

Hilfsbuch für Betriebsberechnungen

Mit besonderer Berücksichtigung nomographischer
Methoden

Von

Ing. B. M. Konorski

Mit 46 Nomogramm- und 13 Kurventafeln
und einem Lineal in einer Mappe sowie mit 71 Zahlentafeln
und 35 Textabbildungen



Berlin
Verlag von Julius Springer
1930

ISBN-13: 978-3-642-89972-0 e-ISBN-13: 978-3-642-91829-2
DOI: 10.1007/978-3-642-91829-2

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1930 by Julius Springer in Berlin.

Inhaltsverzeichnis.

Abkürzungen: N = Nomogramm, K = Kurventafel.

	Text- Seite	Tafel Nr.
Einleitung	1	
I. Allgemeines		
Geometrische Addition und Subtraktion	9	N 1
Gewicht von Drähten, Wellen und Stäben aus Flußeisen und Kupfer	12	N 2
II. Mechanik und Wärme.		
Umfangsgeschwindigkeit und Umfangskraft	14	N 3
Durchflußmenge und -geschwindigkeit. Geschwindigkeitshöhe	14	N 4
Ausflußmenge und Entleerungszeit	17	
Durchfluß von Wasser durch Rohrleitungen	18	
Widerstandshöhe einer geraden horizontalen Rohrleitung	18	
Berechnung der Widerstandshöhe nach Flamant und Blasius		N 5
Berechnung der Widerstandshöhe nach Lang		N 6
Widerstandshöhe von Rohrkrümmern, Armaturen usw.	21	
Berechnung der Widerstandshöhe aus der Widerstandszahl		N 7
Berechnung der Wasserrohrleitungen	23	
Staurandberechnung bei Mengenummessungen	24	K 1
Thermometer und Thermometerkorrektur	27	
Luftfeuchtigkeit und Luftbefeuchtung	28	
Absoluter Druck, Barometerstand, Vakuum	31	
Berechnung des absoluten Druckes und des Vakuums. Temperatur des gesättigten Wasserdampfes		N 8
Wärmeinhalt des Wasserdampfes	32	N 9
Spezifisches Gewicht des Wasserdampfes	34	K 2
Spannungsabfall bei Bewegung von Gasen und Dämpfen in Rohrleitungen	34	
Berechnung des Spannungsabfalles bei Bewegung von Gasen und Dämpfen durch eine 100 m lange Rohrleitungsstrecke		N 10
Berechnung von Dampf- und Gasrohrleitungen	36	
Zustandsgleichung der Gase und der Luft	37	N 11
III. Festigkeitslehre und Maschinenteile.		
Zug, Druck und Schubbeanspruchung	39	
Knickung	40	
Berechnung von Holzträgern auf Knickung		N 12
Biegung	44	
Berechnung der Biegebeanspruchung		N 13
Berechnung von Eisen- und Holzträgern auf Biegung		N 14
Widerstands- und Trägheitsmomente	46	
Berechnung von Widerstands- und Trägheitsmomenten für rechteckige Querschnitte		N 15
Durchbiegung von Trägern	49	
Berechnung der Durchbiegung von Flußeisenträgern		N 16
Drehung	50	
Berechnung des Drehmomentes und des Verdrehungswinkels		N 17
Berechnung von Wellen	51	
Berechnung von normalen Triebwerkswellen		N 18
Bestimmung des Koeffizienten ω		N 19
Berechnung der Wellen mit Berücksichtigung der zusammengesetzten Festigkeit		N 20
Berechnung des Biegemomentes	55	
Lagerentfernung bei Triebwerkswellen	58	
Riementrieb	59	
Berechnungstabelle für einfache Riemen		K 3
Berechnungstabelle für Doppelriemen		K 4
Einfluß des Achsenabstandes auf die Leistungsfähigkeit des Riemens		N 21
Einfluß der Riemenstärke auf die Leistungsfähigkeit des einfachen Riemens		K 5
Einfluß der Riemenstärke auf die Leistungsfähigkeit des Doppelriemens		K 6
Kleinstzulässiger Durchmesser der Riemenscheiben		K 7
Riemenlänge	63	
Seiltrieb	64	
Leistung von Hanf- und Baumwolltransmissionsseilen		N 22
Zahnräder	65	
Bestimmung des Koeffizienten K zur Leistungsberechnung		K 9

	Text- Seite	Tafel Nr.
IV. Dampfkessel.		
Feuerungstechnische Berechnungen	67	
Verbrennungsvorgänge	68	
Bestimmung der charakteristischen Brennstoffzahl aus der Zusammensetzung des Brennstoffes . .		N 23
Berechnung der für die Verbrennung nötigen Luftmenge		N 24
Beziehung zwischen dem Luftüberschußfaktor, Kohlensäuregehalt der Rauchgase und der charakteristischen Brennstoffzahl bei vollkommener und unvollkommener Verbrennung		N 25
Beziehung zwischen der charakteristischen Brennstoffzahl, dem Kohlensäuregehalt und dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase bei vollkommener und unvollkommener Verbrennung		N 26
Beziehung zwischen dem Luftüberschußfaktor, dem Kohlensäuregehalt und dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase bei vollkommener Verbrennung		N 27
Beziehung zwischen dem Luftüberschußfaktor, der charakteristischen Brennstoffzahl und dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase bei vollkommener Verbrennung		K 8
Bestimmung der Verbrennungsgasmenge aus der Zusammensetzung des Brennstoffes	74	
Bestimmung der Verbrennungsgasmenge aus dem Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes und dem Kohlenensäuregehalt der Rauchgase	75	
Angenäherte Bestimmung der Verbrennungsgasmenge	76	N 28
Bestimmung des spezifischen Gewichtes der Rauchgase aus deren Zusammensetzung	76	
Heizwert	77	
Berechnung des oberen Heizwertes		N 29
Wärmeverluste und Wirkungsgrad im Kesselbetrieb	79	
Berechnung des Wirkungsgrades von Dampfkesselanlagen		N 30
Wärmeverlust durch fühlbare Wärme der Abgase		N 31
Wärmeverlust durch fühlbare Wärme der Abgase für Braunkohle		K 10
Wärmeverlust durch unverbrannte Gase		N 32
Wärmeverlust durch brennbare Herdrückstände	82	
Wärmeverlust durch Ruß und Flugasche		N 33
Schornstein	83	
Die Temperatur der aus dem Schornstein entweichenden Gase		N 34
Statische Zugstärke des Schornsteines		N 35
Zugverlust im Schornstein durch Erzeugung der Geschwindigkeit
Zugverlust im Schornstein durch Reibung		N 36
Berechnung der Schornsteinweite	88	
V. Beleuchtungstechnik.		
Photometrische Grundgrößen	90	
Berechnung der Beleuchtungsstärke aus der Lichtverteilungskurve	91	N 37
Berechnung der Beleuchtungsstärke nach der Wirkungsgradmethode	94	N 38
Lichtverluste, Nutzbrenndauer	97	
VI. Elektrotechnik.		
Elektrischer Widerstand	98	N 39
Elektrische Kreise mit Ohmschem Widerstand	100	N 40
Erwärmung von Kupferwicklungen	101	N 41
Bestimmung des Querschnittes von Zuleitungen der elektrischen Motoren	102	
Kupferquerschnitt und Sicherung in der Zuleitung zu Gleichstrom- und Drehstrom-Schleifringmotoren		N 42
Normale Betriebsspannungen	111	
Isolierfestigkeit von elektrischen Maschinen, Transformatoren und Isolatoren	111	
Spannungsabfall in elektrischen Leitungen	112	
Berechnung des relativen Spannungsabfalles und des relativen Leistungsverlustes		N 43
Leistungsverlust in elektrischen Leitungen	115	
Leerlaufstrom bei Drehstrommotoren	115	
Abgegebene und aufgenommene Leistung	116	
Überlastung von elektrischen Maschinen	117	
Einfluß der Phasenverschiebung in Wechsel- und Drehstromkreisen	120	N 44
Gewichte elektrischer Maschinen	121	K 11
VII. Dampfverbrauch und Wirkungsgrad von Dampfmaschinen und Dampfturbinen.		
Dampfverbrauch von Dampfturbinen	125	N 45
Mechanischer Wirkungsgrad und Leerlaufwiderstand von Dampfmaschinen	127	N 46
VIII. Pumpen und Ventilatoren.		
Kolben- und Kreiselpumpen	131	
Höchstzulässige Saughöhe		K 12
Verhalten der Kreiselpumpen bei geänderten Betriebsbedingungen		K 13
Ventilatoren	133	
Namen- und Sachverzeichnis	135	

Einleitung.

Die Anfänge der Berechnungstechnik liegen sehr weit zurück. Schon in uralten Zeiten waren die Menschen bestrebt, gewisse Zusammenhänge in der Natur und im Leben rechnerisch zu erfassen. Es berührt uns heute seltsam, wenn wir sehen, wie primitiv im Altertum die Berechnungsmethoden waren im Vergleich mit der Kompliziertheit und hohen Blüte der Logik. Die erste große Erfindung, die die Berechnungstechnik auf neuzeitliche Bahnen gelenkt hat, war die Entdeckung der Buchstabenrechnung im 13. Jahrhundert. Durch sie ist zwar nicht der Berechnungsvorgang selbst verbessert worden, doch hat sie es ermöglicht, denselben leicht zu übersehen, was in früherer Zeit durch die Weitläufigkeit der erklärenden und die Reihenfolge der Rechnungsoperationen bestimmenden Worte außerordentlich schwierig war. Der nächste große Fortschritt war die Erfindung der Logarithmen im 17. Jahrhundert, durch welche es möglich wurde, komplizierte rechnerische Verrichtungen außerordentlich zu erleichtern. Der logarithmische Rechenschieber, zwar schon lange Zeit bekannt, jedoch erst während der letzten Jahrzehnte des 19. Jahrhundert zur allgemeinen Verbreitung gelangt, bildet heute das beliebteste Hilfsmittel und unentbehrlichste Rüstzeug jedes Technikers. Hand in Hand mit dieser Entwicklung ging auch diejenige der graphischen Rechnung, die ebenfalls im Altertum ihre Wurzeln hat. Sie ist erst in neuerer Zeit zur eigentlichen Berechnung von Zusammenhängen herangezogen worden und hat früher mehr durch die Anschaulichkeit der dargestellten Beziehungen und die Erleichterung ihrer Analyse gute Dienste geleistet. Die Berechnungstechnik ist nicht nur bestrebt, die Lösung einer rechnerischen Aufgabe zu finden, sondern auch, dies in einer möglichst kurzen Zeit zu bewerkstelligen und unter möglichst geringer geistiger Anstrengung des Ausführenden. So wie es in anderen Zweigen der Wissenschaft oder Technik der Fall ist, braucht auch die Berechnungstechnik immer umfangreichere Hilfsmittel zur Erfüllung dieser Aufgabe. Es wird heutzutage niemand einfallen, sich selbst einen Logarithmus oder eine Kubikwurzel auszurechnen. Er wird dazu entsprechende Tabellen benützen. Auf diese Weise hat man in der ausübenden Berechnungstechnik die Selbständigkeit insofern verloren, als der Berechnende von fremden Hilfsmitteln und Erfahrungswerten, die in Formeln, Tabellen oder wo immer niedergelegt sind, abhängig ist. Jedoch ist es charakteristisch für die neuzeitliche Technik, daß diese Abhängigkeit von Erfahrungswerten und der Verlust der Selbständigkeit nicht als lästig empfunden werden. Vor Siemens konnte sich die Dynamomaschine nicht durchsetzen, weil man eine selbständig Strom erzeugende Maschine benötigte. Heute aber fällt es niemand ein, etwa für sein Haus extra elektrischen Strom zu erzeugen, und man empfindet die Abhängigkeit vom Elektrizitätswerk nicht mehr als drückend.

Die modernen Berechnungsmethoden erfüllen in hohem Maße die vorhin gestellten Forderungen. Ganz besonders, wo es sich um oft wiederholte Auswertung von einander ähnlichen Berechnungskomplexen handelt, verfügt man über eine Anzahl oft komplizierter Hilfsmittel und Geräte, die den Betreffenden einen großen Teil der Berechnungsarbeit abnehmen. Im technischen Aufgabenkreis sind solche Hilfsmittel von hoher Präzision, wie Planimeter, Spezialrechenschieber und Wanderkurventafeln, ganz besonders in Projektierungs- und Konstruktionsbüros eingeführt. Es handelt sich dabei um ziemlich eng umgrenzte Spezialaufgaben. Das vorliegende Buch stellt sich eine mehr allgemeine Aufgabe, nämlich die, die Berechnungen, welche der Praktiker in einem technischen Betriebe auszuführen hat, zu erleichtern, und den Berechnungsvorgang möglichst abzukürzen. Da diese Aufgabe ziemlich allgemeiner Natur ist und es sich hier um vielerlei Probleme aus den verschiedensten Gebieten handelt, sind auch die Hilfsmittel, deren sich dieses Buch bei den Berechnungen bedient, viel einfacher gehalten. Frei von theoretischer Genauigkeit wird hier versucht, die rechnerischen Zusammenhänge der Erscheinungen einwandfrei und möglichst einfach zu erfassen und auszuwerten.

Der Betriebsingenieur steht bei Ausübung seiner Tätigkeit in der Hauptsache vor zwei Aufgaben:

1. der Beurteilung der Sicherheit und
2. der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des ihm anvertrauten Betriebes.

Wenn wir uns hier auf die rechnerischen Zusammenhänge beschränken, so hat der Ingenieur, was die Sicherheit des Betriebes betrifft, zu ermitteln, ob die auftretenden Spannungen, Temperaturen und sonstigen Beanspruchungen nicht übermäßig groß sind und dadurch die Sicherheit von Menschenleben und des Betriebes gefährden; vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit aus muß er feststellen, ob diese Beanspruchungen nicht zu klein sind, was eine Vergeudung des Materials bedeuten würde, und ob der Wirkungsgrad der unter seiner Aufsicht stehenden Maschinen und Anlagen nicht zu gering ist, was einem Energieverlust gleichkäme. Die in den Betrieben oft vorkommenden Neu-Installationen werden ebenfalls nach diesen Gesichtspunkten projektiert.

Um den hier angeführten Aufgaben gerecht werden zu können, muß der Betriebsingenieur die quantitativen Beziehungen ermitteln, und bei dieser Tätigkeit soll ihm das vorliegende Buch ein Hilfsmittel sein. Der Verfasser hofft jedoch, daß es auch bei der Projektierung von Neu-Installationen in technischen Büros usw. wertvolle Dienste leisten wird.

Innerhalb dieses Rahmens erblicken wir nun die Elemente, deren wir uns hier zu bedienen haben. Es sind dies:

1. Vorschriften, welche aus langjähriger Erfahrung entstanden und von Fachvereinen oder von der Polizei herausgegeben sind,
2. Tabellen, die die Eigenschaften und Dimensionen handelsüblicher Erzeugnisse enthalten, und
3. Berechnungsformeln.

Alle drei Gruppen sind in dieses Buch so weit aufgenommen worden, als es dem Verfasser für die ausübende Praxis nötig erschien. Den geltenden Vorschriften sind Sätze, Formeln und Erfahrungszahlen entnommen, die sich für die quantitative Beurteilung der Betriebsgrößen eignen. Die Tabellen über Eigenschaften und Abmessungen von Maschinen, Apparaten, Installationsmaterial usw. sind den Katalogen führender Firmen entnommen.

Was die Berechnungsformeln anbetrifft, welche oft vom Ingenieur im Betriebe ausgewertet werden müssen, so handelte es sich erstens darum, sie in eine möglichst kurze, prägnante Form zu bringen, in welcher alles enthalten ist, was zur Beurteilung der Grundzüge des betreffenden Falles gehört, während alles ausgeschaltet erscheint, was, wenn auch vielleicht theoretisch wichtig, den Anforderungen eines Betriebsmannes nicht entspricht. Außerdem ist es oft für denselben außerordentlich wichtig, diese Auswertung in kurzer Zeit vornehmen zu können. Man muß sich die Fälle vor Augen halten, die im Betriebe eine rasche Entscheidung erheischen, Dispositionen, die in der Fabrik oder Werkstatt selbst erwogen und erteilt werden müssen, oder Ratschläge während technischer Konferenzen. Es ist wichtig, dann rasch die Wirkung einer Änderung berechnen zu können und so ein, wenn auch nicht absolut, so doch hinreichend genaues Resultat in kurzer Zeit zu erhalten.

Um die Formeln auszuwerten, besitzt der Techniker einige wichtige Hilfsmittel. Das erste ist der Rechenschieber, dessen Handhabung so allgemein ist, daß sich jede Erklärung erübrigt. Das nächste Hilfsmittel ist das Nomogramm, d. h. eine graphische Darstellung der Beziehungen zwischen zwei, drei und mehreren Variablen mittels Skalenleitern und die Darstellung mittels Kurvenscharen. Ein drittes Hilfsmittel sind die Zahlentabellen, welche höchstens bis zu drei Variablen anwendbar sind. Die Zahlen- und Kurventafeln werden auch dann benutzt, wenn der gesetzmäßige Zusammenhang zwischen den in Betracht kommenden Größen nicht bekannt ist und dieselben nur empirisch festgestellt sind.

Von allen drei angeführten Mitteln wird in diesem Buche ausgiebig Gebrauch gemacht. Die Nomogramme, die hier mit einer Anzahl von 46 Tafeln vertreten sind, machen es mittels einfacher Handhabungen (siehe unten) möglich, die Gleichungen auszuwerten. Gegenüber den Tabellen, welche etwa die gleiche Funktion darzustellen hätten, besitzen sie große Vorteile:

1. Die umständliche rechnerische Interpolation zwischen zwei Werten einer Spalte oder einer Zeile, oder zwischen vier Werten zweier Spalten und zweier Zeilen wird durch die mühe-lose graphische Interpolation ersetzt.

2. Die Nomogramme gestatten eine leichte Inversion, d. h. Auffindung von beliebigen Unbekannten, wenn andere sie bestimmende Variable bekannt sind.

3. Sie ermöglichen die Auswertung von Beziehungen auch zwischen vier und sogar mehreren Variablen, für welche die Tabellen außerordentlich umfangreich werden würden.

Vor der direkten Auswertung der numerischen Gleichungen haben die Nomogramme den Vorteil, daß sie die Rechnung ohne jegliche Gedankenarbeit lösen können. Die in diesem Buche befindlichen Nomogramme sollen nicht dem Rechenschieber bei den einfachen Rechnungen, die mittels des Schiebers in zwei oder drei Operationen ausgeführt werden können, Konkurrenz machen. Es ist also nicht beabsichtigt, den Rechenschieber in der Ausführung einer einfachen Multiplikation oder Division ($Z = A \cdot X \cdot Y$) zu ersetzen. Im Gegenteil, um die Nomogramme durchsichtiger zu gestalten, vereinigen wir hier oft einige Variable in Form von Produkten oder Quotienten, die mit dem Rechenschieber gebildet werden müssen und im Nomogramm als eine Unbekannte fungieren.

Die hier angewendeten Nomogramme besitzen eine oder mehrere geradlinige oder kurvenförmige Skalen, deren jede einem Änderungsintervall einer Variablen entspricht. Im einfachsten Falle sind drei solcher Geraden vorhanden. Wir nennen dann das Nomogramm ein Dreiskalensystem. Die Skalen sind auf den Skalenleitern und diese in gegenseitiger Abhängigkeit so gezeichnet, daß der Schnitt dieser drei Skalen mit einer geraden Schnittlinie in den Schnittpunkten Werte ergibt, die einer betreffenden Gleichung (also im besprochenen Falle einer Gleichung zwischen 3 Variablen) entsprechen. Stellt also das Nomogramm die Funktion $F(x, y, z) = 0$ dar und suchen wir zu bestimmten x und y den entsprechenden Wert von z , so haben wir auf den Skalen des Nomogrammes für x und y die entsprechenden Werte aufzusuchen und sie durch eine Gerade zu verbinden. Der Schnittpunkt dieser Geraden mit der z -Skala ergibt den gesuchten, der obigen Gleichung entsprechenden Wert von z . Die Schnittgerade kann mittels eines Fadens oder eines Lineals gezogen werden. Es kann dazu das hier beigegebene Zelluloidlineal benützt werden. Besteht außerdem eine Beziehung $x = f(q)$, so kann mühelos auch q in dasselbe Nomogramm hineingenommen werden, indem man die Skala für x als Doppelskala ausbildet, an deren beiden Seiten die Beschriftung für x und für q aufgetragen wird. (Also z. B. für eine Leistung die doppelte Beschriftung in PS und in kW.)

Für die Gleichungen zwischen vier Veränderlichen benützt man meistens ein Nomogramm, das 4 Skalen besitzt, für jede Veränderliche eine, und außerdem eine Skala ohne Beschriftung (Zapfenlinie). Wir nennen daher ein solches Nomogramm ein „Vierskalensystem mit Zapfenlinie“. Die Handhabung dieses Nomogrammes ist folgende: Mittels verschiedenartiger Beschriftung sind die 4 Veränderlichen x , y , z und q in zwei Gruppen von je 2 Veränderlichen geteilt, und zwar werden etwa x und y durch Kursivlettern, z und q durch gewöhnliche Lettern dargestellt. Es werden nun auf den Skalen für x und y die entsprechenden Werte aufgesucht und durch eine Gerade verbunden. Der Schnittpunkt dieser Geraden mit der Zapfenlinie wird mit Hilfe einer Nadel¹ festgehalten und das Lineal so geschwenkt, daß die Gerade nunmehr durch diesen Punkt der Zapfenlinie und durch den gegebenen Wert von z hindurchgeht. Der Schnittpunkt dieser Geraden mit der q -Skala liefert den gesuchten, den gegebenen Werten von x , y , z entsprechenden Wert q . Auf diese Weise kann man auch jede andere von den Variablen x , y , z und q ermitteln. Auf die geschilderte Handhabung hat es keinen Einfluß, ob die Skalenträger gerade Linien oder Kurven sind.

Andere Nomogramme, wie sie oft anzutreffen sind, bestehend aus vielen Skalen, die mittels in bestimmter Weise verlaufender Linienzüge zu verwenden sind, werden hier nicht aufgenommen und zwar aus dem Grunde, weil man sich in jedes solche Nomogramm erst „einarbeiten“ muß, was hier bei der großen Anzahl von Nomogrammen schwer möglich wäre. Außerdem wird eine solche Handhabung erfahrungsgemäß sehr leicht vergessen bzw. verwechselt. Die Handhabung von Dreiskalen- oder Vierskalensystemen mit Zapfenlinie ist jedoch sehr einfach, da das Nomogramm immer ohne weitere Kommentare und Erklärungen „betriebsfähig“ ist, ohne daß man sich erst „einarbeiten“ müßte.

Wo zwischen den vorkommenden Größen Proportionalität herrscht, wird diese Eigenschaft in den Nomogrammen ausgenutzt. Wir wollen dies an einem einfachen Beispiel erläutern.

¹ Es empfiehlt sich, zu diesem Zwecke eine Nadel an einen Faden und denselben am Loch des Lineals zu befestigen (s auch S. 5).

Es sei die Funktion

$$z = a x y \quad (1)$$

durch ein Nomogramm darzustellen, wobei also

$$z \sim x, \quad z \sim y, \quad x \sim \frac{1}{y} \quad (2)$$

ist. Dabei sollen die Werte von x und y im Nomogramm enthalten sein, die zwischen den Grenzwerten, x_1, x_2 bzw. y_1, y_2 sich befinden. Ist

$$\frac{x_2}{x_1} < 10, \quad \frac{y_2}{y_1} < 10, \quad (3)$$

so übt die Proportionalität zwischen den Variablen keinen Einfluß auf die Gestaltung des Nomogrammes aus, das auf normale Weise konstruiert wird. Ist jedoch

$$\frac{x_2}{x_1} > 10, \quad \frac{y_2}{y_1} > 10, \quad (4)$$

so braucht man das Nomogramm nicht für den verlangten Änderungsintervall

$$x_2 \geq x \geq x_1, \quad y_2 \geq y \geq y_1 \quad (5)$$

zu entwerfen, sondern nur für

$$10 \geq x \geq 1, \quad 10 \geq y \geq 1. \quad (6)$$

Will man bei der Benutzung dieses Nomogrammes die Größe von z für Werte von x und y ermitteln, von welchen einer oder beide nicht in den im Nomogramm eingezeichneten Intervall enthalten sind, so setzen wir

$$x = \bar{x} \cdot (x), \quad y = \bar{y} \cdot (y), \quad (7)$$

dabei sind (x) und (y) Proportionalitätsfaktoren, die einer Potenz von 10 gleich und so gewählt sind, daß

$$10 \geq \bar{x} \geq 1 \quad \text{und} \quad 10 \geq \bar{y} \geq 1 \quad (8)$$

ist. Für diese Werte läßt sich aus dem Nomogramm der Wert \bar{z} ermitteln, der der Gleichung

$$\bar{z} = a \bar{x} \bar{y} \quad (9)$$

genügt. Es ist jetzt

$$\begin{aligned} z &= a x y = a \cdot \bar{x} \cdot \bar{y} \cdot (x) \cdot (y) = \bar{z} \cdot (x) \cdot (y) \\ &= \bar{z} \cdot (z) \end{aligned} \quad (10)$$

und also ist der gesuchte Proportionalitätsfaktor

$$(z) = (x) \cdot (y). \quad (11)$$

Um somit den richtigen Wert von z zu erhalten, muß man das aus dem Nomogramm gefundene \bar{z} mit dem Proportionalitätsfaktor (z) multiplizieren, der der Gleichung (11) genügt. Es sei nochmals hervorgehoben, daß stets der richtige Wert einer Größe = Nomogrammangabe \times Proportionalitätsfaktor ist.

Um die Auswertung der Gl. (11) zu erleichtern, wird dieselbe ebenfalls durch ein Hilfsnomogramm dargestellt, das dann „Tabelle für Proportionalitätsfaktoren“ genannt wird und an der Haupttafel unten angebracht wird. Nachdem die Werte (x) , (y) , (z) stets Potenzen von 10 sind, können die „Skalen“ dieser Tabelle durch Punktreihen, die aus wenigen Punkten bestehen, ersetzt werden. Durch Anlegung eines Lineals erhält man für zwei gegebene Proportionalitätsfaktoren ohne weiteres den Wert des dritten.

Der Vorteil der Rechnungsweise mit den Proportionalitätsfaktoren ist, daß man bei deren Anwendung die Maßstäbe der Skalen für x und y (und folglich auch für z) viel größer wählen kann als sonst, wodurch die Genauigkeit der Ablesungen sich vergrößert. Weitere Beispiele für die Anwendung der Proportionalitätsfaktoren befinden sich zahlreich im Text. Siehe auch die besonders ausführlichen Beispiele S. 13, 14, 16, 49, 94, 96, 100, 101, 114.

Von der Anwendung jeder anderen Art graphischer Spezialtafeln, die mittels Vornahme kunstvoll ausgedachter Linienzüge oder ähnlicher Verfahren die Auswertung von Formeln ermöglichen, ist hier Abstand genommen. Jede solche Tafel braucht eine besondere Anleitung, die vor der Inangriffnahme der Berechnung erst studiert werden muß und die, wie die Er-

fahrung lehrt, von demjenigen, der sie nur selten anwendet, leicht vergessen wird. Dabei überbietet die Leistungsfähigkeit dieser Spezialtafeln selten diejenige der Nomogramme, dagegen stehen diese Tafeln, was die Leichtigkeit der Anwendung betrifft, weit hinter den Nomogrammen zurück¹.

Die physikalischen und technischen Zusammenhänge zwischen den in Betracht kommenden Größen sind in diesem Buche als bekannt vorausgesetzt, ebenso wie eine gewisse Vertrautheit mit der Materie. Wie schon oben gesagt, werden hier nur die zahlenmäßigen Beziehungen behandelt.

Die Formeln werden im allgemeinen ohne Ableitung angegeben. Nur in solchen Fällen, wo sie weniger bekannt sein dürften, bzw. wo sie aus Neuüberlegungen oder Vereinfachungen hervorgegangen sind, ist auch die betreffende Ableitung kurz angegeben.

Praktische Winke für Nomogrammbenützung.

1. Zeichnung flach hinlegen.
2. Ausgangswerte und Resultate nicht im Kopf behalten, sondern auf einen Zettel schreiben.
3. Die Zugehörigkeit der Skalen beachten. Es dürfen nur Punkte solcher Skalen miteinander in Verbindung gebracht werden, die gleichartige Beschriftung aufweisen. Es müssen somit beide Skalen aufrechte oder beide kursive Beschriftung besitzen. Mit lichter Schrift sind solche Zahlen beschriftet worden, die gemeinsam für beide Systeme (also für das aufrecht geschriebene und das kursive) sind. Es kann also ein Punkt mit lichter Schrift mit einem der aufrecht beschriebenen bzw. mit einem der kursiv beschriebenen Skala in Zusammenhang gebracht werden, niemals jedoch die kursiven Zahlen mit den aufrechtgeschriebenen.

Die Skalenleitern mit gestrichelten Skalenträgern sind Hilfsskalen, die zur Schnittbildung überhaupt nicht herangezogen werden dürfen.

4. Bei 3-skaligen Nomogrammen zur Ablesung den in das Lineal eingeritzten Strich benützen. Das Lineal ist auf die Zeichnung so zu legen, daß der Strich unmittelbar auf die Papierebene zu liegen kommt.

5. Bei 4-skaligen Nomogrammen zur Ablesung den Linealrand benützen. Den Punkt auf der Zapfenlinie (s. S. 3) mittels einer dünnen Nadel (am besten eignet sich dazu eine Stecknadel mit größerem Kopf wie ähnliche zur Markierung auf Landkarten verwendet werden) oder eines feingespitzten Bleistiftes markieren. Die Nadelspitze ist am Linealrand so anzuordnen, daß sie sich genau in einer Geraden mit den auf den beiden Skalen liegenden Punkten befindet. Dieselben Dienste leistet ein zweites (etwa ebenfalls durchsichtiges) Lineal.

6. Beim Arbeiten mit den Kurventafeln leisten das Lineal und die Nadel ebenfalls gute Dienste.

7. Von Zeit zu Zeit ist das Lineal auf seine Geradlinigkeit zu prüfen.

8. Die einzelnen meistbenützten Tafeln sind zur besseren Kenntlichmachung am Rand mit farbigen Papierstückchen zu überkleben.

* * *

Bei sorgfältiger Handhabung ist der Fehler meistens $< 0,5\%$, maximal 1% .

Papierdehnung vermag eine Verlängerung der einzelnen Skalenleitern bis zu 1% zu bewirken. Für die Genauigkeit der Berechnung ist indessen dieser Umstand kaum von nachteiliger Bedeutung, da die Papierverzerrungen angenähert projektiver Natur sind.

¹ Gerade in letzter Zeit werden die Fachzeitschriften und der Markt überschwemmt mit graphischen Rechenmitteln, Doppel- und Spezial-Rechenschiebern, gleitenden Kurvenlinealen usw. Man staunt manchmal darüber, mit welchem großen Aufwand von Rüstzeug ein Resultat erstrebt wird, das sich mit einfachen Nomogrammen mühelos erzielen ließe. Die nomographischen Methoden stellen heute ein Normalwerkzeug dar, das nicht ohne besondere Gründe durch andere Spezialwerkzeuge ersetzt werden sollte.

I. Allgemeines.

Zahlentafel I. Potenzen, Wurzeln, Kreisumfänge, Kreisflächen, reziproke Werte und Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	$\frac{1}{n}$	$\lg n$	n
1	1	1	1,000	1,000	3,142	0,785	1,0000	0,0000	1
2	4	8	1,414	1,260	6,283	3,142	0,5000	0,3010	2
3	9	27	1,732	1,442	9,425	7,069	0,3333	0,4771	3
4	16	64	2,000	1,587	12,566	12,566	0,2500	0,6532	4
5	25	125	2,236	1,710	15,708	19,635	0,2000	0,6990	5
6	36	216	2,449	1,817	18,850	28,274	0,1667	0,7782	6
7	49	343	2,646	1,913	21,991	38,485	0,1429	0,8451	7
8	64	512	2,828	2,000	25,133	50,265	0,1250	0,9031	8
9	81	729	3,000	2,080	28,274	63,617	0,1111	0,9542	9
10	100	1000	3,162	2,154	31,416	78,540	0,1000	1,0000	10
11	121	1331	3,317	2,224	34,558	95,033	0,09091	1,0414	11
12	144	1728	3,464	2,289	37,699	113,097	0,08333	1,0792	12
13	169	2197	3,606	2,351	40,841	132,732	0,07692	1,1139	13
14	196	2744	3,742	2,410	43,982	153,938	0,07143	1,1461	14
15	225	3375	3,873	2,466	47,124	176,715	0,06667	1,1761	15
16	256	4096	4,000	2,520	50,265	201,062	0,06250	1,2041	16
17	289	4913	4,123	2,571	53,407	226,980	0,05882	1,2304	17
18	324	5832	4,243	2,621	56,549	254,469	0,05556	1,2553	18
19	361	6859	4,359	2,668	59,690	283,529	0,05263	1,2788	19
20	400	8000	4,472	2,714	62,832	314,159	0,05000	1,3010	20
21	441	9261	4,583	2,759	65,973	346,361	0,04762	1,3222	21
22	484	10648	4,690	2,802	69,115	380,133	0,04545	1,3424	22
23	529	12167	4,796	2,844	72,257	415,476	0,04348	1,3617	23
24	576	13824	4,899	2,885	75,398	452,389	0,04167	1,3802	24
25	625	15625	5,000	2,924	78,540	490,874	0,04000	1,3979	25
26	676	17576	5,099	2,962	81,681	530,929	0,03846	1,4150	26
27	729	19683	5,196	3,000	84,823	572,555	0,03704	1,4314	27
28	784	21952	5,292	3,037	87,965	615,752	0,03571	1,4472	28
29	841	24389	5,385	3,072	91,106	660,520	0,03448	1,4624	29
30	900	27000	5,477	3,107	94,248	706,858	0,03333	1,4771	30
31	961	29791	5,568	3,141	97,389	754,768	0,03226	1,4914	31
32	1024	32768	5,657	3,175	100,531	804,248	0,03125	1,5051	32
33	1089	35937	5,745	3,208	103,673	855,299	0,03030	1,5185	33
34	1156	39304	5,831	3,240	106,814	907,920	0,02941	1,5315	34
35	1225	42875	5,916	3,271	109,956	962,113	0,02857	1,5441	35
36	1296	46656	6,000	3,302	113,097	1017,88	0,02778	1,5563	36
37	1369	50653	6,083	3,332	116,239	1075,21	0,02703	1,5682	37
38	1444	54872	6,164	3,362	119,381	1134,11	0,02632	1,5798	38
39	1521	59319	6,245	3,391	122,522	1194,59	0,02564	1,5911	39
40	1600	64000	6,325	3,420	125,66	1256,64	0,02500	1,6021	40

Zahlentafel I (Fortsetzung).

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	$\frac{1}{n}$	$\lg n$	n
41	1681	68921	6,403	3,448	128,81	1320,25	0,02439	1,6128	41
42	1764	74088	6,481	3,476	131,95	1385,44	0,02381	1,6232	42
43	1849	79507	6,557	3,503	135,09	1452,20	0,02326	1,6335	43
44	1936	85184	6,633	3,530	138,23	1520,53	0,02273	1,6435	44
45	2025	91125	6,708	3,557	141,37	1590,43	0,02222	1,6532	45
46	2116	97336	6,782	3,583	144,51	1661,90	0,02174	1,6628	46
47	2209	103823	6,856	3,609	147,65	1734,94	0,02128	1,6721	47
48	2304	110592	6,928	3,634	150,80	1809,56	0,02083	1,6812	48
49	2401	117649	7,000	3,659	153,94	1885,74	0,02041	1,6902	49
50	2500	125000	7,071	3,684	157,08	1963,50	0,02000	1,6990	50
51	2601	132651	7,141	3,708	160,22	2042,82	0,01961	1,7076	51
52	2704	140608	7,211	3,733	163,36	2123,72	0,01923	1,7160	52
53	2809	148877	7,280	3,756	166,50	2206,18	0,01887	1,7243	53
54	2916	157464	7,349	3,780	169,65	2290,22	0,01852	1,7324	54
55	3025	166375	7,416	3,803	172,79	2375,83	0,01818	1,7404	55
56	3136	175616	7,483	3,826	175,93	2463,01	0,01786	1,7482	56
57	3249	185193	7,550	3,849	179,07	2551,76	0,01754	1,7559	57
58	3364	195112	7,616	3,871	182,21	2642,08	0,01724	1,7634	58
59	3481	205379	7,681	3,893	185,35	2733,97	0,01695	1,7709	59
60	3600	216000	7,746	3,915	188,50	2827,43	0,01667	1,7782	60
61	3721	226981	7,810	3,937	191,64	2922,47	0,01639	1,7853	61
62	3844	238328	7,874	3,958	194,78	3019,07	0,01613	1,7924	62
63	3969	250047	7,937	3,979	197,92	3117,25	0,01587	1,7993	63
64	4096	262144	8,000	4,000	201,06	3216,99	0,01563	1,8062	64
65	4225	274625	8,062	4,021	204,20	3318,31	0,01538	1,8129	65
66	4356	287496	8,124	4,041	207,35	3421,19	0,01515	1,8195	66
67	4489	300763	8,185	4,062	210,49	3525,65	0,01493	1,8261	67
68	4624	314432	8,246	4,082	213,63	3631,68	0,01471	1,8325	68
69	4761	328509	8,307	4,102	216,77	3739,28	0,01449	1,8388	69
70	4900	343000	8,367	4,121	219,91	3848,45	0,01429	1,8451	70
71	5041	357911	8,426	4,141	223,05	3959,19	0,01408	1,8513	71
72	5184	373248	8,485	4,160	226,19	4071,50	0,01389	1,8573	72
73	5329	389017	8,544	4,179	229,34	4185,39	0,01370	1,8633	73
74	5476	405224	8,602	4,198	232,48	4300,84	0,01351	1,8692	74
75	5625	421875	8,660	4,217	235,62	4417,86	0,01333	1,8751	75
76	5776	438976	8,718	4,236	238,76	4536,46	0,01316	1,8808	76
77	5929	456533	8,775	4,254	241,90	4656,63	0,01299	1,8865	77
78	6084	474552	8,832	4,273	245,04	4778,36	0,01282	1,8921	78
79	6241	493039	8,888	4,291	248,19	4901,67	0,01266	1,8976	79
80	6400	512000	8,944	4,309	251,33	5026,55	0,01250	1,9031	80
81	6561	531441	9,000	4,327	254,47	5153,00	0,01235	1,9085	81
82	6724	551368	9,055	4,345	257,61	5281,02	0,01220	1,9138	82
83	6889	571787	9,110	4,362	260,75	5410,61	0,01205	1,9191	83
84	7056	592704	9,165	4,380	263,89	5541,77	0,01190	1,9243	84
85	7225	614125	9,220	4,397	267,04	5674,50	0,01176	1,9294	85
86	7396	636056	9,274	4,414	270,18	5808,80	0,01163	1,9345	86
87	7569	658503	9,327	4,431	273,32	5944,68	0,01149	1,9395	87
88	7744	681472	9,381	4,448	276,46	6082,12	0,01136	1,9445	88
89	7921	704969	9,434	4,465	279,60	6221,14	0,01124	1,9494	89
90	8100	729000	9,487	4,481	282,74	6361,73	0,01111	1,9542	90
91	8281	753571	9,539	4,498	285,88	6503,88	0,01099	1,9590	91
92	8464	778688	9,592	4,514	289,03	6647,61	0,01087	1,9638	92
93	8649	804357	9,644	4,531	292,17	6792,91	0,01075	1,9685	93
94	8836	830584	9,695	4,547	295,31	6939,78	0,01064	1,9731	94
95	9025	857375	9,747	4,563	298,45	7088,22	0,01053	1,9777	95
96	9216	884736	9,798	4,579	301,59	7238,23	0,01042	1,9823	96
97	9409	912673	9,849	4,595	304,73	7389,81	0,01031	1,9868	97
98	9604	941192	9,899	4,610	307,88	7542,96	0,01020	1,9912	98
99	9801	970299	9,950	4,626	311,02	7697,69	0,01010	1,9956	99
100	10000	1000000	10,000	4,642	314,16	7853,98	0,01000	2,0000	100

Zahlentafel 2. Quadrat- und Kubikwurzeln der natürlichen Zahlen von 110 bis 1000.

n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
110	10,488	4,791	410	20,248	7,429	710	26,646	8,921
120	10,955	4,932	420	20,494	7,489	720	26,833	8,963
130	11,402	5,066	430	20,736	7,548	730	27,019	9,004
140	11,832	5,192	440	20,976	7,606	740	27,203	9,045
150	12,247	5,313	450	21,213	7,663	750	27,386	9,086
160	12,649	5,429	460	21,448	7,719	760	27,568	9,126
170	13,038	5,540	470	21,679	7,775	770	27,749	9,166
180	13,416	5,646	480	21,909	7,830	780	27,928	9,205
190	13,784	5,749	490	22,136	7,884	790	28,107	9,244
200	14,142	5,848	500	22,361	7,937	800	28,284	9,283
210	14,491	5,944	510	22,583	7,990	810	28,460	9,322
220	14,832	6,037	520	22,804	8,041	820	28,636	9,360
230	15,166	6,127	530	23,022	8,093	830	28,810	9,398
240	15,492	6,214	540	23,238	8,143	840	28,983	9,435
250	15,811	6,300	550	23,452	8,193	850	29,155	9,473
260	16,125	6,383	560	23,664	8,243	860	29,326	9,510
270	16,432	6,463	570	23,875	8,291	870	29,496	9,546
280	16,733	6,542	580	24,083	8,340	880	29,665	9,583
290	17,029	6,619	590	24,290	8,387	890	29,833	9,619
300	17,321	6,694	600	24,495	8,434	900	30,000	9,655
310	17,607	6,768	610	24,698	8,481	910	30,166	9,691
320	17,889	6,840	620	24,900	8,527	920	30,332	9,726
330	18,166	6,910	630	25,100	8,573	930	30,496	9,761
340	18,439	6,980	640	25,298	8,618	940	30,659	9,796
350	18,708	7,047	650	25,495	8,662	950	30,822	9,830
360	18,974	7,114	660	25,690	8,707	960	30,984	9,865
370	19,235	7,179	670	25,884	8,750	970	31,145	9,899
380	19,494	7,243	680	26,077	8,794	980	31,305	9,933
390	19,748	7,306	690	26,268	8,837	990	31,464	9,967
400	20,000	7,368	700	26,458	8,879	1000	31,623	10,000

Zahlentafel 3. Wichtige Zahlenwerte.

π	3,145927	$1: \pi^2$	0,101	
$\pi: 2$	1,571	$1: \pi^3$	0,0323	
$\pi: 3$	1,047	$\sqrt{2\pi}$	2,507	
$\pi: 4$	0,785	$\sqrt{2: \pi}$	0,798	
$\pi: 5$	0,629	$\sqrt{\pi: 2}$	1,253	
$\pi: 6$	0,524	$\lg \pi$	0,49715	
$\pi: 7$	0,449	e	2,71828	$e =$ Basis der natürlichen Logarithmen
$\pi: 8$	0,393	e^2	7,389	
$\pi: 9$	0,349	$M = \lg e$	0,43429	$M =$ Modul der natürlichen Logarithmen
$\pi: 12$	0,262	$1: e$	0,368	
$\pi: 16$	0,196	$1: M = 1: \lg e$	2,303	
$\pi: 32$	0,098	g	9,81	$\ln x = \frac{1}{M} \lg x$
$\pi: 180$	0,01745	g^2	92,236	$\lg x = \lg e \cdot \ln x$
π^2	9,870	\sqrt{g}	3,132	$g =$ Beschleunigung der Schwerkraft
π^3	31,006	$\sqrt{2g}$	4,429	
π^4	97,409	$1: g$	0,102	
$\sqrt{\pi}$	1,772	$1: 2g$	0,051	$B =$ Zentriwinkel, für welchen Bogenlänge = Kreisradius
$\sqrt[3]{\pi}$	1,465	B	$57^\circ 17' 45''$	
$\sqrt[4]{\pi}$	1,331	$\text{arc } 1^\circ$	$175 \cdot 10^{-4}$	
$1: \pi$	0,318	$\text{arc } 1'$	$29 \cdot 10^{-5}$	
$2: \pi$	0,637	$\text{arc } 1''$	$485 \cdot 10^{-8}$	
$3: \pi$	0,955			
$4: \pi$	1,273			
$5: \pi$	1,592			
$6: \pi$	1,910			
$7: \pi$	2,228			
$8: \pi$	2,546			
$9: \pi$	2,865			

Zahlentafel 4. Kreisfunktionen.

φ	$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	$\operatorname{tg} \varphi$	$\operatorname{cotg} \varphi$	$\frac{1}{\cos \varphi}$	$\frac{1}{\sin \varphi}$	
0	0,000	1,0000	0,000	∞	1,000	∞	90
1	0,017	0,9998	0,017	57,290	1,000	57,299	89
2	0,035	0,9994	0,035	28,636	1,001	28,654	88
3	0,052	0,9986	0,052	19,081	1,001	19,107	87
4	0,070	0,9976	0,070	14,301	1,003	14,336	86
5	0,087	0,9962	0,087	11,430	1,004	11,474	85
6	0,105	0,9945	0,105	9,514	1,006	9,567	84
7	0,122	0,9925	0,123	8,144	1,008	8,206	83
8	0,139	0,9903	0,141	7,115	1,010	7,185	82
9	0,156	0,988	0,158	6,314	1,013	6,393	81
10	0,174	0,985	0,176	5,671	1,015	5,759	80
11	0,191	0,982	0,194	5,145	1,019	5,241	79
12	0,208	0,978	0,213	4,705	1,022	4,810	78
13	0,225	0,974	0,231	4,331	1,026	4,445	77
14	0,242	0,970	0,249	4,011	1,031	4,134	76
15	0,259	0,966	0,268	3,732	1,035	3,864	75
16	0,276	0,961	0,287	3,487	1,040	3,628	74
17	0,292	0,956	0,306	3,271	1,046	3,500	73
18	0,309	0,951	0,325	3,078	1,052	3,236	72
19	0,326	0,946	0,344	2,904	1,058	3,072	71
20	0,342	0,940	0,364	2,747	1,065	2,924	70
21	0,358	0,934	0,384	2,605	1,071	2,790	69
22	0,375	0,927	0,404	2,475	1,079	2,669	68
23	0,391	0,921	0,424	2,356	1,086	2,559	67
24	0,407	0,914	0,445	2,246	1,095	2,459	66
25	0,423	0,906	0,466	2,145	1,103	2,366	65
26	0,438	0,899	0,488	2,050	1,113	2,281	64
27	0,454	0,891	0,510	1,963	1,123	2,208	63
28	0,469	0,883	0,532	1,881	1,133	2,130	62
29	0,485	0,875	0,554	1,804	1,143	2,063	61
30	0,500	0,866	0,577	1,732	1,155	2,000	60
31	0,515	0,857	0,601	1,664	1,167	1,942	59
32	0,530	0,848	0,625	1,600	1,179	1,887	58
33	0,545	0,839	0,649	1,540	1,192	1,836	57
34	0,559	0,829	0,675	1,483	1,206	1,788	56
35	0,574	0,819	0,700	1,428	1,221	1,744	55
36	0,588	0,809	0,727	1,376	1,236	1,701	54
37	0,602	0,799	0,754	1,327	1,252	1,662	53
38	0,616	0,788	0,781	1,280	1,269	1,624	52
39	0,629	0,777	0,810	1,235	1,287	1,589	51
40	0,643	0,766	0,839	1,192	1,305	1,556	50
41	0,656	0,755	0,869	1,150	1,325	1,525	49
42	0,669	0,743	0,900	1,111	1,346	1,495	48
43	0,682	0,731	0,933	1,072	1,367	1,466	47
44	0,695	0,719	0,966	1,036	1,390	1,440	46
45	0,707	0,707	1,000	1,000	1,414	1,414	45
	$\cos \varphi$	$\sin \varphi$	$\operatorname{cotg} \varphi$	$\operatorname{tg} \varphi$	$\frac{1}{\sin \varphi}$	$\frac{1}{\cos \varphi}$	φ

Geometrische Addition und Subtraktion.

Der absolute Wert S der Summe zweier geometrischer Vektoren A und B , die den Winkel ω miteinander bilden, ist

$$S = A(+)B = \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos \omega}, \quad (12)$$

der absolute Wert der Differenz D derselben Vektoren

$$D = A(-)B = \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos \omega}. \quad (13)$$

Wenn wir die Bezeichnungen

$$\sigma = \frac{S}{B}, \quad \delta = \frac{D}{B}, \quad \alpha = \frac{A}{B} \quad (14)$$

eingeführen, so können wir die beiden Gleichungen (12) und (13) in der Form schreiben

$$\sigma \text{ (bzw. } \delta) = \sqrt{1 + \alpha^2 \pm 2 \alpha \cos \omega}. \quad (15)$$

Diese Gleichung wird durch das Nomogramm N 1 dargestellt. Dasselbe besteht aus 2 Einzelnomogrammen I und II, die durch einen schrägen Strich voneinander getrennt sind. Beide Nomogramme I und II bestehen je aus 3 Skalen für σ bzw. δ , α und ω , sie gelten jedoch für verschiedene Bereiche von ω , und zwar umfaßt

für Addition

das Nomogramm I den Bereich von ω

$$(0^\circ \text{ bis } 20^\circ \text{ bis } 75^\circ \text{ und von } 105^\circ \text{ bis } 160^\circ \text{ (bis } 180^\circ),$$

das Nomogramm II $45^\circ \text{ bis } 105^\circ \text{ (bis } 180^\circ)$;

für Subtraktion

das Nomogramm I von $(0^\circ \text{ bis } 20^\circ \text{ bis } 75^\circ \text{ und von } 105^\circ \text{ bis } 160^\circ \text{ (bis } 180^\circ)$,

„ „ II „ $(0^\circ \text{ bis } 75^\circ \text{ bis } 135^\circ$.

Die Handhabung der beiden Nomogramme I und II ist verschieden.

Nomogramm I (die Skala für α ist ein Kreis). Für die Bestimmung der Vektorensomme muß man die Werte von α und ω , die in derselben Schriftart angeschrieben sind, miteinander verbinden. Für die Bestimmung der Vektorendifferenz verbindet man die Werte von α und ω , die in verschiedenen Schriftarten angeschrieben sind. Die Skala für σ und für δ bleibt in beiden Fällen dieselbe.

Nomogramm II (die Skala für α ist eine Parabel). Zwecks Bildung der Vektorsomme benützt man die oberen Werte von ω (aufrechtstehende Ziffern). Für die Bildung der Vektorendifferenz benützt man die unteren Werte von ω (Kursivziffern). Die Skalen für σ bzw. δ und für α bleiben in beiden Fällen dieselben.

Beispiele. 1. Es sind die Resultierenden zweier Kräfte 200 kg und 730 kg zu berechnen, die miteinander den Winkel 60° bilden.

