls mit nur sehr kleinen Werten zur Wirkung kommen kann, rechtfertigt bei der ausschließlichen Anwendung positiver Werte im praktischen Betrieb die Vernachlässigung seines immer nur im Sinne der Stabilitätsverbesserung gerichteten Einflusses.

3. Beschleunigungsstabilisierung.

Pendel und Beschleunigungsmesser bestimmen die Auslenkungen des Steuerventils aus seiner Mittellage gemäß der grundsätzlichen Darstellung Abb. 30; die relative Steuerwirkung von Drehzahl und Beschleunigung kann hierbei durch die zugeordneten Wertepaare $\pm y_{\max}/2$, $\mp \bar{\omega}_1'$ ausgedrückt werden.

Unter Voraussetzung eines masselosen Beschleunigungsmessers, also der unverzögerten Wiedergabe der augenblicklichen Beschleunigungswerte durch diesen kann die durch die bezogene Steuerventilerhebung s_1 verursachte Arbeitskolbengeschwindigkeit dargestellt werden gemäß

$$u_1' = - \frac{1}{\bar{\varphi}_0 T_s} \cdot \left(\varphi_1 + \varphi_1' \frac{\bar{\varphi}_0}{\bar{\varphi}_0'} \right) \quad (57 = 38 f)$$

mit φ_1' als augenblicklichen Beschleunigungswert, $\bar{\varphi}_0' = \frac{2 |\bar{\omega}_1'|}{\omega_m}$ als jener Systembeschleunigung, die den durch $\bar{\varphi}_0$ erzielten Steuerventilhub für sich allein herbeizuführen imstande ist.

Die Zusammenfassung dieser Gleichung mit der Bewegungsgleichung des Systems (47 a) führt zu einer linearen Differentialgleichung 4. Ordnung, die für ein stabiles Verhalten des durch sie gekennzeichneten Vorganges

$$\frac{\bar{\varphi}_0}{\bar{\varphi}_0'} = \alpha_1 \bar{q}_m T_r, \quad (58 a)$$

$$T_s T_a \bar{\varphi}_0' = \alpha_2 k_u \cdot \bar{q}_m T_r \quad (58 b)^1$$

mit $2(\alpha_1 - 1)(\alpha_2 - 1) = \alpha_2$ verlangt. Graphisch ist dieser Zusammenhang in Abb. 446 (Kurve b) dargestellt. Der Erhöhung von α_1 durch Herabsetzung von $\bar{\varphi}_0'$, soweit diese im Sinne einer Annäherung an den Asymptotenwert von α_2 liegt, steht die Notwendigkeit gegenüber, zur Erhaltung der Dämpfung bei ungeänderter Anlaufzeit die Schlußzeit der Regelung zu vergrößern.

Insofern die Beschleunigung des Maschinensatzes in der Vor- bzw. Nacheilung einer mit dem drehenden System federnd verbundenen Masse abgebildet wird, folgt die Bewegung letzterer der Gleichung

$$\Theta_1 \cdot \frac{d^2 \varepsilon_1}{dt^2} = k_\varepsilon \cdot (\varepsilon - \varepsilon_1), \quad (59)$$

worin

Θ_1 das polare Trägheitsmoment der Beharrungsmasse,

$\varepsilon, \varepsilon_1$ die Winkeldrehung des Systems, die gleichzeitige Winkeldrehung der Beharrungsmasse seit Beginn der Störung

bedeuten. Unter Einführung der Größe ε_0 als jenen beharrungsmäßigen Unterschied zwischen ε_1 und ε , welcher für sich mit $\bar{\varphi}_0$ wirkungsgleich ist, geht Gleichung (59) über in

$$\frac{\Theta_1}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d^2 \varepsilon_1}{dt^2} = k_\varepsilon \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0} \right). \quad (59 a)$$

¹ $k_u = 1$ gesetzt.

Für die Auslenkung des Steuerventils gilt

$$u_1' = - \frac{1}{\bar{\varphi}_0 T_s} \left(\varphi_1 + \frac{\bar{\varphi}_0}{\bar{\varphi}_0'} \varphi_{0_1}' \right) \quad (57)$$

wobei

$$\varphi_{0_1}' = \varepsilon_1'' \cdot \frac{1}{\omega_m} \quad (61)$$

die vom Beschleunigungsmesser angezeigte Beschleunigung darstellt. Nachdem nach Gleichung (59) dem Ausschlag $\varepsilon - \varepsilon_1 = \varepsilon_0$ die Beschleunigung $\bar{\varphi}_{0_1}' = \frac{k_\varepsilon \cdot \varepsilon_0}{\Theta_1 \cdot \omega_m}$ ¹ entspricht, weiter

$$\varphi_1 = \frac{\varepsilon'}{\omega_m} \quad (61 a)$$

gesetzt werden kann, folgt durch Einführung der Gleichungen (61) und (61 a) in Gleichung (59 a) und unter Beziehung von Gleichung (57) nach Elimination von φ_{0_1}' der bei Berücksichtigung der Massenträgheit des Beschleunigungsmessers geltende Ansatz

$$\frac{\Theta_1}{k_\varepsilon} \cdot \frac{\varphi_1''}{\bar{\varphi}_0} + \frac{\varphi_1'}{\bar{\varphi}_{0_1}'} + \frac{\varphi_1}{\bar{\varphi}_0} + \frac{\Theta_1}{k_\varepsilon} \cdot T_s \cdot u_1''' + T_s \cdot u_1' = 0, \quad (60)^2$$

der mit Gleichung (47 a) zusammengefaßt, auf die resultierende Gleichung 5. Ordnung und damit auf die Stabilitätsbedingungen

$$\frac{\bar{\varphi}_0}{\bar{\varphi}_{0_1}'} = \alpha_1 \cdot \bar{q}_m \cdot T_r, \quad (62 a)$$

$$\frac{k_u}{\bar{\varphi}_0} \cdot \frac{\Theta}{k_\varepsilon} + T_u T_s = \alpha_2 \cdot \frac{k_u \cdot \bar{q}_m T_r}{\bar{\varphi}_{0_1}'}, \quad (62 b)$$

$$\frac{\bar{\varphi}_0}{\bar{\varphi}_{0_1}'} \cdot \bar{q}_m T_r = \alpha_3 \cdot \frac{3 \Theta}{k_\varepsilon} \quad (62 c)$$

führt, für deren Gütezziffern die im Diagramm Abb. 446 dargestellten Beziehungen bestehen.

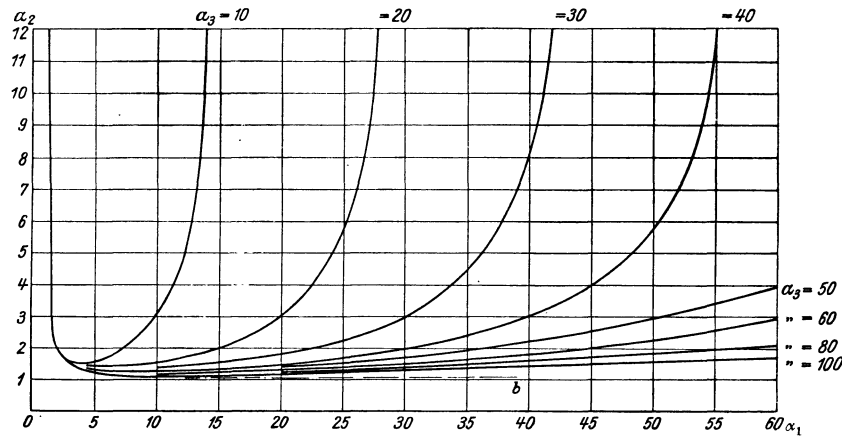


Abb. 446.

Die vorstehenden Ausführungen haben Gültigkeit auch für das Steuerwerk Abb. 107, insofern die hydraulische Vorsteuerung die Bewegungen des Steuerventils nach einer den Gleichungen (57), (59) entsprechenden Gesetzmäßigkeit bewirkt. Erweiternd hierzu tritt noch die Beeinflussung des vom Beschleunigungsmesser gesteuerten Querschnittes infolge der Steuerung dieses gegen die Keilfläche 417 (Abb. 107), die ihren rechnermäßigen Ausdruck in dem Hinzutreten eines Faktors $(1 + K_0)$ auf der linken Seite der Gleichung (57) findet und sich bei der gewählten Keilanordnung wie eine Vergrößerung der Schlußzeit um den Betrag $k_0 T_s$ — also stabilisierend

¹ $\bar{\varphi}_{0_1}'$ bedeutet somit jenen bezogenen Beschleunigungswert, der zur Herbeiführung einer Auslenkung ε_0 erforderlich ist.

² Hier ist $\frac{\omega_m}{\varepsilon_0} = \frac{k_\varepsilon}{\Theta \cdot \bar{\varphi}_{0_1}'}$ gesetzt.

— auswirkt. Im übrigen werden durch die hohe Umdrehungszahl des Beschleunigungsmessers ($n = 1500$ U/min) die Verhältnisse weitgehend jenen für einen trägheitslosen Beschleunigungsmesser ($\Theta = 0$, $\alpha_3 = \infty$) angenähert.

c) Der Einfluß der Vorsteuerung auf die Stabilität.

Die für kleine Bewegungen des Steuerventilkolbens angenommene Proportionalität zwischen Steuerquerschnitt und Nachfolgegeschwindigkeit des Arbeitskolbens kann sinngemäß auf kleine Verstellungen innerhalb des Vorsteuermechanismus übertragen werden. Bezeichnet man unter Bezug auf Abb. 447 mit φ_x , φ_y , φ_z die in Drehzahländerungen gemessenen, gleichzeitigen Verstellungen von Hauptkolben 301, Schwebekolben

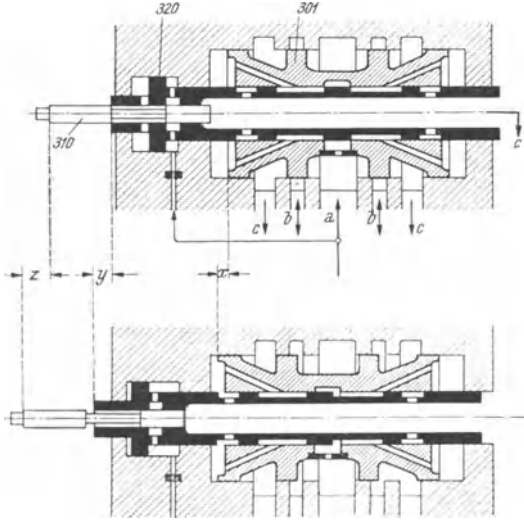


Abb. 447.

320 und Steuerstift 310, mit $\frac{\bar{\mu}_s'}{100}$, $\frac{\bar{\varphi}_x'}{100}$, $\frac{\bar{\varphi}_y'}{100}$, die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens, bzw. Haupt- und Schwebekolbens bei einer Öffnung des zugehörigen Steuerquerschnittes entsprechend 1% Drehzahländerung, so bestehen die Steuerungsgleichungen

$$u_1' = -\bar{\mu}_s' \cdot \varphi_{x_1}, \quad (63 \text{ a})$$

$$\varphi_{x_1}' = \bar{\varphi}_x' \cdot (\varphi_{y_1} - \varphi_{x_1}), \quad (63 \text{ b})$$

$$\varphi_{y_1}' = \bar{\varphi}_y' \cdot (\varphi_{z_1} - \varphi_{y_1}), \quad (63 \text{ c})$$

$$\varphi_{z_1} = \varphi_1 + \delta u_1, \quad (63 \text{ d})$$

welche, mit der dynamischen Bewegungsgleichung des Systems Gleichung (47 a) zusammengefaßt, über die Beziehung

$$-\frac{1}{\bar{\varphi}_x' \cdot \bar{\varphi}_y' \cdot \bar{\mu}_s'} \cdot \bar{q}_1''' - \left(\frac{1}{\bar{\varphi}_x'} + \frac{1}{\bar{\varphi}_y'} \right) \cdot \frac{1}{\bar{\mu}_s'} \cdot \bar{q}_1'' - \frac{1}{\bar{\mu}_s'} \cdot \bar{q}_1' - \delta \bar{q}_1 = \varphi_1 \quad (64)$$

auf eine Differentialgleichung 5. Ordnung

$$c_0 \lambda^5 + c_1 \lambda^4 + \dots + c_5 = 0 \quad (65)$$

mit den Koeffizienten

$$c_0 = \frac{1}{\bar{\varphi}_x' \cdot \bar{\varphi}_y' \cdot \bar{\mu}_s'} \cdot \frac{\bar{q}_m T_r}{2} \quad (65 \text{ a})$$

$$c_1 = \frac{1}{\bar{\varphi}_x' \cdot \bar{\varphi}_y' \cdot \bar{\mu}_s'} + \left(\frac{1}{\bar{\varphi}_x'} + \frac{1}{\bar{\varphi}_y'} \right) \cdot \frac{1}{\bar{\mu}_s'} \cdot \frac{\bar{q}_m T_r}{2} \quad (65 \text{ b})$$

$$c_2 = \left(\frac{1}{\bar{\varphi}_x'} + \frac{1}{\bar{\varphi}_y'} \right) \cdot \frac{1}{\bar{\mu}_s'} + \frac{1}{\bar{\mu}_s'} \cdot \frac{\bar{q}_m}{2} \cdot T_r \quad (65 \text{ c})$$

$$c_3 = \frac{1}{\bar{\mu}_s'} + \delta \cdot \frac{\bar{q}_m T_r}{2} \quad (65 \text{ d})$$

$$c_4 = \delta - \frac{\bar{q}_m T_r}{T_a} \quad (65 \text{ e})$$

$$c_5 = 1/T_a \quad (65 \text{ f})$$

führen.

Die Diskussion der die Vorgänge allgemein beschreibenden Gleichung ist umständlich; es sollen daher Spezialfälle betrachtet werden.

1. Einfache Vorsteuerung ohne Berücksichtigung der Massenträgheit des Rohrleitungsinhaltes ($\bar{\varphi}_y' = \infty$, $T_r = 0$).

Für diesen Fall lautet die charakteristische Gleichung

$$\lambda^3 + \bar{\varphi}_x' \lambda^2 + \delta \bar{\varphi}_x' \cdot \bar{\mu}_s' \cdot \lambda + \frac{\bar{\mu}_s' \cdot \bar{\varphi}_x'}{T_a} = 0 \quad (66)$$

mit der Stabilitätsbedingung

$$\delta T_a > \frac{1}{\bar{\varphi}_x'} \quad (66 a)^1$$

Falls nicht aperiodische Einstellung erfolgt, kann das Dämpfungsdekrement näherungsweise angegeben werden mit

$$\alpha = -\frac{1}{2} \delta \bar{\mu}_s' \left(1 - \frac{1}{\bar{\varphi}_x' \delta T_a} \right) \cdot \frac{\bar{\varphi}_x'}{\bar{\varphi}_x' + \delta \cdot \bar{\mu}_s'}$$

und die Frequenz der Schwingung aus

$$\beta^2 = \frac{\bar{\mu}_s'}{T_a} - \frac{1}{4} \cdot \delta^2 \cdot \bar{\mu}_s'^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta \cdot \bar{\varphi}_x' \cdot T_a} \right)^2.$$

Die Näherung gilt für $\bar{\varphi}_x' \geq \bar{\mu}_s'$; für $\bar{\varphi}_x' = \infty$ gehen die Werte in die für die einfache Regelung ohne Vorsteuerung geltenden über [s. Gleichung (40 a)]. Im Vergleich zu dieser ergibt sich im Falle der vorgesteuerten Regelung ein langsames Abklingen der Schwingung bei höherer Frequenz.

2. Doppelte Vorsteuerung.

Hier kann eine Bedingung für die Steuergeschwindigkeiten bereits aus der Gleichung (64), ohne den Einfluß des bewegten Systems zu berücksichtigen ($\varphi = 0$), entnommen werden.

$$\bar{\varphi}_x' + \bar{\varphi}_y' > \delta \cdot \bar{\mu}_s' \quad (67 a)$$

Im übrigen muß bei Berücksichtigung des Einflusses des drehenden Systems — bei Vernachlässigung von T_r — auch die weitere Bedingung

$$\delta T_a > \frac{1}{\bar{\varphi}_x'} \cdot \left(1 + \frac{\bar{\varphi}_x'}{\bar{\varphi}_y'} \right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{\delta \bar{\mu}_s'}{\bar{\varphi}_x' + \bar{\varphi}_y'}} \quad (67 b)$$

erfüllt sein, woraus die grundsätzliche Verschlechterung der Stabilität gegenüber der einfachen Vorsteuerung sowie der günstige Einfluß verhältnismäßig gegenüber $\bar{\varphi}_x'$ gesteigerter Werte von $\bar{\varphi}_y'$ zu erkennen ist.

3. Einfluß von T_r .

Zur allgemeinen Kennzeichnung dieses Einflusses sei die Stabilität der einfach vorgesteuerten Regelung untersucht; die zugehörige charakteristische Gleichung 4. Ordnung, aus der allgemeinen Gleichung (65) mit $\bar{\varphi}_y' = \infty$ erhalten, führt auf die Stabilitätsbedingung

$$(c_{2\infty} \cdot c_{3\infty} - c_{1\infty} \cdot c_{4\infty}) \cdot c_{4\infty} > c_{2\infty}^2 \cdot c_{5\infty}. \quad (68)^2$$

Setzt man, wie üblich,

$$\alpha = \frac{\delta T_a}{\bar{q}_m T_r}, \quad \beta = \frac{\bar{\varphi}_x'}{\bar{\mu}_s'}, \quad \bar{q}_m \tau_r = \frac{\bar{q}_m T_r}{n_1 T_s} = \bar{q}_m T_r \bar{\mu}_s' \delta,$$

so besteht zwischen den vorgenannten Konstanten nach Gleichung (68) die Beziehung

$$\alpha^2 \cdot \left\{ \left(\frac{\delta}{\beta} + \frac{\bar{q}_m \tau_r}{2} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\bar{q}_m \tau_r} \right) - \frac{\delta}{2\beta} \right\} + \alpha \left\{ \frac{\delta}{\beta} - \left(\frac{\delta}{\beta} + \frac{\bar{q}_m \tau_r}{2} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\bar{q}_m \tau_r} \right) - \left(\frac{\delta}{\beta} \cdot \frac{1}{\bar{q}_m \tau_r} + \frac{1}{2} \right)^2 \right\} - \frac{\delta}{2\beta} > 0, \quad (68 a)$$

die in Abb. 449³ durch die Kurven *a* graphisch dargestellt ist und den Einfluß des Verhältnisses der bezogenen maximalen Arbeitsgeschwindigkeit des Steuerkolbens $\bar{\varphi}_x'$ zu eben

¹ Unter Zugrundelegung eines angenähert parabolischen Verlaufes der Drehzahlabweichung ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsanstieg bei voller Entlastung $\varphi'_{x0} = \frac{2 \varphi_{\max}}{T_s}$ ein Wert der Nachfolgegeschwindigkeit des Steuerkolbens, der nach praktischen Erkenntnissen bei einer relativen Öffnung der Vorsteuerung von 0,5% Geschwindigkeitsänderung meist schon erreicht wird; damit ergibt sich für den Bezugswert $\bar{\varphi}_x' = \varphi'_{x0} \cdot \frac{100}{0,5} = \frac{400 \cdot \varphi_{\max}}{T_s}$, eine Forderung, die in der Regel ohne weiteres erfüllt ist.

$$\begin{array}{l|l} T_a = 10'' & \delta = 0,2 \\ T_s = 2'' & \varphi_{\max} = 0,15 \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} \bar{\varphi}_x' \text{ erforderlich} = 0,5 \\ \bar{\varphi}_x' \text{ vorhanden} = 30 \end{array} \right.$$

² Index ∞ soll hierbei anzeigen, daß $\bar{\varphi}_y' = \infty$ gesetzt wurde.