Falls wir $\alpha = \frac{730}{200} = 3,65$ wählen, so erhalten wir sehr ungünstige Schnitte; wir wählen deshalb

$$\alpha = \frac{200}{730} = 0,274$$

und erhalten sowohl aus Nomogramm I wie auch aus II

$$\sigma = 1,16,$$

d. h.

$$S = 1,16 \cdot 730 = 847 \text{ kg.}$$

2. Es ist die dritte Seite eines Dreieckes zu berechnen, dessen beide bekannte Seiten 22 m und 32 m lang sind und einen Winkel von 95° miteinander bilden.

Wir wählen

$$\alpha = \frac{22}{32} = 0,69 \quad \text{bzw.} \quad \alpha = \frac{32}{22} = 1,45$$

und erhalten mittels N. II

$$\delta = 1,265 \quad \text{bzw.} \quad \delta = 1,83,$$

d. h.

$$D = 1,265 \cdot 32 = 40,5 \text{ m} = 1,83 \cdot 22 = 40,4 \text{ m.}$$

3. Eine Werkstatt wird durch einen elektrischen Drehstrommotor angetrieben, der 23 Amp. bei $\cos \varphi = 0,80$ aufnimmt. Außerdem braucht man für die Beleuchtung 7 Amp. Wie groß ist der effektive Gesamtstromverbrauch?

$\cos \varphi = 0,80$ entspricht dem Wert $\varphi = 37^\circ$ (s. Zahlentafel 4, bzw. N 44, Sk. V u. VI).

Für diesen Wert und für $\alpha = \frac{7}{23} = 0,304$ ergibt N. I

$$\sigma = 1,255$$

und

$$J = 1,255 \cdot 23 = 28,9 \text{ Amp.}$$

Weitere Beispiele siehe S. 57.

Zahlentafel 5. Maße und Gewichte.

	n	$\frac{1}{n}$	n^2	$\frac{1}{n^2}$	n^3	$\frac{1}{n^3}$
1 deutsche Landmeile	7,5 km	0,1333				
1 geogr. Meile	7,42 km	0,1348				
1 deutsche Seemeile	1,852 km	0,54				
1 preuß. Zoll	2,615 cm	0,382	6,841 cm ²	0,146	17,89 cm ³	0,056
1 „ Fuß = 12 pr. Zoll	0,3138 m	3,186	0,0985 m ²	10,152	0,0309 m ³	32,342
1 „ Elle	0,6669 m	1,499				
1 „ Rute	3,7662 m	0,266	14,185 m ²	0,0705		
1 „ Morgen			25,53 Ar	0,0392		
1 engl. Zoll	2,54 cm	0,394	6,451 cm ²	0,155	16,386 cm ³	0,061
1 „ Fuß = 12 engl. Zoll	0,3048 m	3,28	0,0929 m ²	10,8	0,0283 m ³	35,32
1 „ Yard = 3 engl. Fuß	0,914 m	1,093	0,836 m ²	1,196	0,764 m ³	1,308
1 „ Fathom = 2 Yards	1,829 m	0,547				
1 „ Imperial Gallon					4,54 Lit.	0,22
1 „ Pfund	453,6 g	$2,205 \cdot 10^{-3}$				
1 engl. Pfund	0,0703 at	14,223				
1 engl. Quadratzoll						
1 neue at = $1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$	0,7355 m Hg	1,36				
1 „ „	0,9678 alte at	1,033				
1 PS	0,736 kW	1,36				
1 „	75 kgm/sek	1,333				
1 kW	102 kgm/sek	0,00981				
1 engl. Pferdestärke	1,014 PS	0,986				

Zahlentafel 6. kW umgerechnet in PS.

Watt	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS
50	0,068	1,0	1,36	4,0	5,44	7,0	9,52	10,0	13,6
100	0,136	1,1	1,50	4,1	5,58	7,1	9,66	10,5	14,3
150	0,204	1,2	1,63	4,2	5,71	7,2	9,79	11,0	15,0
200	0,272	1,3	1,77	4,3	5,85	7,3	9,93	11,5	15,6
250	0,340	1,4	1,90	4,4	5,98	7,4	10,06	12,0	16,3
300	0,408	1,5	2,04	4,5	6,12	7,5	10,20	12,5	17,0
350	0,476	1,6	2,18	4,6	6,26	7,6	10,34	13,0	17,7
400	0,544	1,7	2,31	4,7	6,39	7,7	10,47	13,5	18,4
450	0,612	1,8	2,45	4,8	6,53	7,8	10,61	14,0	19,0
500	0,680	1,9	2,58	4,9	6,66	7,9	10,74	14,5	19,7
550	0,748	2,0	2,72	5,0	6,80	8,0	10,88	15,0	20,4
600	0,816	2,1	2,86	5,1	6,94	8,1	11,02	15,5	21,1
650	0,884	2,2	2,99	5,2	7,07	8,2	11,15	16,0	21,8
700	0,952	2,3	3,13	5,3	7,21	8,3	11,29	16,5	22,4
750	1,020	2,4	3,26	5,4	7,34	8,4	11,42	17,0	23,1
800	1,088	2,5	3,40	5,5	7,48	8,5	11,56	17,5	23,8
850	1,156	2,6	3,54	5,6	7,62	8,6	11,70	18,0	24,5
900	1,224	2,7	3,67	5,7	7,75	8,7	11,83	18,5	25,2
950	1,292	2,8	3,81	5,8	7,89	8,8	11,97	19,0	25,8
		2,9	3,94	5,9	8,02	8,9	12,10	19,5	26,5
		3,0	4,08	6,0	8,16	9,0	12,24	20,0	27,2
		3,1	4,22	6,1	8,30	9,1	12,38	20,5	27,9
		3,2	4,35	6,2	8,43	9,2	12,51	21,0	28,6
		3,3	4,49	6,3	8,57	9,3	12,65	21,5	29,2
		3,4	4,62	6,4	8,70	9,4	12,78	22,0	29,9
		3,5	4,76	6,5	8,84	9,5	12,92	22,5	30,6
		3,6	4,90	6,6	8,98	9,6	13,06	23,0	31,3
		3,7	5,03	6,7	9,11	9,7	13,19	23,5	32,0
		3,8	5,17	6,8	9,25	9,8	13,33	24,0	32,6
		3,9	5,30	6,9	9,38	9,9	13,46	24,5	33,3
		4,0	5,44	7,0	9,52	10,0	13,60	25,0	34,0

Zahlentafel 7. PS umgerechnet in kW.

PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW
$\frac{1}{20}$	0,037	1,0	0,736	4,0	2,94	7,0	5,15	10,0	7,36
$\frac{1}{15}$	0,049	1,1	0,809	4,1	3,02	7,1	5,22	10,5	7,73
$\frac{1}{12}$	0,061	1,2	0,883	4,2	3,09	7,2	5,30	11,0	8,09
$\frac{1}{10}$	0,074	1,3	0,956	4,3	3,16	7,3	5,37	11,5	8,46
$\frac{1}{8}$	0,092	1,4	1,03	4,4	3,24	7,4	5,44	12,0	8,83
$\frac{1}{7}$	0,105	1,5	1,10	4,5	3,31	7,5	5,52	12,5	9,20
$\frac{1}{6}$	0,123	1,6	1,18	4,6	3,38	7,6	5,59	13,0	9,56
$\frac{1}{5}$	0,147	1,7	1,25	4,7	3,46	7,7	5,67	13,5	9,93
$\frac{1}{4}$	0,184	1,8	1,32	4,8	3,53	7,8	5,74	14,0	10,30
$\frac{1}{3}$	0,245	1,9	1,40	4,9	3,60	7,9	5,81	14,5	10,67
$\frac{1}{2}$	0,368	2,0	1,47	5,0	3,68	8,0	5,89	15,0	11,04
1	0,736	2,1	1,54	5,1	3,75	8,1	5,96	15,5	11,40
		2,2	1,62	5,2	3,83	8,2	6,03	16,0	11,77
		2,3	1,69	5,3	3,90	8,3	6,11	16,5	12,14
		2,4	1,77	5,4	3,97	8,4	6,18	17,0	12,51
		2,5	1,84	5,5	4,05	8,5	6,25	17,5	12,87
		2,6	1,91	5,6	4,12	8,6	6,33	18,0	13,24
		2,7	1,99	5,7	4,19	8,7	6,40	18,5	13,61
		2,8	2,06	5,8	4,27	8,8	6,48	19,0	13,98
		2,9	2,13	5,9	4,34	8,9	6,55	19,5	14,34
		3,0	2,21	6,0	4,41	9,0	6,62	20,0	14,71
		3,1	2,28	6,1	4,49	9,1	6,70	20,5	15,08
		3,2	2,35	6,2	4,56	9,2	6,77	21,0	15,45
		3,3	2,43	6,3	4,69	9,3	6,84	21,5	15,81
		3,4	2,50	6,4	4,71	9,4	6,92	22,0	16,19
		3,5	2,58	6,5	4,78	9,5	6,99	22,5	16,55
		3,6	2,65	6,6	4,86	9,6	7,06	23,0	16,92
		3,7	2,72	6,7	4,93	9,7	7,14	23,5	17,29
		3,8	2,80	6,8	5,00	9,8	7,21	24,0	17,66
		3,9	2,87	6,9	5,08	9,9	7,28	24,5	18,03
		4,0	2,94	7,0	5,15	10,0	7,36	25,0	18,39

Gewicht von Drähten, Wellen und Stäben aus Flußeisen und Kupfer.

(Bezeichnungen siehe S. 13.)

Das Gewicht wird nach der Formel

$$G = \gamma l F \quad (16)$$

berechnet. Für kreisförmigen Querschnitt ist

$$F = \frac{\pi}{4} d^2. \quad (17)$$

Für Kupfer setzen wir in die Gl. (16)

$$\gamma = 8,89 \frac{g}{cm^3}, \quad (18)$$

für Flußeisen

$$\gamma = 7,85 \frac{g}{cm^3}. \quad (19)$$

Die Gleichungen (16) und (17) mit den beiden durch (18) und (19) spezialisierten Werten von γ lassen sich durch das

Nomogramm N. 2

auswerten. Dasselbe besteht aus einem Dreiskalensystem, das die Gl. (16) darstellt; die erste und zweite Skala sind als Doppelskala ausgebildet, und zwar entspricht die Skala I der Gl. (17); die Skala II gibt uns das Gewicht G für Kupfer [Gl. (18)] und Flußeisen [Gl. (19)] in beiden Fällen in kg. Die Skalen I und III führen je zwei Maßaufschriften: eine in aufrechten, die andere in Kursivlettern. Von Wichtigkeit ist, daß zueinander nur sämtliche aufrechtstehenden, bzw. sämtliche kursiven Maßaufschriften gehören, und daß es falsch wäre, z. B. der an der ersten Skala abgelesenen Zahl die Maßeinheit cm (cm^2) beizulegen, während man gleichzeitig an der Skala III l in m abliest.

Beispiel 1. Wieviel wiegt eine S. E.-Welle, 70 mm \varnothing , 5,5 m lang?

Wir finden aus N 2 für $d = 7$ cm und $l = 550$ cm

$$G = 166 \text{ kg.}$$

Beispiel 2. Wie groß ist das Gewicht von 150 m blanker Kupferleitung von 25 mm² Querschnitt?

$$F = 25 \text{ mm}, \quad l = 150 \text{ m}.$$

$$N \ 2 \text{ ergibt } G = 33,4 \text{ kg}.$$

Beispiel 3. Es ist das Gewicht eines 6 m langen Gasrohres 3" Durchmesser (= 76 mm) zu ermitteln. Die Wandstärke des Rohres beträgt (s. Zahlentafel 17, S. 41) 5 mm.

Wir erhalten für $d_1 = 7,6 \text{ cm}$ und $l = 600 \text{ cm}$

$$G_1 = 214 \text{ kg}$$

und ebenso für $d_2 = 7,6 + 2 \cdot 0,5 = 8,6 \text{ cm}$ und $l = 600 \text{ cm}$

$$G_2 = 274 \text{ kg}.$$

Die Differenz der beiden gefundenen Werte gibt uns das Gewicht der Rohrstange

$$G = 274 - 214 = 60 \text{ kg}.$$

(Der Fehler, der diesem Resultat anhaften kann, ist im Grenzfall doppelt so groß wie der Fehler einer einzigen Ablesung.)

Beispiel 4. Ein Eisendrahtbündel wiegt 200 g, der Drahtdurchmesser beträgt 0,25 mm; wie groß ist seine Länge?

$$\bar{d} = 2,5 \text{ mm}, \quad \bar{G} = 20 \text{ kg},$$

$$\bar{l} = 520 \text{ m};$$

$$(d) = 0,1; \quad (G) = 0,01; \quad (l) = 1.$$

Die gesuchte Länge beträgt

$$l = (\bar{l}) \cdot (l) = 520 \text{ m}.$$

Wir können auch folgendermaßen vorgehen:

$$\bar{d} = 2,5 \text{ mm}, \quad \bar{G} = 2 \text{ kg},$$

$$\bar{l} = 52 \text{ m};$$

$$(d) = 0,1; \quad (G) = 0,1; \quad (l) = 10.$$

$$l = \bar{l} \cdot (l) = 520 \text{ m}.$$

II. Mechanik und Wärme.

Bezeichnungen.

Q, Q' Durchflußvolumen.	p_t Sättigungsdruck des Wasserdampfes bei der Temperatur t .
G Gewicht.	p_d Teildruck des Wasserdampfes in der Luft.
γ spezifisches Gewicht.	B Barometerdruck in mm Quecksilbersäule (QS).
v, ν spezifisches Volumen.	B_{abs} Barometerdruck in at.
l Länge.	V Vakuum in mm Quecksilbersäule.
f, F, F_1, F_2 Querschnitt.	V_{abs} Vakuum in at.
D, d Durchmesser.	φ relative Luftfeuchtigkeit.
n Umdrehungszahl in Minute.	μ Ausflußkoeffizient.
T Zeit.	w Widerstandshöhe.
v Geschwindigkeit.	w_1, w'_1 Widerstandshöhe für 100 m gerade horizontale Rohrleitung.
g Beschleunigung der Schwerkraft = 9,81 m/sek ² .	w_2 Widerstandshöhe von Rohrkrümmern, Armaturen usw.
U Umfangskraft.	i Wärmehalt in kcal.
N Leistung.	R Gaskonstante.
$t, t', t_n, t_f, t_1, t_2$ Temperatur in °C.	ΔP Druckabfall in einer Rohrleitung in at.
f Temperatur eines feuchten Thermometers in °C.	ΔP_h Druckabfall in einer horizontalen Rohrleitung in at.
T absolute Temperatur in °C.	Δp Druckabfall für 100 m einer horizontalen Rohrleitung in at.
t'' Sättigungstemperatur des Wasserdampfes in °C.	ζ Widerstandskoeffizient.
h, h_g, H, H_0 Höhe, Höhenunterschied.	M Zähigkeitsmodul der Flüssigkeit in m ² /sek.
h_p Druckunterschied als Höhe einer Wassersäule (WS.).	ν Saurandkoeffizient.
h_v Geschwindigkeitshöhe.	
$p, p_{\text{abs}}, p_1, p_2$ absoluter Druck in at.	
$p_{\text{ü}}$ Überdruck in at.	
	$\lambda, \alpha, a, k, x, \Omega, J_1, J_2, \mathfrak{B}, \beta, c$ Hilfsgrößen.

Umfangsgeschwindigkeit und Umfangskraft.

Es ist

$$v = \frac{D \pi n}{60} \quad [D \text{ in m, } v \text{ in m/sek}] \quad (1)$$

und

$$U = \frac{75 N}{v} \quad [N \text{ in PS, } v \text{ in m/sek, } U \text{ in kg};] \quad (2)$$

diese beiden Gleichungen werden durch das Nomogramm N 3 dargestellt. Dasselbe besteht aus zwei Dreiskalensystemen mit einer gemeinsamen Skala. Die zueinandergehörigen Skalen werden durch verschiedenartige Beschriftung kenntlich gemacht. Die gemeinsame Skala (v) weist Ziffern in lichter Schrift auf. Es gehören zueinander

- I Teilnomogramm D, n und v ,
 II „ U, N und v .

Ist die Umfangskraft U aus den Größen D, n und N zu bestimmen, so benützt man das Nomogramm als ein Vierskalensystem mit Zapfenlinie; die Zapfenlinie ist in diesem Falle die v -Skala. Selbstverständlich kann man in ähnlicher Weise, wenn von den 5 in Betracht kommenden Größen N, v, U, n, D irgendwelche drei gegeben sind (die nicht einem Teilnomogramm angehören), die übrigen zwei ermitteln.

Beispiele. 1. Durchmesser der Riemenscheibe 700 mm, Umdrehungszahl 720 in der Minute. Riemengeschwindigkeit?

Wenn man $D = 700$ mit $n = 720$ verbindet, erhält man an der v -Skala:

$$v = 26,4 \text{ m/sek.}$$

2. Seilgeschwindigkeit $v = 30$ m/sek, $D = 3600$ mm, $N = 310$ PS. Umdrehungszahl und Umfangskraft gesucht.

Für $\bar{D} = 360^1$ und $\bar{v} = 3$ erhalten wir

$$\bar{n} = 158.$$

Es ist $(D) = 10$, $(v) = 10$, und aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren ersehen wir, daß für diesen Fall

$$(n) = 1$$

ist. Es ist also

$$n = \bar{n}(n) = 158.$$

Weiter entnehmen wir aus N 3

$$\text{für } \bar{v} = 3 \text{ und } \bar{N} = 30 \text{ ist } \bar{U} = 750,$$

$$(v) = 10, \quad (N) = 10,$$

$$(U) = 1,$$

$$U = 750 \text{ kg.}$$

3. Wie groß muß die Tourenzahl einer Scheibe von 500 mm Durchmesser gewählt werden, damit bei Übertragung von 30 kW die Umfangskraft 250 kg nicht überschreitet?

Für $N = 30$ kW, $U = 250$ erhalten wir auf der Zapfenlinie: $v = 12,25$. Dieser Punkt mit $D = 500$ verbunden, ergibt

$$n \geq 468.$$

Weitere Beispiele siehe S. 64 und 65.

Durchflußmenge und -geschwindigkeit. Geschwindigkeitshöhe.

Zwischen dem Volumen Q eines in einem Zeitabschnitt den Querschnitt F durchfließenden Mediums und seiner Durchflußgeschwindigkeit v besteht die Beziehung

$$Q = Fv \quad [F \text{ in m}^2, v \text{ in m/sek, } Q \text{ in m}^3/\text{sek}] \quad (3)$$

¹ Siehe Einleitung S. 4.

oder

$$Q = 60 F v \quad [F \text{ in m}^2, v \text{ in m/sek, } Q \text{ in m}^3/\text{min}] \quad (4)$$

oder

$$Q = 3600 F v \quad [F \text{ in m}^2, v \text{ in m/sek, } Q \text{ in m}^3/\text{st}]. \quad (5)$$

Falls der vom Medium durchflossene Querschnitt kreisförmig ist (Durchmesser d), so ist

$$F = \frac{\pi}{4} d^2. \quad (6)$$

Der Erzeugung der Geschwindigkeit v entspricht ein Aufwand h an Druckhöhe (Geschwindigkeitshöhe), der aus der Gleichung

$$h_v = \gamma \frac{v^2}{2g} \quad [h_v \text{ in kg/m}^2, \gamma \text{ in kg/m}^3, v \text{ in m/sek}] \quad (7)$$

bestimmt wird. Ist das fließende Medium Wasser, wofür wir angenähert (siehe Zahlen-
tafel 8, S. 25) $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$ setzen können, so erhält man mit Berücksichtigung der Beziehung

$$1 \text{ kg/m}^2 = 1 \text{ mm W.S.},$$

aus Gl. (7):

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad [h_v \text{ in m, } v \text{ in m/sek}]. \quad (8)$$

Aus den Gleichungen (3) und (7) erhält man

$$Q = F \sqrt{2g \frac{h_v}{\gamma}} \quad [Q \text{ in m}^3/\text{sek, } F \text{ in m}^2, h_v \text{ in kg/m}^2, \gamma \text{ in kg/m}^3], \quad (9)$$

und für Wasser:

$$Q = F \sqrt{2g h_v} \quad [Q \text{ in m}^3/\text{sek, } F \text{ in m}^2, h_v \text{ in m}]. \quad (10)$$

Multipliziert man schließlich die Gleichungen (9) und (10) mit γ , so erhält man, wenn man das Gewicht des in der Zeiteinheit durchfließenden Mediums mit G bezeichnet:
für beliebige Flüssigkeit (oder Gas)

$$G = F \sqrt{2g h_v \gamma} \quad G \text{ in kg/sek, } F \text{ in m}^2, h_v \text{ in kg/m}^2, \gamma \text{ in kg/m}^3] \quad (11)$$

und für Wasser

$$G = F \sqrt{2g h_v} \quad [\text{numerisch richtig für } G \text{ in t/sek, } F \text{ in m}^2, h_v \text{ in m}]. \quad (12)$$

Die Gleichungen (3) und (5) bis (12) werden durch das

Nomogramm N 4

dargestellt. Dasselbe besteht aus einem Dreiskalensystem, wobei jede Skala als Doppelskala ausgebildet ist und außerdem 3 Skalen doppelte Bezifferung aufweisen. Die erste Skala gibt uns den Zusammenhang zwischen F (cm²) und d (cm), die zweite (aufrechtstehende Ziffern) zwischen Q L/sek und Q m³/st bzw. (Kursivziffern) zwischen G kg/sek und G t/st, die dritte zwischen v m/sek und $\frac{h_v}{\gamma}$ mm W.S. (aufrechtstehende Bezifferung) bzw. für $\gamma = 1$, also für Wasser, zwischen v und h . Die an dieser Skala für $\frac{h_v}{\gamma}$ abgelesenen Zahlen müssen also für ein beliebiges Medium erst mit dessen spezifischem Gewicht γ kg/L multipliziert werden, um die Druckhöhe h mm W.S. zu erhalten, welche nötig ist, um die Durchflußgeschwindigkeit v zu erzeugen.

Die Gleichungen (11) und (12) werden mittels des N 4 ausgewertet, indem man die Kursiv-Bezifferung an der zweiten und dritten Skala verwendet. Die an dieser letzten Skala abgelesenen Werte stellen jedoch dann die Produkte $h_v \gamma$ dar und müssen somit durch das spezifische Gewicht γ kg/L dividiert werden, um die Druckhöhe h mm W.S. zu liefern. Für Wasser stellen sie direkt die h -Werte dar. Es sei noch besonders darauf hingewiesen, daß man die aufrechtstehenden und Kursivziffern (also die Werte für v und für $h_v \gamma$) an der dritten Skala nicht in Zusammenhang bringen darf. Nach Gesagtem dürfen also in Zusammenhang gebracht werden: die Bezifferung in lichter Schrift (F , d) mit den Kursivlettern an den Skalen G und $h_v \gamma$, bzw. die Bezifferung in lichter Schrift (F , d) mit den aufrechtstehenden Lettern an den Skalen Q und v , $\frac{h_v}{\gamma}$.

Beispiel 1. Eine Zentrifugalpumpe liefert 50 m^3 Wasser pro Stunde durch eine Rohrleitung von 80 mm l. W. Wie groß ist die Geschwindigkeit und die Geschwindigkeitshöhe?

Für $Q = 50 \text{ m}^3/\text{st}$ und $d = 8 \text{ cm}$ erhalten wir aus N 4

$$v = 2,76 \text{ m/sek}; \quad h = 390 \text{ mm}.$$

Beispiel 2. Ein Ventilator saugt durch eine Mündung von $20 \times 20 \text{ cm}^2$ die Luftmenge von $55 \text{ m}^3/\text{min}$. Die Lufttemperatur beträgt 20°C , und der Barometerdruck ist 750 mm . Wie groß ist die Luftgeschwindigkeit und die für ihre Erzeugung notwendige Druckhöhe?

Aus N 11 finden wir für $B = 750$ und $t = 20^\circ \text{C}$

$$\gamma = 1,19 \text{ kg/m}^3.$$

Es ist

$$F = 400, \quad Q = 55 \cdot 60 = 3300 \text{ m}^3/\text{st}.$$

Wir wählen

$$(F) = 1, \quad (Q) = 10$$

und erhalten für

$$\bar{F} = 400, \quad \bar{Q} = 330;$$

$$\bar{v} = 2,29.$$

nachdem

$$(v) = 10$$

ist (siehe Tabelle für Proportionalitätsfaktoren), ergibt sich

$$v = 22,9 \text{ m/sek}.$$

Gleichzeitig erhalten wir

$$\frac{\bar{h}_v}{\gamma} = 268 \text{ mm} \quad \text{und} \quad \left(\frac{h_v}{\gamma}\right) = 100.$$

Es ist somit

$$h_v = 268 \cdot 100 \cdot 1,19 = 31900 \text{ mm} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 31,9 \text{ mm W. S.}$$

Beispiel 3. Anstatt der im Beispiel 2 errechneten Druckhöhe von $31,9 \text{ mm}$ steht zur Verfügung $h = 50 \text{ mm W. S.}$ Wie groß wird für dieselbe die sekundliche Luftmenge in kg sein?

Es ist

$$\gamma h_v = 50 \cdot 0,001 \cdot 1,19 = 0,0595 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{L};$$

wir wählen

$$(\gamma h_v) = 0,01, \quad \bar{\gamma h_v} = 5,95.$$

Für diese Werte und für $F = 400$ erhalten wir (mittlere Skala, Kursivziffern)

$$\bar{G} = 13,7$$

und

$$(G) = 0,1.$$

Es ist somit

$$G = 1,37 \text{ kg/sek}.$$

Beispiel 4. Welche Dampfmenge kann in einer Stunde durch eine Rohrleitung von 150 mm l. W. hindurchgeleitet werden, wenn die Dampfgeschwindigkeit 50 m/sek beträgt? Dampfdruck $8,3 \text{ at abs}$, Dampftemperatur 260°C .

Aus K 2 finden wir (s. S. 34)

$$\gamma = 3,4 \text{ kg/m}^3.$$

Nachdem die Skalen für v und $h_v \gamma$ nicht in direkten Zusammenhang gebracht werden dürfen, schlagen wir den folgenden Weg ein:

$$d = 15; \quad (d) = 1; \quad \bar{v} = 5; \quad (v) = 10.$$

$$\bar{Q} = 318; \quad (Q) = 10;$$

$$Q = 3180 \text{ m}^3/\text{st}.$$

$$G = 3180 \cdot 3,4 = 10800 \text{ kg/st}.$$

Wir können auch vorgehen wie folgt:

Dem Wert $v = 50$ entspricht

$$\frac{h_v}{\gamma} = 1274 \cdot 100 \text{ mm W.S.} \cdot \frac{L}{\text{kg}}.$$

Es ist somit

$$h_v \gamma = \frac{h}{\gamma} \gamma^2 = 127400 \cdot (0,0034)^2 = 1,473 \text{ mm W.S.} \cdot \frac{\text{kg}}{L}.$$

Für diesen Wert und für $d = 15$ erhalten wir (Kursivziffern):

$$G = 10,8 \text{ t/st.}$$

Ausflußmenge und Entleerungszeit.

Die sekundliche Wassermenge Q' , die durch eine im Boden eines Behälters befindliche Öffnung f unter Druck der unveränderlichen Wassersäule h_g ausfließt, ist

$$Q' = \mu f \sqrt{2g h_g} \quad [f \text{ in m}^2, h_g \text{ in m, } Q \text{ in m}^3/\text{sek}], \quad (13)$$

wobei μ der Ausflußkoeffizient ist. Die Auswertung dieser Gleichung kann mittels N 4 vorgenommen werden, das die Gleichung

$$Q = f \sqrt{2g h_g} \quad (14)$$

darstellt (siehe S. 14). Es ist also

$$Q' = \mu Q. \quad (15)$$

Der Wert von μ für Wasser hängt stark von der Beschaffenheit der Bodenöffnung ab. Für eine scharfkantige kreisförmige Öffnung im Boden des Gefäßes (ohne Ansatzstücke) ist

$$\mu = 0,63.$$

Durch ein an der Öffnung angebrachtes Ansatzstück läßt sich dieser Wert beträchtlich steigern. Er beträgt

für ein Ansatzstück nach Abb. 1	(jedoch im Boden des Behälters)	$\mu = 0,82,$
..	$\mu = 0,88,$
..	$\mu = 0,95 \text{ bis } 0,98,$
..	$\mu = 0,54,$
..	$\mu = 0,50$

(stärkste Strahlkontraktion).

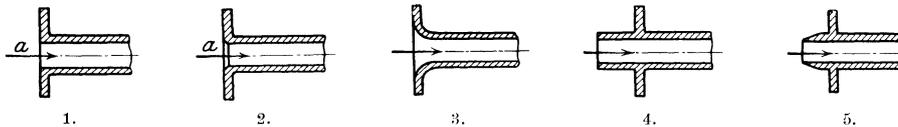


Abb. 1—5. Verschiedene Formen der Ansatzstücke.

Die Entleerungszeit eines prismatischen Behälters ohne Wasserzufluß von außen ist gleich der doppelten Ausflußzeit derselben Wassermenge aus derselben Öffnung bei unveränderlicher Höhe h_g . Bezeichnen wir mit F den Querschnitt des Behälters, so ist die Entleerungszeit T

$$T = \frac{2h_g F}{Q'} \quad [T \text{ in sek, } h_g \text{ in m, } F \text{ in m}^2, Q \text{ in m}^3/\text{sek}] \quad (16)$$

oder

$$T = \frac{2h_g F}{\mu f \sqrt{2g h_g}}. \quad (17)$$

Am bequemsten für die Berechnung von T ist die Gl. (16) unter Zuhilfenahme des Nomo-grammes N 4).

Durchfluß von Wasser durch Rohrleitungen.

Die Widerstandshöhe einer geraden horizontalen Rohrleitung.

Bewegt sich durch eine Rohrleitung eine ideelle (reibungslöse) Flüssigkeit, so ist zur Erzeugung ihrer Geschwindigkeit v ein Flüssigkeitsdruck notwendig, der auch als Flüssigkeitssäule aufgefaßt werden kann. Die Höhe h_v dieser Flüssigkeitssäule ist

$$h_v = \frac{v^2}{2g}\gamma,$$

wobei $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$ und γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit ist. h_v wird auch Geschwindigkeitshöhe genannt. Der Strömung einer wirklichen Flüssigkeit stellen sich verschiedene

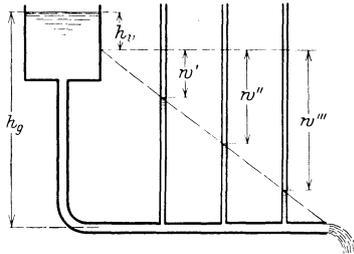


Abb. 6. Geschwindigkeits- und Widerstandshöhe.

energieverzehrende Widerstände entgegen, die durch die Zähigkeit und Dichte der Flüssigkeit, durch die Form und Rauheit der Rohrleitung verursacht sind und demnach auch von der Größe (Durchmesser und Länge) der Leitung und von der Geschwindigkeit der Flüssigkeit abhängig sind. Diese Widerstände werden ebenfalls durch eine Flüssigkeitssäule ausgedrückt und mit w bzw. $\sum w$ bezeichnet (Widerstandshöhe).

Geschieht die Bewegung des Wassers durch den Druck einer Wassersäule (etwa die Höhe h_g bis zur Wasseroberfläche eines hochgelegenen Behälters, Abb. 6) und ist die Widerstandshöhe des bereits durchströmten Teiles der Rohrleitung

gleich w , so ist der wirkliche durch ein Manometer nachweisbare Druck in jedem Punkte der Rohrleitung gleich $h_g - w - h_v$.

Wir schreiben für eine horizontale Rohrleitung

$$w = \zeta \frac{v^2}{2g}\gamma \quad (18)$$

und setzen für einen geraden Rohrleitungsstrang von der Länge l und Durchmesser d

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}. \quad (19)$$

Der Koeffizient λ ist nach neueren Versuchen von der Zähigkeit der Flüssigkeit, von der Rauheit der Wand und vom Produkt vd abhängig. Aus den verschiedenen Formeln, die sich auf umfangreiche Messungen stützen und diese Abhängigkeit zum Ausdruck bringen, greifen wir die Formel von Flamant und Blasius

$$\lambda = \frac{a}{\sqrt[4]{vd}} \quad (20)$$

für Wasser von 15° C , und die ältere ebenfalls für Wasser aufgestellte Formel von Lang:

$$\lambda = \alpha + 10 \sqrt{\frac{\pi M}{vd}} \quad (\text{für } d \geq 5 \text{ cm}) \quad (21)$$

heraus.

Wird in die Gleichung (20) der Wert von v aus

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \quad (22)$$

eingesetzt, so erhält man nach einer Umformung und Eliminierung von ζ und λ aus den Gl. (18), (19) und (20), wenn wir

$$a = 0,018, \quad l = 100 \text{ m}$$

setzen, die Gleichung

$$w_1 = 264,63 \frac{Q^{\frac{7}{19}}}{d^{\frac{7}{19}}} \quad [Q \text{ in m}^3/\text{st}, d \text{ in cm}, w_1 \text{ in m für 100 lauf. m der Rohrleitung}], \quad (23)$$

die durch das Nomogramm N 5 dargestellt ist. Dasselbe besteht aus einem Dreiskalensystem

mit den Skalen für w_1 , Q und d , wobei die Q -Leiter als Doppelskala ausgebildet ist und Werte Q in m^3/st und in L/sek angibt.

Fällt der Schnittpunkt der Verbindungslinie der gegebenen Punkte d und Q mit der w_1 -Skala ungünstig aus, so verfährt man wie folgt. Man verbindet miteinander durch eine Gerade die Punkte xQ und xd , wobei x so gewählt ist, daß der Schnittpunkt dieser Geraden mit der w_1 -Skala günstig ausfällt. Ergibt sich auf der letzteren nunmehr der Wert w_1 , so ist derselbe x^3 mal zu klein, d. h. der richtige Wert von w_1 ist gleich

$$w_1 \cdot x^3.$$

Dasselbe Verfahren kann auch reziprok angewendet werden. Wird z. B. Q gesucht, und fällt der Schnittpunkt der Verbindungslinie $d-w$ mit der Q -Skala außerhalb der Zahlentafel aus, so verbindet man dx mit wx^3 . Der erhaltene Wert Q' wird x mal zu groß sein, d. h. der richtige Wert von Q ist gleich

$$\frac{Q'}{x}.$$

Nachdem w_1 in Gl. (23) die Widerstandshöhe für eine 100 m lange Rohrleitung ist, erhalten wir die Widerstandshöhe w für die Rohrleitungslänge l aus

$$w = w_1 \frac{l}{100}. \quad (24)$$

Der Wert

$$a = 0,018 \quad (25)$$

entspricht den mittleren in der Praxis auftretenden Rauheitsverhältnissen der Rohrleitung (gebrauchte Rohre aus Eisen und Stahl). Für andere Verhältnisse ist a entsprechend zu wählen, etwa

$$a' = 0,012 \text{ bis } 0,022; \quad (26)$$

die Widerstandshöhe w_1 bzw. w ist dann mit

$$\frac{a'}{0,018}$$

zu multiplizieren. Es empfiehlt sich jedoch, auch bei neuen glatten Rohren mit $a = 0,018$ zu rechnen, nachdem zu erwarten ist, daß sich im Betriebe eine gewisse Rauheit einstellen wird. (Handelt es sich um die Berechnung der Druckhöhe einer Pumpe, so bedingt der Aufschlag auf die Widerstandshöhe eine Reserve im Antriebsmotor der Pumpe.) Hat sich im Rohr eine gleichmäßige Schleimschicht gebildet, so ist ihre Dicke vom Radius des Rohres zu subtrahieren. Je nach der Qualität des im Rohre fließenden Wassers ist die Stärke der Kruste verschieden, in besonderen Fällen kann letztere den Durchflußquerschnitt sehr beträchtlich vermindern. Ganz besonders erhöhen jedoch den Wert von a ungleichmäßige Krusten, Anrostungen und Höcker, die die Reibung der Flüssigkeit an den Wänden in großem Maße steigern.

Die Ungewißheit, die die unbekanntenen Rauheitsverhältnisse der Rohrleitungen hervorrufen, führt dazu, daß man den aus Formeln oder Zahlentafeln errechneten Wert der Widerstandshöhe nicht als einen präzisen, sondern nur als einen Näherungswert betrachten darf. Wie nahe dieser dem genauen Wert kommt, hängt vollkommen von der richtigen Schätzung der Rauheit der Rohrwand ab. (Von Einfluß sind ebenfalls: die Häufigkeit der Flanschen bzw. Muffen, die Ausführung der Rohrverbindungen, die Beschaffenheit des Wassers u. a. m.)

In der Gl. (21) kann man für mittlere Rauheitsverhältnisse

$$\alpha = 0,02 \quad (27)$$

und für Wassertemperatur von 15°C

$$\sqrt[3]{\pi M} = 0,0018 \quad (28)$$

setzen, so daß man für 100 m Rohrleitungslänge den Wert

$$w_1 = \left(2 + \frac{1,8}{\sqrt{vd}}\right) \frac{v^2}{d} \frac{1}{2g} \quad [d \text{ in cm, } v \text{ in m/sek, } g = 9,81, w_2 \text{ in m}] \quad (29)$$

für die Widerstandshöhe erhält. Setzt man in diese Gleichung den Wert von v aus Gl. (3)

und (6) ein, so folgt nach einer Umformung

$$w_1 = \left(127,51 + 61,02 \sqrt{\frac{d}{Q}} \right) \frac{Q^2}{d^3} \quad \left[Q \text{ in } \frac{\text{m}^3}{\text{st}}, d \text{ in cm, } w_1 \text{ in m} \right], \quad (30)$$

oder wenn man die Bezeichnung

$$\Omega = \frac{Q}{d} \quad (31)$$

einführt,

$$w_1 = \left(127,51 + \frac{61,02}{\sqrt{\Omega}} \right) \frac{\Omega^2}{d^3} \quad \left[\Omega \text{ in } \frac{\text{m}^3}{\text{st} \cdot \text{cm}}, d \text{ in cm, } w_1 \text{ in m} \right]. \quad (32)$$

Diese Gleichung ist durch das Nomogramm N 6 dargestellt (Dreiskalensystem; Skalen für w_1 , d und $\Omega = \frac{Q}{d}$). Bildet die Verbindungslinie zwischen den Punkten Ω und d keinen günstigen Schnitt mit der W_1 -Skala, so kann man folgendermaßen verfahren: man verbindet denselben Punkt Ω wie früher mit einem solchen Punkt $d_1 = xd$, daß der Schnittpunkt mit der w_1 -Skala günstig ausfällt; erhält man auf diese Weise auf der w_1 -Skala den Wert w_1 , so ist der richtige Wert von w_1 gleich

$$w_1 \cdot x^3.$$

Den Wert der Widerstandshöhe für eine l Meter lange Rohrleitung erhält man wie früher aus Gl. (24).

Da im Nomogramm N 6 d in zwei Skalen enthalten ist, ist die Anwendung dieses Nomogrammes nur dann bequem, wenn d bekannt ist. Ist d unbekannt, so wird es sich empfehlen, dasselbe aus N 5 zu berechnen und N 6 zur Nachrechnung zu verwenden; anderenfalls muß ein Wert von d_1 angenommen werden, aus $\frac{Q}{d_1}$ und w_1 ist ein neuer Wert von $d = d_2$ zu bestimmen, und da im allgemeinen $d_1 \neq d_2$ ist, muß die Diskrepanz zwischen diesen beiden Werten durch geeignete weitere Annahmen zum Verschwinden gebracht werden.

Die aus den beiden Nomogrammen N 5 und N 6 berechneten Werte von w weichen voneinander für gewisse Verhältnisse ziemlich beträchtlich ab. Diese Abweichung ist von dem Wert $\frac{Q}{d}$ abhängig; sie beträgt für kleine (0,1 bis 0,5 m³/st/cm) und für sehr große Werte von $\frac{Q}{d}$ (50 m³/st/cm) bis 35%. Für mittlere Werte von $\frac{Q}{d}$ (7 bis 20 m³/st/cm) beträgt der Unterschied weniger als 10%. Für kleine Werte $\frac{Q}{d}$ ist w_1 nach N 6 kleiner als nach N 5; für große Werte von $\frac{Q}{d}$ gibt N 6 größere Werte für w_1 als N 5. N 6 ist für niedrige Werte von d (4 bis 5 cm) nicht geeignet; N 5 gibt für große Durchmesser und große Geschwindigkeiten zu niedrige Werte von w_1 .

Beispiel 1. Wie groß ist die Widerstandshöhe einer 100 m langen geraden horizontalen Rohrleitung von 70 mm Durchmesser bei einer durchfließenden Wassermenge $Q = 50 \text{ m}^3/\text{st}$?

N 5 ergibt für $d = 7$, $Q = 50$:

$$w_1 = 24,1 \text{ m},$$

N 6 ergibt für $d = 35$, $\frac{Q}{d} = 7,14$ (dabei ist also $x = 5$):

$$w_1 = 0,18;$$

folglich ist

$$w_1 = 5^3 \cdot 0,18 = 22,5 \text{ m}.$$

Die gesuchte Widerstandshöhe beträgt rund 23 m.

Beispiel 2. Wie groß ist die Widerstandshöhe einer 40 m langen horizontalen Rohrleitungsstrecke von 1'' l. W., durch welche die Wassermenge 1,5 L/sek hindurchfließt?

Aus N 5 finden wir für

$$Q = 2 \cdot 1,5 \text{ L/sek} \quad \text{und} \quad d = 2 \cdot 2,54 \text{ cm};$$

$$w_1 = 7,6 \text{ m};$$

somit ist

$$w_1 = 2^3 \cdot 7,6 = 60,8 \text{ m}$$

und

$$w_1 = 0,4 \cdot 60,8 = 24,3 \text{ m.}$$

Beispiel 3. Eine mittels Piezometerröhren ausgeführte Messung der Widerstandshöhe an zwei voneinander um 5 m entfernten Punkten einer Rohrleitung von 100 mm l. W. hat bei $Q = 18 \text{ L/sek}$ den Wert von $w = 44 \text{ cm}$ ergeben. Wie groß ist der Rauheitskoeffizient a der Rohrleitung [Gl. (26)].

Aus N 5 finden wir für $d = 10 \text{ cm}$ $Q = 18 \text{ L/sek}$

$$w_1 = 7,0 \text{ m,}$$

folglich ist

$$w_1 = 0,05 \cdot 7,0 = 0,35 \text{ m.}$$

Nachdem der wirkliche Wert von $w = 0,44 \text{ m}$ beträgt, ist

$$a = \frac{0,44}{0,35} 0,018 = 0,0226,$$

ein hoher Wert, der auf starke Inkrustierung der Rohrleitung schließen läßt.

Widerstandshöhe von Rohrkrümmern, Armaturen usw.

Die in einer Rohrleitung befindlichen Krümmern, Armaturen usw. bewirken eine Erhöhung des sich dem Wasserstrom entgegenstellenden Widerstandes. Dieser Widerstand kann ebenso wie auf S. 18 durch eine Flüssigkeitssäule w_2 (Widerstandshöhe) ausgedrückt werden, und es ist für Wasser

$$w_2 = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad [v \text{ in m/sek, } g = 9,81, w_2 \text{ in m}], \quad (33)$$

wobei ζ ein Koeffizient ist, der von der besonderen Krümmung oder dem durch eine Armatur bedingten Hindernis abhängig ist. Setzt man in diese Gl. (33) den Wert von v aus Gl. (22) ein, so folgt

$$\zeta Q^2 = 1,5685 w_2 d^4 \quad [Q \text{ in m}^3/\text{st, } d \text{ in cm, } w_2 \text{ in m}], \quad (34)$$

eine Gleichung, die durch das

Nomogramm N 7

dargestellt ist. Dasselbe besteht aus einem Vierskalensystem (Skalen für ζ , Q , w_2 und d) mit Zapfenlinie, wobei die zugehörigen Skalenpaare durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht sind. Die Skala für Q ist als Doppelskala ausgeführt; sie liefert die Werte von Q in m^3/st und in L/sek ausgedrückt.

Beispiele siehe unten S. 23.

Der Wert des

Widerstandskoeffizienten ζ

wird aus folgenden Tabellen und Formeln gewonnen.

1. Bogenstück (Abb. 7). (Nach Weisbach.)

$$\zeta = 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}. \quad (35)$$

Der hier angegebene Wert von ζ gibt nur die Vergrößerung der Widerstandshöhe gegenüber derjenigen einer geraden Leitung an. Er ist von der Länge des Bogens unabhängig; dieselbe muß zur geraden Rohrleitungsstrecke hinzugerechnet werden.

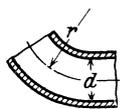


Abb. 7.

$\frac{d}{r} = 0,1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta = 0,13$	0,13	0,13	0,14	0,14	0,16	0,18	0,20	0,24	0,29
$\frac{d}{r} = 1,1$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\zeta = 0,35$	0,43	0,53	0,66	0,79	0,96	1,15	1,41	1,64	1,98

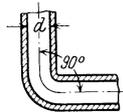


Abb. 8.

2. Scharfkantiges Kniestück (Abb. 8). 90°. (Nach Brabbée.)

$d = 15$	20	25	30	35	40	45	50 mm
$\zeta = 1,7$	1,58	1,3	1,17	1,08	0,98	0,9	0,82

3. T-Stücke. (Nach Brabbée.)

In der Durchgangsrichtung . . . $\zeta = 1,0$,
 „ „ Abzweigungsrichtung . . . $\zeta = 1,5$,
 Für den Zusammenlauf. . . . $\zeta = 3,0$.

4. Einlaufstücke. (Nach Weisbach.)

- Abb. 1: Einlaufkante a scharfkantig . . . $\zeta = 0,5$,
- „ 2: „ „ a gebrochen $\zeta = 0,25$,
- „ 3: Je nach Glätte der Wandung . . $\zeta = 0,06$ bis $0,01$,
- „ 4: Winkel an der Einlaufkante 90° . $\zeta = 0,56$,
- „ 5: Messerscharfe Einlaufkante . . . ζ bis $3,0$ (stärkste Einschnürung).

5. Zentrale Rohrerweiterung. Plötzliche zentrale Erweiterung (Abb. 9).

$$\zeta_2 = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2$$

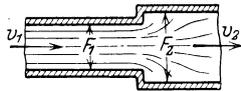


Abb. 9. Plötzliche zentrale Rohrerweiterung.

$\frac{F_2}{F_1} = 10$	9	8	7	6	5	4,5	4	3,5	3
$\zeta_2 = 81$	64	49	36	25	16	12,25	9	6,25	4
$\frac{F_2}{F_1} = 2,8$	2,6	2,5	2,4	2,2	2	1,8	1,6	1,5	1,4
$\zeta_2 = 3,24$	2,56	2,25	1,96	1,44	1	0,64	0,36	0,25	0,16
$\frac{F_2}{F_1} = 1,3$	1,25	1,2	1,15	1,1					
$\zeta_2 = 0,09$	0,06	0,04	0,02	0,01					

Hierbei ist ζ_2 auf den größeren Durchmesser d_2 des Rohres (d. h. nach der Erweiterung) bezogen.

Bei der allmählichen Erweiterung mit günstigem Erweiterungswinkel (8° bis 10°) betragen die Widerstandskoeffizienten $0,15$ bis $0,20$ von obigen Werten für ζ_2 (glatte Wandung vorausgesetzt).

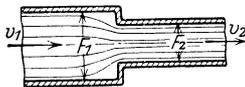


Abb. 10. Plötzliche zentrale Rohrverengung.

6. Zentrale Rohrverengung. Plötzliche zentrale Verengung (Abb. 10).

$\frac{F_2}{F_1} = 0,01$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_2 = 0,50$	0,46	0,42	0,37	0,33	0,28	0,23	0,18	0,13	0,07	0,0

Hierbei ist ζ_2 auf den kleineren Durchmesser d_2 des Rohres (d. h. nach der Verengung) bezogen.

Allmähliche Verengung:

$$\zeta = 0,06 \text{ bis } 0,005 \quad (\zeta \text{ um so kleiner, je größer } d \text{ und } Q).$$

7. Saugkorb mit Rückschlagklappe.

$d = 4$	5	6	7,5	10	12,5	15	20	25	30	40	50	60	70 cm
$\zeta = 12$	10,3	9,3	8,2	7,2	6,7	6	5,1	4,3	3,7	2,9	2,5	2,2	1,7

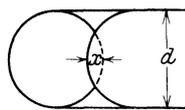


Abb. 11. Absperrschieber.

8. Absperrschieber (Abb. 11).

x	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ζ	0,05	0,1	0,5	1,0	1,8	3,0	7,0	15	51

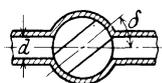


Abb. 12. Absperrhahn.

9. Absperrhahn (Abb. 12).

δ	5	10	20	30	40	45	50
ζ	0,05	0,3	1,6	5,2	17	31	53

Ventile, nicht ganz offene Hähne oder Schieber sind wegen großem ζ zu vermeiden.

Beispiele zur Anwendung des Nomogrammes N 7.

Beispiel 1. In einer horizontalen Rohrleitung von 80 mm l. W. befinden sich 3 Bogenstücke mit $\frac{d}{r} = 0,2$, ein scharfkantiges Kniestück (90°) und ein Absperrschieber. Wie groß ist die Widerstandshöhe bei offenem Schieber und der Wasserdurchflußmenge $Q = 50 \text{ m}^3/\text{st}$.

Wir finden

$$\zeta = 3 \cdot 0,13 + 0,8 = 1,19$$

und aus N 7

$$w_2 = 0,46 \text{ m.}$$

Beispiel 2. Für eine Rohrleitung mit $d = 4 \text{ cm}$ und $Q = 20 \text{ m}^3/\text{st}$ ist der Widerstandskoeffizient $\zeta = 10,0$ errechnet worden. Wie groß ist die Widerstandshöhe w_2 ?

Wenn wir mit den angegebenen Werten rechnen, erhalten wir einen Schnittpunkt mit der w_2 -Skala, der außerhalb der Zahlentafel liegt. Wir wählen deshalb

$$(\zeta) = 10, \quad (Q) = 1$$

und erhalten für $\bar{\zeta} = 1 \quad \bar{Q} = 20$

$$\bar{w}_2 = 0,99,$$

weilers aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren

$$(w_2) = 10,$$

somit

$$w_2 = 9,9 \text{ m.}$$

Berechnung der Wasserrohrleitungen.

Um in einer Rohrleitung einen Wasserstrom zustande zu bringen, muß auf das Wasser eine Druckkraft ausgeübt werden, die sämtliche Widerstände in der Leitung kompensiert und in derselben eine Wassergeschwindigkeit erzeugt. Diese Widerstände (die durch Flüssigkeitssäulen ausgedrückt werden) sind

a) der geometrische Höhenunterschied $\pm h_g$ zwischen dem Ort der Druckerzeugung (Pumpe, ein unter Druck stehendes Reservoir) und der Ausflußstelle,

b) der Druckunterschied $\pm h_p$ (in Meter Wassersäule) zwischen dem absoluten Druck an der Stelle der Druckerzeugung (Pumpe, Reservoir) und dem absoluten Druck an der Ausflußstelle,

c) der Bewegungswiderstand (Widerstandshöhe) w_1 in den geraden Leitungsstrecken,

d) der Bewegungswiderstand (Widerstandshöhe) w_2 der in der Leitung eingebauten Rohrkrümmer, Kniestücke, Schieber usw.,

e) der Anteil h_v der Druckkraft, die zur Erzeugung der Geschwindigkeit dient (Geschwindigkeitshöhe).

Es ist somit die aufzuwendende Druckhöhe

$$H = \pm \gamma h_g \pm h_p + \sum w_1 + \sum w_2 + h_v \quad [H, h, w \text{ in m W.S.}, \gamma \text{ in kg/L}]. \quad (36)$$

Geschieht die Wasserförderung durch ein offenes Reservoir, so ist sinngemäß, nachdem h_g nunmehr nicht als ein Widerstand, sondern motorisch wirkt,

$$\gamma h_g = \pm h_p + \sum w_1 + \sum w_2 + h_v. \quad (37)$$

Wir führen die Bezeichnung

$$H_0 = H \pm \gamma h_g \pm h_p \quad (38)$$

ein und erhalten allgemein

$$H_0 = \sum w_1 + \sum w_2 + h_v. \quad (39)$$

Die Größen h_g und h_p sind direkt durch die Lage und Art der betreffenden Leitung bestimmt (sie können positive oder negative Werte annehmen). Zur Berechnung von w_1 dient N 5 und N 6 (S. 18ff.), w_2 kann man aus N 7 (S. 21ff.) berechnen, schließlich wird h_v mit Hilfe von N 4 (S. 15) ermittelt.

Bei der Berechnung geht man stets von der bekannten Lage und Anordnung der Leitung aus. Die Größen h_g und h_p sind somit von vornherein gegeben. Es handelt sich nun darum, für gegebene zwei von den drei Größen H_0 , d und Q die unbekannt dritte zu bestimmen. Es ergeben sich folgende Fälle:

I. Gegeben Q und d , gesucht H_0 .

Man bestimmt (wie oben angegeben) w_1 , w_2 und h_v und erhält aus Gl. (39) das gesuchte H_0 .

II. Gegeben d und H_0 , gesucht Q .

Es wird ein plausibel erscheinender Wert Q' angenommen und mittels d und Q' wie oben bei I. die Druckhöhe H_0' berechnet. Im allgemeinen wird $H_0' \neq H_0$ sein. Man sucht dann durch geeignete neue Annahmen, Q'' usw., den Unterschied $H_0' - H_0$ kleiner und schließlich $= 0$ werden zu lassen. Als Anhaltspunkt für die erste Annahme von Q' kann man $H_0 = w_1$ setzen und mit dem aus N 5 zu w_1 und d ermittelten Wert von Q' rechnen.

III. Gegeben Q und H_0 , gesucht d .

Das Verfahren ist dasselbe wie oben bei II. mit dem Unterschied, daß jetzt anstatt Q' ein Wert d' angenommen werden muß.

Die Bestimmung der charakteristischen Kurve einer Rohrleitung, d. h. der Kurve

$$H = f(Q) \quad (40)$$

ist in der Weise vorzunehmen, daß man für verschiedene Werte von Q die entsprechenden Werte von H ermittelt und die Kurve punktweise konstruiert. Nachdem hier d als bekannt anzusehen ist, fällt diese Berechnung unter I.

Staurandberechnung bei Mengenummessungen¹.

Beim Durchfluß eines Mediums durch eine in einen Leitungszug mit dem Durchmesser D eingebaute Stauscheibe findet am Rand derselben (Durchmesser d) eine Kontraktion statt, die sich in der Einführung des Koeffizienten k (Kontraktionszahl) ausdrückt. Es ist nun

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} k \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} \quad [Q \text{ in m}^3/\text{sek}, d \text{ in m}, h \text{ in mm W. S.}, \gamma \text{ in kg/m}^3], \quad (41)$$

und

$$G = \frac{\pi d^2}{4} k \sqrt{2gh\gamma} \quad [G \text{ in kg/sek}, \text{sonst wie in Gl. (41)}]. \quad (42)$$

Dabei ist k eine Funktion des Verhältnisses $\frac{d}{D}$ und des Durchmessers der Rohrleitung D , h ist die Differenz zwischen dem in der Leitung vorhandenen und dem an dem Staurand auftretenden Druck, γ das spezifische Gewicht des durchfließenden Mediums. Wir können diese beiden Gl. (41) und (42) auch wie folgt schreiben:

$$Q = v \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} \quad [Q \text{ in m}^3/\text{sek}, h \text{ in mm W. S.}, \gamma \text{ in kg/m}^3, v \text{ in m}^2], \quad (43)$$

$$G = v \sqrt{2gh\gamma} \quad [G \text{ in kg/sek}, \text{sonst wie in Gl. (43)}], \quad (44)$$

wobei v wiederum eine Funktion von $\frac{d}{D}$ und D ist, die durch die Kurvenschar der Tafel K 1 dargestellt ist. Zur Berechnung dieser Tafel sind die Werte von k nach Kretzschmer und Jakob für die ringförmige Druckentnahme verwendet². Diese Gleichungen sind mit den Gl. (9) und (11) auf S. 15 vollkommen identisch, wenn man in die letzteren anstatt F die Größe v einsetzt. Wir können somit zur Auswertung der Gleichungen (43) und (44) das Nomogramm N 4 benützen.

¹ Der immer größer werdenden Verbreitung der Mengenummessungen mittels Stauscheiben in Betrieben Rechnung tragend, wurde auch diese Berechnung hier aufgenommen, die sich an schon vorhandene Nomogramme anschließt.

² Siehe z. B. Rundschreiben Nr. 267 der Wärmestelle Düsseldorf vom Jahre 1927, Tafel 4.

1. Wird bei einer Messung der Differenzdruck h (mittels Manometer oder ähnlichem) gefunden und will man die Menge Q bzw. G berechnen, so bestimmt man für gegebene $\frac{d}{D}$ und D aus K 1 den Wert von ν und benützt dann N 4, in welchem man ν an Stelle von F setzt. (K 1 gibt direkt ν in cm^2 an, so daß man ohne Umrechnung die F -Skala des N 4 benutzen kann.) γ wird für Wasser = 1 gesetzt, für Luft aus N 11, für Dampf aus K 2 bestimmt.

2. Wünscht man bei angenommenem Differenzdruck h (z. B. bei gegebenem bestimmtem Differentialmanometer, das zur Messung von h verwendet werden soll) den Stauranddurchmesser zu berechnen, so bestimmt man aus gegebenen G bzw. Q , h und γ den Wert von ν . Aus K 1 ermittelt man dann für gegebene ν und D das Verhältnis $\frac{d}{D}$.

Beispiel 1. Dampfmessung. Dampfdruck 18,5 at abs., Dampftemperatur 340 C, $D = 200$ mm, $d = 120$ mm, $h = 2000$ mm W. S. Dampfmenge?

Aus K 2 finden wir $\gamma = 6,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (s. S. 34, Beispiel 2).

Aus K 1 finden wir für $\frac{d}{D} = 0,6$, $D = 200$ mm: $\nu = 74,0$.

N 4 ergibt für $\nu = 74$ und $h \gamma = \frac{6,6 \cdot 2000}{1000} = 13,2$ (Kursiv-Ziffern):

$$G = 13,6 \text{ t/st.}$$

Beispiel 2. Berechnung einer Stauscheibe für Wassermessungen. $Q = 70 \text{ m}^3/\text{st}$, $D = 100$ mm, $h = 3000$ mm W. S.

N 4 ergibt für $Q = 70 \text{ m}^3/\text{st}$ und $\frac{h}{\gamma} = 3000$
 $\nu = 25,3 \text{ cm}^2$.

K 1 ergibt für $D = 100$ und $\nu = 25,3$

$$\frac{d}{D} = 0,69 \text{ und } d = 69 \text{ mm.}$$

Beispiel 3. Berechnung des Differenzdruckes. Ein Gebläse liefert $6000 \text{ m}^3/\text{st}$ Gas mit dem spezifischen Gewicht $0,56 \text{ kg/m}^3$ durch eine Rohrleitung von 400 mm l. W. Wie groß wird der Differenzdruck sein, der sich am Rande einer Stauscheibe von 300 mm Durchmesser einstellt?

K 1: $\frac{d}{D} = 0,75$, $D = 400$, $\nu = 512,8$.

N 4: $\nu = 512,8$, $Q = 6000$, $\frac{h}{\gamma} = 53800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{L}}{\text{kg}}$,
 $h = 53800 \cdot 0,56 \cdot 0,001 = 30,1 \text{ mm W.S.}$

Wird der Differenzdruck nicht in mm W.S., sondern in anderen Einheiten angegeben, so benutzt man zur Umrechnung folgende Beziehungen

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10000 \text{ kg/m}^2 = 10000 \text{ mm W.S.} = 735,5 \text{ mm Q.S.},$$

$$1 \text{ mm Q.S.} = 13,6 \text{ mm W.S.}, 1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ L.}$$

Zahlentafel 8. Spezifische Gewichte γ , mittlere spezifische Wärmen c zwischen 0° und 100° , Schmelz- und Gefrierpunkte verschiedener Körper.

Feste Körper.

	Spezifisches Gewicht γ in kg/dm^3 bzw. g/cm^3	Mittl. spez. Wärme c	Schmelzpunkt $t^\circ \text{C}$
Aluminium, chemisch rein	2,70	} 0,22	658
„ gehämmert	2,75		
„ gegossen	2,56		
Asbest	2,1—2,8	} 0,21	327
Asphalt	1,1—1,5		
Beton	1,8—2,45	} 0,031	etwa 900
Blei	11,25—11,37		
Braunkohle	1,2—1,5	} 0,115	1520
Bronze (7,9 bis 14% Zinngehalt).	7,4—8,9		
Eisen, chemisch rein	7,86	} 0,115	1350—1450
Erde lehmig, fest gestampft, frisch	2,0		
„ „ „ „ trocken	1,6—1,9		
„ mager, trocken	1,34	} 0,115	1300—1400
Flußeisen	7,85		
Flußstahl	7,86		

Zahlentafel 8. Feste Körper. (Fortsetzung.)

	Spezifisches Gewicht γ in kg/dm ³ bzw. g/cm ³		Mittl. spez. Wärme c	Schmelzpunkt $t^{\circ}\text{C}$
Gips, gesiebt	1,25		} 0,20	1130—1200
„ gegossen, trocken	0,97			
Glas, Fenster-	2,4—2,7		} 0,20	
Grobkohle	1,2—1,5			
Gußeisen	7,25			
Holzarten	lufttrocken	frisch		
Ahorn	0,53—0,80	0,83—1,05		
Birke	0,51—0,77	0,80—1,09		
Ebereschc	0,69—0,89	0,87—1,13		
Eiche	0,69—1,03	0,93—1,28	} 0,57	
Fichte	0,35—0,74	0,40—1,07		
Kiefer	0,32—0,76	0,38—1,08	} 0,65	
Tanne	0,37—0,75	0,77—1,23		
Kalk, gebrannt	0,9—1,3			
„ gelösch	1,15—1,25			
Kalkmörtel, trocken	1,60—1,65			
„ frisch	1,75—1,80			
Koks (in Stück)	bis 1,4			
Kupfer, gewalzt oder gehämmert	8,9—9,0			
Kupferdraht	8,93—8,95			
Kupfer elektrolyt.	8,9—8,95			
Leder, gefettet	1,02			
„ trocken	0,86			
Lehm, trocken	1,5—1,6			
„ frisch	1,67—1,85			
Messing, gewalzt	} je nach Zinngehalt	8,52—8,62	} 0,092	etwa 900
„ gegossen		8,4—8,7		
„ gezogen		8,43—8,73		
Nickel, gegossen	8,35		} 0,11	1450
„ gewalzt.	8,6—8,9			
Papier.	0,7—1,15			
Sand, fein und trocken ¹	1,20—1,65			
„ fein und feucht	1,90—2,05			
„ grob	1,4—1,5			
Schweißeisen (Draht)	7,6—7,75			
„	7,8			
Steinkohle (in Stück) ²	1,2—1,5			
Torf, Erd-	0,64			
Torf, Pech-	0,84			
Zemente	0,82—1,95			
Ziegel, gewöhnlich	1,4—1,6		} 0,22	
„ Klinker.	1,7—2,0			
Zink, gegossen	6,86		} 0,094	419
„ gewalzt	7,13—7,20			
Zinn, gewalzt oder gehämmert.	7,3—7,5		} 0,056	232
„ gegossen	7,2			

Flüssigkeiten.

	Spez. Gewicht ³		Mittl. spez. Wärme C	Gefrierpunkt $t^{\circ}\text{C}$
	in kg/dm ³ bzw. g/cm ³	bei 0°C		
Alkohol (wasserfrei)	0,79	15	0,58	-118
Benzin	0,68—0,70	15		-150
Benzol	0,9	0	0,44	
Leinöl	0,94	15		-20
Mineralschmieröl	0,90—0,93	20		
Naphtha (Petroleum).	0,76	19	0,50	
Quecksilber	13,596	0	0,033	-38,9
Rizinusöl	0,97	15		
Teer (Steinkohlen-).	1,2	—		
Wasser	1	4	~ 1	0

Gase.

	Spez. Gewicht	
	in kg/m ³	bezogen auf Luft bei 0° und 760 mm
Ammoniak NH ₃	0,771	0,596
Kohlenoxyd CO	1,250	0,967
Kohlensäure CO ₂	1,977	1,529
Leuchtgas	0,56	0,43
Luft	1,293	1
Sauerstoff O ₂	1,429	1,105
Stickstoff N ₂	1,251	0,967
Wasserdampf H ₂ O	0,80	0,623
Wasserstoff H ₂	0,09	0,070

¹ 1 m³ trockener Sand, Lehm, Erde wiegt 1600 kg, 1 m³ nasser Sand, Lehm, Erde wiegt 2000 kg.

² 1 m³ Steinkohle wiegt 720 bis 870 kg (geschichtet).

³ Ist $\gamma < 1$, so ist bei dem Aräometer nach Baumé

$$\gamma = \frac{146}{146 + n}; \quad n = 146 \left(\frac{1}{\gamma} - 1 \right);$$

ist $\gamma > 1$, so ist

$$\gamma = \frac{146}{146 - n}; \quad n = 146 \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right),$$

wobei n den Aräometergrad bedeutet.

Zahlentafel 9. Vergleichung der Thermometergrade.

C	F	C	F	C	F	C	F	C	F
-20	-4	5	41	30	86	55	131	80	176
-19,44	-3	,56	42	,56	87	,56	132	,56	177
-19	-2,2	6	,8	31	,8	56	,8	81	,8
-18,89	-2	,11	43	,11	88	,11	133	,11	178
-18,33	-1	,67	44	,67	89	,67	134	,67	179
-18	-0,4	7	,6	32	,6	57	,6	82	,6
-17,78	0	,22	45	,22	90	,22	135	,22	180
-17,22	1	,78	46	,78	91	,78	136	,78	181
-17	,4	8	,4	33	,4	58	,4	83	,4
-16,67	2	,33	47	,33	92	,33	137	,33	182
-16,11	3	,89	48	,89	93	,89	138	,89	183
-16	,2	9	,2	34	,2	59	,2	84	,2
-15,56	4	,44	49	,44	94	,44	139	,44	184
-15	5	10	50	35	95	60	140	85	185
-14,44	6	,56	51	,56	96	,56	141	,56	186
-14	,8	11	,8	36	,8	61	,8	86	,8
-13,89	7	,11	52	,11	97	,11	142	,11	187
-13,33	8	,67	53	,67	98	,67	143	,67	188
-13	,6	12	,6	37	,6	62	,6	87	,6
-12,78	9	,22	54	,22	99	,22	144	,22	189
-12,22	10	,78	55	,78	100	,78	145	,78	190
-12	,4	13	,4	38	,4	63	,4	88	,4
-11,67	11	,33	56	,33	101	,33	146	,33	191
-11,11	12	,89	57	,89	102	,89	147	,89	192
-11	,2	14	,2	39	,2	64	,2	89	,2
-10,56	13	,44	58	,44	103	,44	148	,44	193
-10	14	15	59	40	104	65	149	90	194
-9,44	15	,56	60	,56	105	,56	150	,56	195
-9	,8	16	,8	41	,8	66	,8	91	,8
-8,89	16	,11	61	,11	106	,11	151	,11	196
-8,33	17	,67	62	,67	107	,67	152	,67	197
-8	,6	17	,6	42	,6	67	,6	92	,6
-7,78	18	,22	63	,22	108	,22	153	,22	198
-7,22	19	,78	64	,78	109	,78	154	,78	199
-7	,4	18	,4	43	,4	68	,4	93	,4
-6,67	20	,33	65	,33	110	,33	155	,33	200
-6,11	21	,89	66	,89	111	,89	156	,89	201
-6	,2	19	,2	44	,2	69	,2	94	,2
-5,56	22	,44	67	,44	112	,44	157	,44	202
-5	23	20	68	45	113	70	158	95	203
-4,44	24	,56	69	,56	114	,56	159	,56	204
-4	,8	21	,8	46	,8	71	,8	96	,8
-3,89	25	,11	70	,11	115	,11	160	,11	205
-3,33	26	,67	71	,67	116	,67	161	,67	206
-3	,6	22	,6	47	,6	72	,6	97	,6
-2,78	27	,22	72	,22	117	,22	162	,22	207
-2,22	28	,78	73	,78	118	,78	163	,78	208
-2	,4	23	,4	48	,4	73	,4	98	,4
-1,67	29	,33	74	,33	119	,33	164	,33	209
-1,11	30	,89	75	,89	120	,89	165	,89	210
-1	,2	24	,2	49	120,2	74	,2	99	,2
-0,56	31	,44	76	,44	121	,44	166	,44	211
0	32	25	77	50	122	75	167	100	212
,56	33	,56	78	,56	123	,56	168		
1	,8	26	,8	51	,8	76	,8	148,89	300
,11	34	,11	79	,11	124	,11	169	200	392
,67	35	,67	80	,67	125	,67	170	204,44	400
2	,6	27	,6	52	,6	77	,6	260	500
,22	36	,22	81	,22	126	,22	171	300	572
,78	37	,78	82	,78	127	,78	172	315,56	600
3	37,4	28	,4	53	,4	78	,4	371,11	700
,33	38	,33	83	,33	128	,33	173	400	752
,89	39	,89	84	,89	129	,89	174	426,67	800
4	,2	29	,2	54	,2	79	,2	482,22	900
,44	40	,44	85	,44	130	,44	175	500	932

Thermometer.

Bezeichnen C, R und F die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach Celsius, Reaumur und Fahrenheit, so ist

$$C = \frac{5}{4} R = \frac{5}{9} (F - 32), \tag{45}$$

$$R = \frac{4}{5} C = \frac{4}{9} (F - 32), \tag{46}$$

$$F = 32 + \frac{9}{5} C = 32 + \frac{9}{4} R. \tag{47}$$

Die Beziehung zwischen der Größe der einzelnen Grade ist

$$1^\circ C = \frac{4}{5}^\circ R = \frac{9}{5}^\circ F, \tag{48}$$

$$1^\circ R = \frac{5}{4}^\circ C = \frac{9}{4}^\circ F, \tag{49}$$

$$1^\circ F = \frac{5}{9}^\circ C = \frac{4}{9}^\circ R. \tag{50}$$

Die Vergleichung zwischen den Thermometergraden C und F gibt die Zahlentafel 9.

Beispiel 1. $C = 230^\circ; \quad F = ?$

Aus der Zahlentafel 9 entnehmen wir, daß der Temperatur $30^\circ C$ in der F -Skala $86^\circ F$ entspricht; andererseits ist

$$100^\circ C = 100 \cdot \frac{9}{5} = 180^\circ F.$$

Folglich ist

$$F = 86 + 2 \cdot 180 = 446.$$

Beispiel 2. $F = 1000^\circ; \quad C ?$

Aus der Zahlentafel 9: für $F = 900^\circ$ ist $C = 482,2^\circ$. Nachdem $100^\circ F = 55,6^\circ C$ ist, ist

$$C = 482,2 + 55,6 = 537,8^\circ.$$

Thermometerkorrektion.

Der aus dem Meßraum herausragende Teil des Quecksilberfadens besitzt eine andere Temperatur (t_f) als das Quecksilber im Behälter. Infolgedessen ist die abgelesene Temperatur t' im allgemeinen zu niedrig, und um die richtige Temperatur t zu erhalten, muß man zu t die Temperaturkorrektion Δt addieren

$$t = t' + \Delta t. \tag{51}$$

Ist z die Höhe des herausragenden Quecksilberfadens in Thermometergraden, so ist angenähert $z = t' - t_n$ (siehe Abb. 13) und

$$\Delta t = \frac{(t' - t_n)(t' - t_f)}{6300}, \tag{52}$$

wobei der Ausdehnungskoeffizient des üblichen (Jenaer) Glases zu $\frac{1}{6300}$ angenommen ist.

Beispiel (siehe Abb. 13)

$$t = \frac{(324 - 150)(324 - 32)}{6300} + 324 = 8,1 + 324 = \text{rd. } 332^\circ C.$$

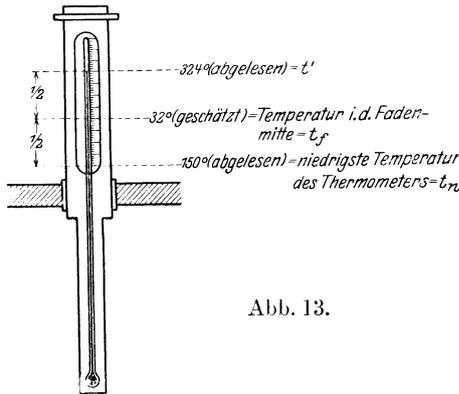


Abb. 13.

Luftfeuchtigkeit und Luftbefeuchtung.

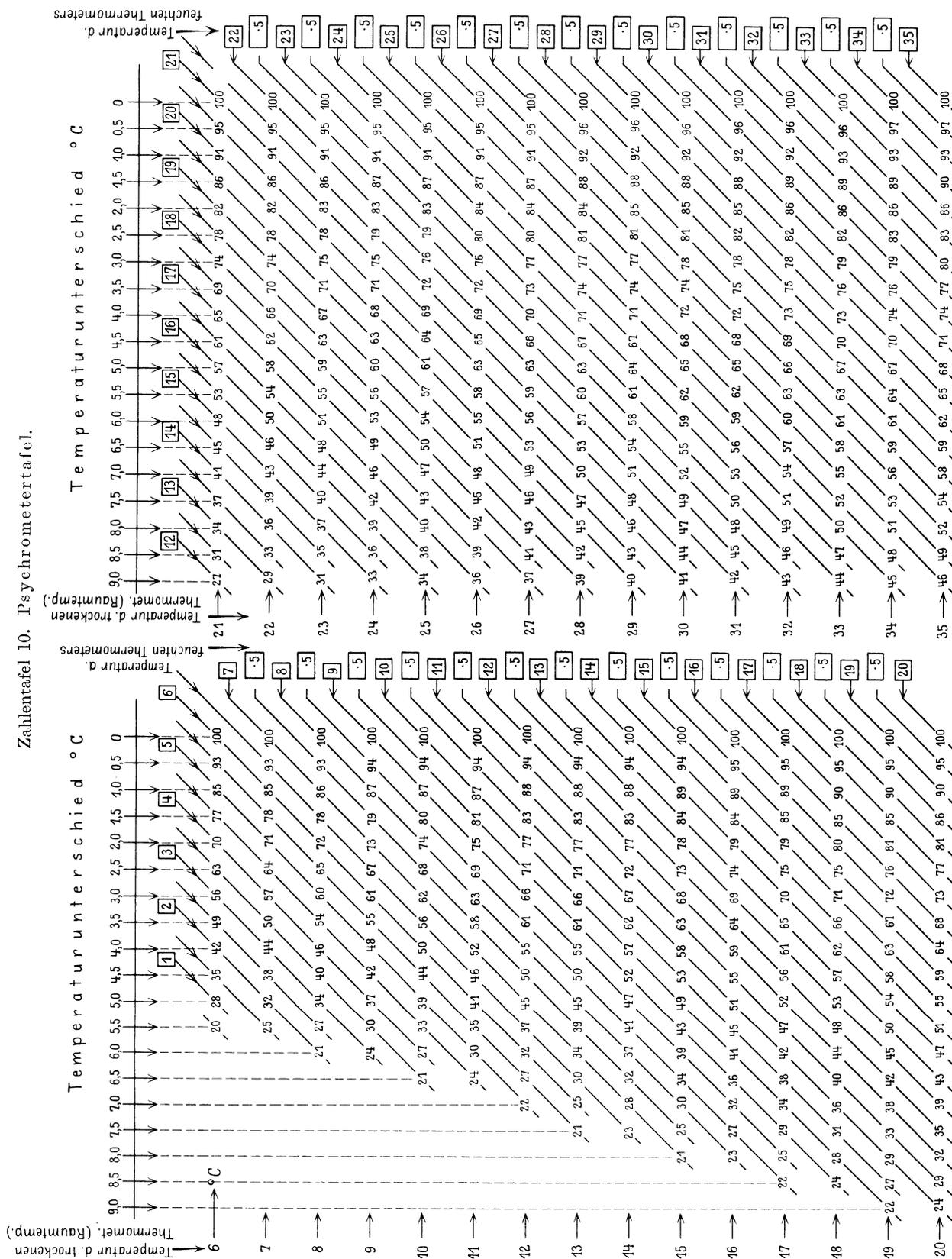
Ist p_a der Teildruck des Wasserdampfes in der Luft bei der Temperatur t und ist p_t der Sättigungsdruck bei derselben Temperatur, so nennt man das Verhältnis zwischen beiden die relative Feuchtigkeit φ

$$\varphi = \frac{p_a}{p_t}. \tag{53}$$

Die relative Feuchtigkeit bestimmt man in den technischen Betrieben meistens mit Hilfe des Psychrometers. Sind t und f die Angaben des trockenen bzw. des feuchten Thermometers desselben und bezeichnet man die entsprechenden Sättigungsdrucke des Wasserdampfes mit p_t und p_f , so ist angenähert

$$\varphi = \frac{p_f - c(t - f)}{p_t}; \tag{54}$$

dabei ist c eine Konstante, die von der Güte der Psychrometeranordnung abhängig ist: es ist meistens $c = 0,5$ bis $0,6$ (kleinerer Wert entspricht besserem Psychrometer).



Die Werte von φ (in %) sind für Temperaturen t von 6° bis 35° C aus der Zahlentafel 10 zu entnehmen. Darin entsprechen die horizontalen Reihen den Temperaturen t , die vertikalen den Temperaturunterschieden $(t - f)$. Anstatt die letzteren erst zu bilden, kann man auch direkt aus dem Wert f die gesuchte Feuchtigkeit finden, wenn man die schräg geführten Geraden

benützt. Die an den Enden derselben angebrachten Zahlen (Kursivziffern) sind die Werte von f . Im Schnittpunkt einer solchen schrägen Geraden, die dem betreffenden f zugeordnet ist, mit einer Horizontalen, die dem gegebenen Wert von t entspricht, finden wir den zugehörigen Wert von φ . Die Zahlentafel ist für $c = 0,6$ berechnet.

Beispiel 1. Das trockene Thermometer eines Psychrometers zeigt 24°C , das feuchte $17,5^{\circ}\text{C}$ an. Luftfeuchtigkeit?

Zahlentafel 10 ergibt für $t = 24$, $f = 17,5$:

$$\varphi = 49\%.$$

Denselben Wert von φ erhält man für $t = 24$ und $t - f = 6,5$.

Beispiel 2. Wie groß ist der Wasserbedarf einer Befeuchtungseinrichtung, wenn die im Beispiel 1 bestimmte relative Feuchtigkeit von 49% auf 72% gebracht werden soll?

Aus der Zahlentafel 11 finden wir, daß der maximale Dampfgehalt von 1 m^3 Luft bei 24°C $0,0217\text{ kg}$ beträgt. Folglich ist der gesuchte Wasserbedarf

$$(0,72 - 0,49) \cdot 0,0217\text{ kg} = 5\text{ Gramm}$$

für 1 m^3 .

Zahlentafel 11. Sättigungsdruck p des Wasserdampfes in at und in mm Q.S.; Dampfgehalt von 1 m^3 mit Wasserdampf gesättigter Luft; spezifisches Gewicht γ und Wärmehalt i_w des Wassers.

t $^{\circ}\text{C}$	p		G kg	γ kg/L	t $^{\circ}\text{C}$	p at abs.	γ kg/L	i_w^1 kcal
	at abs.	mm Q.S.						
-20	0,00106	0,772	0,00105		105	1,232	0,955	105,1
-18	127	0,935	125		110	1,461	0,951	110,1
-16	153	1,128	146		115	1,724	0,947	115,2
-14	185	1,357	170		120	2,025	0,943	120,3
-12	228	1,672	198		125	2,367	0,939	125,4
-10	265	1,946	231		130	2,755	0,935	130,5
-8	316	2,321	269		135	3,192	0,931	135,6
-6	376	2,761	0,0031		140	3,685	0,926	140,7
-4	445	3,276	36		145	4,238	0,922	145,9
-2	527	3,879	42		150	4,855	0,917	151,0
0	0,0062	4,579	49	1,000	155	5,542	0,913	156,2
2	72	5,29	56	„	160	6,303	0,908	161,4
4	83	6,10	64	„	165	7,147	0,903	166,6
6	95	7,01	73	„	170	8,08	0,897	171,8
8	0,0109	8,05	83	„	175	9,10	0,892	177,1
10	125	9,21	94	„	180	10,23	0,887	182,3
12	143	10,52	0,0106	„	185	11,45	0,881	187,6
14	163	11,99	120	0,999	190	12,80	0,875	192,9
16	185	13,63	136	„	195	14,26	0,869	198,2
18	210	15,48	153	„	200	15,85	0,863	203,5
20	238	17,54	172	0,998	205	17,58	0,857	208,9
22	270	19,83	193	„	210	19,45	0,850	214,3
24	304	22,38	217	0,997	215	21,48	0,844	219,7
26	343	25,21	242	„	220	23,66	0,837	225,1
28	385	28,35	271	0,996	225	26,00	0,830	230,6
30	433	31,82	302	„	230	28,53	0,823	236,1
32	485	35,66	0,034	0,995	235	31,23	0,816	241,6
34	542	39,90	37	0,994	240	34,13	0,809	247,1
36	606	44,56	42	„	245	37,24	0,802	252,7
38	676	49,69	46	0,993	250	40,55	0,794	258,3
40	752	55,32	51	0,992	255	44,08	0,787	264,0
45	977	71,88	65	„				
50	0,126	92,51	83	0,988				
55	160	118,0	0,104	0,986				
60	203	149,4	130	0,983				
65	255	187,5	160	0,981				
70	318	233,7	197	0,978				
75	393	289,1	241	0,975				
80	483	355,1	292	0,972				
85	589	433,6	351	0,969				
90	715	525,8	0,42	0,965				
95	862	633,9	50	0,962				
100	1,033	760,0	59	0,958				

¹ Für Temperaturen t von 0° bis 100°C ist $i_w \cong t$.

Zahlentafel 12. Lineare Wärmeausdehnung von Eisen und Kupfer zwischen 0° und t° in mm, bezogen auf 1 m Länge bei 0° C.

t° C	Gußeisen	Flußeisen	Flußstahl	Kupfer	t° C	Gußeisen	Flußeisen	Flußstahl
5	0,05	0,06	0,06	0,08	120	1,26	1,44	1,42
10	0,10	0,11	0,11	0,17	140	1,48	1,71	1,67
15	0,15	0,17	0,17	0,25	160	1,71	1,97	1,92
20	0,20	0,23	0,23	0,33	180	1,95	2,23	2,18
25	0,25	0,29	0,28	0,42	200	2,18	2,50	2,45
30	0,30	0,35	0,34	0,50	220	2,43	2,77	2,71
35	0,35	0,41	0,40	0,58	240	2,68	3,05	2,98
40	0,40	0,47	0,45	0,67	260	2,93	3,33	3,26
45	0,45	0,53	0,51	0,75	280	3,18	3,62	3,54
50	0,50	0,59	0,57	0,83	300	3,45	3,92	3,83
55	0,56	0,65	0,63	0,92	320	3,71	4,21	4,12
60	0,61	0,71	0,69	1,00	340	3,98	4,51	4,41
70	0,71	0,83	0,81	1,17	360	4,26	4,82	4,71
80	0,82	0,94	0,93	1,34	380	4,54	5,12	5,01
90	0,93	1,08	1,05	1,50	400	4,81	5,44	5,31
100	1,04	1,20	1,17	1,67	450	5,55	6,24	6,10
					500	6,31	7,06	6,90

Zahlentafel 13. Längenschwindmaße.

		pro 1 m Länge mm			pro 1 m Länge mm
Blei	1:92	10,9	Messing	1:65	15,4
Bronze	1:63	15,9	Stahlguß	1:50	20,0
Flußeisen, gewalzt	1:55	18,2	Zink, gegossen	1:62	16,1
Flußstahl	1:64	15,6	Zinn	1:128	7,8
Gußeisen	1:96	10,4			

Absoluter Druck, Barometerstand, Vakuum.

Die meisten technischen Meßinstrumente zeigen den Überdruck $p_{\ddot{u}}$ an, d. h. den Unterschied zwischen dem absoluten Druck p_{abs} eines Mediums und dem Atmosphärendruck B_{abs} :

$$p_{\ddot{u}} = p_{\text{abs}} - B_{\text{abs}}. \tag{55}$$

Es ist also auch

$$p_{\text{abs}} = p_{\ddot{u}} + B_{\text{abs}}. \tag{56}$$

Der Atmosphärendruck wird mit Hilfe eines Barometers bestimmt und meistens nicht in at, sondern in mm Quecksilbersäule angegeben. Es ist

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 735,5 \text{ mm Hg-Säule}. \tag{57}$$

Beträgt der abgelesene Barometerstand B mm Quecksilbersäule, so ist

$$B_{\text{abs}} = \frac{B}{735,5} \text{ at abs}. \tag{58}$$

Nachdem B meistens von 735,5 mm abweichend ist, weicht auch B_{abs} vom Wert 1 ab (es ist meistens $B_{\text{abs}} > 1$), und die oft benutzte Gleichung

$$p_{\text{abs}} = p_{\ddot{u}} + 1 \tag{59}$$

hat nur näherungsweise Gültigkeit. Allerdings ist der Unterschied $B_{\text{abs}} - 1$ meist klein.

Die Vakuummesser geben meistens den Unterdruck unter dem Atmosphärendruck in mm Quecksilbersäule an. Beträgt die Ablesung an einem Vakuummeter V_{mm} , so ist der entsprechende absolute Druck

$$B - V \text{ mm Hg-Säule}$$

oder

$$p_{\text{abs}} = \frac{B - V}{735,5} \text{ at abs}. \tag{60}$$

Das Vakuum wird oft in % einer Atmosphäre (1 at) ausgedrückt. Dann gilt die Beziehung

$$p_{\text{abs}} = 1 - \frac{V_{\text{abs}}}{100}, \tag{61}$$

wobei V_{abs} Vakuum in % bedeutet. Es entspricht also der Wert $V_{\text{abs}} = 100\%$ dem absoluten Druck $p_{\text{abs}} = 0$, und der Wert $V_{\text{abs}} = 0$ dem absoluten Druck $p_{\text{abs}} = 1 \text{ at}$. Im speziellen Fall der Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen kann das Vakuum mittels Messung der Temperatur im Abdampfstutzen der Maschine (bzw. der Kondensationstemperatur) bestimmt werden. Dieser Temperatur als der Sättigungstemperatur des Wasserdampfes entspricht ein ganz bestimmter absoluter Druck p_{abs} , der also an der Meßstelle herrschen muß.

Die Gl. (58), (60) und (61) werden durch das

Nomogramm N 8

dargestellt. Dasselbe besteht aus 4 Skalen, I, II, III und IV, von welchen die ersten drei ein Dreiskalensystem bilden. Die Skala IV darf zur Schnittbildung nicht benutzt werden, sie bildet nur eine Ergänzung zur Skala III, und zwar gibt sie für jeden Wert des absoluten Druckes p_{abs} die entsprechende Sättigungstemperatur des Wasserdampfes t'' an. Die Skalen I und III sind als Doppelskalen ausgebildet, und zwar stellt die Skala I die Beziehung (58), die Skala III die Beziehung (61) dar.

Beispiel 1. Der Kesselmanometer zeigt 12,5 at an. Der Barometerstand beträgt 750 mm. Wie groß ist der absolute Druck im Kessel?

Aus der Skala I des N 8 entnehmen wir

$$B_{\text{abs}} \approx 1,02 \text{ at},$$

und somit ist

$$p_{\text{abs}} = 12,5 + 1,02 = 13,52 \text{ at}.$$

Beispiel 2. Der Barometerstand beträgt 740 mm, die Angabe des Vakuummeters an der Turbine ist 70,5 cm. Wieviel beträgt das Vakuum in %, und wie hoch ist die Kondensatortemperatur?

Aus N 8 finden wir

$$V_{\text{abs}} = 95,25\%.$$

An der Skala IV finden wir die entsprechende Sättigungstemperatur

$$t'' = 31,5^\circ \text{ C}.$$

Beispiel 3. Das für eine Dampfmaschine garantierte Vakuum beträgt 90,5%. Wie groß soll die Anzeige des Vakuummeters sein, wenn der Barometerstand 759 mm beträgt?

N 8 ergibt für

$$V_{\text{abs}} = 90,5\% \quad \text{und} \quad B = 759,$$

$$V = 68,9 \text{ cm}.$$

Beispiel 4. Die Temperatur im Dampfraum des Kondensators einer Dampfturbine beträgt 34° C . Wie groß ist das Vakuum in %?

Aus der Zahlentafel 11 entnehmen wir:

für $t = 34^\circ$ ist

$$p_{\text{abs}} = 0,0542;$$

folglich ist

$$V_{\text{abs}} = 100(1 - p_{\text{abs}}) = 94,6\%.$$

Dasselbe Resultat erhalten wir aus N 8.

Wärmeinhalt des Wasserdampfes.

Die zur Berechnung des Wärmeinhaltes des überhitzten Dampfes dienenden neuen Formeln von Mollier lauten:

$$i = 0,47 t - J_1 p - J_2 \left(\frac{p}{100} \right) + 595, \quad (62)$$

wobei

$$J_1 = \frac{202,96}{\left(\frac{T}{100} \right)^{\frac{10}{3}}}; \quad J_2 = \frac{2,2248 \cdot 10^{12}}{\left(\frac{T}{100} \right)^{14}}. \quad (63)$$

Da dieselben zur Konstruktion eines Nomogrammes ungeeignet sind, ist dieses unter Zuhilfenahme der älteren Formeln von Mollier entworfen. Diese Formeln sind:

$$i = 594,7 + 0,477 t - J \cdot p, \tag{64}$$

wobei

$$J = \frac{10000}{427} \left(\frac{13}{3} \mathfrak{B} - 0,001 \right) \tag{65}$$

und

$$\mathfrak{B} = 0,075 \left(\frac{273}{T} \right)^{\frac{10}{3}}. \tag{66}$$

Die mit Hilfe der Formel (64) berechneten Werte von i sind durchwegs größer als diejenigen, welche aus der Formel (62) resultieren. Bezeichnet man die ersteren mit i_2 , die letzteren mit i_1 , so ist die Differenz

$$i_1 - i_2 = k \tag{67}$$

stets negativ und beträgt je nach Druck und Temperatur 0 bis 3 kcal, wie aus folgender Tabelle ersichtlich ist.

Differenz $k = i_1 - i_2$ in kcal.

Temperatur	Druck $p = 1$	5	10	15	20 at abs.
100	-0,28	—	—	—	—
150	-0,66	-0,77	—	—	—
200	-1,04	-0,91	-1,32	(-2,91)	—
250	-1,42	-1,31	-1,31	-1,60	(-2,34)
300	-1,78	-1,76	-1,68	-1,72	-1,89
350	-2,14	-2,08	-2,03	-2,00	-2,00
400	-2,50	-2,51	-2,54	-2,56	-2,61
450	-2,86	-2,89	-2,93	-2,97	-3,03

Wie wir sehen, ist die Abhängigkeit der Differenz k von der Temperatur viel ausgeprägter als die Abhängigkeit vom Druck. Wir fassen k als Korrektur der mit der Gl. (50) berechneten Werte i_2 auf und setzen laut nebenstehender Tabelle:

Bis auf die in der Tabelle eingeklammerten Werte von k (die kaum je den in der Praxis vorhandenen Verhältnissen entsprechen) ist der dabei sich ergebende Fehler $< 0,5$ kcal, d. h. der relative Fehler ist $< 0,1\%$, also kleiner als der bei der Messung von p und t normal erreichbare Genauigkeitsgrad.

Temperatur $t^{\circ} C$	Korrektur k kcal
100	—
150	-0,5
200	-1,0
250	-1,5
300	-2,0
350	-2,0
400	-2,5
450	-3,0

Das Nomogramm N 9 liefert für p und t direkt den [mit Hilfe von Gl. (64) berechneten] Wert von i_2 . Dabei bedeutet p den absoluten Druck, d. h. den um den Atmosphärendruck vermehrten Überdruck $p_{\ddot{u}}$ (siehe S. 31).

Ist B der Barometerstand in mm Q.S., so ist $p_{\text{abs}} = p_{\ddot{u}} + \frac{B}{735,5}$ (siehe N 8, Skala links). Falls größere Genauigkeit gewünscht wird, so kann man die Korrektur k des Wertes i_2 benutzen, die neben der krummlinigen Skala für t angeschrieben ist (Kursivziffern). k ist zum erhaltenen Wert von i_2 zu addieren, d. h. der resultierende Wert von i ist kleiner als der aus dem Nomogramm sich ohne Korrektur ergebende.

Auf der Skala für p rechts ist eine Skala aufgetragen (Kursivziffern), welche die Temperaturen t'' des gesättigten Dampfes vom entsprechenden Druck p in C darstellen. Die Werte von t'' sind den Dampftabellen von Mollier¹ entnommen.

Beispiel 1. Der Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes von 12 at 300° C beträgt

$$730,4 - 2 = 728,4 \text{ kcal};$$

will man diesen Dampf noch um weitere 50° überhitzen, so muß man ihm noch

$$(756,1 - 2) - 728,4 = 754,1 - 728,4 = 25,7 \text{ kcal}$$

¹ Mollier: Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Berlin: Julius Springer 1925.

zuführen. Die spezifische Wärme des Dampfes von 12 at zwischen 300° und 350° beträgt somit

$$\frac{25,7}{50} = 0,514.$$

Beispiel 2. Wie groß ist der Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes von 15 at abs. Die Temperatur des gesättigten Dampfes finden wir aus der linken Doppelskala

$$t'' = 197,3.$$

Für diese Temperatur und für $p = 15$ erhalten wir aus N 9

$$i'' = 670,8 - 1 = 669,8.$$

(Nach den älteren Tafeln von Mollier ist $i = 670,5$, nach den neueren = 667,4.)

Beispiel 3. Wie groß ist die Verdampfungswärme des Dampfes von 15 at ?

Sie beträgt angenähert (wenn man den Wärmeinhalt der Flüssigkeit gleich 200,5 setzt; siehe Zahlentafel 11)

$$669,8 - 200,5 = 469,3.$$

Spezifisches Gewicht des Wasserdampfes.

Das spezifische Gewicht γ und das spezifische Volumen

$$v = \frac{1}{\gamma} \quad (68)$$

des gesättigten und überhitzten Wasserdampfes kann mittels K 2 ermittelt werden. Dieselbe besteht aus einer Kurvenschar, deren jeder Kurve ein Wert von γ zugeordnet wird. Auf der Ordinatenachse befinden sich die Werte des absoluten Druckes p , auf der Abszissenachse, die Werte der Dampftemperatur t . Die Kurven für γ entsprechen dem überhitzten Dampf; sie nehmen ihren Ausgang (links) von einer parabelähnlichen Kurve, die für den gesättigten Dampf gilt.

Der K 2 liegt die (ältere) Formel von Mollier

$$v = 0,0047 \frac{T}{p} + 0,001 - 0,075 \left(\frac{273}{T} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (69)$$

zugrunde.

Beispiel 1. Für den überhitzten Dampf mit $p = 8,3$ at abs., $t = 260^{\circ}$ ist nach K 2

$$\gamma = 3,4 \text{ kg/m}^3 \quad \text{und somit} \quad v = \frac{1}{3,4} = 0,295 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Beispiel 2. Für $p = 18,5$ at abs.; $t = 340$ ist nach K 2

$$\gamma = 6,6 \text{ kg/m}^3$$

und somit

$$v = 0,152 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Beispiel 3. Für trockengesättigten Dampf von $p = 10,5$ at finden wir aus K 2

$$\gamma = 5,22 \text{ kg/m}^3$$

und also

$$v = 0,191 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Spannungsabfall bei Bewegung von Gasen und Dämpfen in Rohrleitungen.

Für gerade Rohrleitungen mit kleinen Druckunterschieden und nicht allzu geringen Geschwindigkeiten (turbulente Strömung) gilt die Formel

$$\Delta P = \frac{\beta}{10000} \gamma \frac{v^2}{d} l \pm \frac{\gamma h_g}{10000} \quad \left[\begin{array}{l} d \text{ in mm, } v \text{ in m/sek, } \gamma \text{ in kg/m}^3, \\ h \text{ in m, } \Delta P \text{ in at, } l \text{ in m} \end{array} \right] \quad (70)$$

wobei nach Fritzsche¹

$$\beta = 6,02 d^{-0,269} (\gamma v)^{-0,148} \quad [d \text{ in mm, } v \text{ in m/sek, } \gamma \text{ in kg/m}^3] \quad (71)$$

¹ Mitt. Forschungsarb. H. 60. Herausg. vom V. d. I.

Haben Sie schon den neuen Dubbel?

Sie können ihn nicht entbehren.

Als Taschenbuch in Büro und Fabrik

orientiert er Sie schnell und sicher, vor allem auch über Ihnen fernerliegende Seitengebiete. Die Übersichtlichkeit der Anordnung läßt Sie rasch das Gesuchte finden. Stets wird das Grundlegende des Themas herausgearbeitet und der Zusammenhang zwischen den verschiedenen Zweigen des gesamten Maschinenbaues aufgezeigt.

Sie können ihn auch nicht entbehren

als Lehrbuch bei Ihrer Weiterbildung.

Kurz, prägnant, aber erschöpfend unterrichtet er Sie über jedes Gebiet. Praktische und wissenschaftliche Aufgaben sind rechnerisch und zeichnerisch durchgeführt, konstruktive Einzelheiten (2800 Textfiguren) sind klar herausgearbeitet. Die ersten Kapitel geben gründliche Einführung in Mathematik und Mechanik unter geschickter Einbeziehung der Anwendungen.

*Der Dubbel wird Ihnen in Studium und
Praxis ein absolut sicherer Führer sein*

J. G. Schmitz'sche Buch- u. Kunsthandlung
(Ferd. Sohn) Köln, Honestr. Ecke Passage 1-3

Taschenbuch für den Maschinenbau

Bearbeitet von

Prof. Dr.-Ing. H. Baer-Breslau, Prof. H. Dubbel-Berlin, Dr. G. Glage-Berlin, Dipl.-Ing. W. Gruhl-Berlin, Dipl.-Ing. R. Hänchen-Berlin, Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek-Darmstadt, Ing. O. Heinrich-Berlin, Dr.-Ing. M. Krause-Berlin, Baurat Fr. Krauß-Nürnberg, Prof. Dr. techn. M. Kurrein-Berlin, Dr.-Ing. K. Lachmann-Berlin, Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen-Hannover, Prof. Dr.-Ing. W. Pauer-Dresden, Prof. Dr. A. Schiebel-Prag, Dipl.-Ing. E. Schulz-Berlin, Prof. Dr.-Ing. e. h. E. Toussaint-Berlin, Dipl.-Ing. H. Winkel†-Berlin, Dr.-Ing. F. Wettstaedt-Berlin, Dr.-Ing. K. Wolters-Berlin

Herausgegeben von

Prof. H. Dubbel

Ingenieur, Berlin

Fünfte, völlig umgearbeitete Auflage

X, 1756 Seiten mit 2800 Textfiguren. 1929

In zwei Bänden gebunden RM 26.—

Inhaltsverzeichnis

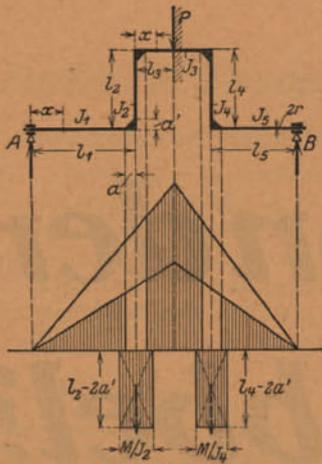
Erster Band

Mathematik

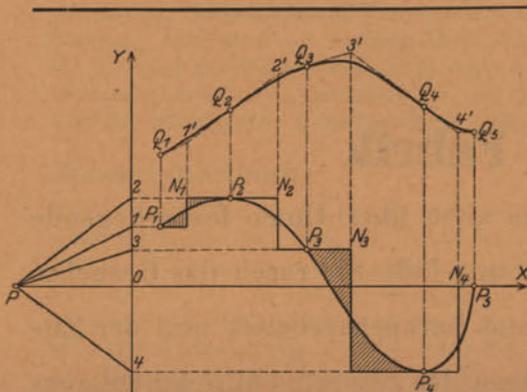
- I. Tafeln.
- II. Arithmetik und Algebra. Bearbeitet von Dr. G. Glage.
- III. Die Kreis- und Hyperbelfunktionen. Bearbeitet von Dr. G. Glage.
- IV. Differential- u. Integralrechnung. Bearb. v. Dr.-Ing. K. Lachmann.
- V. Analytische Geometrie und Kurvenlehre. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.
- VI. Einführung in die Rechnung mit Vektoren. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.
- VII. Die Wahrscheinlichkeitsrechnung und ihre Anwendung auf die Fehler-, Ausgleichs- und Großzahlrechnung. Bearbeitet von Dr. G. Glage.
- VIII. Die Fourierschen Reihen. Bearbeitet von Dr. G. Glage.
- IX. Einführung in die Nomographie. Bearb. v. Dipl.-Ing. H. Winkel.
- X. Zeichnerische und rechnerische Verfahren der praktischen Mathematik. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.
- XI. Flächen- und Körperberechnung.

Mechanik

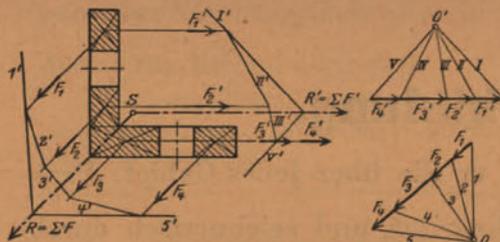
- I. Statik starrer Körper. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.
- II. Dynamik fester Körper. Bearbeitet von Dr.-Ing. M. Krause.
- III. Mechanik flüssiger Körper.
 1. Statik. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.
 2. Dynamik. Bearbeitet von Dr.-Ing. M. Krause.
- IV. Wärmelehre. Bearbeitet von Dr.-Ing. M. Krause.
- V. Festigkeitslehre. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Lachmann.