³ Gezeichnet für $\delta = 0,2$; außerdem $k_{II} = 1$ gesetzt.

dieser des Servomotorkolbens $\bar{\mu}'_s = \frac{1}{n_1 \delta T_s}$ auf das erforderliche Schwungmoment für durch verschiedene Werte von $\bar{q}_m \tau_r$ gekennzeichnete Verhältnisse erkennen läßt. Für $\bar{\varphi}_s' = \infty$ (unmittelbare Verstellung des Steuerventilkolbens) folgt aus Gleichung (68a) die Gütezahl α mit dem für die starre Rückführung geltenden Wert Gleichung (54a).

d) Die Stabilität von Abhängigkeitssteuerungen.

Falls die Regelung sich auf zwei mechanisch nicht verbundene Regelorgane erstreckt, für welche jedoch eine bestimmte Gesetzmäßigkeit der Bewegung während des Regelvorganges besteht, bzw. bestimmte Zuordnungen im Beharrungszustand einzuhalten sind, wird eine Verkettung der die Regelorgane steuernden Kreise notwendig. In ihrer einfachsten Form wird die Steuerung des abhängig geregelten Organs von den Verstellungen des primär geregelten geführt (Steuerungsanordnung Abb. 448); die Gesetzmäßigkeit der beharrungsmäßigen Zuordnung der Regelorgane wird in die Übersetzung der Anbindung 970 (1070) gelegt.

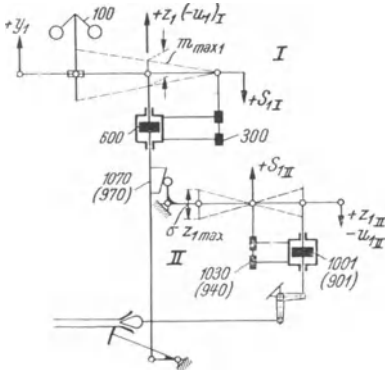


Abb. 448.

Abhängigkeitssteuerungen kommen, wie die Ausführungen vorangehender Abschnitte zeigen, in Betracht für die Doppelregelung von Freistrahls- und Kaplan-Turbinen. Hierbei besteht ein grundsätzlicher Unterschied insofern, als bei letzteren Fließzustand und Drehmomentenänderung durch die Verstellung von Leit- und Laufradschaufel beeinflusst werden, während bei Freistrahlturbinen das Verhalten der Regelung im Beharrungszustand und bei kleinen Laständerungen mit Rücksicht darauf, daß der Strahlableiter nur bei einigermaßen größeren Regelvorgängen zum Eingreifen kommen soll, ausschließlich durch die Stabilität der Düsensteuerung bestimmt wird.

1. Freistrahlturbinen.

Die Betrachtungen beschränken sich dem Vorgesagten entsprechend auf die Auslegungsformen 2 und 3 (Abb. 196, 197).

Unter Bezug auf Abb. 448 gilt für den Steuerkreis I

$$u'_{1I} = -\frac{s_{1I}}{n_1 T_1}$$

$$s_{1I} = y_1 - z_{1I} = y_1 + u_{1I} \quad ^1$$

$$\varphi_1 = \delta y_1$$

Für den Steuerkreis II gilt

$$u'_{1II} = -\frac{s_{1II}}{n_2 T_2}$$

$$s_{1II} = \sigma \cdot z_{1I} - z_{1II}$$

mit σ als dem durch die Abhängigkeitskurve 1070 gegebenen Übersetzungsverhältnis² $z_{1II \max}/z_{1I \max}$. Die daraus folgende Steuerungsgleichung

$$n_1 T_1 n_2 T_2 \cdot u''_{1II} + (n_1 T_1 + n_2 T_2) \cdot u'_{1II} + u_{1II} + \frac{\sigma \varphi_1}{\delta} = 0 \quad (69)$$

mit der Bewegungsgleichung des drehenden Systems

$$\frac{\bar{q}_{mII}}{2} \cdot T_r T_a \cdot \varphi_1'' + T_a \varphi_1' + T_r \cdot \bar{q}_{mII} \cdot \bar{q}'_{1II} - \bar{q}_{1II} = 0 \quad (47a)^3$$

sowie mit

$$\bar{q}_{1II} = k_{II} \cdot u_{1II} \quad (48a)^4$$

¹ Die Entwicklungen gelten unter Voraussetzung starrer Rückführung im primären Steuerkreis.

² Bei veränderlicher Übersetzung gilt hierfür das Verhältnis zugeordneter Werte von z_{1I} und z_{1II} .

³ Die Einführung von u_{1II} und \bar{q}_{1II} trägt dem Umstand Rechnung, daß Energieänderung und Druckstoß nur durch die Verstellung der Düsenadel bestimmt werden.

⁴ Hier ist k_{II} im Gegensatz zu den Ausführungen des Abschnittes c berücksichtigt.

zusammengefaßt, führt auf eine Differentialgleichung vierter Ordnung mit den Konstanten

$$c_0 = \frac{\bar{q}_{mII} T_r}{2} \cdot \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} \cdot n_1 T_1 n_2 T_2 \quad (70 a)$$

$$c_1 = \frac{\bar{q}_{mII} T_r}{2} \cdot \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} (n_1 T_1 + n_2 T_2) + \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} \cdot n_1 T_1 n_2 T_2 \quad (70 b)$$

$$c_2 = \frac{\bar{q}_{mII} T_r}{2} \cdot \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} + (n_1 T_1 + n_2 T_2) \cdot \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} \quad (70 c)$$

$$c_3 = \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma} - q_{mII} \cdot T_r \quad (70 d)$$

$$c_4 = 1. \quad (70 e)$$

Die Aussage der zugehörigen Stabilitätsbedingungen kann mit Einführung von

$$\alpha = \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma \bar{q}_{mII} T_r}, \quad \beta = \frac{n_2 T_2}{n_1 T_1}, \quad \bar{q}_{mII} \tau_r = \bar{q}_{mII} T_r / n_2 T_2 \quad (71)$$

gemäß Abb. 449 (Kurvenschar *b*) dargestellt werden; wegen $\alpha = \frac{\delta T_a}{k_{II} \sigma \bar{q}_{mII} T_r}$ bedingen die jeweiligen $k_{II} \sigma$ -Werte eine umgekehrte proportionale Veränderung von δ bzw. T_a zur Erzielung der gleichen Stabilität.

Das Verhalten von Steuerungen nach Abb. 448 läßt eine weitgehende Ähnlichkeit mit jenen einfach vorgesteuerter Regelungen erkennen. Grundsätzlich besteht eine Überlegenheit der Abhängigkeitssteuerung für sehr kleine Werte von β , also relativ kleine Steuergeschwindigkeiten im Primärkreis, während andererseits kleine Werte von $\bar{q}_{mII} \tau_r$ auf ungünstigere Bedingungen führen. Das erstgenannte Verhalten erklärt sich aus dem grundsätzlichen Unterschied der Steuerungsformen, insofern als bei der einfachen Vorsteuerung Abb. 31 eine Rückführung nur vom zweiten Kreis her besteht, während bei Anordnung nach Abb. 448 jeder Steuerkreis seine eigene Rückführung besitzt.

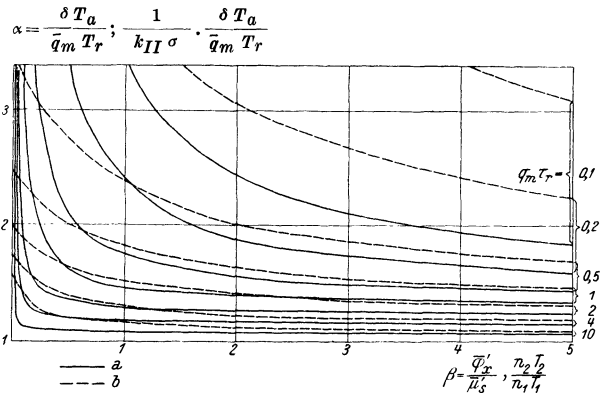


Abb. 449.

2. Kaplan-Turbinen.

Hier tritt zu den Gleichungen (47 a) und (69) die für kleine Änderungen der bezogenen Wassermenge bestehende Abhängigkeit von den Verstellungen der Leit- und Laufradschaufeln

$$\bar{q} = k_I \cdot u_{1I} + k_{II} \cdot u_{1II}.^1 \quad (48 b)$$

Über eine Differentialgleichung vierter Ordnung ergeben sich die Stabilitätsbedingungen ersten und zweiten Grades mit

$$\delta T_a > \bar{q}_m T_r (k_I + \sigma k_{II}) - k_I \cdot n_2 \cdot T_2, \quad (72 a)$$

$$\delta T_a > q_m T_r k_I \cdot \frac{1}{\frac{q_m T_r}{2 n_2 T_2} + 1}; \quad (72 b)$$

dabei ist vorausgesetzt, daß $n_2 T_2 \gg n_1 T_1$, wie dies für die praktischen Ausführungen zutrifft, gewählt wird. Die Größen σ , k_I und k_{II} stehen in einem durch die Turbinencharakteristik (Abb. 186) gegebenen Zusammenhang. Das Anwachsen aller vorgenannten Werte gegen die volle Öffnung hin bedingt für diese die ungünstigsten Verhältnisse und Festlegung der für die

¹ S. a. Abb. 186.

Stabilität maßgebenden Werte von T_a bzw. δ . Eine Durchrechnung mit Unterlegung der Turbinencharakteristik Abb. 186 und praktischer Mittelwerte der einzelnen maßgebenden Größen zeigt die günstige Beeinflussung der Stabilität durch Wahl verhältnismäßig großer Werte von $n_2 T_2$ (stärkere Verzögerung der Laufschaufelbewegungen um die Beharrungslage) sowie die Unmaßgeblichkeit der Bedingung (72b).

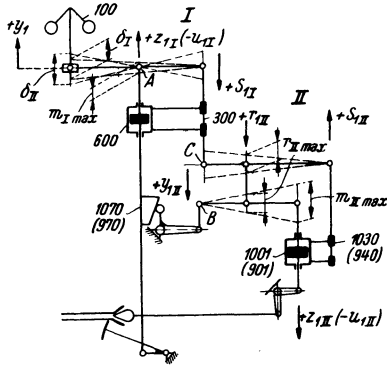


Abb. 450.

3. Doppelte Verkettung der Steuerkreise.

Für diese entsprechend der Abb. 450 ausgelegte Steuerungsanordnung besteht für Steuerkreis I

$$\begin{aligned} u'_{1I} &= -\frac{s_{1I}}{n_1 T_1}, \\ s_{1I} &= y_{1I} - z_{1I} = y_{1I} + u_{1I}, \\ \varphi_1 &= \delta_I \cdot y_{1I}, \end{aligned}$$

für Steuerkreis II

$$\begin{aligned} u'_{1II} &= -\frac{s_{1II}}{n_2 T_2}, \\ r_{1II} &= z_{1II} - \sigma z_{1I} = -u_{1II} + \sigma u_{1I}, \\ s_{1II} &= y_{1II} - r_{1II}, \end{aligned}$$

ferner die Verkettungsgleichung

$$s_{1I} = y_{1II} \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I}$$

mit δ_{II} als den auf den maximalen Hub des Arbeitskolbens des sekundären Kreises bezogenen Ungleichförmigkeitsgrad des letzteren. Die daraus folgende Steuerungsgleichung

$$n_1 T_1 n_2 T_2 \delta_{II} u'_{1II} + \delta_{II} \cdot (n_1 T_1 + n_2 T_2) u'_{1II} + \delta_{II} \cdot u_{1II} + n_1 T_1 \varphi_1' + \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \varphi_1 = 0, \quad (73)$$

mit den Gleichungen (47a) und (48) kombiniert, führt über eine Stabilitätsgleichung vierter Ordnung zu der maßgebenden Bedingungsgleichung für die charakteristischen Werte

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\delta_{II} \cdot T_a}{\bar{q}_m \tau_r}, \quad \beta = \frac{n_2 T_2}{n_1 T_1}, \quad \bar{q}_m \tau_r = \frac{\bar{q}_m T_r}{n_2 T_2}, \\ \alpha^2 &\left\{ \left(1 + \beta + \frac{2}{\bar{q}_m \tau_r} \right) [\beta \bar{q}_m \tau_r + 2(1 + \beta)] - 2\beta \right\} \cdot \beta + \\ &+ \alpha \left\{ \left(1 + \beta + \frac{2}{\bar{q}_m \tau_r} \right) [\beta \bar{q}_m \tau_r + 2(1 + \beta)] - 2\beta \right\} \cdot \left[\frac{1}{\bar{q}_m \tau_r} - \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \cdot \beta \right] - \\ &- 2\beta \left[1 + \beta + \frac{3}{\bar{q}_m \tau_r} - \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \cdot \beta \right] - \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \cdot \beta \left(1 + \beta + \frac{2}{\bar{q}_m \tau_r} \right)^2 \Big\} - \\ &- 2 \left[\frac{1}{\bar{q}_m \tau_r} - \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \cdot \beta \right] \left[1 + \beta + \frac{3}{\bar{q}_m \tau_r} - \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\delta_I} \cdot \beta \right] > 0. \end{aligned} \quad (74)$$

Diskussion:

1. $T_1 = \infty$ ($\beta = 0$); diese Voraussetzung entspricht der Abschaltung des Strahlableitkreises (Punkt A und B, Abb. 450, festgehalten). Aus Gleichung 74 ergibt sich damit

$$\alpha > \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r}, \quad (74a)$$

welche Bedingung auch aus den obigen Ansatzgleichungen errechnet werden kann, wenn dort $s_{1I} = y_{1I}$ ($z_{1I} = 0$) und $r_{1II} = z_{1II}$ eingeführt werden. Bedingung (74a) entspricht der für die starre Regelung geltenden mit $\delta = \delta_{II}$.

2. $\delta_{II} = \infty$; der formelmäßige Ausdruck für die Abschaltung der Steuerventilkopplung (die Übersetzung zwischen s_{1I} und y_{1II} ist hierbei so gewählt, daß Punkt C, Abb. 450, in Ruhe bleibt). Die Stabilitätsbedingung (74) geht damit in die für die Abhängigkeitssteuerung gültige über, wobei aber die Stabilitätsgröße α durch $\frac{\delta_I \cdot T_a}{\sigma \bar{q}_m T_r}$ dargestellt wird.¹

¹ Dieses Ergebnis wird auch aus Gleichung (73) unmittelbar erhalten, wenn dort $\delta_{II} = \infty$ gesetzt wird, also nur die Glieder mit δ_{II} berücksichtigt werden. In diesem Falle erhält man Gleichung (69), wobei an Stelle von δ δ_I steht.

3. Für $\beta = \infty$ ergibt sich aus Gleichung (74)

$$\frac{\delta_{II} T_a}{\bar{q}_m T_r} > \sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\partial_I} \cdot \frac{\bar{q}_m \tau_r + 3}{\bar{q}_m \tau_r + 2},$$

während für die Abhängigkeitssteuerung

$$\frac{\delta T_a}{\bar{q}_m T_r} > \sigma \cdot \frac{\bar{q}_m \tau_r + 3}{\bar{q}_m \tau_r + 2}$$

gilt. Beide Beziehungen sind, wie leicht ersichtlich, identisch.

Diese Grenzbetrachtungen zeigen, daß die doppelte Verkettung im Gebiete kleiner β -Werte in ihren Stabilitätseigenschaften ähnlich der starren Rückführung mit dem Ungleichförmigkeits-

grad ∂_{II} ist. Im weiteren Verlauf schmiegt sich α dem für die einfache Abhängigkeitssteuerung geltenden an und erreicht diesen asymptotisch für $\beta = \infty$. Den Vergleich der einfachen Abhängigkeitssteuerung mit der doppelt verketteten ermöglicht die Darstellung Abb. 451, in welcher für einen bestimmten Wert von σ bzw. $\sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\partial_I}$ die die Sta-

bililität charakterisierenden α -Werte für verschiedene $\bar{q}_m \tau_r$ abhängig von β einander gegenüberstehen. Man erkennt die für größere Werte von β bestehende weitgehende Übereinstimmung, im übrigen jedoch die Möglichkeit, durch Anwendung längerer Regelzeiten im Primärkreis die Stabilität des Sekundärkreises weitgehend zu verbessern und den Verhältnissen bei der nicht vorgesteuerten Regelung anzugleichen, insofern diese nicht durch entsprechende Wahl von $\sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\partial_I} = 1$ an sich hergestellt werden können.¹

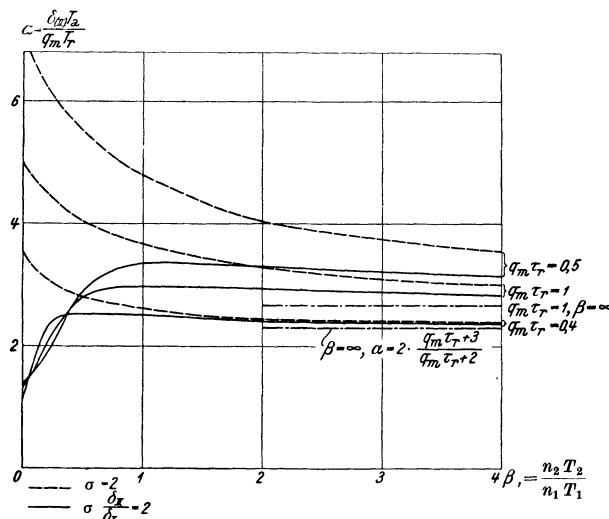


Abb. 451.

weitgehend zu verbessern und den Verhältnissen bei der nicht vorgesteuerten Regelung anzugleichen, insofern diese nicht durch entsprechende Wahl von $\sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\partial_I} = 1$ an sich hergestellt werden können.¹

E. Anwendungen.

1. Rohrleitungsturbine mittlerer Schnellläufigkeit mit Durchfluß-Verbund-Regler.

Bestimmung des günstigsten Öffnungs- (Schließ-) Gesetzes mit Rücksicht auf die zulässige Drucksteigerung.

Ermittlung des Drehzahlanstieges bei plötzlichen Entlastungen.

Voraussetzungen: Beharrungswassermenge und Turbinenleistung sind unabhängig von der Drehzahl; die größtmögliche Regelgeschwindigkeit ist absolut gleich für Schließ- und Öffnungsvorgänge, die Rohrreibung wird vernachlässigt.

Anlaufzeit der Rohrleitung:

$$T_r = \frac{L \bar{C}_0}{g \bar{H}_0} = \frac{200 \times 0,86}{9,81 \times 50} = 0,35 \text{ sek.}$$

Laufzeit der Rohrleitung:

$$T_L = \frac{L}{a} = \frac{200}{800} = 0,25 \text{ sek.}$$

Rohrcharakteristik:

¹ Durch Einsetzen von $\alpha = \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r}$ und $\sigma \cdot \frac{\delta_{II}}{\partial_I} = 1$ wird die Gleichung (74) für alle Werte von β identisch erfüllt; daher ist $\alpha = \frac{3 + \bar{q}_m \tau_r}{2 + \bar{q}_m \tau_r}$ die Stabilitätsbedingung des angegebenen Falles.

$$e = \frac{T_r}{T_L} = 1,4.$$

Anlaufzeit der Maschine:

$$T_a = \frac{\Theta \omega_m^2}{N_{\max}} = \frac{51 \times 104,5^2}{810 \times 75} = 9,16 \text{ sek}$$

$$\left(\Theta = \frac{GD^2}{4g} = \frac{2000}{4 \times 9,81} = 51 \text{ kgmsek}^2, n = 1000 \text{ U/min} \right).$$

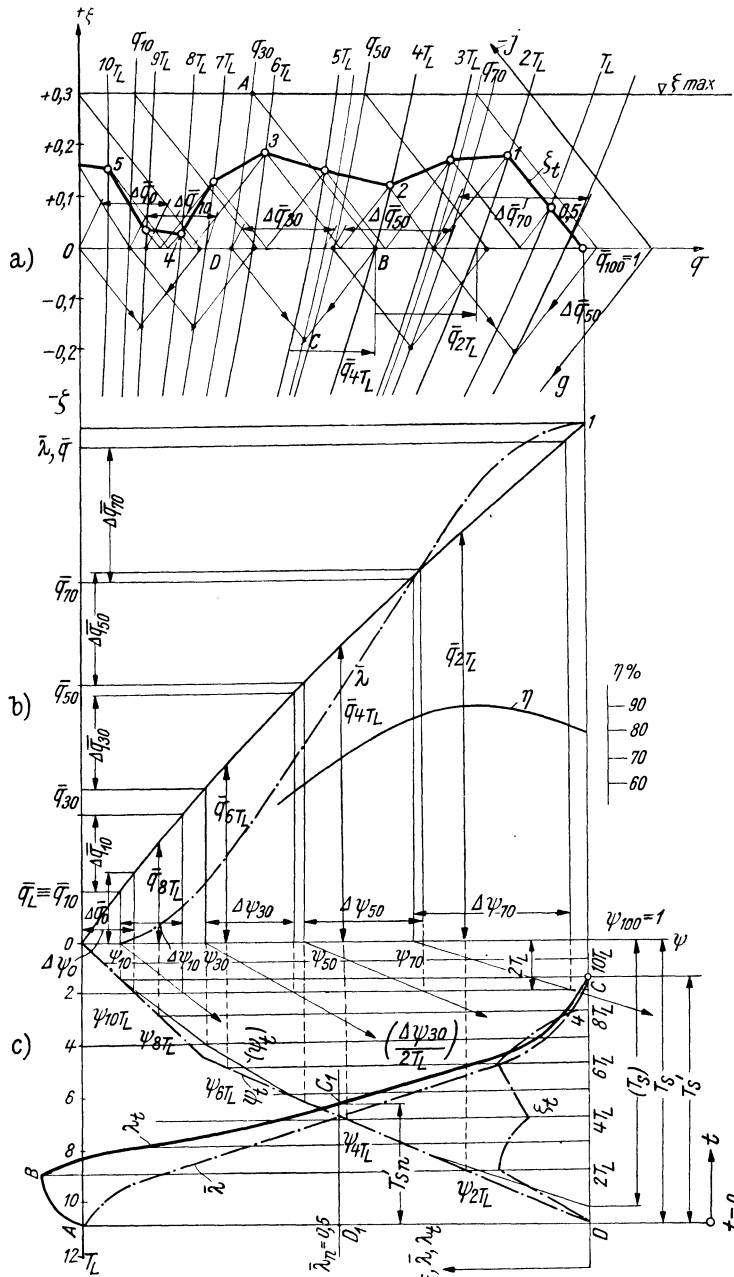


Abb. 452.

a) Ermittlung des günstigsten Öffnungs- (Schließ-) Gesetzes mit Rücksicht auf die zulässige Drucksteigerung ($\zeta_{\max} = 30\%$) beim einfachen Kurzschlußstoß (Abb. 452 a, b, c).

1. Zulässige Wassermengenänderung $\Delta \bar{q}_\psi$ innerhalb der Reflexionszeit. Die Linienzüge ABC, ausgehend von ζ_{\max} auf q_ψ , DC, ausgehend von \bar{q}_ψ , legen im Schnittpunkt C den Beaufschlagungswert $q_\psi + \Delta q_\psi$ fest, der nach der Reflexionszeit erreicht werden darf (Diagramm a).

2. Optimales Öffnungsgesetz. Aus Diagramm b) — \bar{q} bzw. $\bar{\lambda} = f(\psi)$ — folgen zu den Werten \bar{q}_ψ und $\Delta \bar{q}_\psi$ die zugehörigen ψ - bzw. $\Delta \psi$ -Werte; im $\psi - t$ Diagramm 452 c) ergibt sich damit aus Teilstrecken zwischen den hervorgehobenen ψ -Werten in der in den einzelnen Bereichen als zulässig erkannten Neigung $\frac{\Delta \psi}{2T_L}$ der Linienzug (ψ_t).

3. ψ_t — das (ψ_t) entsprechende, der praktisch möglichen Staffelung der Regelgeschwindigkeit angepaßte erzielbare Öffnungsgesetz.

4. Drucksteigerung beim Schließvorgang. Aus Kurvenzug ψ_t folgen von $t = 0$ aus die im Abstand T_L bei einem Schließvorgang durchlaufenen ψ_{iT_L} -Werte, über Diagramm b) die zugehörigen \bar{q}_{iT_L} -Werte und mit diesen aus Diagramm a) der Druckverlauf ζ_t während des Schließvorganges.

b) Drehzahlanstieg bei plötzlichen Entlastungen (Abb. 452 c).

¹ Nur zulässig bei geringen Drehzahländerungen, s. S. 341.

1. *Änderung der Antriebsleistung* λ_t beim Schließvorgang. Aus φ_{iT_L} folgen über Diagramm b) die zugehörigen Werte $\bar{\lambda}$ und aus diesen die gleichzeitigen λ_t -Werte gemäß¹ $\lambda_t = \bar{\lambda} \cdot (1 + \zeta_t)^{3/2}$.

2. *Geschwindigkeitsabweichung bei plötzlicher voller Entlastung.*¹

$$\int_0^{T_s'} \lambda_t dt = \frac{Ta}{2} \cdot (\varphi_{\max}^2 + 2\varphi_{\max}) \simeq Ta \cdot \varphi_{\max}$$

$$\int_0^{T_s'} \lambda_t \cdot dt = (\text{Fläche } A-B-C-D) \cdot |M| = 27,4 \cdot 0,05 \text{ sek} = 1,37 \text{ sek. } \varphi_{\max} = \frac{1,37}{9,16} \simeq 0,15 (+ 15\%).^2$$

3. *Geschwindigkeitsabweichung bei Entlastung von Vollast auf beliebige Last.*³

$$\int_0^{T_{s'_n}} (\lambda_t - \bar{\lambda}_n) dt \simeq Ta \varphi_n$$

$$\bar{\lambda}_n = 0,5. \quad \int_0^{T_{s'_n}} (\lambda_t - \bar{\lambda}_n) dt = (\text{Fläche } A-B-C_1-D_1) \cdot |M| = 9,6. \quad 0,05 = 0,48 \text{ sek}$$

$$\varphi_{\max n} = \frac{0,48}{9,16} = 0,052.$$

2. Freistrahlturbine mit Windkessel-Doppelregelung.

Bestimmung der kürzest möglichen Öffnungszeit der Düsennadel mit Rücksicht auf die zulässige Drucksteigerung beim Kurzschlußstoß.

Ermittlung des Drehzahlabfalls bei plötzlichen Belastungen.

Voraussetzungen:

Der Düsennadel-Verstellmechanismus besitzt unter dem Einfluß der hydraulischen Kräfte Öffnungsbestreben über den ganzen Hub (Anordnung s. Abb. 201). Die Schließzeit ist mit Rücksicht auf wasserwirtschaftliche und betriebstechnische Erwägungen möglichst zu beschränken. Die Berechnung berücksichtigt die beiden ausgezeichneten Abschnitte, Schrägstollen und Druckrohrleitung (s. Abb. 456), setzt jedoch totale Reflexion der Druckwellen am Fuße des als starr angenommenen Wasserschlosses voraus. Die Reibung ist vernachlässigt.

	Rohrleitung: I ($E_1 \div A$)	Schrägstollen: II ($E_2 - E_1$)
$T_{rn} = \frac{L_n \bar{C}_{0n}}{g \bar{H}_0}$	$T_{rI} = \frac{1278 \times 5,51}{9,81 \times 773} = 0,925 \text{ sek.}$	$T_{rII} = \frac{586 \times 1,84}{9,81 \times 773} = 0,142 \text{ sek.}$
$\tau_n = \frac{L_n}{a_n}$	$\tau_I = \frac{1278}{1183} = 1,075 \approx 1 \text{ sek.}$	$\tau_{II} = \frac{586}{1127} = 0,52 \approx 0,5 \text{ sek.}$
$\varrho_n = \frac{T_{rn}}{\tau_n}$	$\varrho_I = \frac{0,925}{1,075} = 0,860$	$\varrho_{II} = \frac{0,142}{0,52} = 0,273$
	$T_a = \frac{\Theta \omega_m^2}{N_{\max}} = \frac{10200 \times 2750}{75 \times 58000} = 6,45 \text{ sek.}$	

a) *Ermittlung des Öffnungsgesetzes.*

Nadelkräfte, Abb. 453a: Die auf die Nadel wirkenden Kräfte setzen sich wie folgt zusammen:

1. Hydraulische Kräfte $N = f(u)$ im Schließsinne wirkend.
2. Kräfte R , hervorgerufen durch Stulp- und Lagerreibung, entgegen dem Bewegungssinne wirkend.

¹ Der allmähliche Einsatz der Regelung kann entweder durch eine zeitliche Verzerrung der Leistungs- (Momenten-) Linie bzw. nach S. 345 berücksichtigt werden.

² $|M|$ = Maßstab; $\lambda = 1 \dots 10 \text{ cm}$, $1 \text{ cm}^2 = 0,05 \text{ sek}$.
 $2T_L = 0,5 \text{ sek} \dots 1 \text{ cm}$,

³ Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Generatorleistung sich sofort mit dem geforderten Wert einstellt.

3. Kräfte, bestimmt durch die Größe des Entlastungskolbens 1008 (Abb. 201) und des wirksamen Gefälles $P = f_1(u)$.

Die dauernd im Öffnungssinne wirkende Resultierende K der vorgenannten Kräfte bestimmt die Geschwindigkeit der Nadelverstellung, die mit Rücksicht auf die gewählte Anordnung der Regelung angenähert \sqrt{K} proportional gesetzt werden kann. Durch entsprechende Wahl des Entlastungskolbens kann somit das Verhältnis von Anfangs- und Endgeschwindigkeit festgelegt werden. $v_N = f_2(u)$, bzw. $v_N = f_4(\bar{q})$ mit $\bar{q} = f_3(u)$. Aus $v_N = f_4(\bar{q}) = \frac{d\bar{q}}{dt}$ ergibt sich nach Annahme eines zunächst beliebigen Zeitmaßstabes durch eine einfache Tangentenkonstruktion $\bar{q} = f_5(t)_{\bar{q}}$. Da das Verhältnis der Tangentenneigungen unabhängig vom Zeitmaßstab besteht, kann nun dieser mit Rücksicht auf eine als wahrscheinlich entsprechende Gesamtöffnungszeit $T_{\bar{q}}$ festgelegt werden.

b) Überprüfung der Druckschwankungen bei Öffnung von 4 Maschinen¹ unter Zugrundelegung des nach Abb. 453a ermittelten Öffnungsgesetzes.

Die Zustände in A liegen auf Parabeln (0 bis 32) τ_{II} , die Zustände in E_2 auf $\zeta = 0$, unabhängig von t . Die Zustände in E_1 ergeben sich aus den Zuständen in A bzw. E_2 , die um die Laufzeit τ_I bzw. τ_{II} vorher in diesen Punkten vorhanden waren (Abb. 453b).

Ablauf:

1. Öffnungsvorgang.

Die von A ausgehende Störung wandert nach E_1 , wo sie teilweise nach A reflektiert wird, bzw. nach E_2 durchläuft. In E_2 erfolgt vollkommene Reflexion.

1 A , 2 A , 3 A , 4 A : folgt im Schnitt von j_{1-4A} mit q_1, q_2, q_3, q_4 durch 1 τ_{II} , 2 τ_{II} , 3 τ_{II} , 4 τ_{II} dargestellt.

2 E_1 : $\zeta = 0, q = \bar{q}_L$.

3 E_1 , 4 E_1 : $j_{3-4E_1} - g_{3E_1}, g_{4E_1}$, aus 1 A , 2 A kommend.

3 E_2 : $\zeta = 0, q = q_L$.

4 E_2 , 5 E_2 : $g_{4E_2}, g_{5E_2} - \zeta = 0$.

5 E_1 , 6 E_1 : g_{5E_1}, g_{6E_1} , aus 3 A , 4 A kommend — j_{5E_1}, j_{6E_1} , aus 4 E_2 , 5 E_2 kommend.

5 A , 6 A , 7 A , 8 A : $j_{5A}, j_{6A}, j_{7A}, j_{8A}$ aus 3 E_1 , 4 E_1 , 5 E_1 , 6 E_1 kommend — q_5, q_6, q_7, q_8 .

Damit ist die weitere Entwicklung gekennzeichnet.

2. Kurzschlußstoß.

Öffnungsvorgang, beginnend in (20 A),² Schließvorgang, beginnend in (24 A).³

(20 A), (22 A), (24 A): $j_{(20-24A)} - q_{20}, q_{22}, q_{24}$.

(24 E_1): $j_{(24E_1)} - g_{(24E_1)}$, aus (22 A) kommend.

(25 E_2): $g_{(25E_2)}$, aus (24 E_1) kommend — $\zeta = 0$.

(26 E_1): $g_{(26E_1)}$, aus (24 A) kommend — $j_{(26E_1)}$, aus (25 E_2) kommend.

(28 A): $j_{(28A)}$, aus (26 E_1) kommend — $q_{(28A)}$ [erster Kurzschlußstoß, bedingt durch die Reflexion in E_1].

(27 E_2): $g_{(27E_2)}$, aus (26 E_1) kommend — $\zeta = 0$.

(28 E_1): $g_{(28E_1)}$, aus (26 A) kommend — $j_{(28E_1)}$, aus (27 E_2) kommend.

(30 A): $j_{(30A)}$, aus (28 E_1) kommend — $q_{(30A)}$ [zweiter Kurzschlußstoß, bedingt durch die Reflexion in E_2].

¹ Der Untersuchung liegt die plötzliche Belastung von 4 Maschinen zugrunde: $\Sigma A = 0$. Bei Großkraftwerken dürfte diese Annahme in der Regel als zu ungünstig anzusehen sein und ist hinsichtlich ihrer Berechtigung nach den Betriebsbedingungen zu überprüfen.

² Die Zustände beim Kurzschlußstoß sind zum Unterschied von denen beim Öffnungsvorgang in Klammer gesetzt.

³ Beim Eintreffen der ersten Teilreflexion aus E_1 ($2\tau_I$); sinngemäß wären die übrigen Teilreflexionen, so aus E_2 ($2[\tau_I + \tau_{II}]$), zu untersuchen.

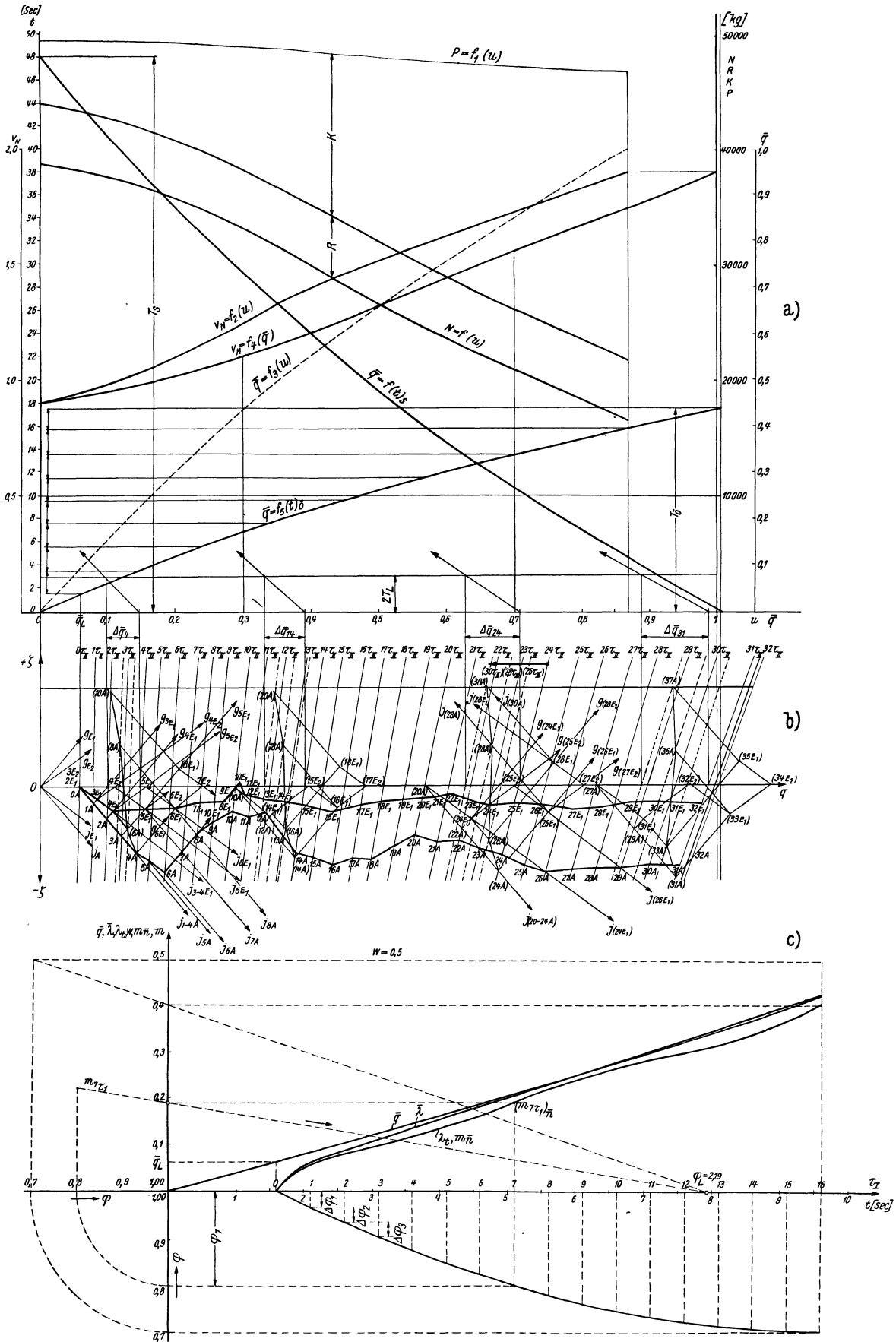


Abb. 453.