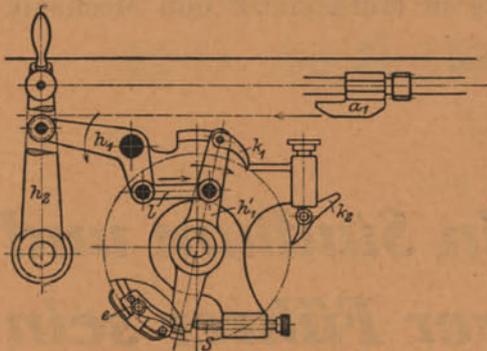
Formänderungsarbeit bei einer gekröpften Welle



Zeichnerische Integration: Tangentenverfahren



Schwerpunktermittlung einer beliebigen Fläche



Beistellvorrichtung bei der Schleifmaschine

Die Reinigung der technischen Gebrauchswässer. — Die Brennstoffe und ihre technische Verwendung. — Stoffkunde. Bearbeitet von Ing. O. Heinrich.

Maschinenteile. Bearbeitet von Dr.-Ing. K. Wolters.

- I. Vernietungen. II. Schrumpfringe und -platten. III. Keilverbindungen. IV. Schrauben. V. Bolzen und Stifte. VI. Zapfen. VII. Wellen und Achsen. VIII. Kupplungen. IX. Schmierung und Schmiervorrichtungen. X. Lager.
- XI. Zahnräder. Bearbeitet von Prof. Dr. A. Schiebel.
- XII. Reibungsräder. XIII. Kettenräder.
- XIV. Planeten- und Differentialgetriebe. Bearbeitet von Prof. Dr. e. h. E. Toussaint.
- XV. Riemen- und Seiltrieb. XVI. Kurbeltrieb. XVII. Rohrleitungen. XVIII. Absperrvorrichtungen.

Zweiter Band

Die Dampferzeugungsanlagen. Bearbeitet von Ing. O. Heinrich und Dipl.-Ing. E. Schulz.

- I. Die Leistungsfähigkeit einer Kesselanlage. II. Die Leistungsfähigkeit der Brennstoffe. III. Die Wärmeverluste. IV. Bericht über einen Verdampferversuch. V. Feuerungen. VI. Übersicht über besondere Feuerungseinrichtungen. VII. Die Feuerzüge — Zugkanäle. VIII. Das Mauerwerk. IX. Die Zugerzeugung. X. Der Schornstein. XI. Ausführung der Schornsteine. XII. Die Dampfkessel. XIII. Die Überhitzer. XIV. Die Speisewasservorwärmer. XV. Die Abgasluftherhitzer. XVI. Die Wärmespeicher. XVII. Einzelheiten aus dem Kesselbau. XVIII. Festigkeitsrechnungen. XIX. Die Kesselausrüstung.

Die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolbenbewegung.

- I. Die Dampfmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel.
- II. Die Brennkraftmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel und Dr.-Ing. F. Wettstaedt.
- III. Die Kolbenkompressoren. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel.
- IV. Die Kolbenpumpen. Bearbeitet von Baurat Fr. Krauß.
- V. Pumpen und Kompressoren verschiedener Bauart. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel.

Schwungräder, Massenausgleich und Regler. — Die Kondensation. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel.

Die rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

- I. Wasserturbinen. Bearbeitet von Prof. Dr. Fr. Oesterlen.
- II. Die Kreiselpumpen. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek.
- III. Die Dampfturbinen. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. H. Baer.
- IV. Turbokompressoren und Gebläse. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. H. Baer.

Abwärmeverwertung. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. W. Pauer.

Rohrleitungen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel.

Hebe- und Fördermittel. Bearbeitet von Dipl.-Ing. R. Hänchen.

- I. Aussetzend arbeitende Förderer. II. Stetig arbeitende Förderer oder Dauerförderer.

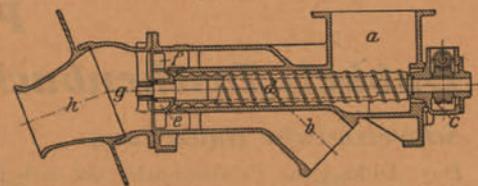
Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung. Bearbeitet von Prof. Dr. techn. M. Kurrein.

- I. Werkzeuge. II. Die Werkzeugmaschine. III. Konstruktion der Werkzeugmaschine.

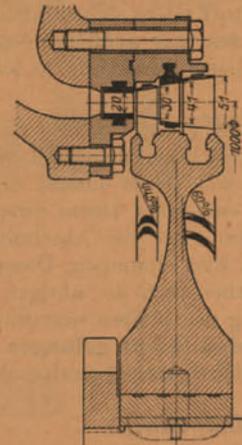
Elektrotechnik. Bearbeitet von Dipl.-Ing. W. Gruhl.

- I. Physikalische Grundgesetze. II. Elektrotechnische Meßkunde. III. Die Erzeugung des elektrischen Stromes. IV. Elektromotoren. V. Umformung des elektrischen Stromes. VI. Elektrische Beleuchtung. VII. Anlagen für Stromlieferung (Zentralen). VIII. Wahl der Stromart und der Spannung.

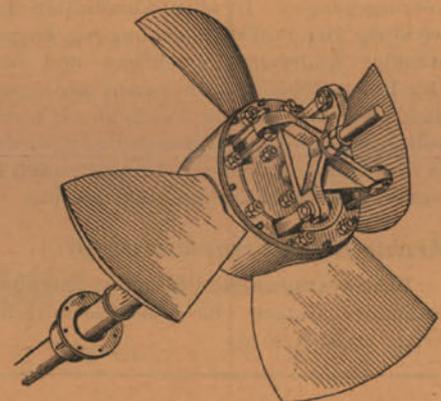
Sachverzeichnis.



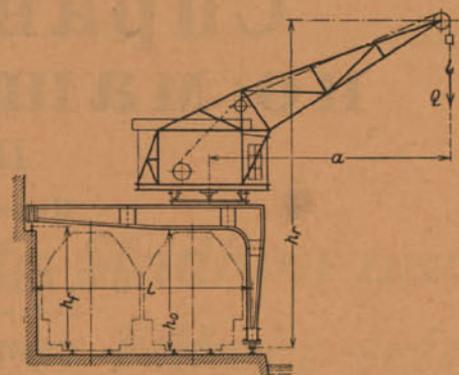
Zuteiler bei der Kohlenstaubfeuerung



Curtis-Rad einer Dampfturbine



LaufRad einer Kaplan-Turbine



Halbtordrehkran

Pressestimmen zu

Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau. 5. Auflage

Schweizerische Bauzeitung:

Das „Dubbelsche Taschenbuch“ hat sich in den fünfzehn Jahren seines Bestehens höchst erfreulich entwickelt und einen Umfang von über 1750 Seiten kleinen Oktavformates erreicht. In der vorliegenden Neuauflage sind besonders viele Veränderungen festzustellen, die dazu beitragen, daß die Hauptabschnitte den heutigen Anforderungen voll entsprechen. Die gewaltige Arbeit haben einschließlich des Herausgebers 19 angesehene deutsche Fachleute bewältigt. . . . **Der Stoff ist in so gründlicher und trefflicher Weise bearbeitet, daß auch der Spezialist jedes einzelnen Fachgebietes mit größtem Nutzen die entsprechenden Abschnitte zu Rate ziehen dürfte.** Wie den früheren Auflagen dieses Taschenbuchs kann deshalb auch der vorliegenden volles Lob gezollt werden.

Die Wärme:

Die Wertschätzung, die das Taschenbuch von Dubbel in den Kreisen der Maschineningenieure allgemein gefunden hat, ergibt sich schon daraus, daß die 4. Auflage bereits seit geraumer Zeit vergriffen war. Die nunmehr erschienene 5. Auflage entspricht einem dringenden Bedürfnis und bringt gleichzeitig eine völlige Neubearbeitung des gesamten Stoffgebietes. Für die Abschnitte Mathematik, Statik, Festigkeitslehre, Dampfkessel, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen, Kreiselpumpen, Dampfturbinen, Abwärmeverwertung und Leichtmotoren sind neue Mitarbeiter gewonnen worden. Aber auch die übrigen Abschnitte wurden dem neuesten Stande des Maschinenbaues angepaßt, ohne daß der Umfang des Buches wesentlich zugenommen hat. Bei der Durchsicht ist man überrascht, **wie gut es auch den neuen Facharbeitern gelungen ist, auf dem beschränkten Raum die Grundelemente, die neuesten Bauarten und die wichtigsten Anhaltszahlen wiederzugeben . . .**

Werkstattstechnik:

Diese Neuauflage ist ein Beweis für den Anklang, den bisher „der Dubbel“ in den Kreisen fand, die sich rasch unterrichten wollen. Daß der Herausgeber und seine 19 Mitarbeiter hierin Gutes geschaffen haben, zeigt die bereits erfolgte Übertragung des Handbuchs in drei fremde Sprachen. Der 5. Auflage ist eine tiefgreifende Umarbeitung vorausgegangen. In allen Abschnitten merkt man das Bestreben, Überflüssiges auszumerzen und der raschen Entwicklung des Stoffes Rechnung zu tragen. Manche Kapitel haben durch Hinzuziehung neuer Bearbeiter eine vollständige Änderung im Aufbau und im Inhalt erfahren; einzelne Abschnitte sind neu eingefügt worden . . . Der Herausgeber hat in seinen neu gewonnenen Mitarbeitern Namen von gutem Klang vereinigt, und es ist ihm dadurch gelungen, sein Taschenbuch nicht lediglich als Neudruck, sondern als eine dem heutigen Entwicklungsstand voll entsprechende Neubearbeitung wieder erstehen zu lassen. **Seine Vollständigkeit und Übersichtlichkeit** wird es sowohl dem **in der Praxis stehenden Ingenieur** wie dem **nach Wissensstoff suchenden Studierenden** zu einem **wertvollen Nachschlagebuch** machen.

Archiv für Wärmewirtschaft:

. . . **Eine erstaunliche Fülle von Angaben und Zeichnungen** haben hier die Mitarbeiter des Werkes auf engem Raum zusammengetragen. Sie haben so mitgeholfen an einem Werk, das ohne Zweifel auch in der neuen Auflage einen Erfolg erzielen wird.

Eine russische Übersetzung und Bearbeitung des Dubbel erschien unter nachstehendem Titel:

Справочная книга по машиностроению

Проф. Г. Дуббель

Перевод с 3-го и 4-го изданий

под редакцией

Н. С. Калабина и **Ф. В. Аккермана**

Инж. механ.

Инж. Пут. Сообщ.

в двух томах. С 2641 рисунками в тексте на 1863 страницах. 1927 г.

Цена в переплете 34.— герм. мар.

Verlag von Julius Springer / Berlin

ist. Die durch die Leitung während einer Stunde hindurchfließende Gas- bzw. Dampfmenge G wird berechnet aus der Gleichung

$$G = \gamma v \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot 3600; \quad [\gamma \text{ in kg/m}^3, v \text{ in m/sek}, d \text{ in m}, G \text{ in kg/st}]; \quad (72)$$

setzt man diesen Ausdruck in die Gl. (70) ein, so folgt für eine horizontale Rohrleitung (für welche somit $h_g = 0$ ist)

$$\Delta P_h = 31,595 \frac{G^{1,852}}{\gamma d^{4,973}} l \quad [G \text{ in kg/st}, \gamma \text{ in kg/m}^3, d \text{ in mm}, l \text{ in m}, \Delta P \text{ in at}]. \quad (73)$$

Für eine 100 m lange Rohrleitung erhalten wir

$$\Delta p = 3159,5 \frac{G^{1,852}}{\gamma d^{4,973}} \quad [G \text{ in kg/st}, \gamma \text{ in kg/m}^3, d \text{ in mm}, \Delta p \text{ in at}]. \quad (74)$$

eine Gleichung, die durch das

Nomogramm N 10

dargestellt ist. Dasselbe besteht aus einem Vierskalensystem mit Zapfenlinie, wobei die zugehörigen Skalen durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht sind.

Für eine horizontale Rohrleitung von der Länge l ist das aus dem Nomogramm ermittelte Δp mit

$$\frac{l}{100}$$

zu multiplizieren:

$$\Delta P_h = \Delta p \frac{l}{100}. \quad (75)$$

Befinden sich Anfang und Ende der Rohrleitung nicht auf gleichem Niveau und beträgt die Höhendifferenz h , so kann dieselbe berücksichtigt werden, indem zu dem vorhin errechneten Wert von ΔP_h noch das Gewicht der betreffenden Gassäule, also

$$\frac{\gamma h}{10000}$$

addiert wird:

$$\Delta P = \Delta P_h \pm \frac{\gamma h}{10000}. \quad (76)$$

In den meisten Fällen ist der zweite Summand der Gl. (76) sehr klein, so daß man ihn vernachlässigen und nach Gl. (75) rechnen kann.

Die entwickelten Gleichungen gelten für den Fall, daß der Zustand des durch die Rohrleitung fließenden Mediums konstant bleibt. Dies ist bei Dampfbewegung nicht der Fall: durch die längs der Leitung erfolgende Abnahme der Temperatur (Abkühlung) und des Druckes ändert sich das spezifische Dampfgewicht γ . Bei Bestimmung von γ (siehe S. 34) muß man daher von einem mittleren, aus dem Anfangs- und Endzustand ermittelten, oder von dem etwa in der Mitte der Rohrleitung bestehenden Dampfzustand ausgehen.

Für Luft und andere Gase ist γ der Zahlentafel 8 und dem N 11 zu entnehmen.

Beispiel 1. Wie groß ist der Druckabfall bei Strömung von stündlich 2300 kg überhitzten Dampfes von 8,3 at abs. 260° C durch eine 75 m lange gerade Rohrleitung von 80 mm l. W. ?
Nach S. 34 (Beispiel 1) ist für den Dampf von $p = 8,3$ at abs. und $t = 260^\circ$ C

$$\gamma = 3,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Aus N 10 finden wir

$$\Delta p = 0,54,$$

und somit ist der gesuchte Druckabfall

$$\Delta P = 0,54 \frac{75}{100} = \text{rd. } 0,4 \text{ at}.$$

Beispiel 2. Um wieviel würde sich die im Beispiel 1 angenommene stündliche Dampfmenge G steigern, wenn man den Druckabfall von 0,7 at in der Leitung zuließe ?

Für $l = 100$ ist dann der Druckabfall

$$0,7 \cdot \frac{100}{75} = 0,933 \text{ at.}$$

N 10 ergibt für $\Delta p = 0,933$, $d = 80$, $\lambda = 3,4$:

$$G = 3050 \text{ kg/st.}$$

Beispiel 3. Wie groß soll für eine im Freien befindliche, 110 m lange Druckluftleitung, durch welche stündlich eine Menge von 500 kg Druckluft von 12 at abs. durchströmt, der Rohrdurchmesser gewählt werden, wenn der auftretende Druckabfall im ungünstigsten Falle 0,5 at nicht übersteigen soll?

Nach N 11 ist für $t \pm 30^\circ \text{ C}$ (der ungünstigste Fall) und $\bar{p} = 6$

$$\bar{\gamma} = 6,8.$$

Nachdem $(p) = 2$ ist, ist auch $(\gamma) = 2$ und

$$\gamma = 13,6;$$

wir erhalten nun aus N 10 für $\bar{\gamma} = 1,36$, $(\gamma) = 10$ und für $G = 500$, $\bar{\Delta p} = 5$, $(\Delta p) = 0,1 = \frac{1}{\gamma}$:

$$d = 35 \text{ mm.}$$

Die Widerstände in den Rohrleitungen, verursacht durch Ventile, Krümmer usw. werden in ähnlicher Weise berücksichtigt, wie es bei den Wasserrohrleitungen der Fall war (siehe S. 21). Die dort aufgestellte Gl. (34) und das sie darstellende Nomogramm werden auch bei Berechnung von Dampf- und Gasleitungen benützt, wobei jedoch berücksichtigt werden muß, daß die aus denselben ermittelte Widerstandshöhe w_2 in m Wassersäule ausgedrückt ist, so daß dieselbe durch 10 dividiert werden muß, um den Druckabfall in at zu erhalten. In Ermangelung anderer Werte von ζ benützt man hier ebenfalls die für Wasser aufgestellten Werte (S. 21 ff.). Die dabei begangene Ungenauigkeit ist relativ klein, weil man im allgemeinen bei Dampfleitungen mit viel höheren Drücken als bei Wasserleitungen zu tun hat. Für gewöhnliche¹ Durchgangsventile ist (nach Guilleaume, Feuerungstechnik 1913/14)

beim Ventildurchmesser	70	100	200	300	350 mm
	$\zeta = 5,1$	5,3	6,1	7,1	7,2.

Die Berechnung von Dampf- und Gasrohrleitungen

erstreckt sich auf die Prüfung:

1. des Druckabfalles,
2. der Geschwindigkeit.

1. Der Druckabfall ist nach Gl. (74) und N 10 zu berechnen. Besteht die Rohrleitung aus mehreren Leitungsstrecken, so sind die Druckabfälle ΔP_1 , ΔP_2 usw. in denselben einzeln zu ermitteln; sind außerdem die Druckabfälle, die durch die in der Leitung eingebauten Armaturen, Ventile, Krümmer usw. (Berechnung siehe S. 21 ff.) hervorgerufen werden, gleich $\Delta P'_1$, $\Delta P'_2$ usw., so ist der gesamte auftretende Spannungsabfall

$$\Delta P_s = \sum \Delta P + \sum \Delta P'. \quad (77)$$

Von den drei in Betracht kommenden Größen ΔP_s , G und d werden stets zwei gegeben und eine zu bestimmen sein. Soll G oder d ermittelt werden, so setzt man in einfachen Fällen als erste Annäherung

$$\Delta P_s = \sum \Delta P \quad (78)$$

und bestimmt (ohne Berücksichtigung von Ventilen, Krümmern usw.) die gesuchte Größe aus N 7, wie im Beispiel 2 und 3 gezeigt. In komplizierteren Fällen sucht man durch mehrmalige vorläufige Annahmen von d bzw. G die gegebenen Bedingungen in Einklang zu bringen (siehe auch S. 23).

2. Um die Dampf- bzw. Gasgeschwindigkeit v zu berechnen, bestimmt man zunächst mittels K 2, Zahlentafel 8 oder N 11 das spezifische Gewicht γ oder das spezifische Volumen v ,

¹ Für Ventile Bauart „Koswa“ ist nach Dr.-Ing. Gasterstädt (Z. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1921) der Koeffizient ζ ca. 7mal kleiner.

Es ist dann das stündlich durchfließende Dampf- bzw. Gasvolumen Q

$$Q = \frac{G}{\gamma} = G v. \quad (79)$$

Mittels N 4, das die Gleichung

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \quad (80)$$

darstellt, ermittelt man dann die Geschwindigkeit v .

Durchschnittlich werden folgende Dampf- und Luftgeschwindigkeiten gewählt:

Kolbendampfmaschinen bei Sattedampf:	$v = 25$ m/sek,
„ „ Heißdampf:	$v = 40$ bis 50 m/sek,
Dampfturbinen:	$v = 50$ „ 70 „
Luftkolbenkompressoren bei Saugleitung:	$v = 16$ „ 20 „
„ „ Druckleitung:	$v = 25$ „ 30 „
Luftturbokompressoren bei Saug- und Druckleitung:	$v = 20$ „ 25 „

Die Zustandsgleichung der Gase und der Luft.

Die allgemeine Zustandsgleichung der Gase lautet:

$$v p = R (t + 273) \quad [v \text{ in m}^3/\text{kg}, p \text{ in at}, t \text{ in } ^\circ\text{C}]; \quad (81)$$

für Luft ist

$$R = 29,27 \cdot 10^{-4} \quad (82)$$

und somit

$$v p = 29,27 (t + 273) \cdot 10^{-4}. \quad (83)$$

Nachdem

$$\gamma = \frac{1}{v} \quad (84)$$

ist, kann man die beiden Gl. (81) und (83) auch schreiben

$$p = \gamma R (t + 273) \quad (85)$$

bzw. (für Luft)

$$p = 29,27 \gamma (t + 273) 10^{-4} \quad [p \text{ in at}, \gamma \text{ in kg/m}^3, t \text{ in } ^\circ\text{C}]. \quad (86)$$

Die Gl. (86) ist durch das

Nomogramm N 11

dargestellt. Dasselbe besteht aus einem Dreiskalensystem mit den Skalen für v , p und t . Die Skala für v ist entsprechend der Gl. (84) als Doppelskala für v und γ ausgeführt. Ebenso ist die Skala für p teilweise als Doppelskala ausgebildet, indem die Drücke in at abs. und in mm Q.S. dargestellt sind. (Es ist at 1 = 735,5 mm Hg.)

Dasselbe Nomogramm kann zur Bestimmung des Zustandes eines beliebigen Gases verwendet werden, wenn ein anderer Zustand desselben Gases bei demselben Druck, Temperatur oder Volumen bekannt ist. (Reduktion des Gases auf anderen Druck, Volumen, Temperatur.) Sind diese letzteren Werte in einem Zustand gleich p_1, t_1, v_1 , in einem anderen p_2, t_2, v_2 , so ist

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2}. \quad (87)$$

Ist nun z. B.

$$p_1 = p_2,$$

so lautet die Gl. (87):

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2}. \quad (88)$$

Für bekanntes v_1 und t_1 läßt sich für jedes v_2 der entsprechende Wert von t_2 mittels N 11 berechnen (Zustandsänderung bei gleichem Druck). Man verfährt dabei wie folgt.

Die Verbindungslinie der Punkte v_1 und t_1 bringt man zum Schnitt mit der Skala für p , man liest jedoch den sich ergebenden p -Wert nicht ab. [Die Ablesung würde ein für ein beliebiges

Zahlentafel 15. Zulässige Spannungen,

			Schweißeisen		Flußeisen				Flußstahl				
			n. Bach	n. Föppl	nach Bach		nach Föppl		nach Bach		nach Föppl		
					von	bis	von	bis	von	bis	von	bis	
1	Zug k_{zul}	I	900	900	900	1500	900	1500	1200	1800	1200	1800	
2		II	600	540	600	1000	540	900	800	1200	720	1080	
3		III	300	450	300	500	450	750	400	600	600	900	
4	Druck k_{zul}	I	900	900	900	1500	900	1500	1200	1800	1200	1800	
5		II	600	540	600	1000	540	900	800	1200	720	1080	
6		III	300	450	300	500	450	750	400	600	600	900	
7	Biegung k_{zul}	I	900	900	900	1500	900	1500	1200	1800	1200	1800	
8		II	600	540	600	1000	540	900	800	1200	720	1080	
9		III	300	450	300	500	450	750	400	600	600	900	
10	Schub k_{zul}	I	720	720	720	1200	720	1200	960	1440	960	1440	
11		II	480	430	480	800	430	720	640	960	580	860	
12		III	240	360	240	400	360	600	320	480	480	720	
13	Drehung k_{zul}	I	360	360	600	1200	600	1200	900	1440	900	1440	
14		II	240	220	400	800	360	720	600	960	540	860	
			III	120	180	200	400	300	600	300	480	450	720
Elastizitätsmaß E			2000000		2150000				2200000				
Gleitmaß G			770000		810000				850000				

Gas falsches Resultat liefern, denn die Werte von p an der p -Skala sind nach der Gl. (86) berechnet, die nur für Luft gilt, während ein anderes Gas eine andere Gaskonstante R besitzt.] Man schwenkt nun das Ablesungslinial um den erhaltenen Punkt auf der p -Skala so, daß dasselbe durch (diesen Punkt und) den Punkt v_2 hindurchgeht. Der Schnitt mit der t -Skala ergibt den gesuchten Wert von t_2 .

Wir sehen daraus, daß das geschilderte Verfahren dasselbe wie bei einem Vierskalensystem der Zapfenlinie ist. Die Zapfenlinie war dabei die p -Skala, die 4 Skalen diejenigen für v_1, v_2, t_1 und t_2 . Dabei sind jedoch die Skalen für v_1 und v_2 wie auch diejenigen für t_1 und t_2 identisch und zusammengefallen.

Wir erhalten somit

bei der Reduktion des Gaszustandes fungiert als Zapfenlinie:
 bei konstantem Druck p die p -Skala
 „ konstanter Temperatur t „ t -Skala
 „ konstantem Volumen v „ v -Skala

Beispiel 1. Wie groß ist das spezifische Volumen der Luft bei 300° C und 6 at abs.

Wir erhalten aus N 11 für $p = 6$ und $t = 300$:

$$v = 0,279 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Beispiel 2 (siehe S. 85, Beispiel 1). Das Volumen der Verbrennungsgase beträgt $Q = 11,44 \text{ m}^3$ bei der Temperatur $t = 0^\circ$. Wie groß wird dieses Volumen bei der Temperatur $t_m = 242$ sein?

Für $\bar{Q} = 0,1144$ und $t = 0$ bzw. 242

erhalten wir aus N 12:

$$Q_m = 0,216; \quad (Q) = (Q_m) = 100; \quad Q_m = 21,6 \text{ m}^3.$$

Zahlentafel 14. Gaskonstanten verschiedener Gase.

Stoff	Gaskonstante R	Gaskonstante, bezogen auf Luft R/R_{Luft}
Luft	$29,27 \cdot 10^{-4}$	1
Sauerstoff . . .	$26,50 \cdot 10^{-4}$	0,905
Wasserstoff . .	$420,6 \cdot 10^{-4}$	14,4
Stickstoff . . .	$30,26 \cdot 10^{-4}$	1,033
Kohlenoxyd . . .	$30,29 \cdot 10^{-4}$	1,034
Kohlensäure . .	$19,27 \cdot 10^{-4}$	0,658
Wasserdampf . .	$47,1 \cdot 10^{-4}$	1,607
Leuchtgas . . .	$73,5 \cdot 10^{-4}$	2,51

Beispiel 3. Das Volumen der Rauchgase pro 1 kg Brennstoff beträgt 22 m^3 bei 210° C und 765 mm Barometerstand. Wie groß ist dieses Volumen auf 0° und 750 mm reduziert?

Mit Hilfe des N 11 erhalten wir
 Volumen bei 200° C und 765 mm: 22 m^3
 „ „ 200° C „ 750 „ : $22,4$ „
 „ „ 0° C „ 750 „ : $12,9$ „

Elastizitäts- und Gleitmaße in kg/cm².

	Stahlguß				Gußeisen		Phosphor- bronze	Eichen- holz ¹ zur Faser	Kiefern- holz ¹ zur Faser	
	nach Bach von	bis	nach Föppl von	bis	nach Bach	nach Föppl				
1	600	1200	600	1200	300	300	750	100	100	I. Ruhende Belastung. II. Belastung wechselt von 0 bis zu einem Höchst- werte beliebig oft. III. Belastung wechselt von einem negativem bis zu einem positiven Höchstwerte beliebig oft.
2	400	800	360	720	200	180	500			
3	200	400	300	600	100	150	250			
4	900	1500	900	1500	900	900	750	80	60 ²	
5	600	1000	540	900	600	540	250			
6	750	1200	750	1200			750	100	100	
7	500	800	450	720			500			
8	250	400	375	600			250			
9	480	960	480	960	300	300		10	10	
10	320	640	290	580	200	180				
11	160	320	240	480	100	180				
12	480	960	480	960			300			
13	320	640	290	580			200			
14	160	320	240	480			100			
	2150000				750000 bis 1050000		1100000	100000 bis 108000	90000 bis 108000	
	830000				290000 bis 400000					

III. Festigkeitslehre und Maschinenelemente.

Festigkeitsberechnungen.

Bezeichnungen.

- | | |
|---|---|
| P, P_k, Q, A, B Kraft. | E Elastizitätsmaß in kg/cm ² . |
| F Querschnitt. | G Gleitmaß in kg/cm ² . |
| D, d Kreisdurchmesser. | \ominus Sicherheitskoeffizient. |
| a Quadratseite. | λ Schlankheitskoeffizient. |
| a, b, h Rechteckseiten. | ω Knickzahl. |
| l, l_1, l_2 Länge (freie Trägerlänge). | f Durchbiegung. |
| z Hebelarm, reduzierte Trägerlänge. | ψ_{cm} Verdrehungswinkel für 1 cm Länge. |
| α, β Abstände. | ψ_m Verdrehungswinkel für 1 m Länge. |
| $\delta = \frac{\alpha \beta}{\alpha + \beta}$. | N Leistung in PS oder kW. |
| k Druckbeanspruchung in kg/cm ² . | n Umdrehungszahl pro 1 Min. |
| k_z Zugbeanspruchung in kg/cm ² . | α, α_0, ω Koeffizient, Verhältniszahl. |
| k_k Knickungsbeanspruchung in kg/cm ² . | σ geometrische Summe. |
| k_b Biegungsbeanspruchung in kg/cm ² . | M_b' ideelles Biegemoment. |
| k_d, k_d' Drehungsbeanspruchung in kg/cm ² . | M_d' ideelles Drehmoment. |
| M_b Biegemoment. | q Hilfsgröße. |
| M_d Drehmoment. | Z, Z_I, Z_{II}, Z_{III} Riemenzug. |
| J Trägheitsmoment des Querschnittes. | U Umfangskraft. |
| W Widerstandsmoment des Querschnittes. | R resultierende Kraft. |
| i Trägheitsradius. | G, G_I, G_{II}, G_{III} Gewicht. |
| | l_1, l_2 Lagerentfernung. |

Zug, Druck und Schub.

Es gelten die Formeln

für Druck:

$$P = F \cdot k, \tag{1}$$

für Zug:

$$P = F \cdot k_z, \tag{2}$$

für Schub:

$$P = F \cdot k_s. \tag{3}$$

Die zulässigen Spannungen k_z zul, k_z zul und k_s zul in kg für 1 cm² sind aus der Zahlentafel 15 zu entnehmen.

¹ Nach Lang ist für Nadelholz || zur Faser $k_{zul} = 8$ bis 12.

² Nach Seitz ist für Nadel- und Laubholz $k_{zul} = 90$.

Knickung.

Die unten angeführten Berechnungen beziehen sich ausschließlich auf Holzträger (Berechnungen bei Stützungsarbeiten, Gerüsten usw.). Die viel seltener im praktischen Betriebe vorkommenden Berechnungen von Gußeisensäulen, Flußeisen- und Eisenbeton-Trägern sind in hohem Maße von der Konstruktion derselben und den besonderen jeweilig vorhandenen Bedingungen abhängig und werden hier nicht berücksichtigt.

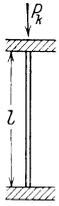


Abb. 14.
Knick-
belastung.

Der hauptsächlich auftretende und den nachfolgenden Berechnungen zugrunde gelegte Belastungsfall ist derjenige der Abb. 14. Dabei wird vorausgesetzt, daß der Träger unten und oben nicht eingespannt ist, so daß er in durchgebogenem Zustande in den Auflagerpunkten einen spitzen Winkel mit der Wagerechten bildet. Liegt ein Fall vor, daß das eine Ende oder beide Enden eingespannt sind, so kann man dennoch die geschilderte Rechnungsweise anwenden, wodurch man eine etwas größere Sicherheit erhält. Dies ist um so mehr gerechtfertigt, als bei etwa eintretender Lockerung der Einspannung der Belastungsfall auf den in der Abbildung dargestellten übergeht.

Allgemein wird die Euler-Formel

$$P_k = \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \cdot \frac{1}{\epsilon} \quad [E \text{ in kg/cm}^2, J \text{ in cm}^4, l \text{ in cm}, P_k \text{ in kg}], \quad (4)$$

bzw. die Formel von Tetmajer

$$P_k = \frac{1}{\epsilon} 293 (1 - 0,00662 \lambda) F \quad [F \text{ in cm}^2, P_k \text{ in kg}] \quad (5)$$

angewendet, je nachdem, ob

$$\lambda > 100 \quad [\text{Euler; gültig für sehr schlanke Stäbe}]$$

oder

$$\lambda < 100 \quad [\text{Tetmajer; gültig für schlanke und mittelschlanke Stäbe}]$$

ist. Man berechnet den Schlankheitskoeffizienten λ aus

$$\lambda = \frac{l}{i}. \quad (6)$$

wobei i der Trägheitshalbmesser ist, d. h.

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}}. \quad (7)$$

In Anlehnung an diese beiden Formeln hat Dr.-Ing. Seitz folgende Formeln aufgestellt:

für $\lambda < 100$:
$$\omega = \frac{151}{151 - \lambda} \quad (8)$$

für $\lambda > 100$:
$$\omega = \frac{\lambda^2}{3380} \quad (9)$$

(für $\lambda = 100$ liefern beide Formeln dasselbe Resultat).

Darin bedeutet ω die Knickzahl, d. h. das Verhältnis der zulässigen Druckspannung für Holz zu der zulässigen Knickspannung

$$\omega = \frac{k}{k_k}.$$

Als zulässige Druckspannung gibt Dr. H. Seitz¹

$$k = 90 \text{ kg/cm}^2 \quad (10)$$

für Laub- und Nadelholz an. Nachdem für kreisförmigen Querschnitt

$$J = \frac{\pi a^4}{64} \quad \text{und} \quad F = \frac{\pi}{4} a^2 \quad (11)$$

ist, erhält man

$$i = \frac{a}{4} \quad (12)$$

und somit

$$\lambda = \frac{4l}{a}. \quad (13)$$

¹ Grundlagen des Ingenieurholzbaues. Berlin 1925.

Zahlentafel 16. Blanke Sechskantschrauben mit Whitworth-Gewinde. Nach DIN.

Äußerer Durchmesser des Gewindes D		Kern		Anzahl der Gewindegänge		Höhe der Mutterabgerundet h_1	Höhe des Kopfes abgerundet h_0	Schlüsselweite abgerundet s_0^*	$P = \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_z$ wenn k_z (in kg/cm^2) = 480 = 600 kg kg	
engl. Z.	mm	Durchm. d_1	Querschn. $\pi \frac{d_1^2}{4}$	auf einen engl. Z.	auf die Länge d	mm	mm	mm		
$1\frac{1}{4}$	6,35	4,72	0,175	20	5	6	5	11	85	105 ¹
$5\frac{1}{16}$	7,94	6,13	0,295	18	$5\frac{5}{8}$	8	6	14	140	175 ¹
$3\frac{3}{8}$	9,53	7,49	0,441	16	6	9	7	17	210	265 ¹
$7\frac{1}{16}$	11,11	8,79	0,607	14	$6\frac{1}{8}$	11	8	19	290	365 ¹
$1\frac{1}{2}$	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	22	375	470 ¹
$5\frac{3}{8}$	15,88	12,92	1,311	11	$6\frac{7}{8}$	16	11	27	630	785
$3\frac{1}{2}$	19,05	15,80	1,961	10	$7\frac{1}{8}$	19	13	32	940	1175
$7\frac{3}{8}$	22,23	18,61	2,720	9	$7\frac{7}{8}$	22	16	36	1305	1630
1	25,40	21,34	3,573	8	8	25	18	41	1715	2145
$1\frac{1}{8}$	28,58	23,93	4,498	7	$7\frac{7}{8}$	28	20	46	2160	2700
$1\frac{3}{4}$	31,75	27,10	5,768	7	$8\frac{3}{4}$	32	22	50	2770	3460
$1\frac{3}{8}$	34,93	29,51	6,835	6	$8\frac{1}{4}$	35	24	55	3280	4100
$1\frac{1}{2}$	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	60	4030	5030
$1\frac{5}{8}$	41,28	34,77	9,495	5	$8\frac{1}{8}$	41	30	65	4560	5700
$1\frac{3}{4}$	44,45	37,95	11,31	5	$8\frac{3}{4}$	45	32	70	5430	6780
$1\frac{7}{8}$	47,63	40,40	12,82	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$	48	34	75	6150	7690
2	50,80	43,57	14,91	$4\frac{1}{2}$	9	50	36	80	7160	8950
$2\frac{1}{4}$	57,15	49,02	18,87	4	9	55	40	85	9060	11320
$2\frac{1}{2}$	63,50	55,37	24,08	4	10	60	45	95	11560	14450
$2\frac{3}{4}$	69,85	60,56	28,80	$3\frac{1}{2}$	$9\frac{5}{8}$	65	49	105	13820	17280
3	76,20	66,91	35,15	$3\frac{1}{2}$	$10\frac{1}{2}$	68	53	110	16870	21090
$3\frac{1}{4}$	82,55	72,54	41,36	$3\frac{1}{4}$	$10\frac{9}{16}$	75	58	120	19850	24820
$3\frac{1}{2}$	88,90	78,87	48,92	$3\frac{1}{4}$	$11\frac{3}{8}$	78	62	130	23480	29350
$3\frac{3}{4}$	95,25	84,41	55,95	3	$11\frac{1}{4}$	82	67	135	26860	33570
4	101,60	90,76	64,68	3	12	85	71	145	31050	38810
$4\frac{1}{4}$	107,95	96,64	73,37	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{7}{32}$	92	76	155	35220	44020
$4\frac{1}{2}$	114,30	102,99	83,29	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{15}{16}$	95	80	165	39980	49970
$4\frac{3}{4}$	120,66	108,83	93,04	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{1}{16}$	100	85	175	44660	55820
5	127,00	115,18	104,2	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$	105	89	180	50020	62530
$5\frac{1}{4}$	133,36	120,96	114,9	$2\frac{5}{8}$	$13\frac{25}{32}$	108	93	190	55160	68940
$5\frac{1}{2}$	139,70	127,31	127,3	$2\frac{5}{8}$	$14\frac{7}{16}$	112	98	200	61100	76380
$5\frac{3}{4}$	146,06	133,04	139,0	$2\frac{1}{2}$	$14\frac{3}{8}$	118	102	209	66740	83420
6	152,41	139,39	152,6	$2\frac{1}{2}$	15	122	106	220	73250	91560

Zahlentafel 17. Gasrohre und Whitworth-Rohrgewinde.

Nennweite des Rohres in engl. Zoll = d	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
Innendurchmesser d_i in mm	6	9	12	15	18	20	24	26	34,5	40	44
Außendurchmesser d_a in mm	10	13	16,5	20,5	24	26,5	31	33	42	48	52
Wandstärke s in mm	2	2	2,25	2,75	3	3,25	3,5	3,5	3,75	4	4
Kerndurchmesser d_k des Gewindes in mm		11,3	14,8	18,2	20,7	24,2	30	30	39	45	49
Gängezahl z auf 1"	28	19	19	14	14	14	14	11	11	11	11

d	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{2}$	4
d_i	51	60	66	71	79	92	104
d_a	59	69	76	81	89	102	114
s	4	4,5	5	5	5	5	5
d_k	56		73		86	98,5	111
z	11	11	11	11	11	11	11

Dieses, in obige Formeln eingesetzt, ergibt:

für $\frac{l}{a} < 25$:
$$k_k = \frac{90}{151} \left(151 - \frac{4l}{a} \right) \text{ kg/cm}^2. \tag{14}$$

für $\frac{l}{a} > 25$:
$$k_k = \frac{90 \cdot 3380}{16} \frac{a^2}{l^2} \text{ kg/cm}^2. \tag{15}$$

¹ P ist für reine Zugbeanspruchung berechnet. Bei Beanspruchung auf Drehung z. B. durch Nachziehen im Betriebe müssen die Werte von P unter Umständen auf weniger als die Hälfte herabgesetzt werden. Besondere Vorsicht bei den kleinen Durchmessern bis etwa $\frac{3}{4}$ Z!

* Schlüsselweite $s_0 = 5 \frac{1}{4}$ Durchmesser; größter Mutterndurchmesser = $1,15 s_0 = 5,75 \frac{1}{4}$ Durchmesser; Unterlegscheibendurchmesser = $1,3 s_0 = 6,5 \frac{1}{4}$ Durchmesser; Dicke der Unterlegscheibe = $0,1 s_0$.

Zahlentafel 18. Zulässige Belastung von runden Hanfseilen¹ (nach Felten u. Guillaume, Köln).

Seildurchmesser mm	Tragkraft in kg bei 8facher Sicherheit kg	Seilgewicht kg/m
13	130	0,14
16	200	0,21
18	250	0,25
20	310	0,31
23	415	0,39
26	530	0,51
29	660	0,67
33	855	0,80
36	1015	0,96
39	1190	1,15
46	1660	1,50
52	2120	1,95
55	2225	2,25
60	2470	2,55
65	2690	2,9
70	2885	3,5
75	3160	3,9
80	3330	4,5
85	3760	5,0
90	4135	5,6
95	4665	6,3
100	5160	7,2
110	6055	8,5
120	7205	9,6
130	8300	11,5

Zulässige Belastung und Gewicht von Baumwollseilen annähernd wie bei Hanf.

¹ Hanfseile unbeschädigt, ungeteert.

Zahlentafel 19. Zulässige Belastung von Drahtseilen aus Tiegelstahldraht mit Bruchfestigkeit von $k_z = 12000$.

Nenn-durch-messer des Seiles mm	Nutzzugkraft bei Menschenförderung 10fache Sicherheit kg	Nutzzugkraft bei Lastenförderung 8fache Sicherheit kg
8	270	340
9	335	420
10	410	510
11	490	610
12	575	720
13	670	840
14	780	975
15	900	1125
16	1030	1290
17	1170	1460
18	1320	1650
19	1485	1850
20	1660	2070
22	2030	2540
24	2420	3020
26	2830	3540
28	3270	4080
30	3740	4670
32	4250	5320
34	4800	6000
36	5400	6750
38	6050	7550
40	6700	8370
42	7400	9250
44	8100	10100

Drahtseile aus mehreren Litzen und feinen biegsamen Drähten bestehend, unbeschädigt.
Trommeldurchmesser $\geq 500 \times$ Drahtdurchmesser.

Für rechteckige Querschnitte mit den Seiten a und b (wobei $b > a$) erhält man in ähnlicher Weise

$$\lambda = \frac{2\sqrt{3}}{a} l \quad (16)$$

und

$$\text{für } \frac{l}{a} < 28,9: \quad k_k = \frac{90}{151} \left(151 - \frac{2\sqrt{3}l}{a} \right) \text{ kg/cm}^2, \quad (17)$$

$$\text{für } \frac{l}{a} > 28,9: \quad k_k = \frac{90 \cdot 3380}{12} \frac{a^2}{l^2} \text{ kg/cm}^2. \quad (18)$$

(Dabei fällt die große Rechteckseite b aus der Formel aus.)

Diese Formeln (14), (15), (17) und (18) sind der Konstruktion des Nomogrammes N 12 zugrunde gelegt. Die Werte von a erscheinen darin in cm, die zulässige Knickspannung in kg/cm^2 . Die Benutzung des Nomogrammes bleibt sich gleich, unbeachtet dessen, ob $\frac{l}{a}$ größer oder kleiner als der betreffende Grenzwert ist.

Wie wir aus dem Nomogramm erkennen, wird die normale Druckbeanspruchung des Holzes $k = 90 \text{ kg/cm}^2$ durch das Hinzutreten der Knickung verringert, und zwar um so mehr, je größer das Verhältnis $\frac{l}{a}$ ist.

Zwischen der auf den Träger wirkenden Kraft P_k und dem Trägerquerschnitt F besteht die Beziehung

$$P_k = F k_k. \quad (19)$$

Rechnungsgang: I. Es ist gegeben die Kraft P_k und die freie Trägerlänge l . Gesucht sind die Abmessungen des rechteckigen Trägerquerschnittes.

Über den Querschnitt wird eine erste vorläufige Annahme gemacht, es werden also die Rechteckseiten a_1 und b_1 angenommen (wobei $a_1 < b_1$ bzw. Quadratseite a_1). Aus der Formel (19) und

$$F = a_1 b_1 \quad \text{bzw.} \quad = a_1^2$$

wird die erste vorläufige Knickspannung k_{k_1} ermittelt. Aus dem Nomogramm N 12 bestimmt man aus gegebenem l und angenommenem a_1 die zulässige Druckspannung k'_{k_1} (Skala rechts für Rechteckquerschnitte). Je nachdem, ob $k'_{k_1} < k_{k_1}$ oder $k'_{k_1} > k_{k_1}$ ist, muß man die angenommenen Querschnittsmaße vergrößern oder kann man sie verkleinern. Dies kann geschehen entweder durch Vergrößern der kleineren Rechteckseite a_1 , der größeren Rechteckseite b_1 oder durch beides.

Auf diese Weise kommen wir zur zweiten vorläufigen Annahme und durch ein wiederholt vorgenommenes Abgleichen der Resultate zur endgültigen Annahme.

Ähnlich verfährt man, wenn der Trägerquerschnitt ein Kreis ist. Die Rechnung gestaltet sich dann noch einfacher.

Beispiel 1. Eine Maschine die 9500 kg wiegt, soll mittels eines provisorischen Holzgerüsts in die Höhe gebracht werden. Das Gewicht der Flasenzüge, der Mannschaft und das Eigengewicht der Holzverschalung usw. wird auf 1500 kg geschätzt. Die Last wird auf 2 quadratische Balken mit der freien Trägerlänge 6 m verteilt. Wie sollen die Balken dimensioniert werden?

Wir wählen

$$a_1 = 15 \text{ cm}$$

und erhalten

$$k_{k_1} = \frac{5500}{15^2} = 24,4 \text{ kg/cm}^2.$$

Aus dem Nomogramm finden wir für $a_1 = 15$ und $l = 600$:

$$k_k < 16 \text{ kg/cm}^2,$$

woraus folgt, daß der Wert 15 für a_1 zu klein ist. Für $a_2 = 18$ erhält man

$$k_{k_2} = \frac{5500}{18^2} = 17 \text{ kg/cm}^2,$$

und aus dem Nomogramm N 12

$$k_k = 22,7 \text{ kg/cm}^2,$$

woraus wir schließen, daß der Balkenquerschnitt $18 \times 18 \text{ cm}^2$ für den betreffenden Fall als ausreichend erscheint. In Wirklichkeit wird man wohl $a = 20$ wählen und die Träger in halber Höhe durch Querbalken miteinander binden.

II. Gegeben ist die freie Trägerlänge l und der Trägerquerschnitt F (also Rechteckseiten a und b , wobei $a < b$ bzw. der Kreisdurchmesser a). Gesucht ist die zulässige Kraft P_k .

Für a und l erhalten wir aus dem Nomogramm N 12 die zulässige Knickspannung k_k (Skala rechts oder links, je nachdem, ob der Querschnitt rechteckig oder kreisförmig ist). Aus der Gl. (19) erhalten wir dann die gesuchte Kraft P_k .

Beispiel 2. Ein zu schwacher, in der Deckenkonstruktion eines Magazinkellers angewandter Eisenträger ist durch das auf ihm lastende Gewicht der Decke und der aufgestapelten Ware stark durchgebogen worden, so daß derselbe durch einen runden Holzpfiler vom Durchmesser 15 cm gestützt wurde. Die lichte Höhe des Kellers beträgt 3 m. Welche Last kann der Holzbalken aushalten?

Aus N 12 ergibt sich für $l = 300$ und $a = 15$

$$k_k = 42,2 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß die gesuchte Last

$$\frac{\pi}{4} 15^2 \cdot 42,2 = 7460 \text{ kg}$$

beträgt.

Zahlentafel 20. Zulässige Belastung von Ketten (nach DIN).

Verwendung	Rundeisen Durchmesser mm	Nutzzugkraft kg	Gewicht kg/m
Handkette	5	175	0,5
„	6	250	0,72
Lastkette	7	350	1,0
„	8	500	1,3
„	9,5	750	1,9
„	11	1000	2,7
„	13	1500	3,75
„	16	2500	5,8
„	19	3500	8,0
„	23	5000	12,0

Probeklast $\geq 2 \times$ Nutzzuglast.

Bruchlast $\geq 4 \times$ Nutzzuglast.

III. Gegeben ist die Kraft P_k und der Trägerquerschnitt F , gesucht die zulässige Trägerlänge l .

Aus der Gl. (19) ermitteln wir k_k und bestimmen dann aus dem N 12 die zulässige Länge l .

Beispiel 3. Wie groß ist die höchstzulässige freie Länge für einen Holzbalken von $20 \times 25 \text{ cm}^2$ Querschnitt und Knicklast 15000 kg ?

Es ist

$$k_k = \frac{15000}{20 \times 25} = 30 \text{ kg/cm}^2.$$

Für diesen Wert und für $a = 20$ liefert N 12

$$l_{\max} = 580 \text{ cm}.$$

Biegung.

Wird ein Träger auf Biegung beansprucht, so ist zunächst der Verlauf der auftretenden Biegemomente festzustellen, aus welchen man entnehmen kann, für welche Querschnitte das Biegemoment am größten ist. Für diese „gefährlichen“ Querschnitte ermittelt man die Dimensionen bzw. die in ihnen auftretenden Beanspruchungen mittels der Gleichung

$$M_{b \max} = W k_b \quad [M_b \text{ in kgcm, } W \text{ in cm}^3, k_b \text{ in kg/cm}^2]; \quad (20)$$

ist $M_{b \max}$ das maximale Biegemoment in kgcm und W das Widerstandsmoment des betreffenden Querschnittes in cm^3 , so ist k_b die in diesem Querschnitte auftretende Biegebeanspruchung in kg/cm^2 . Die Werte für die zulässigen Biegebeanspruchungen k_b sind in der Zahlentafel 15 enthalten. Widerstandsmomente siehe unten S. 46.

Der Wert des maximalen Biegemomentes $M_{b \max}$ ist für die meist in der Praxis vorkommenden Fälle in der Zahlentafel 21 (Spalte 5) angegeben. Er ist stets gleich dem Produkt der Kraft P und eines Hebelarmes z (mit Ausnahme des Falles IIIb, wo 2 Kräfte P und Q auftreten), so daß die Gleichung sich in der allgemeinen Form schreiben läßt:

$$W = \frac{Pz}{k_b} \quad [P \text{ in kg, } z \text{ in cm, } k_b \text{ in kg/cm}^2, W \text{ in cm}^3]. \quad (21)$$

Der Wert für das Widerstandsmoment W ist für die Belastungsfälle I bis VI aus der Zahlentafel 21 (Spalte 7) zu entnehmen. Die Größe z , die stets eine Länge bedeutet (in cm ausgedrückt), ist verschieden für die verschiedenen Belastungsfälle und ist in der Spalte 8 der Zahlentafel 21 angegeben. Die Werte von W (Spalten 7 und 8) sind bei der Ermittlung des Trägerquerschnittes zu benutzen; ist der Querschnitt gegeben, so bestimmt man die maximal zulässige Last P , indem man die Ausdrücke für P aus der Spalte 9 benützt (Werte für $k_{b \text{ zul}}$ (siehe Zahlentafel 15)).

Nomogramm N 13

stellt die Beziehung (21) dar. Es ist ein 4-Skalen-Nomogramm mit Zapfenlinie, die zugehörigen Skalen sind durch gleiche Art der Beschriftung gekennzeichnet. Auf der Skala für k_b sind rechts die zulässigen Biegebeanspruchungen (nach Bach) eingetragen. Dabei kennzeichnen die römischen Zahlen I bis III die Art der Belastung (siehe Zahlentafel 15). Auf der Skala für W sind die entsprechenden Werte der Widerstandsmomente der Doppel-T-Eisen und der \square -Eisen eingetragen (siehe auch Zahlentafel 23). Sie sind auf die Achse xx bezogen (siehe Abb. 15).

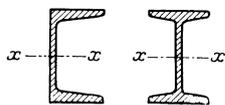


Abb. 15.

Beispiel 1. Die Decke eines Warenlagers ruht auf 6 m langen Doppel-T-Trägern, die in der Entfernung von 120 cm voneinander angeordnet sind. Die auf die Decke wirkende Last betrage 600 kg für 1 m^2 (Eigengewicht der Decke inbegriffen). Wie groß sollen die Träger gewählt werden?