Auf Grund des gekennzeichneten Vorganges läßt sich für verschiedene Öffnungen die dort jeweils zulässige Schließgeschwindigkeit festlegen. Damit ergibt sich in bereits erörterter Weise die erforderliche gesetzmäßige Abhängigkeit $\bar{q} = f(t)_s$. Diese ist durch entsprechende Steuerung des Öldruckes (s. Abb. 201) zu verwirklichen.

c) *Ermittlung des Drehzahlabfalles bei plötzlicher Belastung.*

In Abb. 453c sind die aus $\bar{q} = f_5(t)_\delta$ folgenden \bar{q} -Werte und die sich unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades ergebenden $\bar{\lambda}$ -Werte in ihrem zeitlichen Verlauf und bei normaler Drehzahl aufgetragen. Entsprechend den Ausführungen im Beispiel 1 kann darnach der zeitliche Verlauf der durch Druckschwankungen modifizierten Leistungserzeugung und der ebenfalls auf n_{norm} bezogene und aus λ_i ermittelte Verlauf des Drehmomentes $m_{\bar{n}}$ dargestellt werden. Die Einführung des letzteren in den Berechnungsgang ist erforderlich mit Rücksicht darauf, daß bei großen Drehzahlabweichungen die Änderung des Momentes mit ersteren in der Gleichung (35) berücksichtigt werden muß. Letztere Abhängigkeit ist aus der Charakteristik der Maschinen zu entnehmen und kann in dem in Frage kommenden Bereich mit genügender Genauigkeit gewöhnlich durch ein Geradenbüschel ersetzt werden (s. S. 17). Der unter Berücksichtigung der Drehzahlabenkung jeweils gültige Momentenwert m_i läßt sich etwa in der für den Zeitpunkt 7 dargestellten Weise ermitteln. Der mathematische Ausdruck für die schrittweise Berechnung des Drehzahlabfalles ergibt sich aus Gleichung (35) in bezogener Form für den i -ten Schritt mit¹

$$\Delta\varphi_i\% = 100 \frac{\Delta t}{T_a} \left[w - m_i \frac{(\varphi_L - 1) + \sum_0^{i-1} \Delta\varphi}{(\varphi_L - 1)} \right]$$

i	Zeit in Sekunden	w	m_i	$\frac{(\varphi_L - 1) + \sum_0^{i-1} \Delta\varphi}{(\varphi_L - 1)}$	$\Delta\varphi_i$ in Prozenten	$\sum_0^{i-1} \Delta\varphi_i$ in Prozenten
1	0,0—0,5	0,5	0	1	3,88	
2	0,5—1,0	0,5	0,0604	1,033	3,40	3,88
3	1,0—1,5	0,5	0,0810	1,057	3,20	6,80
4	1,5—2,0	0,5	0,1020	1,083	3,00	9,80
.
.
17	8,0—8,5	0,5	0,4050	1,253	~0	30,10

3. Hochdruckspeicherungspumpe.

Ermittlung der Druckschwankungen am Leitungsende A und in einem Zwischenpunkt E_1 (Knickpunkt) sowie des Drehzahlabfalles bei plötzlichem Ausfall der Antriebsleistung.²

Voraussetzungen:

Charakteristik der Pumpe im Pumpenbereich a und Bremsbereich b nach Abb. 454 (114); die Elastizität des Systems ist berücksichtigt, hingegen totale Reflexion am Fuße des Wasserschlosses angenommen; die Reibung ist vernachlässigt.

$$T_r = \frac{L \bar{C}_0}{g \bar{H}_0} = \frac{1653 \times 0,96}{9,81 \times 265} = 0,61 \text{ sek}, \quad \tau_{II} = \frac{551}{1100} \cong 0,5 \text{ sek}, \quad \tau_I = \frac{1102}{1100} \cong 1,0 \text{ sek},$$

$$\varrho = \frac{a \bar{C}_0}{g \bar{H}_0} = \frac{1100 \times 0,96}{9,81 \times 265} = 0,4;$$

$$T_a = \frac{\Theta \omega_m^2}{N_{\text{max}}} = \frac{81500 \times 35^2}{75 \times 36200} = 18,4 \text{ sek}$$

$$\left(\Theta = \frac{GD^2}{4g} = \frac{1600000}{4 \times 9,81} = 40750 \text{ kgmsek}^2, \quad N = 36200 \text{ PS}, \quad n = 333 \text{ U/min} \right).$$

¹ Z. B. nach dem Näherungsverfahren von EULER-CAUCHY.

² Für zwei Pumpensätze.

Ablauf:

Die Charakteristik der Pumpe als äußere Randbedingung am Ende der Rohrleitung ändert sich mit der Drehzahl. Die Verzögerung der Maschinenschwingmassen und damit die zeitliche Drehzahländerung selbst bestimmen sich nach Gleichung (18a) entsprechend dem Verlauf der Pumpendrehmomente. Im übrigen sei auf die Ausführung auf S. 330 ff. verwiesen.

Die Zustände in A bestimmen sich im Schnittpunkt der jeweils geltenden Stoßgeraden (j_A) mit derjenigen q - ζ -Charakteristik der Pumpe, für welche gleichzeitig die dynamische Grundgleichung Gleichung (18a) erfüllt sein muß. Letzteres ist durch Proberechnungen herbeizuführen. Die Grundgleichung läßt sich nach einigen Umformungen schreiben:

$$\Delta \varphi = \frac{\Delta t}{T_a} \cdot \frac{m_i + m_{i+1}}{2} = \frac{0,5}{18,4} \cdot \frac{m_i + m_{i+1}}{2}$$

mit m_i und m_{i+1} als den zurzeit $i \tau_{II}$ bzw. $(i+1) \tau_{II}$ geltenden bezogenen Momentenwerten.

i	Zeit in Sekunden	m_i	m_{i+1}	$m_i + m_{i+1}$	$\Delta \varphi$ in Prozenten	
1	0,5	1,00	0,93	1,93	2,62	Halbfette Werte durch Proberechnung gefunden
2	1	0,93	0,87	1,80	2,45	
			0,85	1,78	2,42	
3	1,5	0,85	0,77	1,62	2,20	
			0,79	1,64	2,24	
.	
.	
.	

Die Stoßgeraden j_A finden sich in der schon wiederholt dargestellten Form; z. B.

$$7 A: j_{7A} \text{ aus } 4 E_2 \text{ kommend} \quad - \quad 4 E_2: g_{4E_2} \text{ aus } 1 A \text{ kommend.}$$

Sinngemäß finden sich die Zustände in E_1 , die hinsichtlich des dort eintretenden Druckabfalls dem zulässigen gegenüberzustellen sind, aus den um die Laufzeit vorherliegenden Zuständen in A und E_2 , z. B. $8 E_1: g_{10E_2}$ aus $7 A$ kommend und j_{9A} aus $6 E_2$ kommend.

Bei reguliertem Leitapparat gilt sinngemäß der gleiche Vorgang, nur ist der Untersuchung das in dem Augenblick der Betrachtung geltende Wirkungsfeld der Pumpe zu unterlegen, welches der aus dem zunächst angenommenen Schließgesetz folgenden Leitapparatöffnung entspricht. Im Gegensatz zur Darstellung in Abb. 454, bei welcher die Pumpe infolge Fehlens einer Absperrvorrichtung über den Bremsbereich hinaus in den Turbinenbereich kommen muß und somit einer gegensinnigen Drehzahl als Turbine laufend zustrebt, ist für die Pumpe mit beweglichem Leitapparat¹ die Möglichkeit gegeben, durch die Abstimmung von Schwungmasse und Schließzeit den Abschluß der Leitung bei zulässigen Druckänderungen in derselben vor Umkehr der Pumpe vollzogen zu haben.

Bei Synchronmotoren ist bei plötzlichem Kurzschluß der Einfluß der unmittelbar auf ihn folgenden Bremsmomente (s. S. 354) auf den Drehzahlabfall zu berücksichtigen.

4. Rohrleitungsturbine relativ hoher Schnellläufigkeit mit vorgeschalteter Selbstschlußklappe.

Bestimmung des Schließgesetzes der Klappe mit Rücksicht auf die zulässigen Drucksteigerungen unter der Voraussetzung, daß der Schließvorgang dieser bei der im Augenblick der Störung bestehenden und weiterhin aufrechterhaltenen Leitapparatöffnung erfolgt.

Ermittlung der Druckzustände vor und hinter der Schnellschlußklappe sowie des Drehzahlanstieges.

Voraussetzungen: Die Charakteristik der Turbine wird berücksichtigt (Abb. 454a, s. a. S. 328). Drosselklappe und Turbine werden als am Ende der Rohrleitung liegend vorausgesetzt, die Untertheilung des Systems ist also nicht berücksichtigt.² Weiterhin ist die Leitung als einheitlich vorausgesetzt und totale Reflexion am Fuße des Wasserschlosses angenommen.

$$T_r = 0,774 \text{ sek}, \quad T_L = 0,2 \text{ sek}, \quad \rho = 3,87, \quad T_a = 9 \text{ sek.}$$

¹ bzw. Schnellschluß-Absperrorgan: Schnellschluß-Drosselklappe, Ringschieber

² Bei im Verhältnis zur Druckleitung langen Saugrohren müßte dies erfolgen (s. hierzu S. 319).

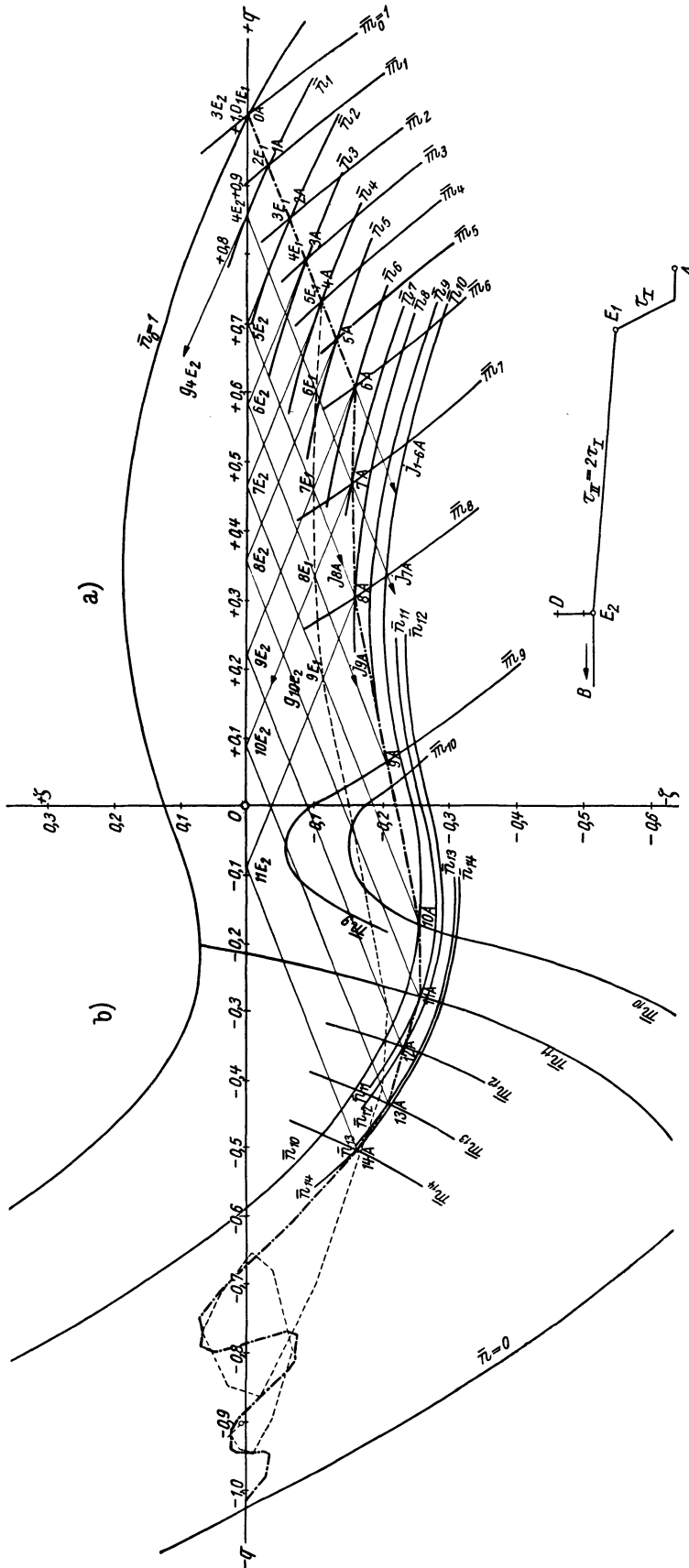


Abb. 454.

Ablauf:

Aus Abb. 454a ergeben sich nach den Ausführungen auf S. 328 die Kennlinien der Turbine als untere Randbedingung¹ bei konstanter Leitradöffnung $a_0 \max$ mit \bar{n} als Parameter stufenweise im Bereich der zu erwartenden Drehzahländerungen; aus der gleichen Abbildung folgen unter Berücksichtigung der jeweils geltenden Wirkungsgrade und Drehzahlen die Linien konstanten bezogenen Momentes m . Nach Erreichung von $m = 0$ bestimmt sich die Durchflußmenge ausschließlich aus dem in der betreffenden Stellung der Drosselklappe bestehenden Durchlaß derselben unter dem jeweils wirksamen Gefälle (Ausflußparabel). Die Widerstandshöhen der Drosselklappe sind als Parabeln α mit der Klappenstellung als Parameter dargestellt.

Die mit der plötzlichen Entlastung zusammenhängende Zunahme der Turbinendrehzahl bedingt eine Verschiebung der Randlinie aus $\bar{n}_0 = 1$. Das in jedem Augenblick wirksame Turbinengefälle erscheint um den Reibungsverlust in der Drosselklappe ζ_r verringert. Die durchströmende Wassermenge ist für beide Organe gleich. Die Zustände vor der Turbine (E_1^A) bestimmen sich daher im Schnitt der jeweiligen Randlinie \bar{n} mit der augenblicklich geltenden Hilfsparabel p ;² zur

¹ Diese weichen von den bei freiem Ausfluß bzw. für Turbinen mittlerer Schnellläufigkeit geltenden Parabeln ab.

² Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Auslösung des Drosselklappenschnellschlusses bei voller Leitradöffnung und Normaldrehzahl erfolgt, z. B. Generatorstörung. Bei drehzahlabhängiger Auslösung, die entsprechend oberhalb der bei voller Entlastung zu

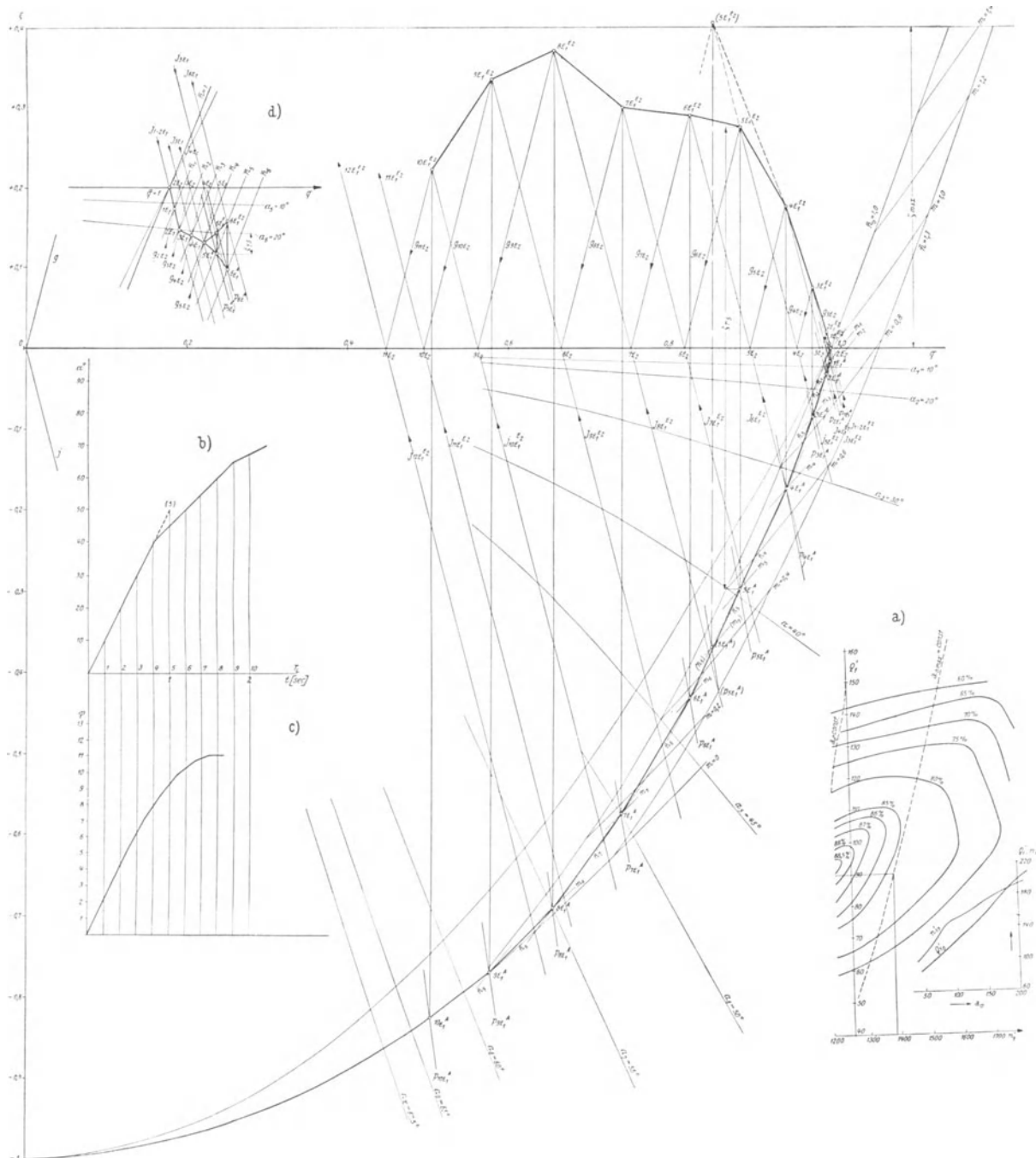


Abb. 455.