Obwohl die Balken in den Wänden eingemauert werden, rechnen wir so, als ob sie frei aufliegen würden und wenden nach Zahlentafel 21 den Belastungsfall IV an (den Belastungsfall VI kann man anwenden, wenn man weiß, daß die eingemauerten Trägerenden genügend lang — nicht unter 30 cm — sind und daß besondere Sorgfalt bei deren Einmauerung angewendet wurde: die Voraussetzung ist, daß sämtliche Lücken mit Zementmörtel ausgefüllt sind, der

Zahlentafel 21. Bieigungsbeanspruchung¹.

I	2	3		4	5	6	7	8	9	10	Tritt auf bei (im Punkte)
		- Auflagerdrücke									
Nr.	Belastungsfall	A	B	Maximales Bieigugmoment $M_{b,max}$ (kgcm)	Gefährlicher Querschnitt bei	Widerstandsmoment W (cm ³)	Koeffizient Z in der Formel $W = \frac{P_2}{k_b}$ (cm)	Maximal zulässige Last P (kg)	Maximale Durchbiegung f (cm)		
I		P	—	Pl	A	$\frac{Pl}{k_b}$	l	$\frac{Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 3}$	C	
II		P	—	$\frac{Pl}{2}$	A	$\frac{Pl}{2k_b}$	$\frac{l}{2}$	$\frac{2Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 8}$	C	
III		$\frac{P\beta}{l}$	$\frac{P\alpha}{l}$	$P\delta^*$	C	$\frac{P\delta^*}{k_b}$	δ^*	$\frac{Wk_{b,zul}}{\delta}$	$\frac{P}{EJ 3} \frac{\alpha^2 \beta^2}{l^4}$	In der Nähe von C auf der größeren von den beiden Strecken α und β	
IIIa		$\frac{P}{2}$	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{4}$	C	$\frac{Pl}{4k_b}$	$\frac{l}{4}$	$\frac{4Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 48}$	C	
IIIb		$P + \frac{Q\gamma - P\alpha}{l}$	$\frac{P\alpha - Q\gamma}{l}$	im Punkt C $(P + Q) \frac{\alpha\gamma}{l} + P \frac{\alpha\beta}{l}$ oder im Punkt D $(P + Q) \frac{\alpha\gamma}{l} + Q \frac{\gamma\beta}{l}$	C ($P\alpha > Q\gamma$) oder D ($Q\gamma > P\alpha$)	$\frac{M_{b,max}}{k_b}$	Die Formel wird nicht angewendet	—	angenähert $\frac{l^3 \tau^2}{3EJ(P + Q)^3}$	Meistens zwischen C und D	
IV		$\frac{P}{2}$	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{8}$	C	$\frac{Pl}{8k_b}$	$\frac{l}{8}$	$\frac{8Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 384}$	C	
V		$\frac{P(3\alpha + \beta)\beta^2}{l^3}$	$\frac{P(3\beta + \alpha)\alpha^2}{l^3}$	$P \frac{\alpha\beta^2}{l^2}$ oder $P \frac{\beta\alpha^2}{l^2}$	A ($\alpha < \beta$) oder B ($\beta < \alpha$)	$\frac{M_{b,max}}{k_b}$	$\frac{\alpha\beta^2}{l^2}$ oder $\frac{\beta\alpha^2}{l^2}$	$\frac{Wl^2 k_{b,zul}}{\alpha\beta^2}$ oder $\frac{Wl^2 k_{b,zul}}{\beta\alpha^2}$	$\frac{P}{EJ 3} \frac{\beta^3 \alpha^2}{(3\beta + \alpha)^2}$ oder $\frac{P}{EJ 3} \frac{2\alpha^3 \beta^2}{3(3\alpha + \beta)^2}$	In der Nähe von C auf der größeren von den beiden Strecken α und β	
Va		$\frac{P}{2}$	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{8}$	A, B und C	$\frac{Pl}{8k_b}$	$\frac{l}{8}$	$\frac{8Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 192}$	C	
VI		$\frac{P}{2}$	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{12}$	A und B	$\frac{Pl}{12k_b}$	$\frac{l}{12}$	$\frac{12Wk_{b,zul}}{l}$	$\frac{Pl^3}{EJ 384}$	C	

¹ In dieser Zahlentafel sind sämtliche Kräfte in kg, sämtliche Längen in cm einzusetzen. * $\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\beta}$; $\delta = \frac{\alpha\beta}{\alpha + \beta}$. $\dagger \tau = l(\alpha P^2 + \gamma Q^2 + \beta PQ) - (\alpha P - \gamma Q)^2$.

mit der umliegenden Wand ein starres Ganzes bildet). Es ist dann

$$z = \frac{l}{8} = \frac{600}{8} = 75 \text{ cm.}$$

Für diesen Wert und für

$$P = 6 \cdot 1,2 \cdot 600 = 4320 \text{ kg}$$

erhalten wir, wenn wir die Biegebungsbeanspruchung

$$k_b = 800 \text{ kg/cm}^2$$

zulassen wollen, aus N 13

$$W = 405,$$

was einem Doppel-T-Träger Nr. 25 entspricht.

Beispiel 2. Ein Behälter, der 1500 kg wiegt, soll in das obere Stockwerk eines Gebäudes in der Weise gebracht werden, daß auf dem Dach ein frei herausragender Doppel-T-Träger NP 22 an 2 Punkten genügend fest abgestützt wird und an dessen von der äußeren Gebäudewand 200 cm entferntem Ende ein Flaschenzug aufgehängt wird, der die Last aufnehmen soll. Es ist die Biegebungsbeanspruchung des Trägers an der Gebäudekante zu bestimmen.

Zahlentafel 21, Belastungsfall I.

$$z = 200 \text{ cm, } P = 1500 \text{ kg.}$$

N 13 ergibt für I NP 22

$$k_b = 1080 \text{ kg/cm}^2,$$

eine ziemlich hohe Beanspruchung.

Liegt der Fall der Biegebungsbeanspruchung

1. eines Flußeisenträgers mit $k_b = 750 \text{ kg/cm}^2$ oder $k_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$ oder
2. eines Holzträgers mit $k_b = 100 \text{ kg/cm}^2$ vor, so kann das einfachere

Nomogramm N 14

benutzt werden. Dasselbe besitzt ein Dreiskalensystem mit den Skalen für z , W und P . Die Skala für z ist als Doppelskala ausgeführt und trägt links die Werte von z , die für $k_b = 750$ in Betracht kommen, rechts diejenigen für $k_b = 1000$ und — in Kursivschrift — die Werte für Holzträger mit $k_b = 100$. Der Wert von z wird wie bei Anwendung der Nomogramme N 13 aus der Zahlentafel 21 (Spalte 8) entnommen. Auf der Skala für W sind die entsprechenden Werte der Widerstandsmomente für normale Doppel-T-Eisen- und □-Eisenprofile eingetragen (siehe auch Zahlentafel 23). Sie sind auf die Achse $x-x$ bezogen (siehe Abb. 15).

Beispiel 3. In einer Scheddach-Holzkonstruktion greift die Last $P = 900 \text{ kg}$ in $\frac{1}{3}$ der 6 m betragenden Länge des rechteckigen Querbalkens. Wie soll der letztere dimensioniert werden? ($k_b = 100$.)

Zur Anwendung kommt Zahlentafel 21, Belastungsfall III. $\alpha = 400$, $\beta = 200$, $\delta = 133,3$. Für

$$z = \bar{\delta} = 13,3, \quad (z) = 10 \quad \text{und} \quad P = 900$$

erhalten wir aus N 14

$$W = 1200.$$

Aus N 15 finden wir für $W = 1200$

$$b = 32, \quad h = 15$$

oder

$$b = 20, \quad h = 18,9$$

oder

$$b = 11,5, \quad h = 25 \quad [(b) = 1; (h) = 10; (W) = 100]$$

usw.

Widerstands- und Trägheitsmomente.

Widerstandsmoment W bzw. Trägheitsmoment J beträgt:

I. Für den kreisförmigen Querschnitt (Durchmesser d)

$$W_d = \frac{\pi d^3}{32}; \quad J_d = \frac{\pi d^4}{64} \quad (22)$$

(23)

(siehe Zahlentafel 22, wo die Werte von Wd und Jd für $d = 1$ bis $d = 100$ enthalten sind).

Zahlentafel 22.

Widerstands- und Trägheitsmomente für kreisförmige und quadratische Querschnitte.

W = Widerstandsmoment,
 d = Kreisdurchmesser,

J = äquat. Trägheitsmoment,
 a = Quadratseite.

	Kreisförm. Querschnitt		Quadrat. Querschnitt			Kreisförm. Querschnitt		Quadrat. Querschnitt	
	$W = \frac{\pi d^3}{32}$	$J = \frac{\pi d^4}{64}$	$W = \frac{a^3}{6}$	$J = \frac{a^4}{12}$		$W = \frac{\pi d^3}{32}$	$J = \frac{\pi d^4}{64}$	$W = \frac{a^3}{6}$	$J = \frac{a^4}{12}$
1	0,0982	0,0491	0,1667	0,0833	21	909	9547	1543,5	16207
2	0,7854	0,7854	1,333	1,333	22	1045	11499	1774,7	19521
3	2,651	3,976	4,5	6,75	23	1194	13737	2027,8	23320
4	6,283	12,57	10,67	21,33	24	1357	16286	2304,0	27648
5	12,27	30,68	20,83	52,08	25	1534	19175	2604,2	32552
6	21,21	63,62	36,0	108,0	26	1726	22432	2929,3	38081
7	33,67	117,9	57,17	200,08	27	1932	26087	3280,5	44287
8	50,27	201,1	85,33	341,33	28	2155	30172	3658,7	51221
9	71,57	322,1	121,5	546,75	29	2394	34719	4064,8	58940
10	98,17	490,9	166,67	833,33	30	2651	39761	4500,0	67500
10,5	113,65	596,7	192,94	1012,9	35	4209	73662	7145,8	125050
11	130,7	718,7	221,83	1220,1	40	6233	125664	10667	213333
11,5	149,31	858,5	253,5	1457,5	45	8946	201289	15187	341844
12	169,6	1018	288,0	1728,0	50	12272	306796	20833	520833
12,5	191,75	1198	325,5	2034,5	55	16334	449180	27729	762547
13	215,7	1402	366,17	2380,1	60	21206	636172	36000	1080000
13,5	241,55	1630	410,06	2767,5	65	26961	876240	45771	1487551
14	269,4	1886	457,33	3201,3	70	33674	1178588	57167	2000800
14,5	299,30	2170	508,1	3683,7	75	41417	1553156	70313	2636719
15	331,3	2485	562,5	4218,8	80	50265	2010619	85333	3413333
16	402,1	3217	682,7	5461,3	85	60292	2562392	102354	4350049
17	482,3	4100	818,8	6960,1	90	71569	3220623	121500	5467500
18	572,6	5153	972,0	8748,0	95	84173	3998198	142896	6787540
19	673,4	6397	1143,2	10860	100	98175	4908738	166670	8333333
20	785,4	7854	1333,3	13333					

II. Für den kreisringförmigen Querschnitt (äußerer Durchmesser D , innerer Durchmesser d) ist

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}; \quad J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4); \tag{24}$$

$$= W_D - \frac{d}{D} W_d; \quad = J_D - J_d. \tag{25}$$

III. Für den rechteckigen Querschnitt (Rechteckseiten b und h) ist

$$W = \frac{b h^2}{6}, \quad J = \frac{b h^3}{12}, \tag{26}$$

$$\tag{27}$$

wenn die Biegunskraft P zur Kante h parallel ist, bzw.

$$W = \frac{b^2 h}{6}, \quad J = \frac{b^3 h}{12}, \tag{28}$$

$$\tag{29}$$

wenn die Biegunskraft P zur Kante b parallel ist. Vgl. Abb. 16.

Die Gl. (26) und (27) für rechteckigen Querschnitt sind durch das N 15 dargestellt. Die Gerade durch b und h gezogen schneidet auf der W -Skala den Wert des betreffenden Widerstandsmomentes, auf der J -Skala den Wert des betreffenden Trägheitsmomentes ab.

Beispiel 1. Für $b = 15$, $h = 10$ ist

$$W = 250, \quad J = 1250.$$

Beispiel 2. Für $b = 35$, $h = 25$ kann man keine Gerade ziehen:

für $\bar{b} = 3,5$ $\bar{h} = 2,5$ erhalten wir

$$\bar{W} = 3,65, \quad (\bar{J}) = 4,6,$$

$$(\bar{b}) = 10, \quad (\bar{h}) = 10,$$

$$(\bar{W}) = 1000, \quad (\bar{J}) = 10000,$$

$$W = \bar{W}(\bar{W}) = 3650; \quad J = \bar{J}(\bar{J}) = 46000$$

(siehe auch Beispiel 3, S. 46).

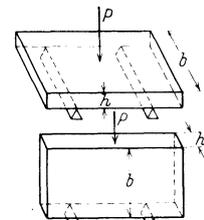


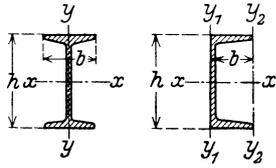
Abb. 16. Oben: flach aufliegender Balken. Unten: hochkant aufliegender Balken.

IV. Für quadratischen Querschnitt (Quadratseite a) ist

$$W_a = \frac{a^3}{6}, \quad J_a = \frac{a^4}{12}$$

(siehe Zahlentafel 22, wo die Werte von W_a und J_a für $a = 1$ bis $a = 100$ enthalten sind).

V. Widerstandsmomente für Doppel-T-Eisen und \square -Eisen sind in der Zahlentafel 23 enthalten.



Zahlentafel 23. Γ - und \square -Eisen.

Profil Nr.	Höhe h mm	Breite b mm	Quer- schnitt F cm ²	Gewicht g kg/m	Trägheitsmoment		Widerstandsmoment		Profil Nr.	
					J_y cm ⁴	J_x cm ⁴	W_y cm ³	W_x cm ³		
Γ - (Doppel-T-) Eisen										
8	80	42	7,58	5,95	6,29	77,8	3,00	19,5	8	
9	90	46	9,00	7,07	8,78	117	3,82	26,0	9	
10	100	50	10,6	8,32	12,2	171	4,88	34,2	10	
11	110	54	12,3	9,66	16,2	239	6,00	43,5	11	
12	120	58	14,2	11,15	21,5	328	7,41	54,7	12	
13	130	62	16,1	12,64	27,5	436	8,87	67,1	13	
14	140	66	18,3	14,37	35,2	573	10,7	81,9	14	
15	150	70	20,4	16,01	43,9	735	12,5	98,0	15	
16	160	74	22,8	17,90	54,7	935	14,8	117	16	
17	170	78	25,2	19,78	66,6	1166	17,1	137	17	
18	180	82	27,9	21,90	81,3	1446	19,8	161	18	
19	190	86	30,6	24,02	97,4	1763	22,7	186	19	
20	200	90	33,5	26,30	117	2142	26,0	214	20	
21	210	94	36,4	28,57	138	2563	29,4	244	21	
22	220	98	39,6	31,09	162	3060	33,1	278	22	
23	230	102	42,7	33,52	189	3607	37,1	314	23	
24	240	106	46,1	36,19	221	4246	41,7	354	24	
25	250	110	49,7	39,01	256	4966	46,5	397	25	
26	260	113	53,4	41,92	288	5744	51,0	442	26	
27	270	116	57,2	44,90	326	6626	56,2	491	27	
28	280	119	61,1	47,96	364	7587	61,2	542	28	
29	290	122	64,9	50,95	406	8636	66,6	596	29	
30	300	125	69,1	54,24	451	9800	72,2	653	30	
32	320	131	77,8	61,07	555	12510	84,7	782	32	
34	340	137	86,8	68,14	674	15695	98,4	923	34	
36	360	143	97,1	76,22	818	19605	114	1089	36	
38	380	149	107	84,00	975	24012	131	1264	38	
40	400	155	118	92,63	1158	29213	149	1461	40	
42½	425	163	132	103,62	1437	36973	176	1740	42½	
45	450	170	147	115,40	1725	45852	203	2037	45	
47½	475	178	163	127,96	2088	56481	235	2378	47½	
50	500	185	180	141,30	2478	68738	268	2750	50	
55	550	200	213	167,21	3488	99184	349	3607	55	
\square - (\square -) Eisen										
							¹	²		
3	30	33	5,44	4,27	5,33	6,39	4,07	2,68	4,26	3
4	40	35	6,21	4,87	6,68	14,1	5,02	3,08	7,05	4
5	50	38	7,12	5,59	9,12	26,4	6,65	3,75	10,6	5
6½	65	42	9,03	7,09	14,1	57,5	9,93	5,07	17,7	6½
8	80	45	11,0	8,64	19,4	106	13,4	6,36	26,5	8
10	100	50	13,5	10,60	29,3	206	18,9	8,49	41,2	10
12	120	55	17,0	13,35	43,2	364	27,0	11,1	60,7	12
14	140	60	20,4	16,01	62,7	605	35,8	14,8	86,4	14
16	160	65	24,0	18,84	85,3	925	46,4	18,3	116	16
18	180	70	28,0	21,98	114	1354	59,4	22,4	150	18
20	200	75	32,2	25,28	148	1911	73,6	27,0	191	20
22	220	80	37,4	29,36	197	2690	92,2	33,7	245	22
24	240	85	42,3	33,21	248	3598	111	39,6	300	24
26	260	90	48,3	37,92	317	4823	134	47,7	371	26
28	280	95	53,3	41,84	399	6276	158	57,3	448	28
30	300	100	58,8	46,16	495	8026	183	67,8	535	30

¹ Bezogen auf die Kante $y_1 - y_1$.

² Bezogen auf die Kante $y_2 - y_2$.

Durchbiegung von Trägern.

Die Werte der maximalen Durchbiegung f (in cm) für die üblichsten Belastungsfälle sind in der Spalte 10 der Zahlentafel 21 enthalten. Die Werte für Elastizitätsmaß E sind der Zahlentafel 15 zu entnehmen. Die Ausrechnung von f für die Belastungsfälle I, IIIa IV und Va erleichtert das Nomogramm N 16.

Liegt der Belastungsfall II vor, so rechnet man nach IIIa und multipliziert das erhaltene f mit 6, liegt der Belastungsfall Va vor, so rechnet man nach VI und multipliziert das erhaltene f mit 2.

Die erfahrungsgemäß in der Praxis angewendeten Durchbiegungen betragen
 im Hochbau: $\frac{1}{600} l$ bis $\frac{1}{400} l$, im Mittel $\frac{1}{500} l$,
 im Brückenbau: $\frac{1}{900} l$ bis $\frac{1}{700} l$,
 für eine Transmissionswelle (zwischen 2 Lagern): $\leq \frac{1}{3}$ mm auf 1 m Wellenlänge.

Nomogramm N 16

ist als 4-Skalen-Nomogramm mit Zapfenlinie konstruiert. Die zueinandergehörigen Skalen sind durch die Art der Beschriftung gekennzeichnet. Nachdem das Nomogramm für 4 Belastungsfälle dienen soll, sind die zugehörigen Skalen für l als P als zwei Doppelskalen ausgeführt, die oben die Bezeichnung des betreffenden Belastungsfalles führen. Es sind somit stets diejenigen Werte von l und P miteinander zu verbinden, die in den Skalen enthalten sind, welche oben dieselbe Bezeichnung (römische Buchstaben I, IIIa, IV, Va) besitzen. Die Tafel für Proportionalitätsfaktoren ist ebenfalls als Nomogramm mit Zapfenlinie ausgebildet, wobei die Punkte der letzteren der leichteren Ablesung halber mit Buchstaben a bis d usw. bezeichnet sind.

Im N 16 ist im Gegensatz zu Zahlentafel 21 die Durchbiegung f in mm angegeben.

Das Nomogramm ist für Flußeisen mit $E = 2150000 \text{ kg/cm}^2$ entworfen, es läßt sich jedoch auch für die Ermittlung der Durchbiegung von Trägern aus anderem Material verwenden; die errechnete Durchbiegung muß in diesem Falle mit dem Verhältnis der betreffenden Elastizitätsmenge multipliziert werden. So ist z. B. das aus dem N 16 gefundene f

für Stahlträger ($E = 2200000$) mit 0,98,

„ Holzträger ($E = 108000$) mit 20,0

zu multiplizieren.

Beispiel 1. Es ist die Durchbiegung des Doppel-T-Trägers, der im Beispiel 1 (S. 44) beschrieben wurde, zu bestimmen.

Belastungsfall IV; $P = 4320 \text{ kg}$, $l = 600 \text{ cm}$, I NP 25.

Aus Zahlentafel 23 entnehmen wir: $J = 4966 \text{ cm}^4$.

Wir verbinden $l = 60 \text{ cm}$ (für Belastungsfall IV) mit $P = 4320 \text{ kg}$ (Belastungsfall IV) und zeichnen den Schnittpunkt mit der Zapfenlinie. Dabei ist also

$$(l) = 10, \quad (P) = 1.$$

Die durch den an der Zapfenlinie angestrichenen Punkt und durch

$$J = 49,7$$

gehende Gerade schneidet die Skala für f im Punkte

$$\bar{f} = 1,13.$$

Es war hier

$$(J) = 100.$$

Aus der Tabelle für die Proportionalitätsfaktoren erhalten wir für $(l) = 10$ und $(P) = 1$ den Punkt c der Zapfenlinie. Dieser Punkt mit $(J) = 100$ verbunden, liefert an der (f) -Skala

$$(f) = 10.$$

Es ist somit

$$f = \bar{f}(f) = 11,4 \text{ mm}.$$

Beispiel 2. Es ist die Durchbiegung einer Stahlwelle von 100 mm Durchmesser zu bestimmen, die frei auf 2 voneinander um 3,2 m entfernten Lagern aufliegt. Die Last P wirkt in der Mitte und beträgt 1700 kg.

Aus Zahlentafel 22 entnehmen wir für $d = 10$:

$$J = 491 \text{ cm}^4.$$

N 16 ergibt ohne Umrechnung mit Proportionalitätsfaktoren für Flußeisen (Belastungsfall IIIa; Zahlentafel 21)

$$f = 11,0 \text{ mm}.$$

Da die Welle aus Flußstahl ist, beträgt ihre Durchbiegung

$$f = 0,98 \cdot 11 = 10,8 \text{ mm}.$$

(Für eine Transmission wäre eine solche Durchbiegung viel zu groß.)

Drehung.

Bei diesbezüglichen Berechnungen ist zunächst das Drehungsmoment M_d zu bestimmen. Dasselbe ergibt sich als Produkt aus der Kraft P (kg) und dem Hebelarm l (cm)

$$M_d = Pl, \quad (30)$$

oder aus der übertragenen Leistung N (PS oder kW) und der Umdrehungszahl pro Min. zu

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} \quad [N \text{ in PS, } M_d \text{ in kgcm}], \quad (31)$$

bzw.

$$M_d = 97403 \frac{N}{n} \quad [N \text{ in kW, } M_d \text{ in kgcm}]. \quad (32)$$

Die beiden letzten Gleichungen sind durch das N 17 dargestellt (siehe unten).

Die in dem Querschnitt auftretende Drehungsbeanspruchung ergibt sich aus folgenden Formeln

I. für Kreis und Kreisringquerschnitt

$$M_d = 2Wk_d \quad [M_d \text{ in kgcm, } k_d \text{ in kg/cm}^2, W \text{ in cm}^3], \quad (33)$$

wobei W das Widerstandsmoment für den betreffenden Querschnitt bedeutet;

II. für quadratischen Querschnitt (Quadratseite a)

$$M_d = 0,208 a^3 k_d. \quad (34)$$

Die Werte für zulässige Drehungsbeanspruchung $k_{d\text{zul}}$ sind in der Zahlentafel 15 enthalten.

Der durch das Drehungsmoment M_d hervorgerufene Verdrehungswinkel ψ_{cm} zweier um 1 cm voneinander abstehender Querschnitte beträgt:

für den kreisförmigen Querschnitt (Durchmesser d in cm)

$$\psi_{\text{cm}}^0 = \frac{180}{\pi} \frac{M_d}{dWG}, \quad (35)$$

für den kreisringförmigen Querschnitt (Durchmesser D und d)

$$\psi_{\text{cm}}^0 = \frac{180}{\pi} \frac{M_d}{DWG}, \quad (36)$$

für den quadratischen Querschnitt (Quadratseite a)

$$\psi_{\text{cm}}^0 = 408,1 \frac{M_d}{a^4 G}; \quad (37)$$

dabei bedeutet W das Widerstandsmoment des betreffenden Querschnittes und G das Gleitmaß (siehe Zahlentafel 15) des verwendeten Werkstoffes.

Die Gl. (35), die man auch in der Form

$$\psi_{\text{m}}^0 = 58360 \frac{M_d}{G d^4} \quad [M_d \text{ in kgcm, } d \text{ in cm, } G \text{ in kg/cm}^2] \quad (38)$$

(wobei ψ_{m}^0 der Verdrehungswinkel zweier um 1 m voneinander abstehenden Querschnitte ist) schreiben kann, ist gemeinsam mit den Gl. (31) und (32) durch das

Nomogramm N 17

dargestellt.

Dasselbe besteht aus zwei Dreiskalensystemen, die eine gemeinsame Skalenleiter besitzen; es sind dies

das Dreiskalensystem N, n, M_d (Berechnung des Drehmomentes aus gegebener Leistung und Umdrehungszahl) und

„ „ d, M_d, ψ (Berechnung des durch das Drehmoment M_d hervorgerufenen Verdrehungswinkels).

Soll aus N, n und d direkt ψ bestimmt werden, so benützt man die Skala für M_d als Zapfenlinie.

Die Skalenleiter für N ist als Doppelskala ausgebildet, und zwar für PS und kW; ebenso trägt die Skalenleiter für ψ zwei Skalen: für Flußstahl ($G = 850\,000$) und für Flußeisen ($G = 830\,000$)¹.

Beispiel 1. Wie groß ist der verhältnismäßige Verdrehungswinkel einer Welle von 50 mm Durchmesser, die 10 PS bei 260 Umdrehungen pro Minute überträgt.

Aus $N = 10$ PS und $n = 260$ erhalten wir

$$M_d = 27,6 \text{ kgm},$$

und wenn wir diesen Wert mit $d = 50$ verbinden, folgt

$$\text{für Flußeisen } \psi_m = 0,31^\circ,$$

$$\text{für Flußstahl } \psi_m = 0,303^\circ.$$

Beispiel 2. Lange Triebwerkwellen mit vorherrschender Drehungsbeanspruchung werden oft so gerechnet, daß man den Verdrehungswinkel kleiner oder höchstens gleich $\frac{1}{4}^\circ$ setzt. Für diesen Ansatz lautet die Gleichung

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Flußeisen} \quad M_d = 3,55 d^4, \\ \text{für Flußstahl} \quad M_d = 3,64 d^4 \end{array} \right\} [M_d \text{ in kgcm, } d \text{ in cm}]^2. \quad (39)$$

$$(40)$$

Für diese Berechnungsweise können wir ebenfalls N 17 anwenden, indem wir den Teilstrich 0,25 der Skala für ψ mit dem Wert von M_d verbinden.

Z. B. für $N = 18$ kW, $n = 300$ erhalten wir

$$M_d = 58,4 \text{ kgm}$$

und (für Flußeisen und $\psi_m = 0,25$):

$$d = 64 \text{ mm}.$$

Vgl. S. 54 Beispiel 1.

Beispiel 3. Gegeben $N = 150$ PS; $n = 1500$; $d = 100$ (Flußstahl); $\psi = ?$

Da sich die entsprechende Verbindungslinie nicht ziehen läßt, wählen wir

$$\bar{n} = 150, \quad (n) = 10, \quad N = 150, \quad (N) = 1$$

und erhalten

$$\bar{M}_d = 716, \quad (M_d) = 0,1, \quad M_d = 71,6:$$

$$\bar{\psi}_m = 0,5, \quad (\psi_m) = 0,1, \quad \psi = 0,05^\circ.$$

Berechnung von Wellen.

Gewöhnlich wird die Wellenberechnung in dreierlei Weise gehandhabt.

I. Für sogenannte „normale Transmissionswellen“ läßt man die Biegungsbeanspruchungen unberücksichtigt und rechnet nach der Drehmomentformel

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} = \pi d^3 \frac{k_d}{16} \quad [N \text{ in PS, } d \text{ in cm, } M_d \text{ in kgcm}], \quad (41)$$

¹ Neuerdings findet man oft für Flußeisen den Wert $G = 810\,000$ (z. B. Hütte 1925, vgl. auch Zahlentafel 15). Will man diesen Wert der Berechnung von ψ zugrunde legen, so muß man das aus N 17 erhaltene ψ für Flußeisen) mit 1,025 multiplizieren.

² Für $G = 810\,000$ ist $M_d = 3,47 d^4$.

wobei man, gleichsam um die Nichtberücksichtigung der Biegemomente wettzumachen, für k_d den sehr niedrigen Wert 122 kg/cm^2 einsetzt. Man erhält dann die bekannte Gleichung

$$d^3 = 3000 \frac{N}{n}, \quad [N \text{ in PS, } d \text{ in cm}], \quad (42)$$

die durch das Nomogramm N 18 dargestellt ist.

II. Bei Wellen, die größeren Biegekräften unterworfen sind, wird das Drehmoment M_d und das Biegemoment M_b ermittelt. Mittels der Bachschen Formel

$$M'_b = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0^2 M_d^2}, \quad (43)$$

wobei

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} \quad (44)$$

ist, berechnet man das sogenannte ideale Biegemoment M'_b , das die zusätzliche Drehungsbeanspruchung berücksichtigt und deshalb größer als das ursprüngliche M_b ist. Hernach rechnet man nach der Formel für die Biegebeanspruchung:

$$M_b = \frac{\pi d^3}{32} k_b \quad (45)$$

und bestimmt aus derselben d (Werte von k_b siehe Zahlentafel 15) oder k_b .

III. Bei langen Triebwerkwellen aus Flußeisen wird oft nach der Gleichung

$$d \geq 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 0,733 \sqrt[4]{M_d} \quad [N \text{ in PS, } M_d \text{ in kgem, } d \text{ in cm}] \quad (46)$$

gerechnet, die aus der Forderung entsteht, daß der Verdrehungswinkel zwischen 2 voneinander um 1 m entfernten Wellenquerschnitten nicht größer als $\frac{1}{4}^\circ$ sei (siehe S. 51, Beispiel 2 und N 17). Für Flußstahlwellen ist $d \geq 0,777 \sqrt[4]{M_d}$.

Selbstverständlich ist nur die Berechnungsart II korrekt, dafür ist sie aber rechnerisch umständlich. Die Einführung der I. Methode ist dem Bedürfnis entsprungen, für einfache Fälle rasch eine Berechnung vornehmen zu können; ihr Nachteil liegt aber darin, daß ihre Anwendungsgrenzen nicht genügend definiert sind und vollständig unscharf bleiben. In der Praxis wird nach der I. Methode sehr oft gerechnet, manchmal sogar in solchen Fällen, wo sie nicht angewendet werden dürfte; auf diese Weise führt sie oft zu Täuschungen und Unterdimensionierungen. Führt man aber die Berechnung nach den beiden Methoden I und II aus, so empfindet man es als unbegründet, daß man als Grundlage der Berechnung einmal die Drehungsbeanspruchung, das andere Mal die Biegebeanspruchung ansehen muß.

Aus den angeführten Gründen ist hier versucht worden, die Berechnungsmethode zu vereinfachen und sie so zu gestalten, daß sie in scharf definierten Anwendungsgrenzen exakte Resultate liefert.

Es gilt im allgemeinen

$$M_d = \pi \frac{d^3}{16} k_d \quad (47)$$

und

$$M_b = \pi \frac{d^3}{32} k_b, \quad (48)$$

so daß

$$M_d = 2 M_b \frac{k_d}{k_b} \quad (49)$$

oder, wenn man die Bezeichnung

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} \quad (50)$$

einführt,

$$M_d = \frac{M_b}{0,65 \alpha_0} \quad (51)$$

ist. Wir wollen diese Beziehung auch auf das „ideelle Biegemoment“ M'_b anwenden und das erhaltene Drehmoment entsprechend „ideelles Drehmoment“ M'_d nennen. Es ist somit,

$$M'_d = \frac{M'_b}{0,65 \alpha_0}; \quad (52)$$

wenn wir in diese Gleichung den Wert von M'_b aus (43) einsetzen, erhalten wir

$$M'_d = \frac{7}{13} \frac{M_b}{\alpha_0} + \sqrt{\frac{M_b^2}{\alpha_0^2} + M_d^2}, \quad (53)$$

oder

$$M'_d = \omega M_d \quad (54)$$

mit

$$\omega = \frac{7}{13} \frac{M_b}{\alpha_0 M_d} + \sqrt{\left(\frac{M_b}{\alpha_0 M_d}\right)^2 + 1}. \quad (55)$$

Wenn wir in den Ausdruck (55) den Wert von M_d aus (41) einsetzen und die Bezeichnung

$$q = \frac{M_b n}{1000 N} \quad [M_b \text{ in kgm, } N \text{ in PS}] \quad (56)$$

einführen, erhalten wir

für Flußeisen (Mittelwert $\alpha_0 = 1,2$):

$$\omega = 0,627 q + \sqrt{1 + (1,163 q)^2}, \quad (57)$$

für Flußstahl (Mittelwert $\alpha_0 = 1,0$):

$$\omega = 0,752 q + \sqrt{1 + (1,396 q)^2}, \quad (58)$$

Der Wert q hat die Dimension einer Zahl, und demgemäß ist ω ebenfalls eine Zahl. Laut Gl. (54) gibt ω an, um wieviel das „ideelle Drehmoment“ größer ist als das tatsächliche, mit anderen Worten, um wieviel sich das tatsächlich vorhandene Drehmoment durch Hinzutreten der Biegungsbeanspruchung vergrößert.

Ist mittels der Gl. (56) und (57) oder (58) q und ω gefunden, so berechnet man den Wellendurchmesser aus der Gleichung

$$M'_d = \omega M_d = \pi \frac{d^3}{16} k_d. \quad (59)$$

Beide Gleichungen, (42) und (59), liefern denselben Wert für d , wenn

$$\frac{\omega M_d}{k_d} = \frac{M_d}{122}$$

ist, d. h. wenn

$$\omega = \frac{k_d}{122} \quad [k_d \text{ in kg cm}^2] \quad (60)$$

ist. Ist

$$\omega > \frac{k_d}{122}, \quad (61)$$

so liefert die früher geschilderte Methode I zu kleine Werte für d , ist

$$\omega < \frac{k_d}{122}, \quad (62)$$

so wird die nach der I. Methode berechnete Welle zu stark.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich die neue Berechnungsweise von Wellen: aus gegebenen N , n und M_b berechnet man q und ω ; dann entweder wendet man die Gl. (59) an, oder falls $122 \omega \leq k_d$ ist, rechnet man nach der Gl. (42), wobei man eine etwaige Überdimensionierung der Welle mit in Kauf nimmt. Die Wahl von k_d soll an Hand der Zahlentafel 15 vorgenommen werden, wobei auf die Art der Belastung (I — unveränderliche Belastung, II — Drehmoment wechselt von 0 bis M_d , III — Drehmoment wechselt von $-M_d$ bis $+M_d$) besonders zu achten ist.

Nomogramm N 19

ermöglicht uns, auf leichte Weise den Wert von ω zu ermitteln. Es besteht aus einem Vier-skalensystem mit Zapfenlinie, wobei die zugehörigen Skalen durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht sind. Das Nomogramm stellt die Gl. (56), (57) und (58) dar, und dementsprechend ist die Skala für ω als eine Doppelskala (für Flußeisen und für Flußstahl) ausgebildet.

Ganz rechts ist eine Doppelskala angebracht, die für jeden Wert von ω das zugehörige Produkt 122ω (rechts, unter k'_d) erscheinen läßt, und uns auf diese Weise ermöglicht, ohne Rechnung das früher beschriebene Kriterium der Anwendbarkeit des Nomogrammes N 18 (Berechnungsmethode I) in Anwendung zu bringen.

Nomogramm N 20

stellt die Beziehung

$$71,62 \cdot 10^6 \cdot \frac{N \text{ bzw. } \omega N}{n} = \pi d^3 \frac{k_d}{16} \quad [N \text{ in PS, } d \text{ in mm}] \quad (63)$$

dar. Es besteht ebenfalls aus einem Vierskalensystem mit Zapfenlinie; die zugehörigen Skalen sind durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht. An der Skala für k_d sind die zulässigen Drehungsbeanspruchungen (nach Bach) eingetragen.

Beispiel 1. Es ist gegeben $N = 18 \text{ kW}$, $n = 300 \text{ Umdr./min}$; die Biegungsbeanspruchung sei sehr klein, so daß sie nicht berücksichtigt zu werden braucht. Wellendurchmesser d ?

Aus N 18 finden wir

$$d = 62,5 \text{ mm},$$

ein Wert, der auf 65 mm aufgerundet wird. Vgl. auch S. 51, Beispiel 2.

Beispiel 2. $N = 20 \text{ PS}$, $n = 195 \text{ Umdr./min}$, $M_b = 220 \text{ kgm}$. Wellendurchmesser d ?

Aus N 19 folgt für Flußeisen

$$\omega = 4,04$$

und

$$122 \omega = 493 \text{ kg/cm}^2.$$

Wir nehmen an, daß wir für unseren Fall nur

$$k_d = 400 \text{ kg/cm}^2$$

wählen wollen; dann müssen wir nach Formel (63) oder N 20 rechnen. Dasselbe ergibt für

$$\omega N = 80,8 \text{ PS}, \quad n = 195 \quad \text{und} \quad k_d = 400,$$

$$d = 72,2 \text{ mm},$$

so daß wir $d = 75 \text{ mm}$ wählen.

Würden wir die Biegungsbeanspruchung nicht berücksichtigen, so würden wir erhalten aus

$$N = 20 \text{ PS}, \quad n = 195,$$

$$d = 67,5 \text{ mm}$$

und der danach zu wählende Wellendurchmesser $d = 70 \text{ mm}$ wäre zu schwach.

Will man die nach der hier entwickelten Methode vorgenommenen Rechnungen durch Anwendung der früher erwähnten Rechnungsweise II kontrollieren, so ist darauf zu achten, daß

$$k_b = 1,3 \alpha_0 k_d$$

gesetzt werden muß, um das gleiche Resultat zu bekommen.

Beispiel 3 (Rechnungsbeispiel). Eine Stahlwelle von 60 mm Durchmesser überträgt 2,5 PS bei 200 Umdr./min. Das maximale Biegemoment beträgt 22,9 mkg. Wie groß ist die Drehungsbeanspruchung?

Wir wählen

$$\bar{N} = 25, \quad (N) = 0,1,$$

$$\bar{M}_b = 229, \quad (M_b) = 0,1,$$

woraus aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren folgt: $(n) = 1$ und für $n = 200$ aus N 19:

$$\omega = 4,1, \quad \omega N = 10,25.$$

Wir berechnen k_d mittels N 20; wir wählen

$$\omega N = 102,5, \quad (\omega N) = 0,1,$$

$$n = 200, \quad (n) = 1,$$

und erhalten

$$(k_d) = 0,1$$

und weiters

$$k_d = 870,$$

d. h.

$$k_d = (k_d) \bar{k}_d = 87 \text{ kg/cm}^2.$$

Siehe auch Beispiel 2 S. 51.

Berechnung des Biegemomentes.

Die in gewöhnlichen Fällen auftretenden Biegungskräfte sind

- A. Gewichte,
 a) Gewicht der Riemen,
 b) Gewicht der Riemenscheiben,
 c) Gewicht der Welle,
 B. Riemenzug.

Zahlentafel 24. Gewichte fertig gedrehter und gebohrter Riemenscheiben in kg.
 (Angaben der BAMAG, Dessau.)

Die obere Gewichtsangabe gilt für die ungeteilte, die untere für die geteilte, gebrauchsfertige Scheibe. Die Scheiben sind gerade (nicht ballig) gedreht. Bohrung $< 0,1 D + 20$ mm.

D in mm	Breite B der Scheiben in mm												
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
200	6,5	7,5	8,5	10,0	12	14,5	18	25	30				
	7,5	8,5	10,0	11,5	14	16,5	21	28	33				
300	10,0	11,5	13,0	15,0	17	22,0	27	37	43				
	11,0	12,5	14,5	16,5	19	26,5	31	43	53				
400	15,0	16,5	18,0	20,0	23	32,0	37	52	58				
	16,0	18,0	19,5	21,5	28	36,5	44	61	73				
500	20,0	21,5	23	28	33	42	49	67	74	86	98		
	21,0	23,5	25	31	38	47	59	81	95	96	108		
600	24,0	25,5	27	35	42	50	61	83	92	106	122		
	26,0	28,5	30	39	48	59	71	99	117	120	136		
700	28,5	31	34	43	52	62	75	100	112	130	146		
	31	34	38	48	59	71	85	121	141	148	164		
800		39	42	51	62	76	89	120	132	154	174		
		43	47	58	71	85	101	145	165	178	192		
900		47	50	59	72	90	105	141	154	182	204		
		52	56	68	84	99	119	171	191	210	224		
1000		55	58	69	84	104	123	165	178	212	236		
		61	65	79	98	115	137	199	217	244	260		
1100		64	68	79	96	122	142	189	202	244	268		
		71	76	91	113	131	157	229	247	280	298		
1200		74	80	91	110	140	162	217	230	280	304		
		82	89	103	129	149	177	261	279	318	338		
1300		84	92	105	126	160	184	245	260	316	344		
		93	102	117	146	169	198	295	313	358	382		
1400				119	142	182	207	277	292	354	388		
				133	164	191	222	331	349	400	428		
1500				135	162	204	231	310	326	394	432		
				151	183	215	248	369	387	444	478		
1600				153	182	226	258	346	364	438	480		
				171	203	241	276	409	427	490	530		
1700				171	202	248	286	382	404	484	528		
				191	225	269	306	451	469	540	586		
1800				191	222	274	216	420	446	534	580		
				213	249	299	338	495	515	594	642		
1900				211	246	302	346	462	490	586	634		
				237	275	331	372	541	565	652	704		
2000					270	330	378	506	538	642	692		
					303	365	408	589	619	714	766		
2500					416	496	560	776	828	968	1034	1254	
					473	561	618	889	927	1078	1136	1376	
3000					608	706	784	1116	1188	1372	1456	1748	
					693	791	878	1259	1327	1510	1596	1904	
3500					838	956	1048	1512	1604	1838	1950	2318	
					963	1071	1188	1685	1797	2034	2134	2508	
4000					1096	1234	1346	1932	2050	2334	2486	2938	
					1269	1383	1532	2169	2303	2590	2738	3160	

A. Das Gewicht der Riemen wird meistens wegen seiner Kleinheit vernachlässigt. Die Gewichte der Riemenscheiben (die in einem Punkte — in der Mittellinie der Riemenscheibe — konzentriert gedacht werden) sind in der Zahlentafel 24 angegeben (Gewichte von Hanfseilscheiben siehe Zahlentafel 25). Das Gewicht der Welle wird meistens ebenfalls vernachlässigt, bei erstmaligen Entwürfen wohl auch deshalb, weil die Dimensionen der Welle und also auch deren Gewicht noch unbekannt sind. Bei nachträglichen Rechnungen kann das Gewicht jedoch berücksichtigt (Berechnung siehe N 2 und S. 12) und der Einfachheit halber zum Gewicht der Riemenscheiben hinzugezählt werden (der Wert des Biegemomentes erscheint dann ein wenig zu groß). Die Berücksichtigung des Gewichtes der Welle in der Form der gleichmäßig auf der Transmissionslänge verteilten Last steht in keinem Verhältnis zur erzielbaren Genauigkeit der ganzen Rechnung, bei welcher ja verschiedene vereinfachende Voraussetzungen vorhanden sind (z. B. Ersatz der wirklichen Lager durch eine Schneide usw.) und wird nicht empfohlen.

Zahlentafel 25. Gewichte gußeiserner Hanfseilscheiben in kg. (Ausführung der BAMAG, Dessau.)
Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Scheibendurchmesser mm	Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000	85	160	233	305	375	465	535	604	672	740
	95	175	253	325	405	505	575	644	722	790
1200	112	202	289	373	455	575	657	739	819	900
	127	217	309	393	485	615	697	779	869	950
1400	139	244	344	441	535	685	780	874	966	1060
	154	259	364	461	585	725	820	924	1016	1120
1600	167	288	403	514	622	802	910	1017	1123	1230
	182	308	423	534	652	842	950	1067	1173	1290
1800	196	334	466	593	716	926	1047	1168	1289	1410
	211	354	486	613	746	966	1097	1218	1339	1470
2000	225	380	529	672	810	1050	1185	1320	1445	1590
	245	400	549	702	850	1090	1235	1370	1505	1650
2200	257	432	601	762	918	1190	1343	1496	1649	1802
	277	452	621	792	958	1240	1393	1546	1709	1872
2400	289	484	672	853	1026	1330	1501	1672	1843	2014
	309	504	697	883	1066	1380	1551	1722	1903	2084
2600	320	538	748	950	1114	1480	1670	1862	2053	2243
	340	558	773	980	1184	1530	1720	1922	2113	2313
2800	350	594	829	1055	1272	1640	1853	2066	2278	2489
	370	614	854	1085	1322	1690	1903	2126	2338	2559
3000	380	650	910	1160	1400	1800	2035	2270	2504	2735
	405	680	940	1195	1450	1850	2085	2330	2564	2805

B. Der Riemenzug Z , den der vorgespannte Riemen auf die Welle ausübt, wird erfahrungsgemäß gesetzt

$$Z = 3U \text{ bis } 5U, \quad (64)$$

wobei U die Umfangskraft bedeutet

$$U = 1432,4 \frac{N}{Dn} \quad [N \text{ in PS, } D \text{ in m, } U \text{ in kg}] \quad (65)$$

(Berechnung von U siehe N 3 S. 14).

Der höhere Wert von Z entspricht den Fällen mit kurzen Wellenabständen und kleinen Riemenscheiben, wobei der Riemen eine erhebliche Vorspannung erhalten muß.

Nachdem die beiden erwähnten Biegekräfte, das Gewicht G und der Riemenzug Z im allgemeinen einen Winkel (ω) miteinander bilden, müssen sie nach der Formel

$$R = \sqrt{Z^2 + G^2 + 2ZG \cos \omega} \quad (66)$$

zusammengesetzt werden. Die Ermittlung von R kann an Hand des N 1 (S. 10) vorgenommen werden.

Sind die einzelnen inmitten der Riemenscheiben angreifenden Kräfte R_1, R_2 usw. berechnet, so bestimmt man das maximale Biegemoment nach Zahlentafel 21 (Sp. 5). Bei der Zusammensetzung der Biegungs- und der Drehmomente ist zu beachten, daß sich die letzteren in der Richtung vom Antrieb aus bei jeder Riemenscheibe sprunghaft verkleinern (siehe Beispiel).

Beispiel. S. Abb. 17.

Gewichte der Riemenscheiben (Zahlentafel 24):

$$\begin{aligned} G_I &= 76 \text{ kg,} \\ G_{II} &= 28,5 \text{ kg,} \\ G_{III} &= 47 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Riemenzüge (N 3):

$$\begin{aligned} \text{I. } N &= 20 \text{ PS, } D = 960, n = 300; U = 99,5 \text{ kg;} \\ &Z_I = 298,5 \text{ kg.} \\ \text{II. } N &= 3 \text{ PS, } D = 600, n = 300; U = 24 \text{ kg;} \\ &Z_{II} = 72 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III. } N &= 4 \text{ PS, } D = 800, n = 300; U = 24 \text{ kg;} \\ &Z_{III} = 72 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Die resultierenden Kräfte (N 1):

$$\begin{aligned} \text{I. } \alpha &= \frac{76}{298,5} = 0,255, & \omega &= 45; \\ \sigma &= 1,2; & R_I &= 298,5 \cdot 1,2 = 358 \text{ kg.} \\ \text{II. } \alpha &= \frac{28,5}{72} = 0,396, & \omega &= 45; \\ \sigma &= 1,31; & R_{II} &= 72 \cdot 1,31 = 95 \text{ kg.} \\ \text{III. } \alpha &= \frac{47}{72} = 0,654, & \omega &= 30; \\ \sigma &= 1,6; & R_{III} &= 72 \cdot 1,6 = 115 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Biegemomente:

I. Zahlentafel 21, Fall IIIa:

$$M_b = \frac{358 \cdot 1,5}{4} = 142,5 \text{ mkg.}$$

II. Zahlentafel 21, Fall IIIb:

$$M_b = (95 + 115) \frac{0,8 \cdot 0,7}{2,4} + 95 \frac{0,8 \cdot 0,9}{2,4} = (49 + 28,5) = 77,5 \text{ mkg.}$$

III. Zahlentafel 21, Fall IIIb:

$$M_b = (95 + 115) \frac{0,8 \cdot 0,7}{2,4} + 115 \frac{0,9 \cdot 0,7}{2,4} = 49 + 30,2 = 79,2 \text{ mkg.}$$

Zusammensetzung der Biegungs- und Drehungsbeanspruchung (N 19):

Strecke BC: $M_b = 142,5 \text{ kg, } N = 20 \text{ PS, } n = 300;$

$$\omega = 4,03 \text{ (Flußeisen).}$$

Angenommen: Belastungsfall II, $k_d = 300 \text{ kg/cm}^2;$

$$k'_d = 122 \cdot 4,03 > 300,$$

somit Rechnung mit N 20, aus welchem man findet

$$\text{für } k_d = 300, \quad \omega N = 80,6 \text{ PS, } n = 300;$$

$$d = 68,9 \text{ mm.}$$

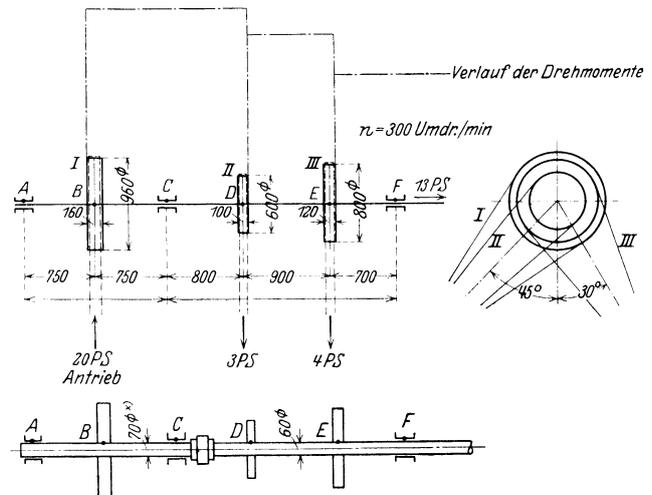


Abb. 17 u. 18. Berechnung einer Welle.

Strecke CD . Größte Beanspruchung im Punkt C .

$$\begin{aligned} M_b &= 77,5, & N &= 20 \text{ PS}, & n &= 300; \\ \omega &= 2,41; \\ k'_d &< 300, \end{aligned}$$

also zulässig Rechnung mit N 18.

Für $N = 20$, $n = 300$ ergibt N 18:

$$d = 58,5 \text{ mm}.$$

Strecke DE . Größte Beanspruchung im Punkt D .

$$\begin{aligned} M_b &= 79,2, & N &= 13 \text{ PS}, & n &= 300; \\ \omega &= 3,5, & k'_d &> 300, \end{aligned}$$

also Rechnung nach N 20.