Bestimmung letzterer sei auf Abb. 412 verwiesen. Für die im Abstand der Laufzeit auftretende Verschiebung der Randlinien \bar{n} gilt die dynamische Grundgleichung

$$\Delta \varphi = \frac{m}{T_a} \cdot T_L.$$

Die Zustände in den ausgezeichneten Punkten ($E_1^{E_2}$ vor, E_1^A hinter der Klappe bzw. vor der Turbine) finden sich wie folgt, z. B.:

$5 E_1^A$: Im Schnitt vom zunächst angenommenen \bar{n}_5 mit $p_{5E_1^A}$; $p_{5E_1^A}$ um ζ_{r5} unterhalb von $j_{5E_1^A}^{E_2}$ gelegen (s. Abb. 412). Mit m_5 in Verbindung mit m_4 ist über die dynamische Grundgleichung die Richtigkeit der Annahme von \bar{n}_5 zu prüfen.

	Rohrleitung: I		Schrägstollen: II $E_2 \div E_1$	Wasserschloß: III $D \div E_2$	Druckstollen: IV $B \div E_2$
	gebrochen: A $E_1 \div A$	umverteilt: ΣA $E_1 \div \Sigma A$ ³			
$T_{rn} = \frac{I_n \cdot \bar{C}_{0m}}{g \cdot H_0}$	$T_{rIA} = \frac{1278 \times 30,4}{9,81 \times 888} = 4,44 \text{ sek}$	$T_{rI\Sigma A} = \frac{1278 \times 30,4}{9,81 \times 888} = 4,44 \text{ sek}$	$T_{rII} = \frac{586 \times 5,2}{9,81 \times 888} = 0,34 \text{ sek}$	$T_{rIII} = \frac{275 \times 3,71}{9,81 \times 888} = 0,121 \text{ sek}$	$T_{rIV} = \frac{7000 \times 4,42}{9,81 \times 888} = 3,55 \text{ sek}$
$\tau_n = \frac{I_n}{a}$	$\tau_{IA} = \frac{1278}{1183} = 1,075 \text{ sek}$ $\approx 1,0 \text{ sek}$	$\tau_{I\Sigma A} = \frac{1278}{1183} = 1,075 \text{ sek}$ $\approx 1,0 \text{ sek}$	$\tau_{II} = \frac{586}{1127} = 0,52 \text{ sek}$ $\approx 0,5 \text{ sek}$	$\tau_{III} = \frac{275}{1425} = 0,193 \text{ sek}$ $\approx 0,25 \text{ sek}$	$\tau_{IV} = \frac{7000}{1425} = 4,91 \text{ sek}$ $\approx 5 \text{ sek}$
$\varrho_n = \frac{T_{rn}}{\tau_n}$	$\varrho_{IA} = \frac{4,46}{1,075} = 4,11$	$\varrho_{I\Sigma A} = \frac{4,46}{1,075} = 4,11$	$\varrho_{II} = \frac{0,34}{0,52} = 0,654$	$\varrho_{III} = \frac{0,121}{0,193} = 0,627$	$\varrho_{IV} = \frac{3,55}{4,91} = 0,723$

¹ Wandung von Wasserschloß und Druckstollen als unelastisch angenommen. — ² Die einzelnen Laufzeiten sind zur Schaffung ganzzahliger Verhältnisse abgerundet. — ³ 3 Leitungsstränge.

Anwendungen.

5 $E_1 E_2$: Aus 5 E_1^A bei gleichem q um ζ_{r5} verschoben auf $j_{5E_1 E_2}$; $j_{5E_1 E_2}$ folgt hierbei aus 3 $E_1 E_2$ über $g_4 E_2 - 4 E_2$.

Die im Abstand T_L voneinander aufgetragenen Parameter hervorgehobener Randlinien vermitteln den Drehzahlanstieg während des Schließvorganges (Diagramm c).

Die durch die Abbildung der Zustände E_1^A verlaufenden Widerstandsparabeln bestimmen über den jeweils zugeordneten Klappenwinkel, die im Zeitabstand T_L aufeinanderfolgenden Stellungen der Schnellschlußklappe und legen damit ihr Schließgesetz fest¹ (Diagramm b).

Für den Fall der drehzahlabhängigen Auslösung ist bis zur Erreichung der Auslösedrehzahl die in Teilfigur d gekennzeichnete Konstruktion maßgebend, z. B.:

3 E_1 : Im Schnitt vom zunächst angenommenen \bar{n}_3 mit j_{3E_1} ; j_{3E_1} aus 1 $E_1 - g_2 E_2 - 2 E_2$.

Von Erreichung der Auslösedrehzahl ab (\bar{n}_4) ist der Vorgang bereits in der Hauptfigur gezeigt. Die Zustände in E_1 spalten sich dann auf in solche vor ($E_1 E_2$) und solche hinter (E_1^A) der Klappe, die einen Druckunterschied von ζ_r aufweisen.

5. Zusammengesetztes Leistungssystem (Abb. 456) mit Rohrbruchklappen innerhalb der Leistungen.

Ermittlung der Druckschwankungen in den ausgezeichneten Punkten der Leitung bei Bruch eines Leitungsstranges am unteren Ende und unter der als ungünstig zu bezeichnenden, praktisch möglichen Voraussetzung abgesperrter Leitungen.

Voraussetzungen: Die Elastizität wird im ganzen System berücksichtigt, ebenso die Reibung, die an den Enden der betreffenden Abschnitte konzentriert gedacht ist.²

Ablauf:

Die in A entstehende Druckwelle wandert nach E_1 , um dort einerseits teilweise nach A reflektiert zu werden, andererseits in die abgesperrten Rohrstränge nach ΣA bzw. durch den Schrägstollen nach E_2 zu wandern. In E_2 erfolgt wiederum teilweise Reflexion nach E_1 und Durchgang nach D bzw. B.

erwartenden größten Drehzahlerhöhung einzustellen sein wird, ist der Zustand im Augenblick des Wirkungsbeginnes der Schnellschlußklappe nach Teilfigur d zu ermitteln (s. spätere Ausführungen).

¹ Die notwendige Änderung dieses, z. B. in Punkt 4 T_L , ergibt sich aus dem unzulässigen Druckanstieg vor der Klappe im Zeitpunkt 5 T_L (5 $E_1 E_2$), falls das bis 4 T_L geltende Schließgesetz weiterhin beibehalten wird.

² Der Deutlichkeit halber ist eine die Verhältnisse besser erfassende Aufteilung der Reibung, etwa auf Anfang und Ende jedes Leitungsteiles unterblieben.

Die in B, D und ΣA vollständig reflektierten Wellen werden in den Verteilungspunkten in übereinstimmender Weise aufgespalten. Die entsprechenden Laufzeiten der Störungen können obiger Aufstellung entnommen werden.

Graphisches Verfahren: (Abb. 457):

Die zu einer bestimmten Zeit in einem der ausgezeichneten Punkte bestehenden Zustände leiten sich aus den Zuständen in den Endpunkten der benachbarten Systeme ab, die um die Laufzeit dieser *vor* dem betrachteten Augenblick liegen (s. S. 318); im Verzweigungspunkt bestimmt sich der Zustand gemäß Abb. 416 (S. 326).

a) Bestimmung der Druckschwankungen in den Punkten A, E_1, E_2, D und B bis zum Eingreifen der Schnellschlußklappe (E_1).

Bei Bersten der Rohrleitung fällt der Druck hinter der Bruchstelle auf atmosphärischen Druck, bzw. unter Berücksichtigung der dort erzeugten Geschwindigkeitshöhe auf Werte ab, die die durch $\frac{c_A^2}{2g}$ bestimmte Parabel ζ_{c_A} erfüllen. Bei Vernachlässigung dieser und Zusammenfassung der Rohrreibung des Abschnittes I an der Bruchstelle besteht als untere Randbedingung die Parabel ζ_{rI} .¹

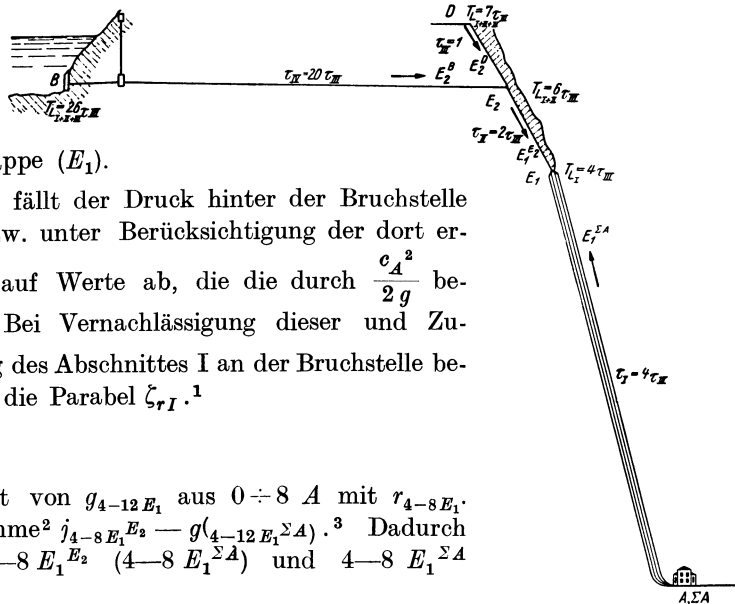


Abb. 456.

Aufsteigende Welle:

- 4—8 E_1 : Folgt im Schnitt von $g_{4-12 E_1}$ aus $0 \div 8 A$ mit $r_{4-8 E_1}$. Letztere aus Summe² $j_{4-8 E_1 E_2} - g_{(4-12 E_1 \Sigma A)}$.³ Dadurch mitbestimmt 4—8 $E_1 E_2$ ($4-8 E_1 \Sigma A$) und 4—8 $E_1 \Sigma A$ (Abb. 457 b, β).
- 6—8 E_2 : $g_{6-10 E_2}$ aus 4—8 $E_1 E_2$ ⁴ und $r_{6-8 E_2}$. Letzteres aus Summe $j_{6-8 E_2 D}$ ² — $j_{6-46 E_2 B}$.² Dadurch mitbestimmt 6—8 $E_2 D$ und 6—8 $E_2 B$ (Abbildung 457 b, γ).
- 7—9 D : $g_{7-9 D}$ aus 6—8 $E_2 D$ mit $\zeta = 0$.
- 26—28 B : $g_{26-28 B}$ aus 6—8 $E_2 B$ mit $\zeta = 0$.

Reflektierte Welle:

- 8—10 E_2 : $g_{6-10 E_2}$ aus 4—8 $E_1 E_2$ — $r_{8-10 E_2}$. Letzteres aus Summe $j_{8-10 E_2 D}$ — $j_{6-46 E_2 B}$. Dadurch mitbestimmt 8—10 $E_2 D$ und 8—10 $E_2 B$.
- 8—10 E_1 : $g_{4-12 E_1}$ aus $0-8 A$ — $r_{8-10 E_1}$. Letzteres aus Summe $j_{8-10 E_1 E_2} - g_{(4-12 E_1 \Sigma A)}$. Dadurch mitbestimmt 8 $E_1 E_2$ und 8 $E_1 \Sigma A$.⁵
- 8—12 A : $j_{8-12 A}$ aus 4—8 E_1 mit Widerstandsparabel ζ_{rI} (s. Abb. 412).

¹ Der Reibungseinfluß der Leitungsteile II und IV ist bei der Berechnung von Q_{max} berücksichtigt, bei Ermittlung der Druckschwankungen infolge seines verhältnismäßig geringen Einflusses vernachlässigt.

² Zuordnungsgerade, ausgehend von $\zeta = 0, \bar{q} = 0$, da die Störung noch nicht in E_2 bzw. $\Sigma A, D$ und B eingetroffen ist.

³ Infolge der Reflexion an $q = 0$ darf, wie Abb. 457 a zeigt, statt mit $g_{E_1 \Sigma A}$ bzw. $j_{E_1 \Sigma A}$ mit $g_{(E_1 \Sigma A)}$ bzw. $j_{(E_1 \Sigma A)}$ verfahren werden, welche letztere in gleicher Weise wie die Hilfsgeraden r (Abb. 416) zustande kommen.

⁴ Während der Zeit 4—8 bleibt der Zustand in E_1 unverändert; der während 6—8 in E_2 herrschende Zustand bestimmt sich aus dem um die Laufzeit vorherliegenden Zustand in E_1 , also dem während der Zeit 4—6 dort herrschenden.

⁵ Im Zeitpunkt 8 beginnt die Schließbewegung der Drosselklappe; ihre Berücksichtigung ist in Abschnitt d gezeigt.

- b) Ermittlung der Druckschwankungen in den abgesperrten Rohrsträngen: ΣA .
 8—12 ΣA : $g_{8-12 \Sigma A}$ aus 4—8 $E_1^{\Sigma A}$ mit $q = 0$.
 12 $E_1^{\Sigma A}$, 13 $E_1^{\Sigma A}$, 14 $E_1^{\Sigma A}$: $g_{12-16 E_1^{\Sigma A}}$ mit $\zeta = \text{konst.}$ für 12 E_1 , 13 E_1 , 14 E_1 (Ermittlung s. unter c).
 16 ΣA , 17 ΣA , 18 ΣA : $j_{16 \Sigma A}$, $j_{17 \Sigma A}$, $j_{18 \Sigma A}$ mit $q = 0$.

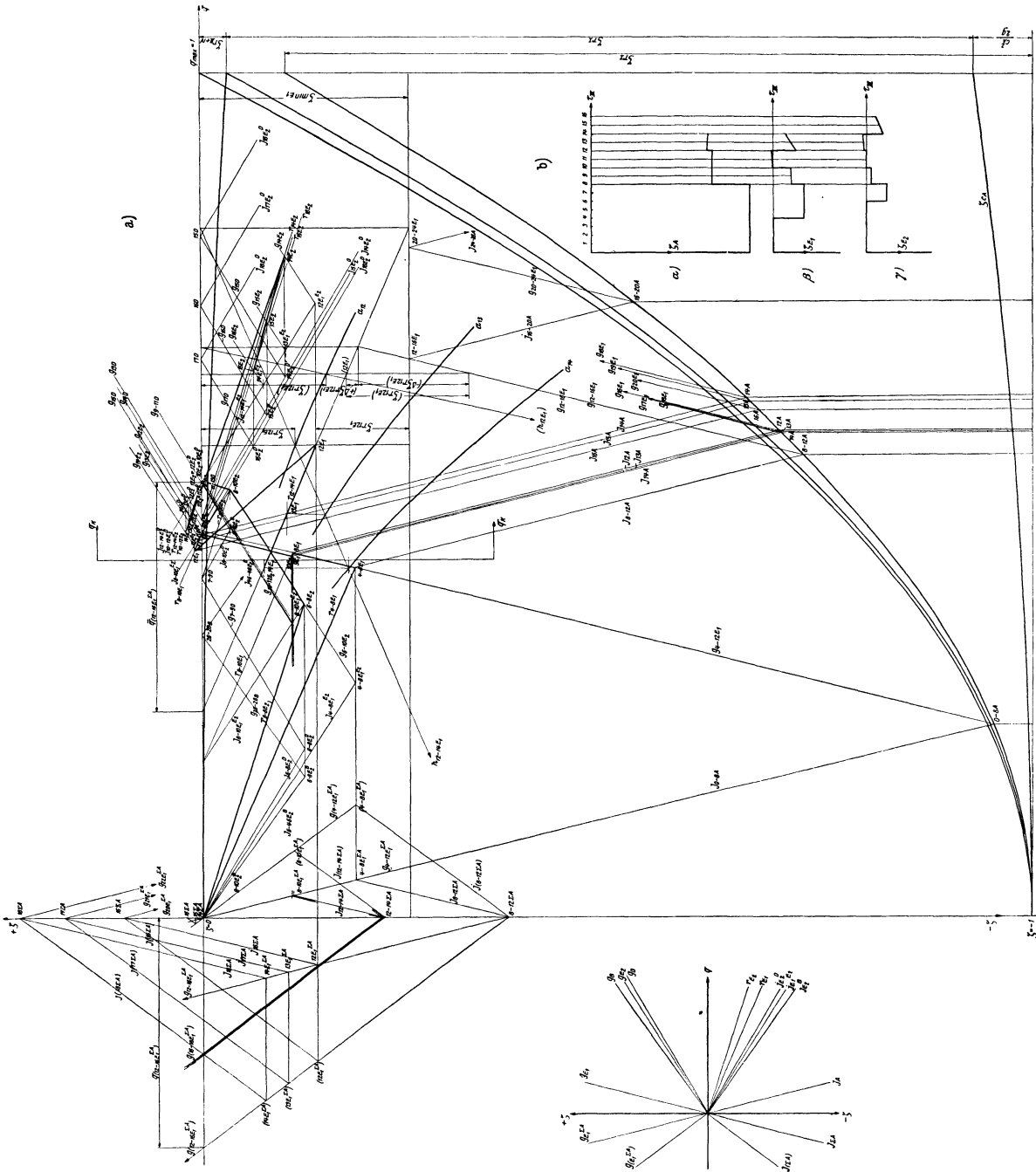


Abb. 457.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, daß auch die abgesperrten Rohrstränge Zustandsänderungen erleiden, die an den Enden der Leitungen zu beachtlichen Druckschwankungen führen können.

- c) Druckschwankungsablauf beim Schließen der Schnellschlußklappe.
 1. Wassersäule nicht abgerissen.

Voraussetzungsgemäß beginnt die Schnellschlußklappe nach Überschreitung der Wassermenge q_k in E_1 in Tätigkeit zu treten — Zeitpunkt $8 \tau_{III}$. Das Schließgesetz der Drosselklappe bildet sich in den Widerstandsparabeln α ab, deren zeitliche Aufeinanderfolge so zu bestimmen ist, daß die zulässigen Druckgrenzen nicht überschritten werden.

$12 E_1, 13 E_1, 14 E_1$: z. B. ($12 E_1$): $\alpha_{12} — (h_{12 E_1})$. Letzteres aus $g_{12-16 E_1}$ und $r_{12-14 E_1}$ nach Abb. 409.

Darnach äußert sich der Drosselwiderstand der Klappe in einem verhältnismäßig geringen Druckanstieg vor der Klappe ($+ \Delta \zeta_{r_{12 E_1}}$) und einem starken Druckabfall hinter derselben ($- \Delta \zeta_{r_{12 E_1}}$); wie ersichtlich fällt hierbei der Druck hinter der Klappe unter $\zeta_{\min E_1}$, Dampfdruck bzw. atmosphärischer Druck bei Belüftung, so daß die Wassersäule abreißt.

2. Wassersäule abgerissen.

Solange die Wassersäulen abgerissen sind, besteht an der Trennstelle der konstante Druck $\zeta_{\min E_1}$. Die von den verschiedenen Rohrenden kommenden Druckwellen werden an den freien Spiegeln vollkommen reflektiert. Der Druck vor der Klappe liegt um den jeweiligen Widerstandsverlust $\zeta_{r E_1}$ über ζ_{\min} und ist nach Abb. 412 zu berücksichtigen. Im Schnitt mit der Widerstandsparabel ergibt die Spiegelung von $r_{12-14 E_1}$ um $\frac{\zeta_{\min}}{2}$ nach $h_{12-14 E_1}$ unmittelbar den Widerstandsverlust $\zeta_{r_{12 E_1}}$ und rückgespiegelt damit Punkt $12 E_1$:

$13 E_1, 14 E_1$ usw.: $h_{12-14 E_1} — \alpha_{13}, \alpha_{14}$.

Der Druck hinter der Klappe beträgt konstant ζ_{\min} ; damit folgen die Zustände in

$16—20 A$: aus den um die Laufzeit vorherliegenden Zuständen in $8—12 A$ durch totale Reflexion an der A zu liegenden freien Trennstelle.

Der Augenblick eines eventuellen Zusammenschlagens der Wassersäule (t_2) ergibt sich aus der Übereinstimmung der Integralwerte

$$\int_{t_1}^{t_2} (C_{E_1 E_2} + C_{E_1 \Sigma A}) dt = \int_{t_1}^{t_2} C_{E_1 A} dt$$

mit t_1 als Augenblick des Abreißen. Vom Zeitpunkt des Wiederezusammenschlagens an gelten die Gesetze des kontinuierlichen Systems.

Literaturnachweis.

Erster Teil.

Erster Abschnitt.

1. BAUERSFELD, W.: Automatische Regulierung der Turbinen. Berlin: Julius Springer, 1905.
2. BUDAU, A.: Beitrag zur Frage der Regulierung hydraulischer Motoren. 1906—1909.
3. CAYÈRE, P.: Les régulateurs de vitesse. Arts et Métiers (1917).
4. KELLER, R.: Un nouveau régulateur de vitesse. Bull. schweiz. elektrotechn. Vereins, H. 1 (1939).
5. LÖWY, R.: Zur Theorie der Bandfederfliehkraftregler. Polytechn. Z. 470 (1909).
6. MUNDING, H.: Die Wasserturbinen auf der Jubiläumsausstellung Gothenburg. Z. VDI 359 (1924).
7. PROELL, R.: Neuere Flachregler mit regelbarer Umlaufzahl. Z. VDI 568 (1909).
8. VOLET, A.: Les régulateurs de machines hydrauliques et leur développement. Rev. techn. de la suisse H. 35 (1925).
9. TENOT, M. A.: Turbines hydrauliques et régulateurs de vitesse, Bd. IV. Paris: Dunod.
10. TOLLE, M.: Die Regelung der Kraftmaschinen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer, 1921.

Zusammenfassende Abhandlungen.

11. BARNATH, F.: Fortschritte im Wasserturbinenbau. Wasserwirtsch. H. 19/20 (1931).
12. FABRITZ, G.: Neuzeitliche selbsttätige Regler und ihre Hilfseinrichtungen. Wasserwirtsch. H. 18 (1926).
13. GAGG, A.: Entwicklung und Leistungen der heutigen Turbinenregler von Escher Wyss und Cie. Wasserwirtsch. H. 19 (1931).
14. PRASIL, F.: Bericht über die schweizerische Landesausstellung Bern 1914. Schweiz. Bauztg.
15. TENOT, M. A.: Régulateurs automatiques de vitesse des groupes hydroélectriques et centrales automatiques. Électr. et Méc. Thomson-Houston H. 16 (1935).
16. THOMA, D.: Die neueren Turbinenregler von Briegleb Hansen und Co. Z. VDI 121 (1912).
17. WAGENBACH, W.: Fortschritte im Bau von Wasserturbinen. Z. VDI 909 (1915).

Zweiter Abschnitt.

18. AMANN, R.: Mitt. hydraul. Inst. T. H. München H. 1.
19. STENGELE, W.: Automatischer Druckschalter. EWC-Mitt. H. 3 (1937).

Dritter Abschnitt (s. 11 bis 17).

Vierter Abschnitt (s. a. 12, 15, 16).

21. BABLON, S. M.: La régulation des groupes hydroélectriques. Rev. Électr. Méc. H. 40 (1936).
22. BENZ-SCHIEL, H.: Turbinenregler mit Einheitssteuerwerk. Dtsch. Wasserwirtsch. H. 9 (1933).
23. BRAUN, E.: Bericht über Versuche mit einem Turbinenregler der Firma Escher Wyss und Cie., Zürich. Schweiz. Bauztg. H. 13 (1927).
24. CAHEN, M.: Réglage direct de la fréquence par régulateurs de vitesse a faible coefficient d'insensibilité. Bull. Soc. franç. Électr. H. 4 (1936).
25. FABRITZ, G.: Steuerungseinrichtungen selbsttätiger Turbinenregler. Wasserkr.-Jb. H. 29 (1928).
26. GELPKE, V.: Das Lungernseekraftwerk. Schweiz. Bauztg. H. 21 (1924).
27. HRUSCHKA, H.: Die Lastverteilung zwischen parallellaufenden Bahnwasserkraftwerken. Elektrotechn. u. Maschinenb. H. 2 (1926).
28. JÄGER, F.: Erhöhte Wirtschaftlichkeit der Lastverteilung. Siemens-Schuckertwerke, Berlin: Selbstverlag.
29. WILLOCK, G.: Die Lawaczek-Turbine des Kraftwerkes Lila Edet. Wasserwirtsch. H. 22 (1927).

Fünfter Abschnitt.

31. ASEA: The automatic Power Plant Station Surahamar. Mitteilung 136.
32. NEESER, R.: La transmission hydraulique de mouvements des regulateurs automatiques de vitesse de grand puissance. Imp. G. Thone, 1930.
33. SCHMITTHENNER, C.: Fernschwimmereinrichtung für Wasserstandsregler. Z. VDI 1522 (1911).

Sechster Abschnitt (s. a. 11 bis 17).

Siebenter Abschnitt (s. a. 12, 15, 21).

34. GAGG, A.: Der Escher Wyss-Öldruckregler, Type Z für Kleinwasserturbinen. Escher Wyss Mitt. H. 4 (1934).

Neunter Abschnitt.

35. MOSER, J.: Das Kraftwerk Albrugg Dogern. Escher Wyss Mitt. H. 4 (1936).
 36. PFLIEGER-HÄRTEL, H.: Kaplan- und Propellerturbinen. Elektrotechn. Z. H. 12 (1928).
 37. SLAVIK, J.: Neuerungen im Kaplan-Turbinenbau. Wasserwirtsch. H. 24 (1931).
 38. TERRY, R. V.: Automatically adjusted Propeller Turbine. Power H. 97 (1937).
 39. WALTER, P.: Selbstregelung von Kaplan-Turbinen. Wasserwirtsch. München H. 9/10 (1938).

Zehnter Abschnitt (s. a. 11, 14, 17).

41. LÖWY, R.: Die Doppelregulierung von Peltonrädern. Wasserkr.-Jb. H. 32 (1931).
 42. MOSER, J. u. A. GAGG: Die Turbinen der Zentrale Handeck der Kraftwerke Oberhasli. Escher Wyss Mitt. H. 5 (1932).
 43. SELIKIN, R.: Die Doppelregelung von Freistrahlturbinen. Wasserwirtsch. Wien H. 16 (1933).
 44. THOMANN, R.: Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen, 2. Aufl. Wittwer, 1931.

Elfter Abschnitt (s. a. 29, 35).

46. SCHMITTHENNER, C.: Die Turbinen des Wasserkraftwerkes am Shannon. Wasserwirtsch. München H. 21/22 (1930).
 — Kaplan-Turbinen für große Fallhöhen. Dtsch. Wasserwirtsch. H. 9 (1934).

Zwölfter Abschnitt.

Teilabschnitt B.

47. BAUER, S. u. M. TUNKEL: Erregerumformer an Stelle aufgebauter Erregermaschinen für vertikale Wasserkraftgeneratoren. Elektrotechn. u. Maschinenb. H. 57 (1939).
 48. FABRITZ, G.: Selbsttätige Wasserkraftanlagen. Wasserwirtsch. München H. 21/22 (1929).
 49. FLECK, B.: Bedienungslose Wasserkraftwerke. AEG-Mitt. H. 2 (1931).
 50. MEINERS, G.: Automatisierung in der Starkstromtechnik. AEG-Mitt. H. 11—1 (1930).
 51. PICHE, C.: Automatisierung von Wasserkraftwerken. Elektrotechn. u. Maschinenb. H. 12 (1931).
 52. REINDL, C.: Vorteile und Einrichtungen selbsttätig arbeitender Wasserkraftwerke. Wasserkr.-Jb. (1924).
 — Wirtschaftliche Bedeutung und Bedingungen der Kleinwasserkräfte. Wasserkr. München H. 16 (1936).

Teilabschnitt C.

53. LOMMEL, E.: Schnellschaltung von Großgeneratoren auf schwache Netze. VDE-Fachber. 1931.
 54. PETERS, W.: Ein neues Verfahren zum Synchronisieren. Siemens-Z. H. 3/4 (1929).
 55. PUPIKOFER, H.: Das selbsttätige Anlassen und Parallelschalten von automatischen Kraftwerken. Bull. schweiz. elektrotechn. Ver. H. 12 (1929).

Teilabschnitt K.

56. COVINO-MATOGLI, M.: J dispositivi automatici della centrale idroelettrica di Calusia. Elettrotecn. H. 9 (1933).
 57. FABRITZ, G.: Ausführungsformen selbsttätiger Wasserkraftanlagen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. München H. 16—20 (1935).
 58. HAIGIS, E. u. A. KÜHNE: Die Speicherpumpen des Kraftwerkes Waldeck. Escher Wyss Mitt. H. 2 (1933).
 59. RIED, G.: Selbsttätige Wasserkraftanlagen. Wasserkr. München H. 3/4 (1939).
 60. SCHMITTHENNER, C.: Das Kraftwerk Bleilochsperre. Z. VDI H. 25 (1933).
 61. — Kaplan-Turbinen für große Fallhöhen (Kraftwerk Grönvollfoss). Dtsch. Wasserwirtsch. H. 9 (1934).
 62. SPETZLER, O.: Die Turbinenpumpe des Stauwerkes Baldeney. Z. VDI H. 41 (1934).

Teilabschnitte L bis O.

63. FABRITZ, G.: Selbststeuerung und Fernbedienung in Großwasserkraftanlagen. Wasserkr. München H. 16 (1936).
 64. GRANER, C.: Vorschläge für den Betrieb von Netzverbänden. Elektrotechn. Z. 214 (1934).
 65. JÄGER, F.: Erhöhte Wirtschaftlichkeit der Lastverteilung durch selbsttätige Frequenz- und Lastregelung. Siemens-Berlin: Selbstverlag.

66. JÄGER, F.: Das Zusammenwirken von Fernbedienungs- und Selbststeueranlagen. VDE-SRG 49711/7.
— Fortschritte in der Selbststeuerung von Kraftwerken in Höchstspannungsnetzen. C. J. des grands reseaux 327 (1935).
67. LOMMEL, E.: Selbst- und Fernsteuerung. VDE-Fachber. 1929.
68. SALGAT, F.: Des Centrales automatiques à plusieurs Groupes. Schweiz. Bauztg. H. 17 (1931).
69. SCHÄFFER, K.: Frequenz und Leistungsregelung in großen Netzen. Elektrotechn. Z. H. 50 (1933).
70. WALTHY, W.: Elektrische Fernsteuerung von Energieerzeugungs- und Verteilungsanlagen. Vorträge C. J. des grands reseaux 1929.
71. WIERER, H.: Die Frequenz als zusätzliche Einflußgröße bei der elektrischen Lastverteilung im Verbundbetrieb. VDE-Fachber. H. 9 (1937).

Dreizehnter Abschnitt.

72. JUHASZ u. GEIGER: Der Indikator. Berlin: Julius Springer, 1938.
73. THOMA, D., H. DECKEL u. P. VOLKHARDT: Mitt. hydraul. Inst. d. T. H. München H. 7.

Vierzehnter und fünfzehnter Abschnitt.

74. DANNINGER, P.: Die Dampfturbinenregelung. München: Oldenburg, 1934.
75. FRITZ, F.: Regelung von Kraftmaschinen auf konstante Liefer- oder Bezugsleistung mit Ventilregler. Elektrotechn. u. Maschinenb. H. 47 (1935).
76. GUILHAUMAN, W.: Regelung von Hochdruckturbinen. AEG-Mitt. H. 12 (1939).
77. KAUFMANN, E.: Present status of steam turbines. Pwr. Plant Engng. III (1937).
78. SCHWENDNER, A. F.: Governor for 160000 KW-Turbine. Pwr. Plant Engng. IV (1936).
79. WÜNSCH, G.: Regler für Druck und Menge. München: Oldenburg, 1930.
80. NOACK, W.: Der Veloxdampfzerzeuger in Hüttenwerksbetrieben. Stahl u. Eisen H. 41 (1931).
81. STODOLA, A.: Leistungs- und Regelversuche an einem Veloxdampfzerzeuger. Z. VDI H. 14 (1935).

Zweiter Teil.

Abschnitt A.

82. ALLIEVI-DUBS-BATAILLARD: Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. Berlin: Julius Springer, 1909.
83. BERGERON, L.: Variation de régime dans les conduites d'eau. SOC. Hydrot. de France 1937.
— Pompes centrifuges et usines élévatoires. Coup de béliers à l'arrêt. Techn. mod., Paris (1935/III).
84. BRAUN, E.: Druckschwankungen in Rohrleitungen. Stuttgart: Wittwer, 1909.
85. CALAME, J. et D. GADEN: Influence des réflexions partielles de l'onde aux changements de caractéristiques de la conduite et au point d'insertion d'une chambre d'équilibre. Bull. techn. Suisse rom. H. 36 (1935).
86. JAEGER, CH.: Note sur le coup de bélier dans les conduites jumellées ou parallèles. Rev. gén. Hydraul. H. 3 (1935).
— Die analytische Theorie des Druckstoßes in Druckleitungen. Wasserkr. München H. 23 (1937).
87. HALLER, P. D.: Zur Berechnung der Druckstöße in Rohrleitungen. Escher Wyss Mitt. (1929).
88. KELLER, C.: Luftmodellversuche an Drosselklappen. EWC-Mitt. H. 1 (1936).
89. KLEPPER, G.: Beitrag zur Theorie der veränderlichen Strömung des Wassers in Rohrleitungen unter dem Einfluß der Reibung. Wasserwirtsch. Wien H. 1 (1934).
90. KREITNER, R.: Druckschwankungen in Turbinenleitungen. Wasserwirtsch. Wien H. 10 (1926).
91. LIEBMANN-THOMA: Der Wasserstoß in Rohrleitungen. Z. ges. Turbinenwes. H. 7 (1917); H. 35 (1918).
92. LÖWY, R.: Druckschwankungen in Druckrohrleitungen. Wien: Julius Springer, 1928.
93. PIRA, C.: Coup de bélier dans les conduites d'aspiration. Rev. gén. Électr. H. 9 (1933).
94. SCHNYDER, O.: Druckstöße in Pumpensteigleitungen. Schweiz. Bauztg. H. 22 (1929).
— Druckstöße in Rohrleitungen. Wasserkr. München H. 5—7 (1932).
— Über Druckstöße in verzweigten Leitungen mit besonderer Berücksichtigung der Wasser-schloßanlagen. Wasserkr. München H. 12 (1935).
95. Symposium on Water Hammer 1933.
— Supplement to the report of the ASME committee.
96. THOMA-KITTREDGE, C.: Vorgänge bei Zentrifugalpumpenanlagen nach plötzlichem Ausfallen des Antriebes. Mitt. hydraul. Inst. d. T. H. München H. 4 (1933).
97. THOMANN, R.: Über Drucksteigerungen in Rohrleitungen bei der Betätigung von Absperrorganen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. H. 10 (1936).
98. UNTERBERGER, R. u. G. FABRITZ: Die Berechnung bandagierter Rohrleitungen unter innerem Überdruck. Wasserwirtsch. Wien H. 14—17 (1935).

99. Wasserschlösser:
 BRAUN, E.: Über Wasserschloßprobleme. Z. ges. Turbinenwes. H. 13 (1920).
 — Zur Berechnung von Wasserschlossern. Z. VDI H. 29 (1925).
 MÜHLHOFER, L.: Zeichnerische Bestimmung der Spiegelbewegungen in Wasserschlossern. Berlin: Julius Springer, 1924.
 VOGT, F.: Berechnung und Konstruktion des Wasserschlosses. Stuttgart: Enke, 1923.
 THOMA, D.: Zur Theorie des Wasserschlosses bei selbsttätig geregelten Turbinenanlagen. München: Oldenbourg, 1910.
100. Freispiegelkanäle:
 FAVRE, H.: Étude theorique et expérimentale des ondes de translation dans les canaux decouverts. Paris: Dunod, 1935.
 FEIFEL, E.: Über die veränderliche Strömung in offenen Gerinnen. Dissertation, Berlin, 1915.
 FRANK, J. u. J. SCHÜLLER: Schwingungen in den Zuleitungs- und Ableitungskanälen von Wasserkraftanlagen. Berlin: Julius Springer, 1938.

Abschnitt B.

101. BRAUN, E.: Über den Einfluß der Rohrleitungen auf den Reguliervorgang. Wasserkr. München H. 22 (1927).
 102. JAQUET, E.: Über Reguliergarantien. Escher Wyss Mitt. H. 6 (1929).

Abschnitt C.

103. EINSELE, A.: Anforderungen des Verbundbetriebes an die Erregung und Spannungsregelung großer Generatoren. Elektrotechn. u. Maschinenb. 57, 145 (1939).
 104. LANG, A.: Die Schnellregeleigenschaften des Tirrillreglers. Arch. Elektrotechn. 32, H. 10.
 105. POHL, R.: Grundsätze der Schnellentregung großer Generatoren. Elektrotechn. Z. H. 47 (1927).
 106. PUTZ, W.: Die Grenzleistung von Generatoren zum Antrieb durch Wasserturbinen. Elektrotechn. Z. 60, 1259 (1939).
 107. RÜDENBERG, R.: Der Schwingungswiderstand zur Schnellentregung elektrischer Maschinen. Wiss. Veröff. Siemens-Konz. 9, H. 1 (1930).
 108. Versuche über Maschinenregelung und Parallelbetrieb in den Großkraftwerken Hirschfelde und Böhlen. Elektrotechn. Z. 92 (1931).
 FRENSDORFF, E., S. 791; KÜHN, K., S. 1185; KÜHN, K. u. MAYER, R., S. 1349; PETERS, W., S. 1509.

Abschnitt D.

109. BRAUN, E.: Über die Stabilität des Betriebes einer Turbinenanlage mit offenen Werkkanälen. Festschrift der T. H. Stuttgart, 1929.
 110. FABRITZ, G.: Das Stabilitätsproblem der selbsttätigen Turbinenregelung. Wasserwirtsch. Wien H. 21/22 (1928).
 111. KRÖNER, H.: Geschwindigkeitsregler der Kraftmaschinen. Sammlung Göschen, 1912.
 112. MELAN, H.: Regelung von Vorschalt- und Nachschaltturbinen. Arch. Wärmewirtsch. H. 8 (1939).
 113. THOMA, D.: Der Einfluß geschlossener Wasserzuleitungen auf die Turbinenregelung. Festschrift von Briegleb Hansen und Co., 1911.