Für $k_a = 300$, $\omega N = 13 \cdot 3,5 = 45,5 \text{ PS}$, $n = 300$ erhalten wir aus N 20:

$$d = 56,9 \text{ m}.$$

Strecke EF braucht nicht gerechnet zu werden.

Man wird die Welle dimensionieren wie folgt:

Strecke AC : $d = 70 \text{ mm}$

Strecke CF : $d = 60 \text{ mm}$

und sie ausführen wie gezeigt auf Abb. 18.

Lagerentfernung bei Triebwerkwellen.

Die obere Grenze der Lagerentfernung l ist gegeben durch die in der Praxis bewährte Forderung, nach welcher die maximale Durchbiegung der Welle nicht mehr als $\frac{l}{3}$ mm (Lagerabstand l hier in m ausgedrückt) betragen soll. Es empfiehlt sich, für denjenigen Teil des Wellenstranges, in welchem sich der Antrieb befindet und somit die größten Biegungskräfte vorhanden sind, die Durchbiegung zu bestimmen. Meistens lassen sich die Formeln der Belastungsfälle III und IIIa (Zahlentafel 21) anwenden (N 16). Auch wenn zwei Riemenscheiben nahe voneinander angeordnet sind, kann man, ohne große Fehler zu machen, die beiden Biegungskräfte durch deren Resultante ersetzen.

Beispiel. Es soll die Durchbiegung des Teiles AC der im Beispiel durchgerechneten Welle bestimmt werden.

$$d = 7 \text{ cm}.$$

Trägheitsmoment (Zahlentafel 22): $J = 117,9 \text{ cm}^4$.

$$l = 1500, \quad P = 358 \text{ kg}.$$

N 16, Fall IIIa, ergibt $f = 0,99 \text{ mm}$, also eine etwas zu große Durchbiegung. (Zugelassener Wert wäre etwa $\frac{1,5}{3} = 0,5 \text{ mm}$). Aus diesem Grunde würde es sich empfehlen, die Punkte A und C einander näher zu rücken, oder, falls dies aus örtlichen Gründen nicht zugänglich ist, $d = 80 \text{ mm}$ zu wählen, wodurch sich die Durchbiegung ($J = 201,1$) auf $0,58 \text{ mm}$ verkleinert.

Für die normalen Triebwerkwellen haben sich folgende Erfahrungsformeln für Lagerentfernung l bewährt:

$$l_1 \leq 100 \sqrt[3]{d} \quad [l \text{ und } d \text{ in cm}] \quad (67)$$

und

$$l_2 \leq 110 \sqrt[3]{d} \quad [l \text{ und } d \text{ in cm}]; \quad (68)$$

die letztere Formel ergibt kleinere Werte für l ; sie sind anzuwenden, wenn auf etwaige spätere Vergrößerung der Biegungsbelastung, z. B. Aufstecken von neuen Riemenscheiben und ähnliches Rücksicht genommen werden soll.

Zahlentafel 26. Lagerentfernung bei Triebwerken.

d	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	150	160 mm
l_1	170	185	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	305	315	320	330	335	345	350	360	370	385	400 cm
l_2	160	165	175	180	190	195	200	205	210	215	220	225	230	235	240	240	245	250	250	255	260	265	270	275 cm

Riemen- und Seiltrieb.

Bezeichnungen.

B Riemenbreite.	n_D Umdrehungszahl der größeren Riemenscheibe in Min.
N übertragene Leistung.	i Übersetzung.
b, b' Riemenbreite pro übertragener PS.	L Riemenlänge.
δ Riemenstärke, Seildurchmesser.	L_0 „Stumpfe“ Riemenlänge.
φ, φ' Koeffizienten.	α Umschlingungswinkel.
e Achsenabstand.	β Winkel.
$d = 2r$ Durchmesser der kleineren Riemenscheibe.	K_2 Zugbeanspruchung.
$D = 2R$ Durchmesser der größeren Riemenscheibe.	z Anzahl der Seile.
σ Schlupf in Prozenten.	v Geschwindigkeit.
n_d Umdrehungszahl der kleineren Riemenscheibe in Min.	$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ Koeffizienten.

Riemetrieb.

Lederriemen. Die Tafeln K 3 und K 4 erlauben für einen gegebenen Durchmesser d (mm) der kleineren Riemenscheibe und für eine bestimmte Umdrehungszahl (n pro Minute) derselben diejenige Breite b (in mm) eines Riemens zu bestimmen, die notwendig ist, um die Leistung von 1 PS zu übertragen. Aus der Kurvenschar dieser Tafeln sucht man diejenige Kurve aus, die dem gegebenen Durchmesser entspricht, und bestimmt den Schnittpunkt derselben mit derjenigen Ordinate, die durch gegebenes n (Skala auf der Abszissenachse) hindurchgeht. Die durch den gefundenen Schnittpunkt gezogene Parallele zur Abszissenachse liefert uns an der b -Skala (Ordinatenachse) den gesuchten Wert von b . Ist die Breite B des Riemens zu bestimmen, der die Leistung von N PS übertragen soll, so ist

$$B = N b \quad [B \text{ und } b \text{ in mm, } N \text{ in PS}]; \quad (69)$$

wird danach gefragt, welche Leistung ein gegebener Riemen von der Breite B übertragen kann, so ergibt sich dieselbe aus

$$N = \frac{B}{b}. \quad (70)$$

K 3 gilt für einfache Riemen von 5 bis 5,5 mm Stärke, K 4 für Doppelriemen von 9,5 bis 10,5 mm Stärke; gelangen Riemen von anderer Stärke zur Verwendung, so ist die Änderung der Übertragungsfähigkeit aus den Tafeln K 5 (für einfache Riemen) und K 6 (für Doppelriemen) zu entnehmen. Aus den Kurvenscharen dieser Tafeln ist diejenige Kurve zu wählen, die der gegebenen Riemenstärke entspricht, mittels dieser Kurve wird für einen gegebenen Durchmesser der kleineren Riemenscheibe (Skala auf der Abszissenachse) der Wert von φ auf der Ordinatenachse bestimmt, der das Verhältnis der Leistungsfähigkeit des gegebenen Riemens zu derjenigen eines einfachen Riemens von 5 bis 5,5 mm Stärke bzw. eines Doppelriemens von 9,5 bis 10,5 mm Stärke bedeutet. Es ist somit die Breite b' des neuen Riemens, die notwendig ist, um 1 PS zu übertragen, gleich

$$b' = \frac{b}{\varphi}. \quad (71)$$

Alle vier Tafeln K 3 bis K 6 sind entworfen¹ für folgende Voraussetzungen:

1. Es soll bestes lohgares Leder zur Verwendung gelangen.
2. Offener Trieb.

¹ Unter Berücksichtigung von Angaben führender einschlägiger Firmen und Veröffentlichungen u. a. Stiel: Theorie des Riemetriebes; Schulze-Pillot: Neuere Riementheorie; Riethof und Weinberger: Grundlagen der Berechnung der Ledertreibriemen usw.

3. Horizontaler oder schwach geneigter (höchstens 45° mit der Wagerechten) Trieb.
4. Normaler Achsenabstand (siehe unten).
5. Übersetzung 1 : 1 bis höchstens 1 : 4.
6. Normale Vorspannung.
7. Unteres Riemenstück zieht, oberes ist schlaff.
8. Ruhiger Betrieb ohne größere Ungleichförmigkeiten.

Sind die herrschenden Verhältnisse anders, als hier angegeben, so sind an der ermittelten Riemenbreite folgende Veränderungen vorzunehmen:

Zu 1. Die Beschaffenheit des Riemens ist für dessen Leistungsfähigkeit von höchster Bedeutung. Der auf kleinen Riemenscheiben laufende Riemen muß eine große Geschmeidigkeit besitzen, sonst verkleinert sich durch mangelhafte Anschmiegung des Riemens an die Riemenscheibe der von dem ersteren umspannte Bogen und dadurch die Leistungsfähigkeit. Ein guter Riemen soll gleichmäßiges Gefüge und gleichmäßige Stärke besitzen; bestes Leder ist dasjenige aus dem Mittelrücken, und ein Riemen aus dem stärkeren Seitenleder leistet kaum mehr als ein solcher aus Leder aus dem Mittelrücken. Von hoher Wichtigkeit für die Leistungsfähigkeit und Lebensdauer eines Riemens ist ferner die Wartung desselben im Betrieb, seine Reinhaltung und Anwendung geeigneter Schmiermaterialien. Große Bedeutung besitzen auch die Temperatur der Umgebung und die atmosphärischen Einflüsse (feuchte Witterung, feuchter Betrieb), die die Leistungsfähigkeit der Riemen sehr weitgehend zu vermindern vermögen.

Zu 2. Für gekreuzte und halbgekreuzte Riemen ist die Riemenbreite um 10 bis 30 % zu erhöhen je nach Achsenabstand und Übersetzung. Bei breiten Riemen ist der gekreuzte Antrieb zu vermeiden.

Zu 3. Für steile und senkrechte Triebe ist die Riemenbreite um 10 bis 20 % zu vergrößern, je nach Steilheit, Achsenabstand und Übersetzung.

Zu 4. Es wird meistens verlangt, daß der Achsenabstand e nicht kleiner sein soll als die 20fache Riemenbreite B . Andererseits ergibt sich eine praktische Regel für den höchstzulässigen Achsenabstand aus der Forderung, daß der Unterschied zwischen den oben genannten Größen nicht mehr als 4000 mm betragen soll. Diese Regel lautet somit:

$$20 B + 4000 > e \geq 20 B \quad [e \text{ und } B \text{ in mm}]. \quad (72)$$

Es ist also für

$B = 40$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200 mm
$e_{\min} = 800$	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000 mm
$e_{\max} = 4800$	5000	5200	5400	5600	5800	6000	6200	6400	6600	6800	7000	7200	7400	7600	7800	8000 mm

Die Gültigkeit der Gleichung hört auf für größere Werte von B als 200 mm. Der normale Achsenabstand liegt zwischen den Werten e_{\min} und e_{\max} .

Eine Verringerung des normalen Achsenabstandes zieht (durch die Verkleinerung des umspannten Bogens und die Notwendigkeit einer Vergrößerung der Vorspannung) eine Verminderung der Leistungsfähigkeit des Riemens nach sich. N 21 zeigt die Abhängigkeit zwischen dem Achsenabstand e , dem Durchmesser der größeren Riemenscheibe D und dem Leistungskoeffizienten ψ , der gleich dem Verhältnis (in %) der Leistungsfähigkeit eines Riemens bei normalem Achsenabstand (auf den sich die früheren Tafeln K 3 bis K 6 beziehen) zu derjenigen bei gewähltem Achsenabstand ist. Man soll keine Anordnung des Riementriebes, bei welcher ψ weniger als 90 % beträgt, wählen. N 21 gilt für Übersetzungen $\geq 1/4$.

Schneidet für gegebene D und e die Verbindungslinie dieser Punkte die Skalenträgergerade für ψ oberhalb des Wertes $\psi = 100\%$, so ist die Leistungsfähigkeit des Riemens als unvermindert anzunehmen. Den geringsten Achsenabstand, bei welchem die Leistungsfähigkeit des Riemens noch nicht vermindert wird, erhält man aus N 21, wenn man das gegebene D mit dem Punkt $\psi = 100$ verbindet.

Zu 5. Die Übersetzung i ist für den Fall (A), daß die kleine Riemenscheibe die treibende ist,

$$A: \quad i = \frac{d + \frac{\delta}{2}}{D + \frac{\delta}{2}} (1 - \sigma) = \frac{n_D}{n_d}, \quad (73)$$

ist die große Riemenscheibe die treibende (Fall *B*), so ist:

$$\text{B: } i = \frac{d + \frac{\delta}{2}}{D + \frac{\delta}{2}} (1 - \sigma) = \frac{n_D}{n_i}. \quad (74)$$

Vernachlässigt man δ gegenüber d und D , so ist:

$$\text{A: } i = \frac{d(1 - \sigma)}{D} = \frac{n_D}{n_u}, \quad (75)$$

$$\text{B: } i = \frac{d}{D(1 - \sigma)} = \frac{n_D}{n_i}. \quad (76)$$

(Regel: Der Durchmesser der treibenden Scheibe erscheint stets mit $(1 - \sigma)$ multipliziert.)

Wird schließlich auch der Schlupf σ , der je nach den Verhältnissen 1 bis 3 % beträgt (größerer Wert für kleine Scheibendurchmesser, kleinen umspannten Bogen, große Riemengeschwindigkeiten und große Riemenbelastung) vernachlässigt, so erhalten wir in zweiter Annäherung

$$i = \frac{d}{D} = \frac{n_D}{n_i}. \quad (77)$$

Ist die Übersetzung gleich 1 : 5, so verkleinert sich die Leistungsfähigkeit des Riemens gegenüber den in K 3 und K 4 enthaltenen Werten um ca. 4 %; ist sie 1 : 6, so beträgt diese Verminderung ca. 7 %. Kleinere Übersetzungen als 1 : 6 dürfen ohne eine Spannrolle nicht angewendet werden.

Bei Spannrollenantrieben soll darauf geachtet werden, daß der umspannte Bogen der kleineren Riemenscheibe $\geq 180^\circ$ sein soll. Die Spannrolle soll in der Nähe der kleineren Riemenscheibe angeordnet werden und stets im gezogenen Riementrum liegen. Bei richtig ausgeführten Spannrollenantrieben erhöht sich die aus der K 3 und K 4 errechnete Leistungsfähigkeit der Riemen um 10 % bis 40 %. Der kleinere Wert entspricht größeren Scheibendurchmessern (1000 bis 1500 mm) und kleineren Riemengeschwindigkeiten (1 bis 5 m/sek), der größere Wert kommt bei kleineren Scheibendurchmessern (100 bis 300 mm) und bei mittleren Geschwindigkeiten (15 bis 25 m/sek) zustande. Ist die Geschwindigkeit über 25 m/sek, so ermäßigt sich die Leistungsfähigkeit der Riemen. Spannrollenantriebe fallen auch bei kleinen Achsenabständen günstig aus, K 3, K 4 und N 21 haben auf sie keine Anwendung.

Zu 6 und 8. Zu große Vorspannung und häufige Stöße wirken sehr nachteilig auf die Lebensdauer der Riemen. Die Stöße können durch die schwankende Belastung oder durch mangelhafte Riemenverbindung verursacht werden. Die Leistungsfähigkeit des Riemens kann hier bis auf 50 % heruntergehen.

Zu 7. Ist das obere Riemenstück ziehend, so vermindert sich die Leistungsfähigkeit um 10 bis 20 %. (Kleinerer Wert entspricht großen Scheibendurchmessern, großer Wert — kleinen Scheibendurchmessern.)

Nachdem man bei der Wahl eines Riemens noch in vielerlei Hinsicht beschränkt ist (siehe oben Anmerkungen zu 1 bis 7), ist auch die durch einen Riemen übertragene Leistung für gewisse Verhältnisse beschränkt, und man kann sie z. B. durch beliebige Vergrößerung der Riemenbreite und -stärke nicht unbegrenzt steigern. So leisten z. B. Doppelriemen auf Scheiben, die kleiner als 300 mm sind, eher weniger als einfache Riemen; auch muß die Breite der Riemenscheibe in einem gewissen Verhältnis zum Durchmesser derselben stehen. Daraus ergibt sich, daß jeder bestimmten Leistung und Umfangsgeschwindigkeit ein kleinstzulässiger Durchmesser der Riemenscheibe entspricht, unter den man nicht herabgehen darf. Dies ist besonders bei elektrischen Antrieben zu beachten, da bei denselben infolge von hohen Umdrehungszahlen sich meistens kleine Scheibendurchmesser ergeben. K 7 gibt in einer Kurvenschar die Abhängigkeit zwischen der Leistung N , der Umdrehungszahl der kleineren Scheibe n und dem kleinstzulässigen Scheibendurchmesser d_{\min} wieder; sie ist ebenso wie die früheren Tafeln K 3 bis K 6 zu handhaben. Es muß dabei hervorgehoben werden, daß die diesbezüglichen Angaben in den Katalogen verschiedener führender elektrotechnischer Firmen voneinander stark differieren, es ist daher schwer, die Werte von d_{\min} danach eindeutig festzulegen. Die in der K 7 ent-

haltenen Werte sind „obere Werte“, unter die in Einzelfällen bis zu 10 % heruntergegangen werden kann.

Der Energiewirkungsgrad der Lederriementriebe beträgt 0,94 bis 0,98. Der kleinere Wirkungsgrad ist hauptsächlich durch größeren Schlupf bedingt, der sich durch Erwärmung der Riemenscheiben bemerkbar macht.

Anmerkung. Aus vorstehenden Anmerkungen können wir ersehen, von wie vielen Einzelheiten die Leistungsfähigkeit eines Riemens abhängt. Sie sämtlich in eine Formel bringen, ist unmöglich, auch ist man über verschiedene innere Zusammenhänge nicht im klaren. Die Tafeln K 3 bis K 6, an Hand derer die Dimensionierung des Riemens erfolgen soll, und die eine Summe von Betriebserfahrungen darstellen, können demnach nur als Anhaltspunkt für die Berechnung dienen. Je nach dem Riemenmaterial und Anordnung des Triebes müssen an den erhaltenen Zahlen entsprechende Änderungen vorgenommen werden.

Beispiel 1. Ein elektrischer Motor, 225 PS, 720 Umdr./min soll eine Transmission mit 200 Umdr./min antreiben. Achsenabstand 6,5 m.

Der kleinstzulässige Durchmesser ist nach K 7 (für 225 PS = 165 kW) 745 mm. Von diesem Wert ziehen wir 10 % ab und wählen

$$d = 670 \text{ mm},$$

Es ist dann, wenn wir den Schlupf zu 2 % annehmen:

$$i = \frac{200}{720} = \frac{1}{3,6} = \frac{670 \cdot 0,98}{D}$$

und daraus

$$D = 2361.$$

Wir runden diesen Wert auf $D = 2360$ ab.

Für $d = 670$ und $n_d = 720$ ergibt

$$\text{K 3: } b = 2,9 \text{ mm/PS},$$

$$\text{K 4: } b = 2,17 \sim 2,2 \text{ mm/PS},$$

und wir erhalten

Breite des einfachen Riemens mit $\delta = 5$

$$2,9 \cdot 225 = 652 \text{ mm},$$

Breite des doppelten Riemens mit $\delta = 10$

$$2,2 \cdot 225 = 495 \text{ mm}.$$

Falls wir noch die erforderliche Breite eines einfachen und eines Doppelriemens mit $\delta = 8$ feststellen wollen, so ergeben sich dieselben aus K 5 und K 6 zu

Breite des einfachen Riemens mit $\delta = 8$

$$652 : 1,3 = 502 \text{ mm},$$

Breite des Doppelriemens mit $\delta = 8$

$$495 : 0,955 = 518 \text{ mm}.$$

Wir ersehen daraus, daß im betreffenden Falle ein einfacher Riemen geeigneter erscheint als ein Doppelriemen. Um in der Scheibenbreite eine Reserve zu besitzen, wählen wir einen einfachen Riemen von 6,5 bis 7 mm Stärke, dessen Breite sich vorläufig mit

$$652 : 1,16 = 562 \text{ mm}$$

ergibt. Aus N 21 folgt, daß bei $e = 650$ cm der gewählte Durchmesser der größeren Scheibe keinerlei Verminderung der Leistungsfähigkeit des Riemens bedingt. Sind auch die Voraussetzungen 1., 2., 3., 6., 7. und 8. erfüllt, so kann die Riemenbreite 570 mm und die Riemenscheibenbreite 620 mm (siehe S. 63) endgültig festgelegt werden.

Beispiel 2. Eine Arbeitsmaschine soll von einer Transmission angetrieben werden. Energieverbrauch der Maschine 10 PS, Tourenzahl 960 pro min; Durchmesser der Riemenscheibe auf

der Maschine beträgt 300 mm; die Transmission macht 220 Umdr./min. Antrieb: Winkeltrieb mit Leitrollen.

$$i = \frac{220}{960} = \frac{1}{4,36};$$

$$D = \frac{300 \cdot 4,36}{0,98} = 1335 \text{ mm.}$$

Gewählt $D = 1340 \text{ mm}$.

Angenommen einfacher Riemen 5 mm stark:

$$b = 7,1 \text{ mm};$$

$$B = 10 \cdot 7,1 = 71 \text{ mm.}$$

Gewählt $B = 3'' = 76,2 \text{ mm}$. (Nachdem der Antrieb über Leitrollen erfolgt, braucht kein größerer Zuschlag auf die Riemenbreite vorgenommen zu werden.)

Beispiel 3. Welche Leistung überträgt auf einer Riemenscheibe von 2 m Durchmesser ein einfacher offener wagerechter Riemen von $B = 20 \text{ cm}$ Breite bei einer Geschwindigkeit von $v = 25 \text{ m/sek}$?

Aus N 3 folgt für $D = 2 \text{ m}$, $v = 25 \text{ m/sek}$:

$$n = 239 \text{ Umdr./min.}$$

Aus K 2 erhalten wir für $n = 239$ und $D = 2 \text{ m}$:

$$b = 2,4.$$

Übertragbare Leistung:

$$\frac{200}{2,4} = 83,3 \text{ PS.}$$

Beispiel 4. Senkrechter Antrieb von einem elektrischen Motor (3 PS, 960 Umdr./min) aus mit Spannrolle. Durchmesser der Antriebsscheibe (vgl. K 7) ca. 100 mm. Übersetzung (ins Langsame): 1 : 7.

Aus K 3 folgt:

$$b = 55.$$

Wegen Spannrolle 30 % Zuschlag (Riemengeschwindigkeit — siehe N 3 — 5,03 m/sek).

$$B = \frac{55 \cdot 3}{1,3} = 125 \text{ mm.}$$

Textilriemen.

Es wird meistens die Riemenbreite wie für einen normalen Lederriemen berechnet und dem Textilriemenfabrikanten angegeben, der danach die Riemenstärke bemißt. Für feuchte Betriebe eignen sich besonders gut Balata- und Kamelhaarriemen. Man muß der Riemenverbindung große Aufmerksamkeit schenken, um möglichst stoßfreien Lauf zu erzielen, was sowohl für die Leistungsfähigkeit, wie auch für die Lebensdauer des Riemens von großer Bedeutung ist.

Riemenscheibenbreite in Abhängigkeit von der Riemenbreite.

Wird der Unterschied zwischen der Breite der Riemenscheibe und derjenigen des Riemens mit β bezeichnet, so empfiehlt es sich, folgendermaßen zu wählen (nach DIN 120):

für B	30—60	60—90	90—130	130—240	240—300	300 mm und höher
ist β	10	15	20	30	40	50 mm

Riemenlänge.

Es gilt für die stumpfe Riemenlänge L_0 angenähert (für offene Riemen):

$$L_0 \approx \pi(r + R) + 2e + \frac{(R - r)^2}{e}; \quad (78)$$

für gekreuzte Riemen:

$$L_0 \approx \pi(r + R) + 2e + \frac{(R + r)^2}{e}. \quad (79)$$

Um die tatsächlich benötigte Riemenlänge L zu bestimmen, ist noch ein Falzzuschlag hinzuzurechnen, der 250 bis 500 mm beträgt (kleinerer Wert für schmale Riemen):

$$L = L_0 + 250 \text{ bis } 500. \quad (80)$$

Beispiel. Für die Angaben des Beispiels 1 (S. 62) ist

$$L \approx \pi \frac{2360 + 670}{2} + 2 \cdot 6500 + \frac{(2360 - 670)^2}{4 \cdot 6500}$$

$$= 4760 + 13000 + 51 + 400 = 18210 \text{ mm.}$$

Seiltrieb.

Es gilt für runde Hanf- und Baumwoll-Triebwerkseile die Formel

$$N_1 = 0,01045 K_z \delta^2 v \quad [K_z \text{ in kg/cm}^2, \delta \text{ in cm, } v \text{ in m/sek, } N \text{ in PS}], \quad (81)$$

wobei vorausgesetzt wird, daß

$$\frac{D}{d} = 40 \text{ für Hanf-, } = 25 \text{ für Baumwollseile und } \alpha = 160^\circ \text{ ist.}$$

Setzen wir noch die für normale Fälle übliche Zahl

$$K_z = 8 \text{ kg/cm}^2 \quad (82)$$

ein, so erhalten wir

$$N_1 = 0,0835 \delta^2 v, \quad (83)$$

eine Gleichung, für die das Nomogramm N 22 konstruiert ist (Dreiskalensystem).

Sind die obigen Voraussetzungen bezüglich $\frac{D}{d}$, α und K_z nicht erfüllt, so setzt man

$$N = N_1 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot \frac{K_z}{8}. \quad (84)$$

Den Koeffizienten A_1 , der die Abhängigkeit von $\frac{D}{d}$ ausdrückt, erhält man aus dem in N 22 enthaltenen Hilfsnomogramm. Die Werte von A_2 für verschiedene Umschlingungswinkel α sind ebenfalls in N 22 angegeben.

Sind die Durchmesser D_1 , D_2 der beiden Seilscheiben und auch deren Abstand e bekannt, so ermittelt man den Umschlingungswinkel der kleineren Seilscheibe aus

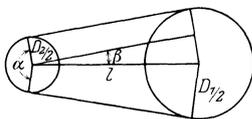


Abb. 19.

wobei

$$\alpha = 180 - 2\beta, \quad (85)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{D_1 - D_2}{2e} \quad (86)$$

ist (Abb. 19).

1. Gegeben N , n , D . Gesucht z , δ .

Aus D und n ermittelt man (N 3) die Geschwindigkeit v . Sodann wählt man δ , wobei der Wert $\delta = \frac{D}{40}$ als Anhaltspunkt dient. Aus δ und v findet man (N 22) die durch das Seil übertragbare Leistung. Nun sind die Voraussetzungen des N

$$\frac{D}{\delta} = 40; \quad K_z = 8; \quad \alpha = 160^\circ$$

zu überprüfen, worauf der Wert der aus diesem Nomogramm gefundenen Leistung noch Änderungen unterworfen wird. Wird schließlich die gegebene Leistung N durch den gefundenen Wert der Leistung dividiert, so ergibt sich die Anzahl der Seile z .

Beispiel.

$N = 270$ PS (durch Hanfseile zu übertragen),

$D = 2000$ mm (kleinere Seilscheibe),

$n = 250$ Umdr./min.

Wir finden (N 3)

$$v = 26,2 \text{ m/sek}$$

und wählen

$$\delta = \frac{D}{50} = 40 \text{ mm.}$$

N 22 ergibt

$$N_1 = 35 \text{ PS}$$

und für $D = 2000$ und $d = 40$ aus dem Hilfsnomogramm $A_1 = 1,17$, so daß (für $K_1 = 8$ und $\alpha = 160$)

$$N = 1,17 \cdot 35 = 41 \text{ PS}$$

ist. Es ist somit

$$z = \frac{270}{41} = 6,6,$$

und es sind 7 Seile anzuordnen.

2. Gegeben $D, \delta, n, \alpha, K, z$. Gesucht N .

Aus D und n berechnet man v (N 3), dann aus diesem und mittels N 22 die übertragbare Leistung N . Dieselbe wird nach Gl. 84 korrigiert und mit z multipliziert, was die von z Seilen im betreffenden Falle übertragbare Leistung ergibt.

Beispiel.

$$\begin{aligned} D_1 &= 2000 \text{ mm}; & z &= 10 \text{ Baumwollseile } 30 \text{ mm stark;} \\ D_2 &= 700 \text{ mm}; & \text{Mittentfernung } e &= 6500 \text{ mm;} \\ K_3 &= 9 \text{ kg/cm}; & n &= 720 \text{ Umdr./min der kleinen Seilscheibe.} \end{aligned}$$

Aus N 3 folgt für $D = 700, n = 720$:

$$v = 26,4.$$

Aus N 22 folgt für $v = 26,4$ und $\delta = 30$:

$$N = 19,9.$$

Es ist

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2000 - 700}{13000} = 0,1, \quad \beta = 6^\circ \text{ (s. Zahlentafel 4),} \quad \alpha = 180 - 2 \cdot 6 = 168^\circ, \quad \text{somit } A_2 = 1,06.$$

Hilfsnomogramm ergibt $A_1 = 0,97$.

Es ist also

$$N = 10 \cdot 0,97 \cdot 1,06 \cdot \frac{9}{8} \cdot 19,9 = 230 \text{ PS.}$$

Zahnräder (Stirnräder).

Bezeichnungen

(siehe Abb. 20):

Teilung t (in mm); t'' (in engl. Zoll).

Durchmesser des Teilkreises D_t (in mm); D_t'' (in engl. Zoll).

Zähnezahl z .

Zahnhöhe h (in mm); h'' (in engl. Zoll).

Kopfhöhe h_2 (in mm).

Fußhöhe h_1 (in mm).

Zahnbreite b (in mm).

Modul M (in mm).

Zahnstärke auf dem Teilkreis gemessen a (in mm).

Lückenweite auf dem Teilkreis gemessen l (in mm).

Außendurchmesser D_a (in mm); D_a'' (in engl. Zoll).

Umfangsgeschwindigkeit des Teilkreises v (in m/sek).

Zahndruck P (in kg).

Drehzahl n (in min).

Übertragbare Leistung N (in PS).

Die in England üblichen Bezeichnungen:

Circular-pitch t'' (Teilung in engl. Zoll).

Diametral-pitch δ_p (Anzahl der Zähne dividiert durch den Teilkreisdurchmesser D_t'' [in engl. Zoll]).

Die Grundgleichungen sind

$$t = \frac{D_t \cdot \pi}{z}, \tag{87}$$

$$M = \frac{t}{\pi}. \tag{88}$$

$$\delta_p = \frac{25,4z}{D_t}; \tag{89}$$

außerdem wird meistens gewählt

$$h_2 = M, \tag{90}$$

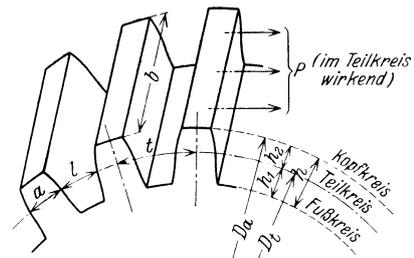


Abb. 20.

so daß

$$D_a = D_t + 2 M \tag{91}$$

ist.

Auf diesen Gleichungen ist die Formeln-Zusammenstellung Zahlentafel 27 aufgebaut, die den Zusammenhang der in Betracht kommenden Größen darstellt. Aus zwei gegebenen, voneinander unabhängigen Größen lassen sich mittels Zahlentafel 27 alle anderen leicht finden. Wichtig sind noch folgende Beziehungen, die bei normalen Zahnrädern üblich sind:

Zahlentafel 27.

	Gesuchte Größen						
	<i>M</i>	<i>t</i>	<i>z</i>	<i>D_t</i>	<i>D_a</i>	<i>δ_p</i>	<i>t''</i>
<i>z, D_t</i>	$\frac{D_t}{z}$	$\frac{\pi D_t}{z}$	—	—	$D_t \frac{z+2}{z}$	$\frac{z}{D_t'}$	$\frac{\pi D_t''}{z}$
<i>z, D_a</i>	$\frac{D_a}{z+2}$	$\frac{\pi D_a}{z+2}$	—	$D_a \frac{z}{z+2}$	—	$\frac{z+2}{D_a''}$	$\frac{\pi D_a''}{z+2}$
<i>z, M</i>	—	πM	—	$z M$	$(z+2) M$	$\frac{25,4}{M}$	0,1237 <i>M</i>
<i>z, t</i>	$\frac{t}{\pi}$	—	—	$\frac{z t}{\pi}$	$(z+2) t$	$\frac{79,797}{t}$	$\frac{t}{25,4}$
<i>M, D_t</i>	—	πM	$\frac{D_t}{M}$	—	$D_t + 2 M$	$\frac{25,4}{M}$	0,1237 <i>M</i>
<i>M, D_a</i>	—	πM	$\frac{D_a}{M} - 2$	$D_a - 2 M$	—	$\frac{25,4}{M}$	0,1237 <i>M</i>
<i>δ_p, D_t''</i>	$\frac{25,4}{\delta_p}$	$\frac{79,797}{\delta_p}$	$\delta_p D_t''$	$25,4 D_t''$	$25,4 \left(D_t'' + \frac{2}{\delta_p} \right)$	—	$\frac{\pi}{\delta_p}$
<i>δ_p, D_a''</i>	$\frac{25,4}{\delta_p}$	$\frac{79,797}{\delta_p}$	$\delta_p D_a'' - 2$	$25,4 \left(D_a'' - \frac{2}{\delta_p} \right)$	$25,4 D_a''$	—	$\frac{\pi}{\delta_p}$
<i>z, δ_p</i>	$\frac{25,4}{\delta_p}$	$\frac{79,797}{\delta_p}$	—	$\frac{25,4 z}{\delta_p}$	$\frac{25,4 (z+2)}{\delta_p}$	—	$\frac{\pi}{\delta_p}$
<i>t'', D_t''</i>	8,085 <i>t''</i>	25,4 <i>t''</i>	$\frac{\pi D_t''}{t''}$	$25,4 D_t''$	$25,4 (D_t'' + 0,6366 t'')$	$\frac{\pi}{t''}$	—
<i>t'', D_a''</i>	8,085 <i>t''</i>	25,4 <i>t''</i>	$\frac{\pi D_a''}{t''} - 2$	$25,4 (D_a'' - 0,6366 t'')$	$25,4 D_a''$	$\frac{\pi}{t''}$	—
<i>z, t''</i>	8,085 <i>t''</i>	25,4 <i>t''</i>	—	$8,085 z t''$	$8,085 (z+2) t''$	$\frac{\pi}{t''}$	—

$$h = 2^{1/6} M = 2,17 M = \frac{55}{\delta_p} = 0,69 t = 17,5 t'' \tag{92}$$

$$h'' = 0,0853 M = \frac{2,17}{\delta_p} = 0,69 t'' \tag{93}$$

$$h_2 = M = \frac{6}{13} h = 0,462 h \tag{94}$$

$$h_1 = 1^{1/6} M = 1,17 M = \frac{7}{13} h = 0,539 h^* \tag{95}$$

Um den Ausdruck für die durch ein Zahnrad übertragbare Leistung zu finden, formen wir die bekannte Gleichung

Genauere Innengetriebe	Gut bearbeitet	Nicht bearbeitet, aber gut gegossen	$P = c b t$
<i>a</i> = 0,5 t	0,488 t	0,475 t	(96)
<i>l</i> = 0,5 t	0,512 t	0,525 t	

um und erhalten

$$N = K M b \quad (N \text{ in PS, } M \text{ und } b \text{ in mm), \tag{97}$$

wobei *K* von dem Produkt *D* × *n* abhängig ist. Diese Abhängigkeit ist für rohe und für bearbeitete Zähne in K 9 dargestellt. (Diese Tafel ist auf den Angaben der Firma Krupp,

* Diese Ausdrücke für *h*₁ und *h*₂ gelten nicht genau für Räder mit weniger als 20 Zähnen, da bei normaler Konstruktion die Zähne zu stark unterschritten wären. Um die damit verbundene Zahnschwächung zu vermeiden, wird der Teilkreis bei kleinen Rädern näher an den Fußkreis verlegt (siehe Abb. 20).

Grusonwerk, aufgebaut.) Bei Zahnrädern, die nur selten voll ausgenützt werden (Kraft-
räder), kann man K höher als nach K 9 wählen.

Ist e der Mittelpunktabstand zweier miteinander arbeitender Stirnräder mit den Zähne-
zahlen z_1 und z_2 und den Teilkreisdurchmessern D_{t_1} und D_{t_2} , so ist

$$D_{t_1} = 2e \frac{z_1}{z_1 + z_2}, \quad D_{t_2} = 2e \frac{z_2}{z_1 + z_2}. \quad (98)$$

Sind n_1 und n_2 die minutlichen Drehzahlen dieser Räder, so ist

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (99)$$

und

$$D_{t_1} = 2e \frac{n_2}{n_1 + n_2}, \quad D_{t_2} = 2e \frac{n_1}{n_1 + n_2}. \quad (100)$$

Beispiel 1. Ein an einer Spinnkarde angebrachtes Zahnrad mit $z = 33$, $t = 31,5$ mm soll so geändert werden, daß es für dieselbe Teilung nunmehr $z = 25$ Zähne aufweist. Die Mittelpunktsentfernung ist an der Maschine beliebig einstellbar. Wie groß soll der Durchmesser des gußeisernen Rohstückes für das neue Zahnrad gewählt werden?

Aus der Zahlentafel entnehmen wir (Zeile 4 von oben)

$$D_a = \frac{(z+2)t}{\pi} = \frac{27 \cdot 31,5}{\pi} = 270 \text{ mm.}$$

Gibt man für die Bearbeitung 5 mm dazu, so erhält man den gesuchten Durchmesser 275 mm.

Beispiel 2. Ein Stirnrad engl. Provenienz hat folgende Abmessungen: $D_a = 264$ mm, $b = 38$ mm, $z = 50$. Welche Leistung kann das Zahnrad bei 200 Umdrehungen in Minute übertragen?

Mittels Zahlentafel 27 finden wir

$$\delta_p = \frac{z+2}{D_a''} = \frac{52 \cdot 25,4}{264} = 5, \quad M = \frac{25,4}{5} = 5,08$$

und

$$D_t = zM = 50 \cdot 5,08 = 254 \text{ mm.}$$

Aus der Kurventafel K 9 entnehmen wir für

$$D_t n = 50,8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

und für bearbeitete Zähne aus Gußeisen:

$$k = 0,024.$$

Somit ist (Gl. 97)

$$N = 0,024 \cdot 5,08 \cdot 38 = 4,63 \text{ PS.}$$

IV. Dampfkessel.

Feuerungstechnische Berechnungen.

Bezeichnungen.

L die zur vollkommenen Verbrennung theoretisch notwendige Luftmenge pro 1 kg Brennstoff in m^3 von 0° und 760 mm.	W Wasserdampfgehalt der Verbrennungsgase in $\%$ (Raum).
O^* Sauerstoffmenge in m^3 von 0° und 760 mm.	K_m maximal möglicher Kohlensäuregehalt in den Verbrennungsgasen in $\%$ (Raum) für gegebenen Brennstoff.
N^* Stickstoffmenge „ „ „ 0° „ 760 „	τ charakteristische Brennstoffzahl.
C Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes in $\%$ (Gewicht).	μ mittleres Molekulargewicht.
H Wasserstoffgehalt „ „ „ „	γ spezifisches Gewicht.
O Sauerstoffgehalt „ „ „ „	v spezifisches Volumen.
S Schwefelgehalt „ „ „ „	Q Verbrennungsgasmenge in m^3 von 0° und 760 mm pro 1 kg Brennstoff.
W Wassergehalt „ „ „ „	R Kondensationswärmed. Wasserdampfes in kcal.
λ Luftüberschußfaktor.	H_o oberer Heizwert in kcal.
K Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase in $\%$ (Raum).	H_u unterer Heizwert in kcal.
k Kohlenoxydgehalt der Verbrennungsgase in $\%$ (Raum).	i'' Wärmehalt.
O Sauerstoffgehalt der Verbrennungsgase in $\%$ (Raum).	t Temperatur.
	x, β Verhältniszahl.
	λ', λ'', O' Hilfszahlen.

Verbrennungsvorgänge.

Bei der vollkommenen Verbrennung wird angenommen, daß in den Verbrennungsprodukten keine unverbrannten Gase sich befinden. Geht die vollkommene Verbrennung ohne Luftüberschuß vor sich, so bedeutet das, daß einem Kilogramm Brennstoff nur diejenige Luftmenge L (in m^3) zugeführt wird, die seiner Zusammensetzung nach theoretisch nötig ist, um seine vollständige Verbrennung zu bewirken. Praktisch arbeitet man stets mit einem gewissen Luftüberschuß λ (wobei λ stets größer als 1 und etwa gleich 1,3 bis 2 ist), d. h. man führt einem Kilogramm Brennstoff die Luftmenge λL zu, die bei vollkommener Verbrennung immer größer als L ist. Ist jedoch $\lambda < 1$, so ist die Verbrennung unvollkommen, dem Brennstoff wird weniger Luft zugesetzt, als für seine Verbrennung nötig wäre, und in den Verbrennungsgasen befinden sich unverbrannte Gase, insbesondere Kohlenoxydgas.

Nachdem in der Luft 20,9% Sauerstoff und 79,1% Stickstoff sich befinden, ist die in den Verbrennungsgasen befindliche freie Sauerstoffmenge bei der Verbrennung mit Luftüberschuß

$$O^x = 0,209 (\lambda L - L) = 0,209 L (\lambda - 1) \quad [L \text{ in } \text{m}^3, O^x \text{ in } \text{m}^3]. \quad (1)$$

Es ist somit die Stickstoffmenge

$$N^x = 0,791 \lambda L \quad [L \text{ in } \text{m}^3, N^x \text{ in } \text{m}^3] \quad (2)$$

und

$$O^x + N^x = (\lambda - 0,209) L \quad [L \text{ in } \text{m}^3, O^x \text{ in } \text{m}^3, N^x \text{ in } \text{m}^3]. \quad (3)$$

Bei Verbrennung von 1 kg Kohlenstoff wird 1,865 m^3 Sauerstoff verbraucht, und es entsteht 1,865 m^3 Kohlensäure. Enthält der Brennstoff $C\%$ Kohlenstoff, so ist die bei der vollkommenen Verbrennung von 1 kg des Brennstoffes freiwerdende Kohlensäuremenge gleich

$$\frac{1,865 C}{100} \text{ m}^3.$$

Da die Verbrennungsgase bei der vollkommenen Verbrennung in der Hauptsache nur Kohlensäure, Sauerstoff und Stickstoff enthalten, so ist der perzentuelle (Raum-%) Gehalt der Kohlensäure in den Verbrennungsprodukten

$$K = \frac{1,865 C}{0,01865 C + L(\lambda - 0,21)}. \quad (4)$$

Um die Größe L zu berechnen, nehmen wir an, daß der Brennstoff die Zusammensetzung habe:

C% Kohlenstoff,
S% Schwefel,
H% Wasserstoff,
O% Sauerstoff.

Weiter bedenken wir, daß das spezifische Volumen eines Gases oder eines Gasgemisches bei 0° und 760 mm gleich $\frac{22,4}{\mu}$ ist, wo μ das Molekulargewicht des Gases bzw. das mittlere Molekulargewicht des Gasgemisches bedeutet (siehe S. 76). Die Molekulargewichte der hier in Frage kommenden Brennstoffbestandteile und Verbrennungsprodukte sind

Kohlenstoff C:	$\mu = 12$	Kohlensäure CO_2 :	$\mu = 44$
Schwefel S:	$= 32$	Kohlenoxyd CO:	$= 28$
Wasserstoff H:	$= 2$	Schwefeloxyd SO_2 :	$= 64$
Sauerstoff O_2 :	$= 16$	Wasser H_2O :	$= 18$

Jetzt können wir folgende Verbrennungsgleichungen entwickeln:

$C + \text{O}_2 = \text{CO}_2$; $12 \frac{C}{100}$ kg Kohlenstoff + $32 \frac{C}{100}$ kg Sauerstoff ergibt $44 \frac{C}{100}$ kg Kohlensäure,

$S + \text{O}_2 = \text{SO}_2$; $32 \frac{S}{100}$ kg Schwefel + $32 \frac{S}{100}$ kg Sauerstoff ergibt $64 \frac{S}{100}$ kg Schwefeloxyd,

$\text{H}_2 + \text{O} = \text{H}_2\text{O}$; $2 \frac{H}{100}$ kg Wasserstoff + $16 \frac{H}{100}$ kg Sauerstoff ergibt $18 \frac{H}{100}$ kg Wasser,

oder

$12 \frac{C}{100}$ kg Kohlenstoff	benötigt zur Verbrennung	$22,4 \frac{C}{100}$ m ³	Sauerstoff von 0° und 760 mm,	
$32 \frac{S}{100}$ kg Schwefel	„ „ „	$22,4 \frac{S}{100}$ m ³	„ „ 0° „ 760 „ „	
$2 \frac{H}{100}$ kg Wasserstoff	„ „ „	$\frac{22,4}{2} \frac{H}{100}$ m ³	„ „ 0° „ 760 „ „	

oder

$\frac{C}{100}$ kg Kohlenstoff	benötigt zur Verbrennung	$\frac{22,4}{12} \frac{C}{100}$ m ³	Sauerstoff von 0° und 760 mm,	
$\frac{S}{100}$ kg Schwefel	„ „ „	$\frac{22,4}{32} \frac{S}{100}$ m ³	„ „ 0° „ 760 „ „	
$\frac{H}{100}$ kg Wasserstoff	„ „ „	$\frac{22,4}{4} \frac{H}{100}$ m ³	„ „ 0° „ 760 „ „	

Die in 1 kg Brennstoff zur Verfügung stehenden $\frac{O}{100}$ kg Sauerstoff sind äquivalent dem Volumen $\frac{22,4}{32} \frac{O}{100}$ m³.

Es ist somit die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff theoretisch nötige Sauerstoffmenge gleich

$$\begin{aligned} O^x &= \frac{22,4}{100} \left(\frac{1}{12} C + \frac{1}{32} S + \frac{1}{4} H - \frac{1}{32} O \right) \\ &= 0,01865 \left[(C + 37 S) + 3 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] \quad [\text{m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}]. \end{aligned} \quad (5)$$

Da die atmosphärische Luft aus

20,9% Sauerstoff und
79,1% Stickstoff

besteht, ist die zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Brennstoff benötigte Luftmenge

$$L = \frac{0,01865}{0,209} \left[(C + 0,37 S) + 3 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] \quad [\text{m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}]. \quad (6)$$

Wir führen die Bezeichnung

$$\tau = \frac{H - \frac{O}{8}}{C + 0,37 S} \quad (7)$$

ein und nennen τ die charakteristische Brennstoffzahl. τ ist bekannt, wenn die chemische Zusammensetzung des Brennstoffes gegeben ist. Andererseits kann man τ , wie unten angegeben, aus anderen Verbrennungsgrößen bestimmen.

Wir können jetzt die Gl. (6) schreiben:

$$L = 0,089 (C + 0,37 S) (1 + 3 \tau) \quad [\text{m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}]. \quad (8)$$

Läßt man den (in den meisten Fällen nur kleinen) Schwefelgehalt S unberücksichtigt, so ist

$$\tau = \frac{H - \frac{O}{8}}{C} \quad (9)$$

und

$$L = 0,089 C (1 + 3 \tau) \quad [\text{m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}]. \quad (10)$$

Setzen wir nun den Ausdruck (10) in die Gleichung (4) ein, so erhalten wir

$$K = \lambda + \frac{20,9}{(\lambda - 0,21) 3 \tau}, \quad (11)$$

oder nach Umformung

$$(\lambda - 0,209) (1 + 3 \tau) = 20,9 \left(\frac{100}{K} - 1 \right). \quad (12)$$

Wird mit dem Luftüberschuß $\lambda = 1$ gearbeitet, so stellt sich der bei der vollkommenen

Verbrennung maximal mögliche Kohlendensäuregehalt K_m ein. Aus Gl. (11) finden wir dann

$$K_m = \frac{20,9}{1 + 2,373 \tau} \quad (13)$$

und wir ersehen daraus, daß K_m nur von der Zusammensetzung des Brennstoffes abhängig ist, also ebenfalls eine für den Brennstoff charakteristische Größe darstellt.

In derselben Weise, wie wir die Gl. (4) gefunden haben, erhalten wir den perzentuellen Sauerstoffgehalt der Verbrennungsgase O

$$O = \frac{20,9(\lambda - 1)L}{0,01865 C + (\lambda - 0,209)L} \quad (14)$$

Durch Einsetzen der Gl. (10) für L ergibt sich

$$O = 20,9 \frac{\lambda - 1}{\lambda - \frac{0,63 \tau}{1 + 3 \tau}} \quad (15)$$

oder

$$\frac{O}{20,9 - O} = \frac{1 + 3 \tau}{1 + 2,373 \tau} (\lambda - 1) = \frac{100 - K_m}{79,1} (\lambda - 1) \quad (16)$$

Durch Eliminierung von λ aus den Gl. (12) und (15) erhält man die Beziehung

$$20,9 - O = K(1 + 2,373 \tau) = \frac{20,9 K}{K_m} \quad (17)$$

Berechnet man schließlich τ aus den Gl. (12) und (15) und setzt die erhaltenen Ausdrücke in (16) ein, so ergibt sich die Gleichung

$$O = 0,209(100 - K) \frac{\lambda - 1}{\lambda - 0,209} \quad (18)$$

Besteht der Brennstoff nur aus Kohlenstoff, oder ist

$$H = \frac{O}{8},$$

so erhalten wir für $\tau = 0$ aus den Gl. (15) und (17)

$$\lambda = \frac{20,9}{20,9 - O} \quad (19)$$

und

$$K + O = 20,9 \quad (20)$$

Die beiden letzten Gleichungen gelten mit großer Annäherung z. B. für Koks. Die Gl. (12), (15), (17) und (18) stellen die Beziehungen zwischen den uns bei dem Verbrennungsvorgang interessierenden Größen K , O , λ und τ (bzw. K_m) dar. Nachdem jede Gleichung 3 Größen enthält, ersehen wir, daß zur Bestimmung eines vollkommenen Verbrennungsvorganges die Kenntnis zweier beliebigen Größen notwendig ist; aus den entsprechenden Gleichungen kann man die anderen zwei ermitteln. Die Kenntnis von K und O kann aus der Gasanalyse gewonnen werden, τ aus der Zusammensetzung des Brennstoffes; λ ist experimentell schwieriger zu bestimmen.

Die gewonnenen Gleichungen werden durch eine Reihe von Nomogrammen dargestellt, und zwar ermöglicht

N 23 die Berechnung von τ bzw. K_m aus C (bzw. $C + 0,37 S$) u. $H - \frac{O}{8}$, Gl. (9) u. (13),

N 24 „ „ „ „ „ L aus C und τ , Gl. (10),

N 25 stellt die Beziehung dar zwischen K , λ und K_m , Gl. (12),

N 26 „ „ „ „ „ „ O , K und τ (bzw. K_m), Gl. (17),

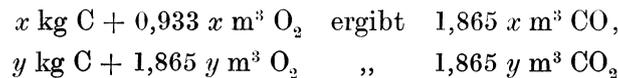
N 27 „ „ „ „ „ „ O , λ und K , Gl. (18),

K 8 „ „ „ „ „ „ O , τ und λ , Gl. (15).

Die hier angeführten Nomogramme sind sämtlich Dreiskalennomogramme. N 26 besitzt noch eine vierte Hilfsskala, deren Bedeutung unten (S. 72 u. 73) auseinandergesetzt wird.

Bei der Handhabung der K 8 müssen die Unterbezeichnungen der Werte O und λ beachtet werden. Zugehörige Werte von O und λ erscheinen stets nur unter derselben Unterbezeichnung. Es müssen somit beide Werte unter I, beide unter II oder beide unter III ausgesucht werden. Beispiel siehe S. 73.