Abschnitt E.

114. WIDDERN, C. v.: Versuche an Turbopumpen. Escher Wyss Mitt. H. 1—2 (1939).

Sachverzeichnis.

- Abdampfsteuerung 296.
 Abflußregelungen 75.
 —, abhängig vom Gefälle 81.
 — über Spannschütze 80.
 Abhängigkeitsregelungen, einfache (Abschnitt X) 126.
 —, Stabilität von 366.
 —, starr rückgeführte 115, 267.
 Abnützung der Laufradbecher 127.
 Absperrorgane, Bewegungsgesetze der 312, 329.
 — im Zuge der Rohrleitung 318.
 Absperrschieber, Selbststeuerung 190.
 Absperrventil, selbsttätiges, — zum Druckspeicher 34, 172.
 Achsenregler, indirekte 299.
 —, direkte 3.
 Aktiv- (Passiv-) Kolben 309.
 Aktiv- (Passiv-) Pumpe 9, 301.
 Alarm, akustischer 199.
 ALLÈVISCHE Gleichung 314.
 Anbauregler 283, 300, 301.
 Anfahrleistung (-moment) 208.
 Anlaßpumpe 153, 213.
 Anlauf, elektrischer 208.
 —, elektrisch-hydraulischer 208.
 —, hydraulischer 208.
 Anlaufsteuerungen, selbsttätige 209 ff.
 Anlaufwicklung 74.
 Anlaufzeit der Rohrleitung 335, 339, 357.
 — des Maschinensatzes 341, 355, 357.
 — zusammengesetzter Leitungen 340.
 — der Spirale 340.
 Anzeigevorrichtungen 82.
 Arbeitsdruck 26, 37.
 Arbeitsstrombetätigung 224, 225.
 Arbeitswerke 18, 83 ff.
 —, druckwasserbetätigte 88, 128.
 Asynchronmaschine 208, 229.
 Auffüllung des Speicherluft-
 raumes 32, 33.
 — durch Schnüffelung 32.
 —, druckseitige 33.
 Aufhelfvorrichtung für Strahl-
 ablenker 131.
 Aufgelöste Bauweise 18, 149.
 Ausblasung mit Druckluft 245.
 Ausgleich der Nadelkräfte 129.
 —, Öffnungstendenz 126, 130,
 131.
 —, Schließstendenz 125, 131.
 Ausgleichströme 216, 355.
 Axialschub 120.
 Bahnbetrieb 131.
 Batterie 209, 223, 225.
 —, Ladezustand der 223.
 Bedienung in Einzelvorgängen 159.
 Befehlsstände 159.
 Belastung, OHMSche, induktive,
 kapazitive 198, 353.
 Belastungsregler, elektrischer 111.
 Belastungswiderstand 111.
 Belüftung als Einzelvorgang 248.
 — bei durchlaufender Selbst-
 steuerung 249.
 — des Saugrohres 120.
 BERGERON, graphisches Ver-
 fahren nach — 317.
 Beschleunigungsmesser 16, 68,
 363.
 Beschleunigungsregelung 71.
 Beschleunigungsstabilisierung 16, 151, 344, 362.
 Betriebsausrüstung selbsttätiger
 Pumpspeicherwerke 246.
 Betriebsbeobachtung 272.
 Betriebsbereitschaft von Wind-
 kesselreglern 21.
 Be- und Entlüftungssteuerung,
 Einrichtungen für Hand-
 steuerung 250.
 — — für Turbinen in Heber-
 kammern 183.
 Bewegungsgleichung, dynami-
 sche 3, 11, 328, 331, 341.
 Blindlast 208.
 Blindlastverteilung 263, 355.
 Blindstrombedarf 160.
 Blindstromstoß 216, 354.
 Blockierventil 188, 195.
 Bremsbelag 191.
 Bremsenrichtung 179, 190.
 —, Einschaltbedingungen selbst-
 tätiger — 191.
 —, Überlastschutz 192.
 Bremsdüse 192.
 Bremskraft, zeitlicher Anstieg
 der 191.
 Buchholzschutz 198.
 C-Kurve des Pendels 4.
 Chronograph 272.
 Chronometrische Regelung 12.
 Dampferzeugung, lastabhängige
 Regelung der — 299.
 Dampfkompresseur 307.
 Dampfmaschinen 11, 299 ff.
 Dampfturbine 11, 18, 274 ff.
 Dämpfung des Regelvorganges 14, 73, 345.
 Dehnungskupplungen 279.
 Differentialkolbentriebe 83, 130.
 Differentialrelais 198.
 Differentialschutz 198.
 Doppelpumpen, Steuerung der 19, 20, 124.
 Doppelregler 21, 126, 130, 135,
 136 ff.
 Dralländerung 358.
 Drehantriebe (Steuerventil-) 43,
 45, 53.
 Drehkolbentrieb 83, 88, 109,
 279, 299.
 Drehschieber 225.
 Drehstromeigenversorgung 224.
 Drehstrommotore, Anlauf von 353.
 Drehzahlabweichung bei Last-
 änderungen 340 ff.
 Drehzahlanstieg, Einfluß auf
 den Spannungsverlauf 353.
 — im Bereich der Synchronen 210.
 Drehzahleinstuerung von Syn-
 chrongeneratoren 214.
 Drehzahlgewährleistung 348.
 Drehzahlhubcharakteristik 3, 6.
 Drehzahlleistungscharakteristik 54, 79, 341.
 Drehzahlmesser 1, 16, 18.
 —, Antrieb durch Übersetzungs-
 getriebe 9.

- Drehzahlmessung, elektrische 7.
 —, hydraulische 8, 284, 297, 301.
 Drehzahlverlauf bei gleichbleibender Belastung 67.
 Drehzahlverstellung 6, 67.
 Dreiräderpumpe 22.
 Drosselbunde 50, 122, 133.
 Drosselklappensteuerungen 183 ff.
 Drosselsteuerungen 275.
 Drosselwiderstände im Ölkreislauf 132.
 Druckbegrenzungseinrichtungen (Sicherheitsventile) 27.
 Druckluft, Antriebe 225.
 —, Bedarf, Herabsetzung bei Übergang von Turbinen- auf Pumpenbetrieb 250.
 Druckluftspeicher 22.
 Druckluftverdichter 22, 33, 34.
 Druckminderventil 293.
 Druckölbedarf 21, 37.
 Druckölbereitstellung für Kaplan- turbinen 122.
 — für Freistrahlturbinen 131.
 — für Dampfturbinenregler 282.
 Druckölpumpe 22.
 Druckölspeicher 19, 21, 29, 131, 132.
 —, Anordnungen 35.
 —, Bemessung 37.
 —, Zubehör 34.
 —, Zusammenschaltung der 137, 169.
 Druckölversorgung 19.
 —, Sicherung der 166.
 Druckregler 144 ff., 329, 347.
 — mit hydraulischer Betätigung 146.
 —, Gleichlaufüberwachung 148.
 Druckrohrleitung zwischen Wasserschloß und Turbine 325.
 Druckschreiber 83, 272.
 Druckschwankungen 118, 312 ff.
 —, Aufschaukelung der 312.
 —, Einfluß statischer Drücke 314.
 — Verfahren zur Bestimmung der 314 ff.
 Drucksteigerung bei Nadelregelung 129, 133.
 — bei linearem Öffnungsgesetz 316.
 Druckvorschreibung 348.
 Düsen, Abschaltung von 130.
 —, überöffnete 131.
 Durchbrenndrehzahl 349.
 Durchflußregler 19, 21, 34, 100 ff.
 Durchgangsfaktor 322.
 Durchlaufsteuerung 209.
 Dynamometer 7.
 Eigenbedarfsstromquellen 223.
 Eigenbedarfsversorgung 161.
 Eigendämpfung 11, 277, 356.
 Eigenerregung mittels Kondensatoren 208.
 Eigenreibung im Meßsystem 5, 272, 278.
 Eindrahtsteuerverfahren 264.
 Einheitsdrehzahl 328.
 Einheitssteuerwerk 19, 56 ff.
 Einheitswassermenge 328.
 Einschwingzeit 217.
 Einsteuerzeitrelais 214.
 Einströmung, zweiseitige 283, 291.
 Ejektor 183, 205.
 Elastizitätsmodul 332, 333.
 Elektrischer Schwingungskreis 7.
 Elektrodenpaket 112.
 Elektromagnet 225.
 Elektromotorischer Antrieb mechanischer Drehzahlmesser 7, 73.
 — —, Überwachungseinrichtungen zum 165.
 Empfängerwiderstand (s. auch Gebeeinrichtung) 78.
 Empfindlichkeit von Drehzahlmeßeinrichtungen 7, 54, 305.
 Entnahmeturbine 275.
 —, Doppel- 275.
 —, Gegendruckturbine 275.
 —, Steuerung der 293 ff.
 Entregung 198, 353.
 Entweder-Oder-Mechanismus 31.
 Erregermaschine, Antrieb 208.
 —, Auslegung 208.
 —, Bemessung 209.
 —, Schaltung 350.
 Erregerspannung, Änderungsgeschwindigkeit der — 350.
 Erregung, permanent magnetische 316.
 Ersatzleitung 321.
 Evolventenpendel 5.
 Evolventenverzahnung 23.
 Fallklappenrelais 197, 198.
 Fallschütze 179, 225.
 Federrohr 10.
 Federservomotor 299, 301.
 Federungskörper 10, 82.
 Fehlermeldung 198.
 Fernbediente Anlagen 228 ff.
 Fernbedienung als Betriebsverfahren 162 ff.
 Fernmessung 265 ff.
 Fernschwimmereinrichtungen mit elektrischer Übertragung 77.
 — mit hydraulischer Übertragung 76.
 Fernschwimmereinrichtungen mit mechanischer Übertragung 76.
 Fernsteuerkabel 266.
 Fernsteuerung 262.
 Ferrarissystem 7.
 Ferrariswattmeter 221.
 Feststellvorrichtung (s. Handregelung) 90.
 —, Selbststeuerung der 98, 99, 131.
 Filter für Großkraftregler 38.
 —, Doppel- 38.
 —, Teilstrom 37.
 Flachpendel 3, 6.
 Fliehkraftpendel 2 ff.
 —, Antrieb durch Riemen 73, 74.
 —, —, elektromotorisch 74.
 —, Notantrieb durch Asynchronmotor 202.
 Fliehkraftschalter 166, 183, 194, 210.
 Flüssigkeitsbremsen, hydraulische 179.
 Fördermenge von Zahnpumpen 19, 23.
 Formkörper, Steuerungs- 119.
 Freier Ausfluß 315, 324.
 Freileitungen, synchronisierte Zuschaltung von — 263.
 Freistrahlturbine 124, 327, 366.
 —, Bremsdüsensteuerung 192.
 —, Steuerungsauslegung 125.
 —, Triebwerke 128.
 —, unabhängige Sicherheitseinrichtung für 193.
 Frequenzabgleich 214, 217.
 Frequenzabgleichgerät 214.
 Frequenzband 54.
 Frequenzeinstellung 211.
 Frequenzmaschine 55.
 Frequenzregler 56, 270.
 Frequenzrelais 270.
 Frequenz- und Übergabeleistungsregelung 270 ff.
 Fühlrollen 164.
 Führerstand 139.
 Führerturbine 266.
 Führungssteuerung 55, 267.
 Gebeeinrichtung 77.
 Geberwiderstand 78.
 Gefahrmeldeanlage 198, 223.
 Gegendruckregelung 10.
 Gegendruckturbinen 274.
 —, Steuerungsauslegung für 292.
 Gegenspeicher 75.
 Gegenspur bei Kaplan- turbinen 120.
 Gemeinschaftsbetrieb, Steuerstelle des — 163.
 Generatorläufer, fliegende Anordnung 115.

- Generatorschutz 197.
 Gestelldrossel 198.
 Gestellschlußschutz 198.
 Gestufte Leitungen 316.
 Getriebeturbinen, Hochsteigen von — 120.
 Gewährleistungen, Druck- und Drehzahl- 348.
 Gleichlauf, Einrichtung 78, 247.
 — von Maschinen und Netzvektor 235.
 — Überwachung von Leitapparat und Druckregler 148.
 Gleichwertregelung 14, 277, 357.
 Gleitmuffe im Laufschaufelverstellmechanismus 113.
 Gleitsteingetriebe 84.
 Grenzsteuerung der Druckspeicherpumpe 27.
 — der Laufschaufelregelung 121.
 Grobsynchronisierung 209, 217.
 Großkraftregler 21, 36, 199ff.
 Grundlastmaschine 348.
 Grundlastwerk 55.
 Güteziffer 360.
- Haltekräfte, Leitapparat-** 19, 38.
Handpumpe 115.
Handregelung 19, 130.
 —, automatische Feststelleinrichtung 98, 129.
 —, elektromotorischer Antrieb zur 94.
 —, mechanische 90ff.
 — mit gesteuerter Ankupplung des Übersetzungsgetriebes 99, 174, 175, 176, 195.
 —, selbsttätige Einschaltung bei Absinken des Öldruckes 99.
Handsteuerungen mit besonders gesteuertem Umschalt- (Blockierventil) 96.
 —, hydraulische 94, 152.
 —, Selbststeuerung der — 95, 232.
 —, Zusammenfassung mit der Öffnungsbegrenzung 95.
Hauptschaltkolben 43.
Haupt- und Hilfsrerger 350.
Herstellung, rationelle 19, 52, 44, 56, 73, 99, 144, 301, 311.
 — bei Wasserstandssicherheitsreglern 111.
Hilfsrergermaschine 209.
Hilfspumpe 167.
 —, elektromotorisch angetriebene 168.
 —, turbinengetriebene 167.
Hilfswindkessel 166.
Hochdruckkessel, Bestlastbetrieb 297.
 —, Speicherfähigkeit 296.
Hochfrequenzübertragung 265.
- Hochhubsicherheitsventil** 27.
Hochspannungsbeeinflussung des Fernsteuerkabels 264, 265.
Hochsteigen des rotierenden Teiles von Kaplanturbinen 120.
Höchstdruckdampfkessel 299.
Hohlkolben 85.
 —, doppelseitig gesteuerte 85, 86.
 —, kreuzkopfloße Bauart 86.
Hubmotore 225.
Hubwerk, hydraulisches 181.
Hydraulische (Kolbenpumpen-) Übersetzungsgetriebe 9.
- Impulsinhalt** 337.
Impulsstrom 337.
Indikatoren 273.
Induktionsöfen 353.
Isodromierung, mechanische 55.
Isodromregelung (Gleichwertsteuerung) 16, 63, 64, 357.
Isodromzeit 15, 64, 65, 66, 120, 127, 359.
- Kabinetregler** 152.
Kammerwasserschloß 326.
Kaplanturbinen 112, 328, 367.
 —, Muschelkurven von 328.
 —, selbsttätiger Anlauf von 212, 213.
Kapseldampfmaschinen 300, 302.
Kegelriemengetriebe 9.
Kennlinien, Lastverteilung nach den statischen 270.
Kleinregler 105ff.
 — für Dampfturbinen 286.
Klinkwerk 172.
Kolbendampfmaschinen 11, 299ff.
Kolbenpumpe zur Druckkolbeschaffung 22.
Kolbenringe 83, 86.
Kolbenstangen 83.
 —, Abdichtung 83.
 —, Material 84.
 —, Passung 83.
Kollektormaschine 208.
Kompression 311.
Kondensationsturbine 274.
 —, Steuerungsauslegung für 291.
Kondensator 208, 218.
Kraftbedarf der Pumpenanlage von Windkessel- bzw. Verbundregler 20.
Kühlwassermenge, lastabhängige Verstellung bei elektrischen Belastungsreglern 112, 225.
Kugelschieber, Entlastungsschieber zum — 188ff.
 —, Selbststeuerungen zum 186.
- Kupplungen, hydraulische** 245.
Kupplungseinrichtungen zur Handregelung 90ff.
 —, Selbststeuerung der 131, 166, 174, 175.
Kurbelbolzen, doppelte Lagerung 84.
 —, fliegende Lagerung 84.
Kurvenwalze zur gefälleabhängigen Zuordnung 122.
Kurzschluß 355.
 —, Auswirkung 312.
 —, entfernter 355.
 —, Verhältnis 350.
Kurzschlußschleife 312.
Kurzschlußstoß 346.
Kurzschlußvorgänge 37, 352.
- Ladegebläse** 299.
Längsfederpendel 2.
Läuferspannung 350.
Lagerspiel großer Kaplanturbinen (Ölzuführungsbockausbildung) 115.
Lagerüberwachung 196, 225.
Lastverteiler 162, 263.
Lastverteilung 7, 54, 270, 355.
Laufgeschwindigkeit 332, 333.
 — von bandagierten Rohrleitungen 334.
 — für Druckschächte 333.
 — für Eisenbetonleitungen 333.
 — von Holz-Eisenrohrleitungen 333.
Laufschaufel, Verstellmomente 118.
Laufwerke 74, 244.
Lederstulpen 83, 85, 88.
Leerlaufückführung 64.
Leerlaufspannung 349.
Leistungsaufnahme des in Luft umlaufenden spaltgekühlten Laufrades 246.
Leistungsfeld doppelt geregelter Freistrahlturbinen 128.
 — von Kaplanturbinen 119, 121, 157.
Leistungskennlinie (Werk-), Erhaltung bei verschiedenem Maschineneinsatz 267, 269.
Leistungspendelungen 119.
Leistungsregler 55, 270.
Leistungsrelais 270.
Leistungssteuerung 119, 128, 298.
Leitrollenantriebe 27.
Leitvorrichtung, Undichtigkeit der 179.
Lenkerantrieb 84.
Lenkerpendel 5.
Leuchtbild 223.
Lichtbogenofen 353.
Lichtmeldung 198.

- Luftleitung (s. auch Schwimmereinrichtung).
 —, Abmessungen 76.
 Luftpumpe 77, 183.
 Luftverdichter, selbsttätige Steuerung 34.
 Luftvolumen (im Speicher) 21.
 — Maßnahmen zur Aufrechterhaltung 32.
- Magnetantriebe 225.
 Magnetregler 350.
 Manometer 82.
 Manometerkolben 29, 30.
 Manometrisches Ventil 230.
 Maschinengattung, Wahl der 208.
 Massening 16, 67.
 Massenträgheit geschlossen geführter Wassersäulen 13, 18, 70, 345, 357, 365.
 Mehrdruckturbine 275.
 Meisterwalzensteuerung 221.
 Meldetableau 198.
 Membrandruckregler 275, 292.
 Membrane 10, 79, 186.
 Meßgerät 82.
 Meßkolben 8.
 Meßstau 75.
 Meßsystem, elektrisches 7.
 —, manometrisches 8.
 Meßumformer 271.
 Mischregler 299.
 Mittelwertsmethode 321.
 Modulation 265.
 Momentenkurve der Federspannung 2.
 — der Fliehkräfte 2.
 Motorische Entregung 353.
 Motorlast 354.
 Muffenkraft (-Belastung) 13.
- Nachführung 13.
 — der Düsenadel (mechanische) 125.
 Nachgiebigkeit bei Gleichwertsteuerungen, grundsätzliche Auslegungen 14ff.
 —, hydraulisch erzielte 60.
 —, mechanisch erzielte 57.
 Nachprüfung des Sicherheitsreglers 290.
 Nachschaltturbinen 297.
 Nadelbewegung, Gesetzmäßigkeit der — 132.
 Nadelkräfte 130.
 —, Abstimmung der 129.
 —, hydraulischer Ausgleich der 130.
 Nadelregelung 124.
 Nadeltriebwerke, hydraulische Zu- und Abschaltung 267.
 —, mechanische Entkupplung 130.
- Nebenauslässe (Wechselventile, Druckregler) 70, 125, 145ff.
 Nebenschlußregler 350.
 Niederdruckturbinen, Anlaßvorrichtung für — 228.
 Notabstellung von Kaplan-turbinen 170.
 Notpumpe, selbsttätige Umschaltung auf die Handbetätigung 95.
 Notstromlieferung 162.
 Notstromversorgung durch Dieselaggregat 224.
- Oberwasserspiegel, Hochsaugen des — 183.
 Öffnungsänderungen, lineare 316.
 Öffnungsbegrenzung 55ff.
 —, Bruchsicherung zur 138.
 —, erweiterte 136.
 —, hydraulisch betätigte 178.
 Öffnungsbeiwert 358.
 Öffnungsgeschwindigkeit, gesetzmäßige Änderung der 211.
 — des Laufrades bei Kaplan-turbinen 120.
 Öffnungstendenz der Düsenadel 131, 195.
 Ölalterung 282.
 Ölbremse 14, 15, 60, 65, 80, 129, 144, 209ff., 359.
 —, gesteuerte 61, 359.
 Öldruckrelais 34, 194, 225.
 Öldrucksteuerung 309.
 Ölkraftgetriebe 18.
 Ölkühler 38.
 — für Dampfturbinen 279.
 Ölstand im Windkessel, Einrichtungen zur selbsttätigen Erhaltung 33.
 Ölstandsanzeiger 36.
 Ölzuführung, Kammerkörper zur — 115.
 — zum rotierenden Arbeitszylinder 113.
 Ölzuführungsbock 114, 115.
 Ortsbedienung, zusammengefaßte 162.
- Papiermaschinenantriebe, Regler für — 303.
 Parallelbetrieb 54, 67, 112, 352.
 Parallelschaltgerät 216.
 Partielle Reflexion 321.
 Pendel 99.
 —, astatisches 4.
 —, Blattfeder- 5, 65.
 —, bremsen 74.
 —, elektrisches 7.
 —, elektromotorischer Antrieb 112, 151.
 —, Evolventen 5.
 —, Flach- 6, 7.
- Pendel, Gewichtsaufhängung 5.
 —, labiles 4, 195.
 —, Längsfeder- 2.
 —, Leitrollenantrieb 27.
 —, Lenker- 5.
 —, Notantrieb 73.
 —, Schaltarbeit 195.
 —, starrer Antrieb 167.
 —, statisches 3.
 Pendelantrieb, Sicherung des — 164.
 Pendelgenerator 74.
 Pendelmotor 74.
 —, Überwachung des Spannungszustandes 166.
 Phasenlage, Überwachung der 217.
 —, Vergleich 216.
 Polaritätswechsel der Stromquelle 264.
 Probierhähne 36.
 Profilanströmwinkel 120.
 Prüfwächter 265.
 Pumpen 11, 83, 99, 330.
 —, Antriebe 26.
 —, Antrieb durch Hilfsturbinen 27, 167.
 — mit beweglichem Leitapparat 246ff., 332.
 —, elektromotorischer Antrieb 27, 112, 165.
 — mit festem Leitapparat 252.
 — mit Rückschlagklappe 332.
 —, Schmierung 24, 28.
 Pumpspeicheranlagen 163ff.
- Querfederpendel 2.
 Quetschöl, gesonderte Abnahme 24.
 Quetschölmenge 23.
 Quetschölsteuerung 24.
- Randbedingungen 314.
 —, äußere 315.
 —, innere 318.
 —, obere 324.
 —, rasche Änderungen der 321.
 —, untere 327ff.
- Rechenputzmaschinen 197.
 Reflexionsfaktor 322.
 Regelarbeit 89.
 Regeldrossel 7.
 Regelgeschwindigkeit 19, 20, 50, 127, 131, 211, 312.
 —, Abstimmung für Leit- und Laufradregelung 118.
 —, Staffelung der 131.
 Regelung der Druckluftzufuhr (s. Be- und Entlüftungssteuerung) 248.
 —, gestängelose 280.
 Regelung mit hoher Drehzahlverstellung 297.
 Regelringantrieb, doppel-seitiger — durch gegenläufig beaufschlagte Triebzylinder 87.

- Regelwelle 83.
 —, Bemessung 89.
 Regelwert 1.
 Regelzelle 276.
 Reibscheibengetriebe 14, 57, 60, 359.
 Relais, dynamometrisches 214.
 —, Melde- 198.
 —, Minimalleistungs- 251.
 —, Schaltfolgen- 221.
 —, Schutz- 198.
 —, zur Selbststeuerschaltung 220.
 —, Spannungs- 198.
 —, Wächter- 221.
 —, wattmetrisches 198.
 Reversierdampfmaschinen 307.
 REYNOLDSche Zahl 330.
 Riemenbruchrolle 165.
 Ringwaage 10.
 Rohrcharakteristik 335.
 Rohrleitungsturbine 70.
 Rohrreibung, graphisches Verfahren zur Berücksichtigung der 320.
 Rückdrängung, nachgiebige 14, 15, 63, 301, 360.
 —, starre 13.
 Rückführgetriebe mit hydraulischer Übertragung 81, 82.
 — mit mechanischer Übertragung 81.
 — zur synchronen Übertragung rascher Bewegungen 82.
 — mit volumetrischer Übertragung 82.
 Rückführkonus 59.
 Rückführung 7.
 —, hydraulische 276, 287, 300.
 —, leistungsabhängige 119, 120.
 —, nachgiebige 14, 57, 277, 359.
 —, thermische 299.
 —, starre 12.
 Rückführwagen 62.
 Rückmeldeanlage 149.
 Ruhestromauslösung 225.
 Sammelschienenrennschalter, Stellungsmeldung der — 263.
 Schalten, ein- oder zweipoliges 224.
 Schaltereigenzeit 216.
 Schalterschlußbegrenzung 217.
 Schaltfolge, eindeutige Festlegung der — 160.
 Schaltverzug 160.
 Schaltwalze 221.
 Scheinleistungsstoß 353.
 Scheitellinie (gerade, gekrümmte) 6.
 Schlagbolzen 196.
 Schlauchdichtung 186.
 Schließgeschwindigkeitsbegrenzung 48, 133.
 Schließgeschwindigkeitsbegrenzung, gesetzmäßige Veränderung 132.
 Schließstendenz des Düsenadelverstellmechanismus 125, 126, 129.
 Schließverzögerung der Laufschaufelverstellung 121.
 Schlitzsteuerung 144.
 Schlupf 216.
 Schlupfänderung bei Asynchronmotoren 354.
 Schlupfgeber 217.
 Schlupfmessung 217, 247.
 Schlupfschalter 214.
 Schlupfüberwachung 218.
 Schlußzeit der Regelung 19, 45, 48, 283.
 —, bezogene 58.
 Schneidenlagerung 5.
 Schnellbereitschaft (Momentanreserve) 161.
 Schnelleröffnung des Leitapparatens 254.
 Schnellschluß 181, 210, 285, 311.
 —, Einrichtung 178, 251, 307, 387.
 Schnellschluß- und Anlaßventil für Dampfturbinen 289.
 Schnellsynchronisierung 209, 215, 217.
 Schnüffelung 22, 32.
 SCHNYDER, graphisches Verfahren 317, 319, 321.
 Schwebekolben (s. Vorsteuerung) 41, 364.
 Schwebungsdauer 214.
 Schwebungsspannung 214.
 Schwebungsvorgänge 312.
 Schwenkmechanismus 306.
 Schwenkpumpe 306.
 Schwimmereinrichtung 10, 55, 75.
 —, mechanische 75.
 — mit nachgiebiger Stabilisierung 79.
 Schwimmerschalter 181.
 Schwingantrieb 311, 315.
 Segment (Drosselsegment) — Regelung 274, 279.
 Selbstgesteuerter Teilbetrieb 225.
 Selbstschlußeinlaßorgane 178 ff.
 Selbstschlußklappen mit hydraulischem Antrieb 183.
 Selbststabilisierung 355.
 Selbststeuerung 130, 158 ff.
 —, Bereitschaftshaltung der örtlichen 164.
 Selbstsynchronisierung 216.
 Sicherheitseinrichtung, unabhängige — für Freistrahlturbinen 193.
 Sicherheitsregelung 157, 195.
 Sicherheitsregler mit Schlagbolzen 196.
 — mit Schwungring 196, 290.
 Sicherheitsventil 20, 21, 27.
 —, gesteuertes 28.
 Sicherheitsvorrichtungen 112.
 Spansschütze 75.
 Spannungsänderung (stationäre) 352.
 Spannungsanstieg 198, 355.
 —, Einfluß der Drehzahländerung 353.
 Spannungsmesser 351.
 Spannungsregler 160, 350.
 —, Sollwertinsteller für — 215, 263.
 Spannungssprung 352, 354.
 Spannungssteifigkeit 350.
 Spannungssteigerungsschutz 198.
 Spannungsunempfindlichkeit elektrischer Drehzahlmesser 7.
 Spannungswaage 215.
 Speicherpumpwerke 244 ff.
 Sperrkolben 190, 231.
 Sperrventile 190, 249.
 Spießkantkeil 87.
 Spindeltriebe (s. Handregelung) 90.
 Spitzenwerk 55, 244.
 Spurlager (bei Kaplanturbinen), zusätzliche Belastung durch Verstellkräfte 113.
 Stabilisierung 16, 110, 282.
 —, Beschleunigungs- 67.
 Stabilität 6, 11, 18, 54, 55, 117, 293, 297.
 — des Parallelbetriebes 209.
 Stabilitätsbedingungen, bei Beschleunigungsstabilisierung 362.
 — bei nachgiebiger Rückdrängung 361.
 — bei nachgiebiger Rückführung 359.
 Stabilitätswert 65, 119, 127.
 Stauklappen 197.
 Steuerbatterie, Isolationszustand der 224.
 Steuerbüchse 134, 144.
 Steuerpumpe 8.
 Steuerregler 148.
 Steuerstift (Steuerplatte) 18, 41, 65.
 Steuerstromkreise 224.
 —, Arbeits- (Ruhe-), Handschaltung 224.
 Steuerung, doppelseitige 83.
 —, doppelte Verkettung des Sekundärkreises 135, 143, 144.
 —, drehmomentenabhängige, für Kaplanturbinen 118.
 —, einseitige 83.

- Steuerung, manometrische 82.
 — auf optimalem Wirkungsgrad 266.
 —, volumetrische 63, 82.
 Steuerventil, Anordnung 49, 50.
 —, Beeinflussung (Begrenzung) der Regelgeschwindigkeit 50, 51.
 —, Bemessung 53.
 — für Doppelregler 132.
 — mit Druckentlastung 39.
 — für Durchflußregler 39.
 —, Führungsbüchsen 49.
 — mit hydraulisch erzielter Rückstellung 70.
 — für Kaplan turbinen 122.
 —, Materialauswahl 49.
 — mit parallel geschalteten Überströmungen 50.
 — für Verbundregler 20, 40.
 —, Wahl der Schlußrichtung 51, 52, 65.
 — für Windkesselregler 40.
 Steuerverbindung, Druckölkreis-Handregulierung 97.
 —, Maßnahmen zur Sicherung der richtigen Schaltfolge 98.
 —, Windkesselregler mit selbsttätigem Absperrventil 98.
 Steuerwerke 56ff.
 — für Doppelregler 134.
 Stillstandsichtung 185.
 Stillstandspumpe 177, 193.
 Stillstandsspeisung 168.
 Stoßerregung 355.
 Stoßkurzschluß 354.
 Stoßkurzschlußstrom 198, 354.
 Strahlablenkerregelung, reine 124.
 Strahlprücker 125.
 Strahlrohr 277.
 Strahlschneider 125.
 Strahlstörer 278.
 Streufeldänderung 354.
 Streuspannung 217, 349, 352.
 Stromregler 227.
 Stromwaage (s. auch Fernschwimmereinrichtung) 78.
 Stützdrossel 198.
 Synchrones Drehfeld 349.
 Synchronisierende Leistung 354, 355.
 Synchronmaschine, Kennlinien der — 349.
 Tachograph 272.
 Tachometer 82.
 Taktgeber 208.
 Taktverhältnis (-zahl) 351.
 Tauchglocke 76.
 Teilsteuerungen, selbsttätige 160.
 Temperaturwächter 196.
 Tonfrequenz 265.
 Trägeregler 351.
 Transformatorschutz 198.
 Triebwerke 19.
 —, Bemessung 89.
 —, Differentialkolben 47, 49.
 —, gemischt betätigte (Druckwasser, Drucköl) 128.
 —, Schmierung 84.
 Tropfdichtheit von Absperrorganen 185.
 Turbinendrehmoment, Abhängigkeit von Drehzahl und Leitschaufelöffnung 17.
 Überdruckturbine 327.
 Überfallschütze 75.
 Übergabe- (Übernahme-) Leistung 270.
 Überholkupplung 169.
 Überöffnung des Laufrades bei Kaplan turbinen 117.
 Übersetzungsgetriebe, hydraulisches 303.
 Überstromschutz 197, 237.
 Überströmung, gesteuerte 15.
 Übertragung der Steuerbewegungen, hydraulische — 309.
 Überwachungseinrichtungen 164, 225.
 Uhrenmotore 215.
 Umlaufschieber 190.
 Umlaufventile, Selbststeuerung der 175.
 Umschalter 237.
 Unempfindlichkeit der Regelung 54.
 Ungleichförmigkeitsgrad, dauernder 14, 54ff.
 —, Einfluß des — auf den Drehzahlanstieg bei Entlastungen und sekundär gesteuertem Strahlablenker 127.
 — hydraulischer Drehzahlmesser 8.
 — des Pendels 4.
 — der Regelung 6, 13, 120, 267, 357.
 —, vorübergehender 14, 57, 59, 62, 66.
 Unterdruckregler im Feuerraum 299.
 U-Rohr 10.
 Vakuumbildung im Saugrohr 120.
 — im schaufellosen Raum 120.
 Variator 9.
 Ventilantriebe für Dampfturbinen 279.
 Verbundbetrieb 159, 354, 355.
 Verbundpumpe 25.
 Verbundpumpensteuerung 21, 131.
 Verbundregler 19, 21, 108.
 Verbundsteuerung für Wasserstandssicherheitsregler 111.
 Verbundsteuerungen (Abschnitt XIV) 293ff.
 Verbundwirtschaft 13, 56.
 Verdrängerkolben 64, 70.
 Verkettung, doppelte — der Steuerkreise 117, 368.
 —, einfache — der Steuerkreise 366.
 Verluste, spezifische 271.
 Verriegelung des Leitapparates in der Schlußlage 34, 192.
 Verriegelungen, öldruckgesteuerte 171, 226.
 Verständigungsanlage 223.
 Verteiler, rotierender 305.
 Verzögerung durch Spiel, Deformation 81.
 Voreilregler 219.
 Voreinstromung 311.
 Vorgabewinkel 218, 219.
 —, Befehls-gabe mit konstantem — 217.
 Vorgabezeit 216.
 —, Befehls-gabe mit konstanter — 217.
 —, schlupfunabhängige, konstante 218.
 Vorschaltturbinen 296.
 Vorsperrenkraftwerk, Fernbedienung des — 163.
 Vorsteuerpumpe 41.
 Vorsteuerung 56, 65, 351.
 —, aufgelöste 44, 45.
 — bei Dampfturbinenregelungen 275.
 —, doppelte 18, 45, 365.
 —, Druckölversorgung 48.
 —, einfache 15, 18, 41, 364.
 —, Einfluß auf die Stabilität 364.
 —, Mittel zur Erhöhung der Empfindlichkeit 53.
 —, Nachfolgeempfindlichkeit 48, 49.
 —, Nachfolgegeschwindigkeiten 46.
 —, Ölmenge 48.
 —, rückgeführte 43.
 Wählerfernsteuertechnik 264.
 Wahlschalter 237.
 Walzenschalter 214.
 Warmwasserschieber 248.
 Wartungslose Anlage 225.
 Wasserdruckmoment 329.
 Wasserdrucksicherheitsantriebe 139, 194.
 Wasserschloß, der Turbine vorgeschaltet 324.
 — mit Übergangsdrosselung 326.
 Wasserspiegelregelung, Intervallschaltung 269.
 Wasserspiegelregler 229.
 —, mechanisch wirkende 110.

- Wasserspiegelregler, öldruck-
 betätigte 110, 160.
 Wasserstand, Führung der Re-
 gelung nach dem — 74.
 Wasserstandsanzeiger 77.
 Wasserstandssicherheitsregler
 110.
 Wasserwiderstand 354.
 Wechselauslaß 145, 347.
 Wechselmechanismus (zur Pum-
 penschaltung) 29, 31, 32.
 Wechselplatte 51.
 Wellenplan 321.
 Werksprüfung 273.
 Widerstandsbelastung 354.
 Widerstandsentregung 353.
 Wiedersynchronisierung 312.
 Windkessel, Hilfs- 169.
 Windkesselabsperrentile,
 selbsttätige 172, 177.
- Windkesselregler 20, 21, 34.
 —, Pumpenbemessung 20.
 Windungsschlußschutz 198.
 Wirklastverteilung 55, 263,
 355.
 Wirkstrompendelung 216.
 Wirkungsfeld von Freistrah-
 lerturbinen 128.
 — von Pumpen 330.
 Wirkungsgrad, Teillast — 112.
- Zähigkeit 9.
 Zahnkupplung 247.
 Zahnradpumpe 22.
 —, Abdichtung der Antriebs-
 welle 26.
 —, Fördermenge 23.
 —, Gesamtwirkungsgrad 25.
 —, Schrägverzahnung 26.
 —, Seitenkräfte 26.
- Zahnradpumpe, volumetrischer
 Wirkungsgrad 25.
 —, Zapfenbelastung 26.
 Zeitkonstante, magnetische 354.
 Zeitmechanismus 177.
 Zeitrelais 193, 198, 214, 218.
 Zusatzdrosselung 133.
 Zusatzeinrichtungen im Sekun-
 därkreis von Doppelrege-
 lungen 144.
 —, unabhängige — zur Lauf-
 schaufelregelung 116.
 Zusatzsteuerungen, beschleuni-
 gungsabhängige — 71.
 —, zeitabhängige 72.
 Zuschaltstoß 215.
 Zuschaltung 216.
 Zustand- und Störungsmeldun-
 gen 263.
 Zwischenbehälter 32.