Bei der unvollkommenen Verbrennung weisen die Gase stets einen Gehalt an Kohlenoxyd-Gas auf, der mit k bezeichnet wird (in Raum-%). Dieses Kohlenoxydgas entsteht dadurch, daß nur ein Teil des im Brennstoff befindlichen Kohlenstoffes zu CO_2 , d. h. vollständig, verbrennt, während ein anderer Teil wegen unzureichender Luftmenge oder schlechter Durchmischung derselben mit den Feuergasen unvollständig, d. h. nur zu CO verbrennt. Es bestehen nun die Beziehungen



und somit

$$(x + y) \text{ kg C} + (0,933 x + 1,865 y) \text{ m}^3 \text{ O}_2 \text{ ergibt } 1,865 (x + y) \text{ m}^3 (\text{CO} + \text{CO}_2).$$

Befinden sich in den Rauchgasen $k\%$ CO und $K\%$ CO_2 , so kann man daraus schließen, daß (bei gleichmäßiger Verbrennung an der ganzen Feuerung) von jedem kg verbrannten Kohlenstoffes

$$y = \frac{K}{k+K} \text{ kg vollständig, d. h. zu CO}_2$$

und

$$x = \frac{k}{k+K} \text{ kg unvollständig, d. h. zu CO}$$

verbrannt sind. Wird dies in die früher aufgestellte Beziehung eingesetzt, so erhält man:

$$\left(\frac{k}{K+k} + \frac{K}{K+k} \right) \text{ kg C} + \left(0,933 \frac{k}{K+k} + 1,865 \frac{K}{K+k} \right) \text{ m}^3 \text{ O}_2$$

ergibt

$$1,865 \left(\frac{k}{K+k} + \frac{K}{K+k} \right) \text{ m}^3 (\text{CO} + \text{CO}_2),$$

oder

$$1 \text{ kg C} + 1,865 \frac{0,5 k + K}{K+k} \text{ m}^3 \text{ O}_2 \text{ ergibt } 1,865 \text{ m}^3 (\text{CO} + \text{CO}_2).$$

Wir sehen also, daß, falls in den Verbrennungsgasen $K\%$ Kohlensäure und $k\%$ Kohlenoxyd sind, zur Verbrennung von 1 kg nur der

$$\varkappa = \frac{0,5 k + K}{K+k} \quad (21)$$

Teil der früheren Sauerstoffmenge verbraucht wird. Ist L wie früher die zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Brennstoff theoretisch notwendige Luftmenge und wird mit dem Überschuß λ gearbeitet, so wird tatsächlich λL Luft zugeführt. Für die Verbrennung wird aber nur

$$0,209 \varkappa L$$

Sauerstoff benötigt, und die Gl. (1) bis (3) lauten jetzt:

$$\text{O} = 0,209 \lambda L - 0,209 \varkappa L = 0,209 (\lambda - \varkappa) L, \quad (22)$$

$$\text{N} = 0,791 \lambda L, \quad (23)$$

$$\text{O} + \text{N} = (\lambda - 0,209 \varkappa) L. \quad (24)$$

Es ist dann

$$K + k = \frac{1,865 \text{ C}}{0,01865 \text{ C} + (\lambda - 0,209 \varkappa) L} \quad (25)$$

oder, wenn man in diese Gleichung den Ausdruck (10) einsetzt:

$$K + k = \frac{20,9}{0,209 + (\lambda - 0,209 \varkappa)(1 + 3 \tau)} \quad (26)$$

Aus dieser Gleichung folgt

$$\lambda = 0,209 \varkappa + \frac{0,209 \left(\frac{100}{K+k} - 1 \right)}{1 + 3 \tau}. \quad (27)$$

Wenn wir jetzt $K + k$ als eine Rechnungsgröße K' betrachten und für dieses K' , wie früher für K , unter Annahme der vollständigen Verbrennung aus Gl. (12) λ berechnen, so erhalten wir

$$\lambda' = 0,209 + \frac{0,209 \left(\frac{100}{K+k} - 1 \right)}{1 + 3 \tau}. \quad (28)$$

Wir sehen, daß zwischen λ und λ' die Beziehung

$$\lambda = \lambda' - 0,209(1 - \varkappa) \quad (29)$$

besteht, oder

$$\lambda = \lambda' - \lambda'' = \lambda' - 0,1045 \frac{k}{K+k}. \quad (30)$$

Diese Gleichung gibt uns die Möglichkeit, den Luftüberschußfaktor bei unvollkommener Verbrennung zu bestimmen. Je nachdem, ob $\lambda \leq 1$ oder $\lambda > 1$ ist, kann man den Schluß ziehen, daß die Luftmenge zu klein ist, oder daß die Luftmenge genügt, jedoch die Gase schlecht durchmischt sind.

Für die Bestimmung von λ ist wichtig, daß es ja aus Gl. (12) (N 25) ermittelt wird, also nicht etwa aus dem experimentell gefundenen Sauerstoffgehalt. Der Ausdruck

$$\lambda'' = 0,1045 \frac{k}{K+k} \quad (31)$$

ist in demselben Nomogramm N 25 dargestellt (Kursiv). λ'' ist meistens klein (hat die Größenordnung von etwa 0,01) und hat den Charakter einer Korrekturgröße.

Wir können somit angenähert schreiben

$$\lambda = \lambda' \quad (32)$$

und folgern daraus den Satz: den Luftüberschußfaktor bei der unvollkommenen Verbrennung errechnet man angenähert, wenn man in der Gl. (12) (Nr. 26) anstatt K die Summe $K + k$ setzt.

Nach Hassenstein ist

$$K_m = \frac{20,9 (K+k)}{20,9 - 0 + 0,4 k}. \quad (33)$$

Diese Gleichung entsteht aus der Gl. (17), wenn man in der letzteren

$$\begin{aligned} \text{anstatt } K \text{ setzt: } & K + k, \\ \text{,, } O \text{ ,, } & O - 0,4 k. \end{aligned}$$

Dementsprechend läßt sich N 26 auch für die unvollkommene Verbrennung gebrauchen. Sind k und K bzw. k und O bekannt, so liegt die Benutzung des Nomogrammes auf der Hand. Ist dagegen k unbekannt, aber K , O und τ sind gegeben, so kann man k wie folgt bestimmen:

Die gegebenen Werte von K , O und τ werden nicht auf einer Geraden liegen, da ja eine Gerade in diesem Fall dem Zustande der vollkommenen Verbrennung entsprechen würde. Verbindet man die Punkte, die den gegebenen Werten von K und τ entsprechen, durch eine Gerade, so schneidet sie die O -Skala in einem Punkte, der einem Werte O' entspricht; es ist nun

$$20,9 - (O - 0,4 k) = (K + k) (1 + 2,373 \tau), \quad (34)$$

$$20,9 - O' = K (1 + 2,373 \tau). \quad (35)$$

Aus diesen Gleichungen folgt

$$k = \frac{O' - O}{0,6 + 2,373 \tau}. \quad (36)$$

Bezeichnet man

$$\beta = \frac{1}{0,6 + 2,373 \tau}, \quad (37)$$

so ist

$$k = (O' - O) \beta. \quad (38)$$

Die Werte von β sind für jedes τ (K_m) aus der letzten Skala ganz rechts (N 26) (Kursivziffern) zu entnehmen.

Beispiele. 1. In einem Kesselbetriebe stehe der Apparat von D'Orsat zur Verfügung. Eine Messung hat ergeben:

$$O = 9\%, \quad K = 10,6\%.$$

Mit welchem Luftüberschuß wird gearbeitet?

Wir wollen uns vergewissern, daß die Verbrennung vollkommen ist (die Kohlenoxydbestimmung nach der Methode von D'Orsat ist bekanntlich langwierig und unsicher). Aus N 26 finden wir für $O = 9$ und $K = 10,6$: $\tau = 0,0515$.

Aus N 27 finden wir $\lambda = 1,73$.

Wir stellen nun auf kurze Zeit die Feuerung so ein, daß wir sehr viel Luft durchlassen und also sicher eine vollkommene Verbrennung erreichen. Es ergebe sich $O = 13,6\%$, $K = 6,5\%$. Aus N 26 finden wir dazu $\tau = 0,0517$, also angenähert so wie früher, was uns darauf schließen läßt, daß die Verbrennung im ersten Fall vollkommen war. Der zu $O = 13,6$ und $K = 6,5$ gehörende Luftüberschuß wird nach N 27 berechnet zu $\lambda = 2,8$.

2. Wie ändert sich bei demselben Brennstoff wie in Beispiel 1 der Luftüberschußfaktor bei verschiedenem Sauerstoffgehalt?

Aus K 8 finden wir

für	$\tau = 0,0515$				
und	$O = 8$;	10 ;	12 ;	14 ;	16 :
	$\lambda = 1,60$;	$1,89$;	$2,30$;	$2,97$	$4,17$
Unterbezeichnung	II			III	

3. Die mit Unterwind zu verbrennende oberschlesische Steinkohle (Staubkohle) habe die Zusammensetzung

$$\begin{array}{ll} C = 72\%, & O = 9\%, \\ H = 4\%, & S = 1\%. \end{array}$$

Wie groß ist die für die Verbrennung dieser Kohle von dem Ventilator zu beschaffende Luftmenge bei einem Luftüberschußfaktor $\lambda = 2,1$?

Wir bilden die Ausdrücke

$$\begin{aligned} H - \frac{O}{8} &= 4 - \frac{9}{8} = 2,875, \\ C + 0,37 S &= 72 + 0,37 = 72,37. \end{aligned}$$

Aus N 23 finden wir:

$$\begin{aligned} \tau &= 0,0397, \\ K_m &= 19,1\%. \end{aligned}$$

Aus N 24 finden wir für $K_m = 19,1$ und $C = 72,37$ die theoretisch nötige Luftmenge $L = 7,21 \text{ m}^3$ von 0° und 760° (Umrechnung auf anderen Druck und Temperatur siehe N 11). Bei Überschußfaktor $\lambda = 2,1$ beträgt die gesuchte Luftmenge

$$7,21 \cdot 2,1 = 15,14 \text{ m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm pro } 1 \text{ kg Brennstoff.}$$

4. Der Verbrennungsvorgang sei durch den Siemensschen Kohlensäure- und Kohlenoxyd-anzeiger kontrolliert. Die Zusammensetzung der zur Verbrennung gelangenden Bitterfelder Braunkohle sei

$$C = 30\%, \quad H = 2,3\%, \quad O = 8,5\%, \quad S = 1\%.$$

Die Angaben der beiden Apparate seien

$$K = 14\%, \quad k = 2\%.$$

Es ist der Luftüberschußfaktor zu bestimmen.

Für

$$\tau = \frac{2,3 - \frac{8,5}{8}}{30 + 0,37} = 0,0408$$

und

$$K_m = 19,05 \quad (\text{N } 23)$$

finden wir aus N 25 für $K + k = 16$:

$$\lambda' = 1,18.$$

Die Korrektur λ'' bestimmen wir aus dem Hilfsnomogramm (Kursivziffern) zu

$$\lambda'' = 0,013.$$

Es ist also

$$\lambda = 1,18 - 0,01 = 1,17.$$

5. Die Angaben des Siemensschen Kohlenoxydanzeigers im Beispiel 4 sollen durch Sauerstoffbestimmung (etwa mit Hilfe eines Apparates von D'Orsat) nachgeprüft werden.

Es ergebe die Analyse

$$\text{O} = 4,1\%.$$

Aus N 26 finden wir für $\tau = 0,0408$:

$$\beta = 1,435$$

und für $\tau = 0,0408$, $K = 14$:

$$O' = 5,54.$$

Es ist somit

$$\begin{aligned} k &= (5,54 - 4,1) 1,435 \\ &= 1,44 \cdot 1,435 = 2,06, \end{aligned}$$

also ziemlich übereinstimmend mit der Angabe des zweiten Apparates.

Verbrennungsgasmenge.

A. Genaue Bestimmung der Verbrennungsgasmenge aus der Zusammensetzung des Brennstoffes.

Aus den Verbrennungsgleichungen auf S. 68 u. 69 folgern wir (für vollkommene Verbrennung)

$12 \frac{\text{C}}{100}$ kg Kohlenstoff ergibt bei der Verbrennung $22,4 \frac{\text{C}}{100} \text{ m}^3$ Kohlensäure von 0° und 760 mm,

$32 \frac{\text{S}}{100}$ kg Schwefel „ „ „ „ $22,4 \frac{\text{S}}{100} \text{ m}^3$ Schwefeloxyd „ 0° „ 760 „ „

$2 \frac{\text{H}}{100}$ kg Wasserstoff „ „ „ „ $22,4 \frac{\text{H}}{100} \text{ m}^3$ Wasserdampf „ 0° „ 760 „ „

oder

$\frac{\text{C}}{100}$ kg Kohlenstoff ergibt bei der Verbrennung $\frac{22,4}{12} \frac{\text{C}}{100} \text{ m}^3$ Kohlensäure von 0° und 760 mm,

$\frac{\text{S}}{100}$ kg Schwefel „ „ „ „ $\frac{22,4}{32} \frac{\text{S}}{100} \text{ m}^3$ Schwefeloxyd „ 0° „ 760 mm,

$\frac{\text{H}}{100}$ kg Wasserstoff „ „ „ „ $\frac{22,4}{2} \frac{\text{H}}{100} \text{ m}^3$ Wasserdampf „ 0° „ 760 mm.

Außer den hier angeführten Verbrennungsprodukten erscheinen in den Rauchgasen noch freier Sauerstoff und Stickstoff, deren Volumen durch die Gl. (3) ausgedrückt ist. Es ist also die Verbrennungsgasmenge pro 1 kg Brennstoff in m^3 von 0° und 760 mm:

$$Q = 1,865 \frac{\text{C}}{100} + 0,7 \frac{\text{S}}{100} + 11,2 \frac{\text{H}}{100} + L(\lambda - 0,21). \quad (39)$$

Setzen wir in diese Gleichung für $0,21 L$ den betreffenden Wert aus der Gl. (6), so erhalten wir angenähert

$$Q = L\lambda + 0,056 \text{ H} + 0,007 \text{ O m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}. \quad (40)$$

Die in den Verbrennungsgasen enthaltene Wasserdampfmenge beträgt

$$W = 0,112 \text{ H m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}, \quad (41)$$

oder in kg

$$W_{\text{kg}} = \frac{22,4}{2} \cdot \frac{18}{22,4} \frac{H}{100} = 0,09 H. \quad (42)$$

Es ist somit die trockene Verbrennungsgasmenge

$$Q = \lambda L - 0,056 H + 0,007 O \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}, \quad (43)$$

oder

$$Q = (C + 0,37 S) [0,089 \lambda (1 + 3 \tau) - 0,056 \tau] \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}. \quad (44)$$

Enthält der Brennstoff selbst W' % freie Feuchtigkeit, so beträgt die Wasserdampfmenge in den Verbrennungsgasen

$$\begin{aligned} W &= 0,112 H + \frac{22,4}{18} \frac{W'}{100} \\ &= 0,112 H + 0,0124 W' \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (45)$$

oder in kg

$$W_{\text{kg}} = \frac{9 H + W'}{100}. \quad (46)$$

Beispiel 1. Für die im Beispiel 3 (S. 73) angegebene oberschlesische Steinkohle soll die stündliche Verbrennungsgasmenge bestimmt werden für $\lambda = 2,1$. Es wird pro Stunde 1200 kg Kohle verfeuert.

Nach Gl. (40) ist

$$\begin{aligned} Q &= 15,14 + 0,056 \cdot 4 + 0,007 \cdot 9 \\ &= 15,43 \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm} \text{ pro } 1 \text{ kg Brennstoff.} \end{aligned}$$

Die gesuchte Gasmenge beträgt $1200 \cdot 15,43 =$ rund 1850 m^3 von 0^0 und 760 mm . Die trockene Gasmenge beträgt

$$Q = 15,43 - 0,112 \cdot 4 = 14,99 \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}.$$

Besitzt der Kessel etwa direkten Rauchgaszug, so ist für die Bemessung des Ventilators diese Gasmenge auf anderen Druck und andere Temperatur umzurechnen. (Siehe N 11.)

Beispiel 2. Wie groß ist der Feuchtigkeitsgehalt der im Beispiel 1 besprochenen Rauchgase?

Aus Gl. (45) und (46) finden wir

$$\begin{aligned} W &= 0,113 \cdot 4 = 0,45 \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}, \\ W_{\text{kg}} &= 0,36 \text{ kg pro } 1 \text{ kg Brennstoff.} \end{aligned}$$

B. Bestimmung der Verbrennungsgasmenge aus Kohlenstoffgehalt C des Brennstoffes und Kohlensäuregehalt K der Rauchgase.

Die Gl. (4) kann geschrieben werden in der Form

$$K = \frac{1,865 C}{Q}, \quad (47)$$

woraus für die trockene Verbrennungsgasmenge folgt

$$Q = \frac{1,865 C}{K} \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}, \quad (48)$$

eine Gleichung, die durch N 28 dargestellt ist.

Nomogramm N 28

besteht aus 2 Dreiskalensystemen, die eine gemeinsame Skalenleiter, und zwar diejenige für Q besitzen. Die zueinandergehörigen Skalen (die durch aufrechtstehende und kursive Beschriftung kenntlich gemacht sind) sind

Skala H , Skala für Q , Skala für λ (aufrechtstehende Ziffern), für Gl. (57), S. 77,
 „ K , „ „ Q , „ „ C (Kursivziffern), für Gl. (48).

Beispiel. Wird oberschlesische Steinkohle (Beispiel 3 [S. 73], Beispiel 1 [s. oben]) verfeuert und ist $K = 9\%$, so berechnet sich die Verbrennungsgasmenge aus N 28 zu

$$Q = 14,9 \text{ m}^3 \text{ von } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}.$$

Der Unterschied zwischen dem Resultat des Beispiels 1 (S. 75) $14,99 \text{ m}^3$ gegen die jetzt erhaltene Zahl erklärt sich durch Außerachtlassung des Schwefelgehaltes bei der Berechnung der letzteren. Wird derselbe berücksichtigt, so ist

$$Q = \frac{1,865 (C + 0,37 S)}{K + \text{SO}_2}.$$

Ist nun $K + \text{SO}_2 = 9$ und $C + 0,37 S = 72,37$, so erhalten wir aus N 28:

$$Q = 15,0 \text{ m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm.}$$

C. Bestimmung des spezifischen Gewichtes der Rauchgase aus deren Zusammensetzung.

Das spezifische Gewicht eines Gasgemisches von 0° und 760 mm ist gleich

$$\gamma = \frac{\mu}{22,4}, \quad (49)$$

wobei μ das mittlere Molekulargewicht bedeutet. Die Analyse habe für ein Rauchgas folgende räumliche Zusammensetzung ergeben:

	Chemische Formel	Molekulargewicht
K % Kohlensäure	CO_2	44
k % „	CO	28
S % Schwefeloxyd	SO_2	64
M % Methan	CH_4	16
O % Sauerstoff	O_2	32
N % Stickstoff	N_2	28

Dann ist das mittlere Molekulargewicht der trockenen Verbrennungsgase

$$\mu = \frac{1}{100} (44 K + 28 k + 64 S + 16 M + 32 O + 28 N) \quad (50)$$

und, nach Gl. (49), das spezifische Gewicht:

$$\gamma = \frac{1}{2240} (44 K + 28 k + 64 S + 16 M + 32 O + 28 N) \text{ kg/m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm} \quad (51)$$

und somit das spezifische Volumen

$$v = \frac{2240}{44 K + 28 k + 64 S + 16 M + 32 O + 28 N} \frac{\text{m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}}{\text{kg}} \quad (52)$$

(Berücksichtigung der Feuchtigkeit siehe oben Abschnitt A, S. 74).

Beispiel. Die Verbrennungsgase eines Kessels enthalten 14 % CO_2 , 6 % Sauerstoff, 80 % Stickstoff.

Das spezifische Gewicht ist

$$\frac{44 \cdot 14 + 32 \cdot 6 + 28 \cdot 80}{2240} = 1,35.$$

D. Angenäherte Bestimmung aus dem Heizwert H und Luftüberschußfaktor λ .

Es ist [siehe S. 77, Gl. (60)]

$$H_o = 81 (C + 0,31 S) \left(1 + 3,58 \frac{H - \frac{O}{8}}{C + 0,31 S} \right); \quad (53)$$

da S nur sehr klein ist, können wir $\frac{H - \frac{O}{8}}{C + 0,31 S}$ gleich $\tau = \frac{H - \frac{O}{8}}{C + 0,37 S}$ setzen; wenn wir außerdem $0,58 \tau$ vernachlässigen, erhalten wir näherungsweise

$$H_o = 81 (C + 0,37 S) (1 + 3 \tau). \quad (54)$$

In der Gl. (44) vernachlässigen wir $0,056 \tau$, so daß

$$Q = 0,089 \lambda (C + 0,37 S) (1 + 3 \tau) \quad (55)$$

ist. Aus diesen Gleichungen erhält man

$$Q = 0,089 \frac{H_o \lambda}{81} \quad (56)$$

oder

$$Q = \frac{1,1 H_o \lambda}{1000} \text{ m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm}. \quad (57)$$

Die so berechnete trockene Verbrennungsgasmenge ist stets etwas größer als die wirkliche. Diese Gleichung wird ebenfalls durch N 28 dargestellt.

Beispiel. Für die oberschlesische Steinkohle mit

$$C = 72; \quad H = 4; \quad O = 9; \quad S = 1$$

ist (Beispiel S. 73)

$$H = 6690.$$

Für diesen Wert und für $\lambda = 2,1$ erhalten wir aus N 28

$$Q = 15,5 \text{ m}^3.$$

Heizwert.

Heizwert ist die Wärmemenge (in kcal), die bei vollständiger Verbrennung von 1 kg Brennstoff (oder von 1 m³ bei gasförmigen Brennstoffen) erzeugt wird.

Enthält der Brennstoff Feuchtigkeit, so bleibt dieselbe nach der Verbrennung in den Verbrennungsprodukten bestehen als Wasserdampf. Werden die Verbrennungsgase auf die anfängliche Ausgangstemperatur abgekühlt, so gibt der in ihnen vorhandene Wasserdampf die Kondensationswärme (d. h. Verdampfungs- und Flüssigkeitswärme) ab. Der so erhaltene Heizwert heißt oberer Heizwert und wird mit H_o bezeichnet. In der Technik wird meistens jedoch nicht mit H_o , sondern mit dem unteren Heizwert H_u gerechnet, der entsteht, wenn man die Kondensationswärme R des Wasserdampfes (der sowieso durch den Schornstein entweicht) nicht einbezieht. Dieselbe beträgt pro 1 kg Wasser ungefähr $600 \text{ kcal} = i'' - t$ (siehe Zahlentafel 11 und S. 34, Beispiel 2), so daß wir nach Gl. (46) setzen können

$$R = 6(9H + W') \quad (58)$$

und

$$H_u = H_o - 6(9H + W'). \quad (59)$$

Dabei bedeutet W' die im Brennstoff enthaltene Feuchtigkeit in % (Gewichts-%). Es gilt die Verbandsformel

$$\begin{aligned} H_o &= 81C + 25S + 290 \left(H - \frac{O}{8} \right) \\ &= 81(C + 0,31S) + 290 \left(H - \frac{O}{8} \right), \end{aligned} \quad (60)$$

eine Gleichung, die durch N 29 dargestellt ist. $0,31S$ als eine meist sehr geringe Größe wird oft vernachlässigt. Um den unteren Heizwert zu erhalten, muß man von der Verbandsformel $6W'$ abziehen:

$$H_u = 81(C + 0,31S) + 290 \left(H - \frac{O}{8} \right) - 6W'. \quad (61)$$

Hier bedeutet W' wiederum den perzentuellen Wassergehalt des Brennstoffes. Die Genauigkeit der Verbandsformel beträgt

für Anthrazite und magere Kohlen . . .	$1/2\%$,
„ Steinkohle	1 bis $1,5\%$,
„ Braunkohle und Torf	3 „ 4% .

Für Holz, pflanzliche Stoffe und alle flüssigen Brennstoffe ist sie unbrauchbar.

Bedeutet W' und H' den Feuchtigkeitsgehalt und Heizwert des Brennstoffes in angeliefertem Zustande, W'' und H'' die entsprechenden Werte nach vorangegangener Trocknung (etwa Lufttrocknung), so ist angenähert

$$\frac{H'}{H''} = \frac{100 - W'}{100 - W''}. \quad (62)$$

Beispiel. Für die oberschlesische Steinkohle mit

$$C = 72\%; \quad H = 4\%; \quad O = 9\%; \quad S = 1\%$$

ist

$$C + 0,31 S = 72,31,$$

$$H - \frac{O}{8} = 2,875.$$

Aus N 29 finden wir

$$H'_0 = 6690.$$

Wird der Schwefelgehalt vernachlässigt, so erhalten wir für

$$C = 72; \quad H - \frac{O}{8} = 2,875$$

aus N 29

$$H'_0 = 6670.$$

Bei diesem Beispiel wird vorausgesetzt, daß die Steinkohle von vorneherein trocken war. Falls sie jedoch den Feuchtigkeitsgehalt von etwa 4% aufweist und sich die angegebene Zusammensetzung auf 1 kg getrockneter Kohle bezieht, so ist

$$H_u = 0,96 H - 6,4 \\ = 6380.$$

Zahlentafel 28. Mittlere Zusammensetzung der Brennstoffe, Luftbedarf und Gasmengen¹.

1 Nr.	2 Brennstoff	3 4 5 6 7 8 Gewichtshundertteile						9 10 Charakteristische Zahlen		11 unt. Heiz- wert kcal	12 Luft- bedarf L m^3 von 0° u. 760 mm
		C %	H ₂ %	O ₂ +N ₂ * %	S %	W' Wasser %	Asche %	τ	K_m %		
1	Oberbayerische Kohlen (Peißenberg, Hausham)	53	4	12	5	9	17	0,048	18,3	5200	5,55
2	Sächsische Steinkohlen	70	4	9	1	9	7	0,043	19,0	6500	7,0
3	Oberschlesische Steinkohlen, niederschlesische Steinkohlen, Saarkohlen	73	4,5	10	1	3,8	7,7	0,032	19,4	6900	7,15
4	Westfälische Kohlen	79	4,5	7	1	2,5	6	0,041	19,1	7500	7,9
5	Englische und schottische Steinkohlen	85	4,5	8	1	5,5	6	0,042	18,9	7100	8,5
6	Anthrazit	86	3,5	3,5	1	2	4	0,037	19,2	7800	9,0
7	Koks, lufttrocken	84	1	3	1	3	8	0,0089	20,5	7000	7,7
8	„ naß	68	0,4	2,6	1	21	7	0,0032	20,7	5450	6,1
9	Zechenkoks, lufttrocken	88,4	0,5	1,6	0,6	0,7	8,2	0,0048	20,7	7250	8,0
10	Gaskoks, lufttrocken	86,9	0,6	1,8	0,6	1	9,1	0,0057	20,6	7170	7,9
11	Koksaschenbrikette mit Teerpech als Bindemittel	71,6	1,6	3,4	0,8	9,4	13,2	0,018	20,0	6100	6,7
12	Steinkohlenbrikette	79,4	4,3	6,0	1,1	1,3	7,9	0,046	18,8	7630	8,1
13	Holz, lufttrocken	40	4,5	37	—	16	1,5	0,00	20,9	3500	3,6
14	Torf, gepreßt	43	4	24	0,5	23	5,5	0,026	19,7	3800	4,2
15	„ lufttrocken	37,8	3,8	19,6	0,4	26,4	12	0,042	19,0	3450	3,9
16	Lohe, gepreßt	19	2,2	15	—	62	1,8	0,024	19,8	1300	1,8
17	Junge deutsche Braunkohlen	23,4	2,2	9,1	—	61,6	3,7	0,051	18,6	1850	2,4
18	Ältere deutsche Braunkohlen	31	3	10	1	48	7	0,060	18,3	2600	3,25
19	Deutsche Braunkohlen, Revier West, Halle	31	2,8	9,6	1,3	49	6,3	0,055	18,5	2800	3,8
20	Deutsche Braunkohlen, Revier Zeitz	29	2,7	7,5	1,3	53	6,5	0,064	18,2	2500	3,1
21	Bitterfelder Braunkohlen	30	2,3	9,5	1	50,9	6,3	0,041	19,1	2470	3,0
22	Lausitzer Braunkohlen	25,5	2,4	11,5	1,3	49,1	10,2	0,042	19,0	2230	2,55
23	Kölner Braunkohlen	24,6	1,9	10,7	1	59	2,8	0,028	19,6	1950	2,4
24	Unterfränkische Braunkohlen	23,3	2,1	8,8	1	62	2,8	0,047	18,8	1820	2,4
25	Oberpfälzische Braunkohlen	21,8	1,8	9,6	1	53,8	12	0,030	19,5	1660	2,1
26	Böhmische Braunkohlen	52	4,2	13,0	1	24	6	0,051	18,6	4800	5,3
27	„ nässere Braunkohlen	47,2	4,1	9,1	—	32,1	7,5	0,065	18,1	4430	5,0
28	„ Klarkohlen	37,3	2,9	10,1	1	41,4	7,3	0,024	19,8	3380	3,6
29	Sächsische Braunkohlenbrikette	53	4,5	18	1	15	8,5	0,043	18,9	4800	5,4
30	Rheinische Braunkohlenbrikette	55	4,1	21,4	0,4	13,5	5,6	0,028	19,6	4890	5,3
31	Lausitzer Braunkohlenbrikette	55,1	4,4	23,1	0,4	11,6	5,4	0,030	19,5	4860	5,3

¹ Spalten 1 bis 8 entnommen aus Herberg: Feuerungstechnik. * Dabei ist N = 1% gesetzt.

Wärmeverluste und Wirkungsgrad des Dampfkessels.

Bezeichnungen.

<p>η Wirkungsgrad des Kessels in %.</p> <p>B stündlich verfeuerte Brennstoffmenge in kg.</p> <p>D stündlich erzeugte Dampfmenge in kg.</p> <p>λ Erzeugungswärme für 1 kg Dampf = $i - i_w$.</p> <p>i Wärmehalt in kcal.</p> <p>i_w Wärmehalt des Speisewassers in kcal.</p> <p>x Verdampfungsziffer.</p> <p>x_n Verdampfungsziffer, bezogen auf Normaldampf.</p> <p>H Unterer Heizwert des Brennstoffes in kcal.</p> <p>T Temperatur der vom Kessel abziehenden Verbrennungsgase in $^{\circ}\text{C}$.</p> <p>t Temperatur des Kesselhauses in $^{\circ}\text{C}$.</p> <p>K Kohlendioxidgehalt der Verbrennungsgase in % (Raum).</p> <p>k Kohlenoxydgehalt der Verbrennungsgase in % (Raum).</p>	<p>V_f Verlust durch fühlbare Wärme der Abgase in % des Heizwertes.</p> <p>V_k Verlust durch unverbrannte Gase in % des Heizwertes.</p> <p>V_R Verlust durch brennbare Aschenrückstände in % des Heizwertes.</p> <p>V_r Verlust durch Ruß in den Verbrennungsgasen in % des Heizwertes.</p> <p>R Aschenrückstände in % der Brennstoffmenge.</p> <p>r Menge der verbrennlichen Teile in den Aschenrückständen in % der letzteren.</p> <p>Q Verbrennungsgasmenge von 1 kg Brennstoff in m^3</p> <p>λ Luftüberschußfaktor.</p> <p>τ Charakteristische Brennstoffzahl.</p> <p>μ, f Koeffizienten.</p>
--	--

Die bei der Verbrennung des Brennstoffes entstehende Wärmemenge wird im Kessel nur teilweise nutzbar verwertet; das Verhältnis der nutzbaren, d. h. an das Wasser übergegangenen Wärmemenge zu der bei der Verbrennung freiwerdenden Wärmemenge ist der Wirkungsgrad η des Kessels. Wird in 1 Stunde B kg Brennstoff vom Heizwert H verfeuert und wird dabei D kg Dampf von der Erzeugungswärme λ erzeugt, so ist

$$\eta = \frac{D \lambda}{B H} \cdot 100. \quad (63)$$

Die von 1 kg Brennstoff erzeugte Anzahl kg Dampf wird als Verdampfungsziffer x bezeichnet.

$$x = \frac{D}{B}. \quad (64)$$

Es gilt nun

$$\eta = 100 \frac{x \lambda}{H}. \quad (65)$$

Meistens wird im praktischen Betriebe x durch einen Versuch (Wägung der Wasser- und Brennstoffmengen) festgestellt, λ wird aus den Angaben der Manometer und Thermometer (Berechnung von i siehe N 9, Werte von i_w siehe Zahlentafel 11) bestimmt, und H ist anderweitig bekannt (aus der Elementaranalyse oder etwa aus der Verbrennung in der kalorimetrischen Bombe).

Da der durch die Gl. (64) definierte Wert x von der Beschaffenheit des erzeugten Dampfes, also von seiner Spannung, und bei überhitztem Dampf von seiner Temperatur, abhängig ist, bietet er keine gute Grundlage zum Vergleich von Messungen bei verschiedenen Betriebszuständen oder bei verschiedenen Dampfkesseln. Deshalb bezieht man meistens die Verdampfungsziffer auf den Normaldampf, d. h. auf Dampf von 100°C , der aus Wasser von 0° erzeugt ist. Die Erzeugungswärme für 1 kg Normaldampf ist 639,4 kcal. Es ist somit

$$x_n = \frac{x \lambda}{639,4} \quad (66)$$

und

$$\eta = 63\,940 \frac{x_n}{H}. \quad (67)$$

N 30 stellt die Beziehungen (65), (66) und (67) dar. Bei der Auswertung der Gl. (65) werden sämtliche Skalen I bis V benützt, wobei die Skala III als Zapfenlinie dient. Die zueinandergehörigen Skalen sind dabei H und η (aufrechtstehende Ziffern), λ und x (Kursivziffern).

Bei der Ausrechnung der Gl. (67) kommen die Skalen II, III und V zur Anwendung; hier erscheint die Linie III nicht mehr als Zapfenlinie, sondern als Träger der Skala für x_n .

Bei der Auswertung der Gl. (66) bedienen wir uns schließlich der Skalen I, III und IV, wobei III wieder als Skalenträger für x_n erscheint.

Beispiele. 1. Es wird in einem Kessel pro Stunde 900 kg Torf mit dem Heizwert $H = 3700$ verfeuert und 3070 kg gesättigten Dampfes von 6 at Überdruck erzeugt; wie groß sind die

auf Normaldampf bezogene Verdampfungsziffer und der Wirkungsgrad des Kessels, wenn das dem Kessel zugeführte Wasser eine Temperatur von 22°C besitzt?

Die Brutto-Verdampfungsziffer ist

$$x = \frac{3070}{900} = 3,41.$$

Die Erzeugungswärme des gesättigten Dampfes von 6 at Überdruck aus dem Wasser von 22° ist (siehe N 9)

$$\lambda = 661 - 22 = 639.$$

Nachdem zufällig die Erzeugungswärme des in Frage kommenden Dampfes gleich der des Normaldampfes ist, ist auch $x_n = 3,41$.

Verbinden wir den Punkt $x_n = 3,41$ auf der Skala III mit dem Punkt $H = 3700$ der Skala II (III dient dabei als Zapfenlinie), so erhalten wir auf der Geraden V

$$\eta = 59\%.$$

2. Bei einer 9 Stunden dauernden Messung an einem Wasserrohrkessel hat man 10500 kg Steinkohle mit $H = 6500$ verbrannt; dabei sind 56800 kg überhitzten Dampfes von (im Mittel) 11,5 at Überdruck und 310° Temperatur erzeugt worden. Die Speisewassertemperatur beträgt vor dem Ekonomiser 35°C . Es ist η und x_n für den Kessel samt dem Ekonomiser zu bestimmen.

Die Brutto-Verdampfungsziffer ist

$$x = \frac{56800}{10500} = 5,41;$$

aus N 9 erhalten wir für $p = 12,5$ at abs und $T = 310^{\circ}$

$$\lambda = 733,4 - 35 = 698,4;$$

N 30 liefert uns dann

für $\lambda = 698$ und $x = 5,41$:

$$x_n = 5,91,$$

für $H = 6500$ und $x_n = 5,91$:

$$\eta = 58,1\%.$$

3. Für einen Marine-Wasserrohrkessel einen von 300 m^2 wird garantiert $\eta = 85\%$. Welche Normaldampf-Verdampfungsziffer und welche Brutto-Verdampfungsziffer kann man erwarten bei $\lambda = 698,4$, $H = 6500$?

Aus $\eta = 85$ und $H = 6500$ folgt

$$x_n = 8,64$$

Aus $x_n = 8,64$ und $\lambda = 698,4$ folgt:

$$x = 7,94.$$

Zahlentafel 29. Mittlere Rostbeanspruchung $\frac{B^*}{R}$ für verschiedene Brennstoffe¹.

	Brennstoff	Ungef. Heizwert kcal	$\frac{B^*}{R}$ † kg/m ² /st	Schütthöhe mm	$\frac{R}{H}$	$\frac{F}{R}$ ††	
1	Anthrazit	7800	60—70	70—80	} $\frac{1}{30} - \frac{1}{50}$	$\frac{1}{2} - \frac{1}{3}$	
2	Koks	7000—7200	70—90—(120)	130—300		$\frac{1}{2} - \frac{1}{3}$	
3	Steinkohlen, gasarm	6800	70—110	90—130		$\frac{1}{2} - \frac{1}{3}$	
4	„ gasreich	7500—7600	90—120—(150)	80—100		$\frac{1}{2} - \frac{1}{3}$	
5	Steinkohlengruß, Koksgruß	5800—6500	140—300 ²	150—250 ²		$\frac{1}{3} - \frac{1}{6}$	
6	Braunkohlenbriketts	4800	120—180—(200)	150—250		$\frac{1}{4} - \frac{1}{5}$	
7	Böhmische Braunkohlen	4800	120—180—(200)	150—200		$\frac{1}{4} - \frac{1}{5}$	
8	Deutsche „	2400	170—300—(400)	200—300		$\frac{1}{4} - \frac{1}{5}$	
9	Torf	3000—3800	120—250	100—300		$\frac{1}{4} - \frac{1}{6}$	
10	Holz	2500	120—200	200—400		$\frac{1}{18} - \frac{1}{22}$	$\frac{1}{4} - \frac{1}{6}$
11	Lohe	1300	160—250	120—180		$\frac{1}{15} - \frac{1}{20}$	$\frac{1}{4} - \frac{1}{6}$

Größere Zahlen gelten für größere Zugstärke und flotten Betrieb

* B = stündlich verbrannte Brennstoffmenge in kg, R = Rostfläche in m², H = Heizfläche in m².

¹ In Anlehnung an Herberg: Feuerungstechnik. Berlin: Julius Springer.

² Mit Unterwind.

† Die eingeklammerten Zahlen sind Höchstwerte im angestregten Betrieb.

†† F = die freie Rostfläche, d. h. die von den Rostspalten eingenommene Fläche.

Anstrengungsgrad $\frac{B}{H}$ des Kessels¹.

	Art der Verbrennung		
	mäßig	normal	flott
Steinkohlen	2	3	5
Braunkohlen (gute)	5,5	8,75	12,8

Zahlentafel 30. Mittlere Kesselbeanspruchung $\frac{D}{H}$ * der verschiedenen Kesselarten².

	Kesselart	Art der Beanspruchung			
		mäßig	normal	flott	gesteigert
1	Batteriekessel	12—13	16—17	22 ³	
2	Ein-, Zwei-, Dreiflammrohrkessel	15, 16, 18	20, 22, 25	25, 30, 33	
3	Doppelkessel (unten 2 Flammrohre, oben Heizröhren)	12	16	20 ³	
4	Heizrohrkessel	10	14	20 ³	
5	Wasserrohrkessel ohne Kammern	9 ³	12 ³	15 ³	
6	Liegende Kammerwasserrohrkessel	14 ³	18 ³	25 ³	35 ³
7	Hochleistungswasserrohrkessel		20 ³	26 ³	35 ³
8	Steilrohrkessel (Hochleistungskessel)	18 ³	24 ³	30 ³	40 ⁴
9	Schiffswasserrohrkessel		22	36	50 ³
10	Stehende Kessel	10	14	20 ³	

Die hauptsächlichsten Wärmeverluste im Kesselbetriebe sind

1. Verlust durch die fühlbare Wärme der Verbrennungsprodukte:
 - a) der Verbrennungsgase,
 - b) der Aschenrückstände.
2. Verlust durch Unvollkommenheit des Verbrennungsvorganges:
 - a) durch unverbrauchte Gase,
 - b) durch unverbrauchte Aschenrückstände,
 - c) durch ausgeschiedenen Ruß und mitgerissene Flugteile.
3. Verlust durch Wärmeleitung und -strahlung.
4. Verlust durch Unstetigkeit des Verbrennungsvorganges (Anwärmungs- und Abkühlungsverlust).

Nur einige von diesen Verlusten lassen sich rechnerisch erfassen: es sind dies die beträchtlichsten 1 a und 2 a; außerdem lassen sich die Verluste 2 b und 2 c schätzen. Die anderen kann man, falls der Kesselwirkungsgrad bekannt ist, als Restverlust ermitteln.

Für den Verlust durch die fühlbare Wärme der Abgase gilt (wenn man von dem geringen Methangehalt der Verbrennungsgase absieht) für Steinkohle und für Braunkohle unter 10 % Wassergehalt die Formel

$$V_t = 0,65 \frac{T - t}{K + k + 0,33}, \tag{68}$$

wobei V_t in % des Heizwertes ausgedrückt wird.

Diese Gleichung ist durch N 31 dargestellt. Auf 3 Skalen dieses Nomogrammes sind die Werte $T - t$, $K + k$ und V_t aufgetragen.

Für Braunkohle mit Wassergehalt über 10 % ist der Verlust V_t in starkem Maße vom Feuchtigkeitsgehalt des Brennstoffes abhängig. Man kann schreiben

$$V_t = \mu (T - t) \quad \text{in \% des Heizwertes,} \tag{69}$$

wobei μ vom Feuchtigkeitsgehalt und von $K + k$ abhängig ist. Diese Abhängigkeit drücken die Kurven der K 10 aus.

Der günstigste CO_2 -Wert für feste Brennstoffe ist

- für gasreiche Brennstoffe ca. 10 %,
- „ gasarme „ „ 14 %.

¹ B = stündlich verbrannte Brennstoffmenge in kg, H = Heizfläche in m^2 .

* D = die im Kessel stündlich erzeugte Dampfmenge in kg, H = Kesselheizfläche in m^2 .

² In Anlehnung an Dubbel: Taschenbuch f. d. Maschinenbau. Berlin: Julius Springer.

³ Mit Überhitzer. ⁴ Mit Überhitzer und Rauchgasvorwärmer.

Den Verlust durch unverbrannte Gase finden wir aus der Brausschen Näherungsformel

$$V_k = \frac{70k}{K+k}. \quad (70)$$

Im N 32 finden wir für gegebene K und k den Wert von V_k . Die Formel gibt meistens etwa zu kleine Werte für V_k .

Für die Verluste durch brennbare Aschenrückstände V_R läßt sich leicht der Ausdruck ableiten:

$$V_R = 81 \frac{rR}{H}, \quad (71)$$

wobei R die von 100 kg Brennstoff verbliebene Menge der Aschenrückstände in kg und r die in 100 kg Rückständen enthaltene Menge des Verbrennlichen in kg bedeutet. (Reiner Kohlenstoff hat den Heizwert 8100.)

Den Wärmeverlust V_f , der durch Vorhandensein von Ruß in den Verbrennungsgasen entstanden ist, kann man nach der Farbe der aus dem Schornstein entweichenden Rauchgase schätzen. Wenn wir die Anzahl von Gramm Ruß in 1 m³ der Verbrennungsgase mit f bezeichnen, so ist ungefähr:

für tiefschwarzen Rauch	$f = 4$
„ sehr dunklen Rauch	$f = 3$
„ dunklen Rauch	$f = 2$
„ mittelhellen Rauch	$f = 1$.

Der entsprechende Wärmeverlust ist dann

$$V_f = \frac{Q f 8100 \cdot 100}{H \cdot 100} \quad \text{in \%}; \quad (72)$$

setzt man in diese Gleichung den angenäherten Wert von Q aus Gl. (56) (S. 77), so erhält man

$$V_f = 0,89 \lambda f. \quad (73)$$

Die Gleichung ist im N 33 dargestellt.

Beispiel 1. Die Gastemperatur hinter dem Ekonomiser beträgt 275° C, die Temperatur im Kesselhaus ist 25° C. Wie groß ist der Verlust durch die fühlbare Wärme der Rauchgase und durch die unverbrannten Gase, wenn

1.	$K = 12;$	$k = 0,5;$
2.	$K = 14;$	$k = 2;$
3.	$K = 15;$	$k = 3$

ist? Verfeuert wird Steinkohle mit $\tau = 0,0366$ ($K_m = 19,23\%$). Aus N 31 und N 32 finden wir

1.	$V_t = 12,7\%$,	$V_k = 2,8\%$,
2.	$V_t = 9,9\%$,	$V_k = 8,8\%$,
3.	$V_t = 8,8\%$,	$V_k = 11,7\%$.

Die Summe der beiden Verluste beträgt

für den Fall 1:	15,5%,
„ „ „ 2:	18,7%,
„ „ „ 3:	20,5%.

Die Schädlichkeit des Vorhandenseins von Kohlenoxyd liegt auf der Hand. Für $K = 12\%$, $k = 0,5$ und $K_m = 19,23$ ist (N 25) $\lambda = 1,52$. Um ganz sicher zu sein, daß sich bei der Verbrennung kein Kohlenoxyd bildet, erhöhen wir die Luftzuschußmenge um 50%, d. h. wir arbeiten mit $\lambda = 2,28 = 1,52 \cdot 1,5$. Wie groß wird dann der Wärmeverlust sein?

Da nunmehr die vollkommene Verbrennung gewährleistet ist, finden wir aus N 25 für $\lambda = 2,28$ und $K_m = 19,23$:

$$K = 8,34\%.$$

Für $K = 8,34$ und $T - t = 250$ ergibt N 31

$$V_t = 18,76\%.$$

Wir ersehen daraus, daß kleine Mengen Kohlenoxyd sich immerhin ökonomischer erweisen als hohe Luftüberschüsse.

Beispiel 2. Wie groß sind für Braunkohle mit 30 % Wassergehalt die Verluste V_t , wenn

- | | | |
|----|------------|---|
| 1. | $K = 12,$ | $k = 0,5,$ |
| 2. | $K = 14,$ | $k = 2,$ |
| 3. | $K = 9,7,$ | $k = 0$ und $T - t = 250^{\circ} \text{C}$ ist? |

Wir finden aus K 10:

- | | |
|----|----------------|
| 1. | $\mu = 0,059,$ |
| 2. | $= 0,048,$ |
| 3. | $= 0,074,$ |

und daraus (Gl. 69):

- | | |
|----|------------------|
| 1. | $V_t = 14,7 \%,$ |
| 2. | $= 12 \%,$ |
| 3. | $= 18,5 \%. $ |

Also in allen Fällen größer als bei Steinkohle.

Beispiel 3. Der aus dem Schornstein entweichende Rauch habe für den Betriebsfall 1 des Beispiels 1 eine dunkle Beschaffenheit, so daß man $f = 2,5$ setzen kann. Bei erhöhtem Luftzuschuß sei $f = 1,5$. Wie ändert sich dabei der Verlust V_f ?

- | | |
|--|------------------|
| Für $\lambda = 1,52$ und $f = 2,5$ erhalten wir aus dem N 33 | $V_f = 3,4 \%,$ |
| „ $\lambda = 2,28$ „ $f = 1,5$ „ „ „ „ „ | $V_f = 3,05 \%,$ |

so daß der kleine Unterschied, der

0,35 %

beträgt, die im Beispiel 1 gezogenen Schlüsse nicht beeinträchtigt.

Schornstein.

Bezeichnungen.

t_c Temperatur der in den Schornstein eintretenden Gase in $^{\circ}\text{C}$.	g' spezifisches Gewicht der Luft von 0° und 750 mm Q.S. in kg/m^3 .
t_a Temperatur der aus dem Schornstein ausströmenden Gase in $^{\circ}\text{C}$.	g_l spezifisches Gewicht der Luft von der Temperatur t_l und 750 mm Q.S. in kg/m^3 .
t_l Lufttemperatur in $^{\circ}\text{C}$.	γ spezifisches Gewicht der Verbrennungsgase von 0° und 750 mm Q.S. in kg/m^3 .
t_m mittlere Temperatur im Schornstein in $^{\circ}\text{C}$.	γ_m spezifisches Gewicht der Verbrennungsgase von der Temperatur t_m und 750 mm Q.S. in kg/cm^3 .
b Barometerstand in mm Q.S.	c_p spezifische Wärme der Verbrennungsgase.
H Schornsteinhöhe in m.	v_o Gasgeschwindigkeit im Durchmesser D_o des Schornsteines in m/sek.
O innere Schornsteinfläche in m^2 .	v_u Gasgeschwindigkeit im Durchmesser D_u des Schornsteines in m/sek.
D_o oberer Schornsteindurchmesser in m.	v_m Gasgeschwindigkeit im Durchmesser D_m des Schornsteines in m/sek.
D_u unterer Schornsteindurchmesser in m.	Z statische Zugstärke des Schornsteines in mm W.S.
D_m mittlerer Schornsteindurchmesser in m.	Z_V Verlust der Zugstärke durch Erzeugung der Geschwindigkeit in mm W.S.
B stündlich verfeuerte Brennstoffmenge in kg.	Z_R Verlust der Zugstärke durch Reibung in den Schornsteinwänden in mm W.S.
H unterer Heizwert des Brennstoffes in kcal.	φ Koeffizient.
Q Verbrennungsgasmenge von 1 kg Brennstoff bei der Temperatur 0° in m^3 .	x, β, C, K Korrekturfaktoren.
Q_a Verbrennungsgasmenge von 1 kg Brennstoff bei der Temperatur t_a in m^3 .	
Q_m Verbrennungsgasmenge von 1 kg Brennstoff bei der Temperatur t_m in m^3 .	
Q'_g stündlich erzeugte Verbrennungsgasmenge von 1 kg Brennstoff in kg.	
Q', Q'_m stündlich erzeugte Verbrennungsgasmengen bei den Temperaturen 0° und t_m in m^3 .	

Um die Wirkung eines Schornsteines zu bestimmen, ist es das wichtigste, das Temperaturgefälle der durch denselben hindurchziehenden Gase zu kennen. Die Gase, die am Schorn-

steinfuß mit der Temperatur t_e eintreten, geben der Wandung des Schornsteines Wärme ab, so daß die Temperatur t_a oben an der Schornsteinmündung stets kleiner als t_e ist. Allerdings kommt den Gasen teilweise die durch die Reibung an den Wänden erzeugte Wärme zugute, man kann sie aber wegen ihres zu geringen Betrages vernachlässigen. Weiter wollen wir annehmen, daß

1. die Kurve des Temperaturgefälles längs der Schornsteinhöhe eine von t_e ausgehende und in t_a mündende Gerade ist, und daß

2. die spezifische Wärme c_p der Verbrennungsgase im Temperaturgebiet zwischen t_e und t_a und im Druckgebiet zwischen b mm Q.S. und $b - Z$ mm Q.S. konstant ist.

Unter diesen Voraussetzungen können wir folgern, daß die von den Gasen im Schornstein verlorene Wärmemenge

$$R = Q'_{\text{kg}} c_p (t_e - t_a) \quad (74)$$

ist.

Nimmt man noch dazu an, daß der Wärmedurchgangskoeffizient k (d. h. die Wärmemenge, die in 1 Stunde durch 1 m² der inneren Schornsteinfläche hindurchgeht) längs der Schornsteinhöhe konstant ist, so ist angenähert

$$\begin{aligned} R &= k O (t_m - t_l) \\ &= k O \left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_l \right). \end{aligned} \quad (75)$$

Aus (74) und (75) erhalten wir

$$k O (t_e + t_a - 2t_l) = 2 Q'_{\text{kg}} c_p (t_e - t_a). \quad (76)$$

Ist Q'_m und γ_m die Verbrennungsgasmenge in m³, bzw. das spezifische Gewicht der Verbrennungsgase bei der Temperatur t_m und bedeutet Q' und γ die Verbrennungsgasmenge in m³, bzw. das spezifische Gewicht der Verbrennungsgase bei der Temperatur 0°, so ist, wenn wir von der Korrektur der Gasvolumina für die geringen Druckunterschiede absehen, für den Barometerstand 750 mm Q.S.:

$$Q'_{\text{kg}} = Q'_m \gamma_m = Q' \gamma, \quad (77)$$

wobei

$$\gamma = 1,33$$

ist. Weiter ist

$$Q' = Q B. \quad (78)$$

Da der Verjüngungswinkel des Schornsteines (s. u.) klein ist, können wir näherungsweise setzen

$$O = \frac{\pi}{2} H (D_o + D_u), \quad (79)$$

wobei D_o den inneren Durchmesser oben und D_u den inneren Durchmesser unten bedeutet.

Die Werte (77) bis (79), in (76) eingesetzt, ergeben

$$\frac{(t_e - t_l) + (t_a - t_l)}{(t_e - t_l) - (t_a - t_l)} = \frac{4 B Q \gamma c_p}{\pi k H (D_o + D_u)}. \quad (80)$$

Wir setzen darin (als Mittelwerte für die im Schornstein anzutreffenden Bedingungen)

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= 1,33 && \text{(für 9\% Co}_2 \text{ in den Verbrennungsgasen),} \\ k &= 1,5 && \text{(für Ziegelsteine, Mauerstärke i. M. 30 cm),} \\ c_p &= 0,245 && \text{(für Verbrennungsprodukte der Steinkohle zwischen 0° und 300°)} \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

und schreiben die Gl. (80) in der Form

$$\frac{t_e - t_l}{t_a - t_l} = \frac{0,274 \varphi - 1}{0,274 \varphi + 1}, \quad (82)$$

wobei

$$\varphi = \frac{Q B}{H (D_o + D_u)} \quad [Q \text{ in m}^3, B \text{ in kg, } H, D_o \text{ und } D_u \text{ in m}]. \quad (83)$$

ist. Aus diesen Gleichungen, von denen die Gl. (82) durch das Nomogramm N 34 dargestellt ist, läßt sich bei bekannten Daten des Schornsteines und des Verbrennungszustandes der Temperaturunterschied $t_a - t_o$ und somit bei bekannter Lufttemperatur auch t_a ermitteln.

Die Größe φ stellt ein gewisses Maß für die Belastung des Schornsteins dar: bei schwach belasteten Schornsteinen ist φ klein, bei starker Schornsteinbelastung kann φ bis zu bedeutenden Werten (500 und darüber) anwachsen. Die sich für die großen Werte von φ immer mehr zusammenziehende φ -Skala des N 34 ist ein Ausdruck dafür, daß der rechts in der Gl. (82) befindliche Bruch dem Werte 1 nahe kommt.

Zunächst ist φ (mit dem Rechenschieber) zu berechnen. In der Nomogrammskala, die die Werte von $\varphi = 5,6$ bis 3000 umfaßt, werden die meist in der Praxis vorkommenden Werte stets Platz finden. Die Temperatur t_e kann im Betrieb leicht gemessen werden. Ist die Temperatur der vom Kessel (bzw. Rauchgasvorwärmer) abziehenden Gase bekannt, so erhält man daraus t_e , wenn man die ungefähre Abkühlung der Gase in den horizontalen Rauchgaskanälen (bis zum Schornsteinfuß) schätzt und in Abzug bringt. Je nach der Isolation derselben kann man mit einer Abkühlung von $0,5^\circ$ bis 1° C pro laufendem Meter rechnen.

Ist t_a bestimmt, so ist damit eine der wichtigsten Größen für die Beurteilung des Schornsteines gewonnen.

Die mittlere Gastemperatur im Schornstein setzen wir

$$t_m = \frac{t_a + t_e}{2}. \quad (84)$$

Beispiel 1. Es sei für einen Schornstein

$$H = 70 \text{ m}; \quad D_o = 2,5 \text{ m}; \quad D_u = 3,8 \text{ m};$$

es wird in 3 Babcock-Wilcox-Dampfkesseln stündlich $B = 5000$ kg Kohle mit Heizwert $H = 6500$ verbrannt. Der Luftüberschußfaktor beträgt $\lambda = 1,6$. Die Temperatur der Verbrennungsgase im Schornstein unten betrage 250° C. Wie ändert sich die Austrittstemperatur der Verbrennungsgase, wenn die Luftaußentemperatur sich von 0° C auf 30° C ändert?

Aus N 28 finden wir für $H = 6500$, $\lambda = 1,6$ angenähert:

$$Q = 11,44 \text{ m}^3 \text{ von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm.}$$

Es ist dann

$$\varphi = \frac{11,44 \cdot 5000}{70(3,8 + 2,5)} = 130.$$

Aus N 34 finden wir für $\varphi = 130$, $t_e - t_l = 250 - 0 = 250^\circ$:

$$t_a - t_l = 236 \quad \text{und} \quad t_a = 236^\circ \text{ C.}$$

Für $t_l = 30^\circ$ C ist $t_e - t_l = 220$; aus demselben Nomogramm erhalten wir

$$t_a - t_l = 208^\circ \text{ C,}$$

d. h.

$$t_a = 238^\circ \text{ C.}$$

Die Austrittstemperatur ändert sich somit bei 30° C betragendem Unterschied der Lufttemperatur nur um 2° C, also unbedeutend.

Noch kleinerer Änderung unterliegt die mittlere Temperatur im Schornstein; sie beträgt in beiden Fällen

$$t_m = 243^\circ \text{ C,} \quad t_m = 244^\circ \text{ C.}$$

Beispiel 2. Eine Anlage, bestehend aus 1 Cornwallkessel: $B = 400$; $H = 6300$; λ stark schwankend, Mittelwert = 1,8; Schornstein: $H = 24$, $D_o = 1$ m, $D_u = 1,5$ m. Verbrennungsgase $t_e = 340^\circ$. Lufttemperatur $t_l = 20$.

N 28 ergibt für $H = 6300$, $\lambda = 1,8$: $Q = 12,5$;

$$\varphi = \frac{12,5 \cdot 400}{24 \cdot 2,5} = 83,3.$$

N 34 ergibt für $\varphi = 83,3$, $t_e - t_l = 320$:

$$t_a - t_l = 293$$

und somit

$$t_a = 313; \quad t_m = 326,5.$$

Die im Betriebe anzutreffende Zugstärke ist stets kleiner als die Zugstärke, die sich beim Schließen des unten befindlichen Schiebers einstellt, wobei also die Geschwindigkeit der

Gase = 0 wird. Letztere, die sog. statische Zugstärke, ergibt sich aus der Gleichung

$$Z = H(g_l - \gamma_m), \quad (85)$$

wobei g_l das spezifische Gewicht der Luft bei der Temperatur t_l bedeutet. Bezeichnen wir mit g' das spezifische Gewicht der Luft bei der Temperatur 0° , so ist

$$g_l = \frac{273 g'}{273 + t_l}; \quad (86)$$

außerdem ist

$$\gamma_m = \frac{273 \gamma}{273 + t_m}, \quad (87)$$

so daß wir

$$\frac{Z}{H} = 273 g' \left(\frac{1}{273 + t_l} - \frac{\gamma}{273 + t_m} \right) \quad (88)$$

erhalten.

Bei mittleren normalen Verhältnissen (Luftdruck 750 mm, Luftfeuchtigkeit 70%) ist

$$g' = 1,276. \quad (89)$$

Dies und den Wert von $\gamma = 1,33$ in die Gl. (88) eingesetzt, ergibt

$$\frac{Z}{H} = 348,35 \left(\frac{1}{273 + t_l} - \frac{1,04}{273 + t_m} \right) \quad [Z \text{ in mm W.S., } H \text{ in m, } t_l \text{ und } t_m \text{ in } ^\circ\text{C}]. \quad (90)$$

Diese Gleichung ist durch das Nomogramm N 35 dargestellt; dasselbe ermöglicht, aus bekannten t_l und t_m den Wert von $\frac{Z}{H}$ zu ermitteln.

Beispiel 1. Für die Daten von Beispiel 1 (S. 85) erhalten wir aus Nomogramm N 35 für die Lufttemperatur 0° und $t_m = 243$:

$$\frac{Z}{H} = 0,574$$

und

$$Z = 40,2 \text{ mm};$$

für die Lufttemperatur 30° und $t_m = 244$:

$$\frac{Z}{H} = 0,448$$

und

$$Z = 31,4 \text{ mm.}$$

Der Unterschied zwischen der Zugstärke des Schornsteins bei den Lufttemperaturen 0° und 30° beträgt 8,8 mm.

Beispiel 2. (Siehe S. 85, Beispiel 2.) Für $t_m = 327$ und $t_l = 20$ ergibt N 35:

$$\frac{Z}{H} = 0,585,$$

also, da $H = 24$:

$$Z = 14,$$

ein ziemlich kleiner Wert, der jedoch noch für die betreffende Anlage, wo kein Ekonomiser vorhanden ist, ausreicht.

Wird der Zugschieber im Kessel geöffnet, so stellt sich ein Wert der Zugstärke Z_b ein, der kleiner als die statische Zugstärke Z ist. Nachdem die Abkühlung der Gase im Schornstein schon in der Berechnung von Z berücksichtigt worden ist, wird der Unterschied $Z - Z_b$ verursacht

1. durch den Verlust Z_v , hervorgerufen durch die Erzeugung der Geschwindigkeit der Verbrennungsgase im Schornstein, und
2. durch den Verlust Z_R , hervorgerufen durch die Reibung der Gase an den Schornsteinwänden.

Der Verlust der Zugstärke durch die Erzeugung der Geschwindigkeit ist nach einer bekannten Formel angenähert gleich

$$Z_v = \gamma_m \frac{v_m^2}{2 \cdot 9,81} \quad [Z_v \text{ in mm W.S., } v_m \text{ in m/sek, } \gamma \text{ in kg/m}^3], \quad (91)$$

wobei also anstatt eines Integrals der Mittelwert v_m der Geschwindigkeit und γ_m des spezifischen Gewichtes eingesetzt ist. Wir können die Gl. (91) auch in der Form

$$B Q_m = \frac{\pi}{4} D_m^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{Z_v}{\gamma_m}} \cdot 3600 \quad (92)$$

schreiben und damit die Berechnung von Z_v auf das N 4 zurückführen. Das Volumen der Verbrennungsgase Q_m bei der Temperatur t_m wird nach der Gleichung

$$\frac{Q_m}{Q} = \frac{273 + t_m}{273} \quad (93)$$

oder mittels N 11 vorgenommen (siehe diesbezügliche Erläuterung S. 37). Wird aus dem N 4 aus gegebenem BQ_m und D_m der Wert von h ermittelt, so setzen wir

$$Z_v = \gamma_m h \cdot 0,001 \quad [Z_v \text{ in mm W.S., } h \text{ in mm, } \gamma_m \text{ in kg/m}^3]; \quad (94)$$

γ_m wird am leichtesten auf die Weise ermittelt, daß man aus N 11 das spezifische Gewicht der Luft g' für die Temperatur t_m und den betreffenden Barometerstand berechnet und dann setzt

$$\gamma_m = 1,04 g' . \quad (95)$$

Beispiel 1 (s. Beispiel 1, S. 85). Es sei für

$$t = 0^{\circ},$$

$$Q = 11,44;$$

wir finden aus N 11 für

$$t_m = 242.$$

$Q_m = 21,8 \text{ m}^3$ für 1 kg Brennstoff

Beträgt die stündlich verbrannte Kohlenmenge $B = 5000 \text{ kg}$, so wird stündlich die Gasmenge

$$B Q_m = 109000 \text{ m}^3$$

erzeugt. Diese Gasmenge, durchströmend den Mittelquerschnitt des Schornsteins $D_m = 3,15 \text{ m}$ ergibt (N 4) die Geschwindigkeitshöhe

$$h = 770.$$

Aus N 11 folgt für $t = 242^{\circ}$ und $b = 760$

$$\gamma_m = 1,04 g' = 1,04 \cdot 0,685 = 0,715.$$

Es ist somit

$$Z_v = 0,77 \cdot 0,715 = 0,55 \text{ mm W.S.}$$

Beispiel 2 (s. Beispiel 2, S. 85). $Q = 12,5$; $t_m = 327$; $B = 400$; $D_m = 1,25$. Wir finden ebenso wie im Beispiel 1:

$$B Q_m = 11000 \text{ m}^3/\text{st},$$

aus N 11

$$Q_m = 27,5 \text{ m}^3 \text{ von } 327^{\circ} \text{ und } 760 \text{ mm, } \gamma_m = 0,588,$$

aus N 4

$$h = 316.$$

Es folgt

$$Z_v = 0,316 \cdot 1,04 \cdot 0,588 = 0,19 \text{ mm W.S.}$$

Der Zugverlust Z_v übersteigt selten den Wert von 1 mm.

Der Verlust der Zugstärke durch die Reibung kann aus der Gleichung von Fritsche¹ für Druckverlust bei Strömung von Gasen und Dämpfen (die allerdings nur für glatte

¹ Mitt. Forsch.-Arb. V. d. I. H. 60.

Rohre genau zutrifft) für Rohrleitungen gefunden werden:

$$\Delta p = \beta \cdot 10^{-4} \gamma \frac{v^2}{D} l \quad [\Delta p \text{ in at, } v \text{ in m/sek, } \gamma \text{ in kg/m}^2, D \text{ in mm, } l \text{ in m}], \quad (96)$$

wobei

$$\beta = 6,02 D^{-0,269} \gamma^{-0,148} v^{-0,148} \quad (97)$$

ist (s. auch S. 34).

Aus (96) und (97) erhalten wir durch Einsetzen der für den Schornstein gültigen Werte:

$$\frac{Z_R}{H} = 6,02 \frac{\gamma_m^{0,852} v_m^{1,852}}{D_m^{1,269}}.$$

In diese Gleichung setzen wir noch den Wert von γ_m aus Gl. (87) ein und erhalten für den Barometerstand 750 mm Q.S.

$$\frac{Z_R}{H} = 0,1416 \frac{v_m^{1,852}}{D_m^{1,269} (t_m + 273)^{0,852}} \quad [Z_R \text{ in mm W.S., } H \text{ und } D_m \text{ in m}], \quad (98)$$

eine Gleichung, die durch das Nomogramm N 36 dargestellt ist (Vierskalensystem mit Zapfenlinie). Durch Ziehen zweier Strahlen, die sich auf der Zapfenlinie schneiden, erhalten wir aus den bekannten v_m , D_m und t_m den Wert von $\frac{Z_R}{H}$.

Beispiel 1. Für

$$D_m = 3,15 \text{ m, } H = 70, \quad v_m = 3,86, \quad t_m = 242$$

erhalten wir aus N 36

$$\frac{Z_R}{H} = 0,00198 \quad \text{und} \quad Z_R = 0,14 \text{ mm.}$$

Beispiel 2. Für

$$D_m = 1,25, \quad H = 24, \quad v_m = 2,48, \quad t_m = 327$$

erhalten wir

$$\frac{Z_R}{H} = 0,0025 \quad \text{und} \quad Z_R = 0,06 \text{ mm.}$$

Der Zugverlust Z_R übersteigt selten den Wert von 1 mm.

Die Berechnung der Schornsteinweite

wird meistens nach Festsetzung einer bestimmten Gasgeschwindigkeit an der Schornsteinmündung (oben) vorgenommen. Diese Ausströmungsgeschwindigkeit v_o , die normalerweise 3 bis 10 m/sek beträgt, wird erfahrungsgemäß von der Zahl der den Schornstein speisenden Kessel in Abhängigkeit gesetzt. Es wird als zweckmäßig erachtet,

für	1 bis	3 Kessel	$v_o = 3$ bis	5 m/sek,
„	4 „	7 „	5 „	6 „
„	8 „	12 „	6 „	7 „
über	12	„	7 m/sek	

zu wählen. Unter Berücksichtigung der Außenlufttemperatur t_a und des Barometerstandes wird die Verbrennungsgasmenge Q_a in m^3 an der Schornsteinmündung bestimmt (siehe Nomogramm N 11, auch S. 37). Es besteht die Beziehung

$$v_o = \frac{4 Q_a B}{\pi D_o^2}, \quad (99)$$

die durch das Nomogramm N 4 dargestellt ist. Ist v_o gewählt und Q_a bekannt, so läßt sich daraus D_o bestimmen.

Beispiel 1. Aus N 11 erhalten wir aus $Q = 11,44$ und $t_a = 236^0$

$$Q_a = 21,5$$

und also

$$B Q_a = 107500.$$

Aus N 4 finden wir dafür und für $D_o = 2,5$

$$v_o = 6,09 \text{ m/sek,}$$

also ein für die geschilderten Umstände durchaus normaler Wert der Ausflußgeschwindigkeit.

Beispiel 2. Ebenso wie im Beispiel 1 erhalten wir für

$$Q_a = 26,8, \quad BQ = 10700, \quad v_o = 3,8.$$

Bei der Nachrechnung der Wirkungsweise eines vorhandenen Schornsteins empfiehlt es sich, in folgender Reihe vorzugehen. Gegeben:

$$t_e, t_i, Q, B, H, D_u, D_o$$

(falls Q nicht gegeben, kann man es aus Nomogramm N 28 bzw. nach S. 74ff. berechnen).

- | | | | |
|-------|--------------------|-------------------------|---|
| I. | Berechnung von q | aus Q, B, H, D_u, D_o | mittels Rechenschieber. |
| II. | „ | „ t_u | „ t_e, t_i, q Nom. N 34, Gl. (82) und (83). |
| III. | „ | „ t_m | „ t_u, t_e Gl. (84). |
| IV. | „ | „ Q_m | „ Q, t_m } Gl. (93), Nom. N 11. |
| V. | „ | „ Q_a | „ Q, t_u } |
| VI. | „ | „ D_m | „ D_u, D_o . |
| VII. | „ | „ v_m | „ Q_m, D_m } Gl. (99), Nom. N 4. |
| VIII. | „ | „ v_o | „ Q_a, D_o } |

Vergleichen von v_o mit den Angaben auf S. 88:

- | | | | |
|------|------------------------------|----------------|--|
| IX. | Berechnung von $\frac{Z}{H}$ | aus t_m, t_i | Gl. (90), Nom. N 35. |
| X. | „ | „ Z_v | „ t_m, v_m Gl. (94), Nom. N 4. |
| XI. | „ | „ Z_R | „ t_m, v_m, D_m Gl. (98), Nom. N 36. |
| XII. | „ | „ Z_b | „ $Z - Z_v - Z_R$ |

Ist ein neuer Schornstein zu berechnen, so ist zunächst nach Ansatz VIII die obere lichte Weite zu bestimmen, indem man v_o wie auf S. 88 angegeben wählt. Da der Verjüngungswinkel von gemauerten Schornsteinen meistens $\cong \frac{1}{2}\%$ gewählt wird, bestimmt man D_u aus der Gleichung

$$D_u = D_o + (0,016 \text{ bis } 0,02) H. \quad (100)$$

Je nach den Verhältnissen schätzt und wählt man H und bestimmt aus der Messung der Temperatur der aus dem Kessel heraustretenden Gase und der Entfernung des Schornsteines die Temperatur t_e . Dann verfährt man systematisch wie oben angegeben.

Gewöhnlich verbraucht der Überhitzer 1 bis 2 mm, der Rauchgasvorwärmer 2 bis 4 mm, der Luftvorwärmer 1 bis 4 mm, die Kesselzüge 3 bis 6 mm der Zugstärke.

In den Formeln (82), (90), (95) und (98) wurde ein mittleres spezifisches Gewicht der Verbrennungsgase bei 0° und 750 mm

$$\gamma = 1,33$$

zugrunde gelegt, was dem normalen vorkommenden Fall [s. S. 84, Gl. (81)] entspricht. Ist im gegebenen Falle das spezifische Gewicht (Berechnung siehe S. 76) verschieden und gleich γ_x , so kann man dieselben Nomogramme benützen und nachträglich Korrekturen an den Resultaten vornehmen. Nachdem $0,274 q$ [s. Gl. (82)] dem spezifischen Gewicht proportional ist, ist der richtige Wert

$$q_x = \frac{q \gamma_x}{1,33}. \quad (101)$$

Außerdem finden wir, wenn wir mit Zeichen x den richtigen Wert im Gegensatz zu dem für $\gamma = 1,33$ berechneten bezeichnen:

$$\left(\frac{Z}{H}\right)_x = \frac{Z}{H} + K, \quad K = \frac{1,33 - \gamma_x}{1 + \frac{t_m}{273}}, \quad (102)$$

$$(Z_v)_x = \frac{Z_v \gamma_x}{1,33}, \quad (103)$$

$$\left(\frac{Z_R}{H}\right)_x = C \frac{Z_R}{H}, \quad C = \left(\frac{\gamma_x}{1,33}\right)^{0,852}. \quad (104)$$

Den Wert von C Gl. (104) entnehmen wir der folgenden Tabelle:

γ_x	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,38	1,39	1,40
C	0,948	0,955	0,961	0,968	0,974	0,981	0,987	0,993	1	1,006	1,012	1,019	1,026	1,032	1,038	1,045

V. Beleuchtungstechnik.

Photometrische Grundgrößen.

Photometrische Grundgrößen nach dem Entwurf der Deutschen Beleuchtungstechnischen Gesellschaft.

Größe.		Einheit.	
Name	Zeichen	Name	Zeichen
Lichtmenge	Q	Lumenstunde	Lmh
Lichtstrom	$\phi = \frac{Q}{T}$,	Lumen	Lm
Lichtstärke	$J = \frac{\phi}{\omega}$,	Hefnerkerze	HK
Beleuchtungsstärke	$E = \frac{\phi}{F}$,	Lux	Lx
Leuchtdichte	$e = \frac{J_r}{f \cos \varepsilon}$,	Hefnerkerze für den Quadratcentimeter	HK/cm ² .
Spezifische Lichtausstrahlung	$\eta = \frac{\phi}{F}$,	Lumen für den Quadratcentimeter	Lm/cm ² .

Hierin bedeuten:

- T die Zeit in st,
- ω den Raumwinkel als das Verhältnis eines Stückes der Kugeloberfläche zum Quadrate ihres Halbmessers.

- F und f eine Fläche in m².
- r eine Länge (Entfernung) in m.
- ε den Ausstrahlungswinkel.

Es ist somit

$$1 \text{ HK}_0 = \frac{1}{4\pi} \text{ Lm (sphärisch)} \quad (1)$$

und

$$1 \text{ Lx} = \frac{1 \text{ Lm}}{(1 \text{ m})^2}, \quad (2)$$

d. h. ein Leuchtkörper mit Lichtstrom gleich 1 Lm erzeugt auf einem 1 m weit von ihm entfernten und zur Strahlrichtung senkrecht gelegenen unendlich kleinen Flächenelement die Beleuchtungsstärke 1 Lx.

In England, Frankreich und den Vereinigten Staaten von Amerika ist eine Standardkerze im Gebrauch (auch internationale Kerze genannt), wobei

$$1 \text{ Standardkerze} = 11 \text{ HK.}$$

Das folgende gilt für die in Deutschland allein übliche Hefnerkerze.

Die Berechnung von Beleuchtungsstärken

kann vorgenommen werden:

- A. an Hand der Lichtverteilungskurve des Leuchtkörpers, oder
- B. mittels der Wirkungsgradmethode.

A.

Diese Methode gestattet die genaue Ermittlung der Beleuchtungsstärke in einem bestimmten Punkt. Es muß dazu die Lichtausstrahlungskurve der Leuchte gegeben sein (wobei die Stellung der Lampe zum Reflektor berücksichtigt wird), d. h. die Polarkurve

$$J_\alpha = f(\alpha) \quad [J_\alpha \text{ ist die Lichtstärke in der Richtung } \alpha]. \quad (3)$$

Es gilt für eine bestimmte Richtung α (Abb. 21)

$$E = \frac{J_\alpha \cos^3 \alpha}{h^2}, \quad (4)$$

wobei E die Horizontalbeleuchtung im Punkte P bedeutet. Dabei ist

$$\cos \alpha = \frac{h}{\sqrt{h^2 + a^2}}. \quad (5)$$

Wenn man diesen Wert in die Gl. (4) einsetzt, erhält man

$$E = J_\alpha \frac{h}{(h^2 + a^2)^{\frac{3}{2}}}.$$

Bei der Lichtausstrahlungskurve muß immer angegeben werden, für welchen Gesamtlichtstrom sie gilt. Dies wird klar, wenn man bedenkt, daß die Lichtstärkevektoren J_α x mal größer werden, wenn man an Stelle der gegebenen eine Lampe von x fachem Lichtstrom anbringt. Ist der Lichtstrom, auf den die Lichtausstrahlungskurve bezogen ist, gleich A , bedeutet aber Φ den Lichtstrom der wirklich verwendeten Lampe, so ist

$$E = J_\alpha \frac{\Phi}{A} \frac{h}{(h^2 + a^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (6)$$

Wir setzen

$$\psi = \Phi \frac{h}{(h^2 + a^2)^{\frac{3}{2}}}; \quad (7)$$

dann ist

$$E = \frac{J_\alpha}{A} \psi. \quad (8)$$

Die Gl. (7) wird durch das

Nomogramm N 37

dargestellt. Dasselbe besteht aus einem Vierskalensystem mit Zapfenlinie. Die zueinandergehörigen Skalen, die durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht erscheinen, sind:

Skala I und IV,

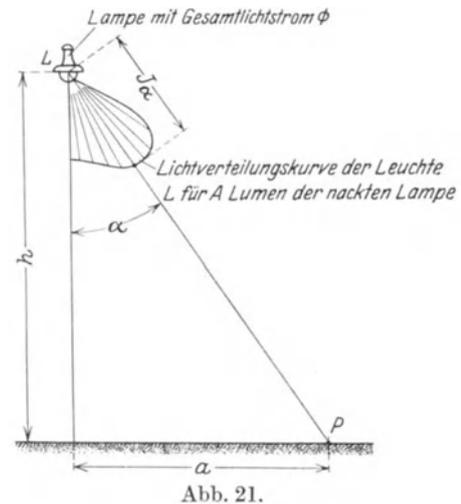
Skala II und III.

Die Skalen II und IV sind als Doppelskalen ausgebildet; in der Skala II finden wir für jeden Wert des Verhältnisses $\frac{a}{h}$ den entsprechenden Wert des Winkels α (s. Abb. 21). Die Skala IV gibt die Beziehung zwischen dem Lichtstrom Φ und der Leistung der betreffenden elektrischen Osramlampe für 100 bis 139 V an.

Die Skala V darf zur Schnittbildung nicht verwendet werden. Sie dient nur als Doppelskala in Zusammenhang mit der Lichtstromskala Φ der Skalenleiter IV und gibt für jeden Wert von Φ den betreffenden Wert der Leistung einer elektrischen Osramlampe für 170 bis 260 V an.

Wird ψ aus dem Nomogramm bestimmt, und ermittelt man aus der gegebenen Lichtausstrahlungskurve der gewählten Leuchte die Werte J_α und A , so kann man dann nach (8) die Horizontalbeleuchtung E mittels Rechenschieber errechnen.

Die Abb. 22 bis 33 stellen charakteristische Beispiele der Lichtverteilungskurven für verschiedene Leuchten dar (Fabrikate der Siemens-Schuckert-Werke). Die gestrichelten Kurven stellen die Lichtausstrahlungskurve der nackten Lampe dar. Die Lichtausstrahlungskurven beziehen sich auf den Lichtstrom $A = 1000$ Lm der nackten Lampe.



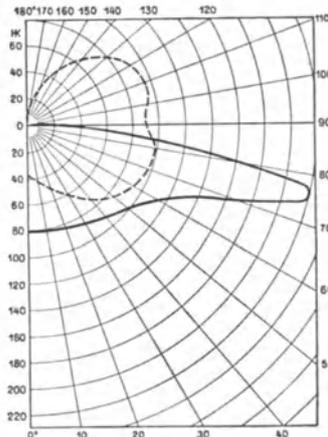


Abb. 22 u. 23. Flachstrahler.

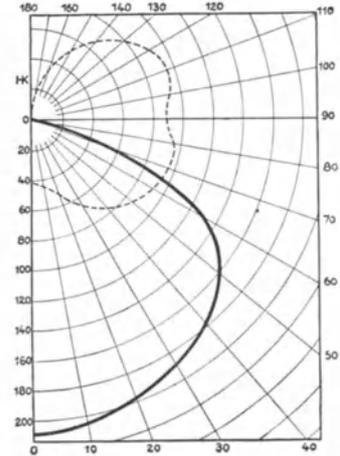


Abb. 24 u. 25. Steilstrahler.

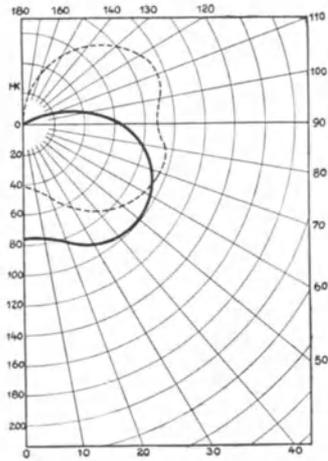


Abb. 26 u. 27. Schrägstrahler.

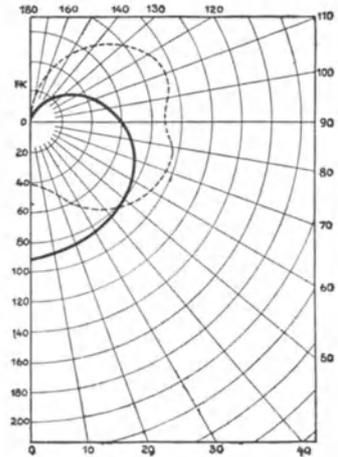


Abb. 28 u. 29. Freistrahler.

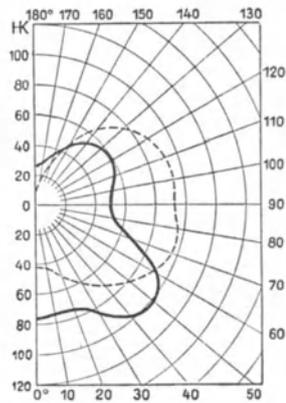


Abb. 30 u. 31. Innenraum-Luzette für halbindirekte Beleuchtung (Kaufhaus-Luzette).

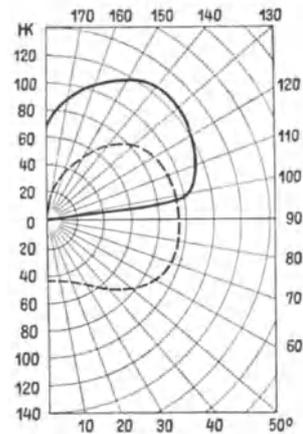


Abb. 32 u. 33. Innenraum-Luzette für ganz indirekte Beleuchtung.

Fall a. Es ist die Horizontalbeleuchtung zu ermitteln, die eine bestimmte Leuchte L in einem bestimmten Punkte P hervorruft.

Aus den gegebenen Größen a und h wird der Quotient $\frac{a}{h}$ berechnet. Der Gesamtlichtstrom der Leuchte L sei Φ (gegeben). Aus $\frac{a}{h}$, h und Φ wird aus dem Nomogramm der Faktor ψ ermittelt, außerdem lesen wir auf der Skala II zu gegebenem a den Wert von α .

Für den so bestimmten Winkel α finden wir aus der Lichtausstrahlungskurve die betreffende Lichtstärke J_α , und dann aus A und ψ nach Gl. (8) die gesuchte Horizontalbeleuchtung.

Beispiel 1. Ein Siemens-Flachstrahler mit einer elektrischen Lampe 300 W 120 V ist in einem Hof in 5 m Höhe über dem Erdboden aufgehängt. Wie groß ist die Beleuchtungsstärke in 20 m Entfernung vom Fußpunkt der Lampe?

Es ist

$$a = 20, \quad h = 5,$$

$$\frac{a}{h} = 4.$$

Aus N 37 folgt

$$\alpha = 76^\circ, \quad \psi = 2,99.$$

Aus der Lichtverteilungskurve Abb. 23 finden wir für $A = 1000$ Lm und $\alpha = 76$

$$J = 220 \text{ HK}.$$

Folglich ist die gesuchte Beleuchtungsstärke

$$E = \frac{220}{1000} \cdot 2,99 = 0,66 \text{ Lx}.$$

Beispiel 2. Ein hoher Hallenbau wird durch eine Reihe von Steilstrahlern beleuchtet, die in der Höhe $h = 3,6$ m und in der Entfernung 5,4 m voneinander angebracht sind. Die Glühlampen in den Leuchten sind 200 W, 220 V. Es ist die Beleuchtungsstärke unter den Lampen und in der Mitte zwischen je 2 Lampen zu bestimmen.

Unter einer Lampe ist

$$\frac{a}{h} = 0, \quad h = 3,6, \quad \text{somit } \psi = 218.$$

Abb. 25 ergibt für $\alpha = 0$: $J_\alpha = 215$ HK für $A = 1000$ Lm, somit

$$E = \frac{215}{1000} \cdot 218 = 46,8 \text{ Lx}.$$

Der Anteil der Beleuchtungsstärke von den seitlichen Lampen wird wie folgt berechnet:

$$\frac{a}{h} = \frac{5,4}{3,6} = 1,5; \quad h = 3,6; \quad \psi = 37,2;$$

$$\alpha = 56,3; \quad J_\alpha = 150 \text{ HK}; \quad A = 1000 \text{ Lm};$$

$$E = \frac{150}{1000} \cdot 37,2 \sim 5,6.$$

Die Gesamtbeleuchtungsstärke am Lampenfußpunkt ist somit

$$E = 46,8 + 2 \cdot 5,6 = 58 \text{ Lx}.$$

Im Mittelpunkt zwischen zwei Lampen ist

$$\frac{a}{h} = 0,75; \quad \psi = 112;$$

$$\alpha = 37; \quad J_\alpha = 185; \quad A = 1000 \text{ Lm};$$

$$E = \frac{185}{1000} \cdot 112 = 20,7 \text{ Lx}.$$

Die Gesamtbeleuchtungsstärke in diesem Punkte ist also

$$E = 2 \cdot 20,7 = 41,4 \text{ Lx}.$$

Die Ungleichmäßigkeit der Beleuchtung beträgt $\frac{58}{41,4} = 1,4$.

Fall b. Es wird die Lichtstärke (bzw. der Lichtstrom) der Lampe gesucht, die in eine bestimmte Armatur eingesetzt in einem gegebenen Punkt P eine bestimmte Beleuchtungsstärke hervorruft.

Aus $\frac{a}{h}$ bestimmen wir mit Hilfe der Skala II des Nomogrammes den Winkel α , wonach wir aus der Lichtausstrahlungskurve der betreffenden Leuchte den Wert von J_α abmessen. Aus J_α , A und E wird nach Gl. (8) ψ gerechnet und dann aus ψ , $\frac{a}{h}$ und h aus dem Nomogramm der gesuchte Lichtstrom Φ ermittelt.

Beispiel 3. Wie hoch muß die Leistung der Glühlampe gewählt werden, damit die Beleuchtungsstärke im Falle des Beisp. 1 1 Lux betragen soll?

Für $\frac{a}{h} = 4$, $\alpha = 76$, $J_\alpha = 220 \text{ HK}$, $A = 1000 \text{ Lm}$ und $E = 1 \text{ Lx}$ erhalten wir [Gl. (8)]

$$\psi = \frac{1 \cdot 1000}{220} = 4,55.$$

Aus N 37 finden wir für diese Werte und für $h = 5$ den gesuchten Lichtstrom 7970 Lm, d. h. bei der Spannung 120 V ist eine Lampe von 500 W zu wählen.

Beispiel 4. Wie groß ist die Beleuchtungsstärke im Punkte P (s. Abb. 21) mit $a = 3 \text{ m}$, $h = 4 \text{ m}$, wenn L eine Leuchte ist, die in allen Richtungen die Lichtstärke von 1 Hefnerkerze erzeugt?

Hier ist

$$\Phi = 4\pi \text{ Lm}.$$

Für

$$\frac{a}{h} = 0,75, \quad h = 4$$

und

$$\bar{\Phi} = 1257, \quad (\Phi) = 0,01$$

finden wir aus N 37

$$\psi = 40,4 \cdot (\psi) = 40,4 \cdot 0,01 = 0,404$$

und erhalten, nachdem A ebenfalls gleich $4\pi \text{ Lm}$ ist,

$$E = \frac{0,404}{12,57} \cdot 1 = 0,032 \text{ Lx}.$$

E heißt in diesem Fall: Beleuchtungsstärke „bezogen auf 1 Hefnerkerze“ und wird mit E_1 bezeichnet.

Bei dieser Berechnung erscheint in der Gl. (6) der Faktor 4π einmal im Zähler, einmal im Nenner; wir können somit das Resultat direkt aus N 37 ablesen, wenn wir $\Phi = 1$ setzen. Das gesuchte E_1 ist dann gleich dem erhaltenen ψ .

Die Gl. (7) und (8) können wir auch schreiben

$$\psi = \Phi E_1, \quad * \tag{9}$$

$$E = \frac{J_\alpha}{A} \Phi E_1. \tag{10}$$

B. Die Wirkungsgradmethode

beruht darauf, daß von dem von der Lampe ausgestrahlten Lichtstrom Φ nur ein Teil, und zwar

$$\eta \Phi,$$

wobei der Wirkungsgrad

$$\eta < 1$$

ist, für die Horizontalbeleuchtung nutzbar gemacht wird, der Rest aber durch Absorption verloren geht. Ist die zu beleuchtende horizontale Fläche gleich F , so ergibt sich die auf derselben resultierende mittlere Beleuchtungsstärke E_m aus der Gleichung

$$\eta \Phi = F E_m \tag{11}$$

* Hier hat Φ in Lumen ausgedrückt die Bedeutung einer Zahl.

oder, wenn anstatt einer Lampe mehrere Lampen verwendet werden und somit der Gesamtlichtstrom $z\Phi$ beträgt:

$$z\eta\Phi = FE_m. \quad (12)$$

Der Wirkungsgrad η ist bei Beleuchtung der Innenräume von der Beschaffenheit der Wände und der Decke abhängig, bei Straßenbeleuchtung von der Art der Lichtverteilung und von dem Verhältnis der Straßenbreite zur Aufhängehöhe der Lampe. Einen Anhalt zur Bestimmung des Wirkungsgrades gibt Bloch¹, und die von ihm angegebenen Werte werden im Nomogramm N 38 graphisch verwertet.

Nomogramm N 38

gibt die Auswertung der Gleichung (12). Wie aus der Beschriftungsart hervorgeht, sind einander einerseits die Skalen für η und $z\Phi$, andererseits die Skalen für F und E_m zugeordnet. Zur Wahl bzw. Beurteilung von η sind an beiden Seiten der betreffenden Skala Diagramme angebracht, die die 3 am häufigsten auftretenden Beleuchtungsfälle berücksichtigen:

1. die direkte und halbindirekte Beleuchtung von Innenräumen,
2. die indirekte Beleuchtung von Innenräumen und
3. die Straßenbeleuchtung.

Bei der Beleuchtung von Innenräumen wird der Zustand der Decke und der Wände (hell, mittel, dunkel) durch entsprechende Schraffuren ausgedrückt. Alle möglichen Kombinationen des Zustandes der Decke und der Wände werden durch zwei verschieden gedruckte Fahnen dargestellt, die sich über den Bereich des der betreffenden Kombination entsprechenden Wirkungsgrades erstrecken, und zwar wird:

Wand,	dunkel	durch	vollschwarzes Feld,
„	mittel	„	nach links fallende Schraffur,
„	hell	„	weißes Feld,
Decke,	dunkel	„	gekreuzte Schraffuren,
„	mittel	„	nach rechts fallende Schraffur,
„	hell	„	weißes Feld

dargestellt. Daraus ersehen wir also z. B., daß der Wirkungsgrad der Beleuchtung bei hellen Wänden und mitteldunkler Decke bei der direkten Beleuchtung 40 bis 50 %, bei der indirekten Beleuchtung 20 bis 30 % beträgt.

Das Diagramm für direkte und halbindirekte Beleuchtung gilt gleichzeitig auch für die Straßenbeleuchtung, wobei jedoch die besonders gekennzeichneten Felder der Fahnen die Art der Beleuchtung und das Verhältnis $\frac{\text{Straßenbreite}}{\text{Aufhängehöhe}}$ kennzeichnen.

Jede Fahne ist in der Mitte an einer Stelle unterbrochen, und der betreffende Wert des Wirkungsgrades ist der Mittelwert, welcher der der Fahne zugeordneten Kombination entspricht.

Die Bedeutung der dritten Nomogrammskala, der Zapfenlinie, ist bekannt (siehe Einführung S. 3). Die vierte Skala enthält die Werte der mittleren Beleuchtungsstärke E_m in Lux. Daneben (links) sind die nach den Leitsätzen der Deutschen Beleuchtungstechnischen Gesellschaft (DBG) erforderlichen mittleren Beleuchtungsstärken eingetragen. Sie gliedern sich in drei Hauptabteilungen: Arbeitsplatz-, Allgemein- und Verkehrsbeleuchtung, und in zwölf durch römische Ziffern gekennzeichneten Beleuchtungsgruppen. Die für jede Beleuchtungsgruppe von der DBG empfohlene kleinste Beleuchtungsstärke ist rechts neben der E_m -Leiter eingetragen (römische Zahlen). Somit ist also ohne weiteres ersichtlich, daß z. B. für eine Großmaschinen-Montagehalle (Gruppe IV) eine mittlere Beleuchtungsstärke von 15 bis 30 Lux als empfehlenswert erscheint, daß jedoch die daselbst auftretende Mindestbeleuchtung nicht unter 10 Lux herabgehen sollte.

Die letzte Leiter enthält die Werte des Gesamtlichtstromes $z\Phi$, wobei also (beim Entwurf) dem Projektbearbeitenden überlassen wird, die einzelnen Faktoren z (Lampenzahl) und Φ zu bestimmen, also viele kleine oder wenige große Glühlampen zu wählen (bekanntlich erscheint die letzte Lösung meistens empfehlenswerter und ökonomischer). Um dafür gleich

¹ Bloch: Lichttechnik. München-Berlin: R. Oldenburg.

einen Anhaltspunkt zu geben, sind (rechts von der Skala für $z\Phi$) gleich die betreffenden Glühlampen (und zwar Nitalampen) für 110 und 220 Volt angemerkt, was besonders zustatten kommt, wenn von vornherein $z = 1$ gegeben ist. Die ausführlicheren Werte des Lichtstromes usw. sind aus der Zahlentafel 31 zu entnehmen.

Zahlentafel 31. Leistung, Lichtstrom und Lichtstärke von Osramlampen.

Leistung der Lampe in Watt	Lichtstrom Lumen			Spezifische Lichtausbeute Lm/W			Spezifischer Leistungsverbrauch W/Lm			Sphärische Lichtstärke H_0			Volt	
	<i>Spannungsbereiche der Lampen in Volt</i>													
	100-139	140-169	170-260	100-139	140-169	170-260	100-139	140-169	170-260	100-139	140-169	170-260		
15	145	135	120	9,7	9,0	8,0	0,103	0,111	0,125	11,5	10,7	9,5	} Neue Osram-Lampen	
25	245	240	230	9,8	9,6	9,2	0,102	0,104	0,109	19,5	19,1	18,3		
40	400	390	385	10,0	9,7	9,6	0,100	0,103	0,104	31,8	31,0	30,5		
	100-130	131-165	200-260	100-130	131-165	200-260	100-130	131-165	200-260	100-130	131-165	200-260	Volt	} Osram-Nitra-Lampen
60	740	680	590	12,3	11,3	9,8	0,081	0,088	0,102	58,8	54,1	46,9		
75	980	920	800	13,1	12,3	12,0	0,076	0,081	0,094	78	73,2	63,7		
100	1400	1310	1160	14,0	13,1	11,6	0,071	0,076	0,086	111	104,2	92,4		
150	2300	2190	1960	15,3	14,6	13,0	0,065	0,068	0,076	183	174	156		
200	3270	3100	2830	16,3	15,5	14,1	0,061	0,064	0,071	260	246	226		
300	5240	5030	4600	17,4	16,8	15,3	0,057	0,060	0,065	417	400	366		
500	8720	8400	7900	17,5	16,8	15,8	0,057	0,059	0,063	693	668	628		
750	13700	13300	12600	18,3	17,7	16,8	0,055	0,056	0,059	1090	1058	1004		
1000	19000	18200	17500	19,0	18,2	17,5	0,053	0,055	0,057	1510	1448	1392		
1500	29000	28600	27300	19,3	19,1	18,2	0,052	0,053	0,055	2308	2275	2172		
2000	39900	38700	37500	19,9	19,3	18,7	0,050	0,052	0,053	3175	3080	2985		

Beispiel 1. Ein Zeichensaal mit 72 m² Flächeninhalt soll mit einer mittleren Beleuchtungsstärke 100 Lux beleuchtet werden. Die Decke des Saales ist weiß, die Wände mittel. Wie groß ist der aufzuwendende Lichtstrom?

Nachdem die Decke zur Lichtreflexion herangezogen werden kann (was im vorliegenden Falle besonders günstig sein wird wegen der Vermeidung von störenden Schlagschatten), wird halbindirekte Beleuchtung gewählt. Wir finden aus N 38 den Mittelwert $\eta = 45\%$ und mit

$$\bar{F} = 7,2; \quad (F) = 10; \quad (\eta) = 1; \quad (E_m) = 1; \quad \bar{\Phi} = 1600;$$

ferner aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren

$$(\Phi) = 10 \quad (\text{Punkt } a)$$

und somit

$$\Phi = \bar{\Phi} (\phi) = 16000 \text{ Lm.}$$

Es würde sich empfehlen, in diesem Falle 2 Lampen, je 500 Watt, in entsprechenden, halb-indirekte Beleuchtung liefernden Leuchten zu wählen.

Beispiel 2. Eine Nebenstraße von 15 m Breite soll mit 6 m über dem Erdboden angebrachten Freistrahlern beleuchtet werden. Die Entfernung zweier Lampen voneinander beträgt 30 m. Wie hoch soll die Leistung der Lampen gewählt werden, damit die mittlere Beleuchtungsstärke $E_m = 1,2$ Lux ist.

Es ist

$$\frac{\text{Straßenbreite}}{\text{Aufhängehöhe}} = 2,5$$

und folglich

$$(\text{Mittel}) \eta = 25\%.$$

Weiter ist

$$F = 15 \cdot 30 = 450 \text{ m.}$$

Wir erhalten aus N 38 für

$$(F) = 4,5 \text{ m}^2, \quad \bar{E}_m = 1,2 \text{ Lx} \quad \text{und} \quad \bar{\eta} = 2,5$$

$$(\Phi) = 216.$$

Nachdem

$$(F) = 100, \quad (E_m) = 1, \quad (\eta) = 10$$

ist, ist (Punkt b)

$$(\Phi) = 10$$

und

$$\Phi = \Phi(\Phi) = 2160.$$

Es ist somit eine Lampe von 150 W zu wählen.

Die Berechnung der Gleichmäßigkeit der Beleuchtung siehe Beispiel 2 (S. 93).

Lichtverluste. Nutzbrenndauer.

Benutzt man anstatt der gewöhnlichen (Klarglas-)Lampen mattierte oder Milchglaslampen, so muß man mit einem verminderten Lichtstrom rechnen. Der Verlust, bezogen auf den Gesamtlichtstrom, beträgt:

bei halber Mattierung	2 bis 3 %,
„ ganzer „	5 „ 6 %,
„ Milchglaslampen	20 „ 40 %.

Werden außerdem noch Überfangglocken verwendet, so verursachen auch sie Verluste, und zwar:

Klarglasglocken	3 bis 8 %,
Mattglasglocken	5 „ 15 %,
Opalglasglocken, mittel	15 „ 20 %,
„ dicht	30 „ 40 %,
Milchglasglocken	30 „ 50 %.

Der Wirkungsgrad der Reflektoren beträgt:

bei ganz reinen weißen Flächen	bis 100 %,
„ gewöhnlichen weißen Reflektoren	60 „ 70 %,
„ Metallspiegeln	60 „ 80 %,
„ Glasspiegeln	75 „ 90 %.

Blendung (die Beleuchtung darf keine Blendung hervorrufen). Als blendend gelten:

Bei Platzbeleuchtung: Lichtquellen, die mit einer Flächenhelle von über 0,75 HK/cm² direkt das Auge bestrahlen können.

Bei Allgemeinbeleuchtung: Lichtquellen, die mit einer Flächenhelle von über 5 HK/cm² das Auge bestrahlen können. Die Flächenhelle darf aber > 5 HK/cm² sein, wenn der Winkel zwischen der Blickrichtung und der Wagerechten 30° übersteigt.

Flächenhelle des Glühfadens:

einer Kohlenfadenlampe	45 bis 80 HK/cm ² ,
„ Wolframlampe	150 „ 2210 HK/cm ² ,
„ Osram Intra	bis 800 HK/cm ² und darüber,
eines Gasstrumpfes	5 HK/cm ² ,
einer Stearinkerze	1 HK/cm ² ,
„ mattierten Halbwattlampe	15 HK/cm ² .

Die Lebensdauer L der Lampen (d. h. die Zeit bis zum Durchbrennen des Fadens) und die Nutzbrenndauer N (d. h. die Zeit, innerhalb welcher sich die Lichtstärke um 20 % verringert) ist

bei der Kohlenfadenlampe: $L = 500$ bis 1000 st, $N = 400$ bis 800 st,
„ „ Wolframdrahtlampe: $N \sim L = 1000$ st,
„ „ Gasfüllungslampe: $L = 1000$ bis 1100 st, $N = 800$ bis 1000 st.

Das Verhalten der (Osramdraht-)Lampen bei geänderten Betriebsbedingungen ist aus Zahlentafel 32 zu ersehen.

Zahlentafel 32.

Abhängigkeit der Strom- und Wattaufnahme, der Lichtstärke, des Effektverbrauches pro 1 HK_b und der Lebensdauer der Osramdrahtlampen von der Spannungsänderung.

Änderung der Spannung in % der Normalspannung	Änderung der Stromaufnahme in % des Normalstromes	Änderung der Wattaufnahme in % des normalen Effektverbrauches	Änderung des Effektverbrauches für 1 HK _b in % des normalen Effektverbrauches für 1 HK _b	Änderung der Lichtstärke in % der normalen Lichtstärke	Lebensdauer, bezogen auf 1000 Stunden
- 10	- 5,7	- 15,2	27	- 33	5330
- 9	- 5,2	- 13,8	24	- 30	4510
- 8	- 4,6	- 12,3	21	- 27	3800
- 7	- 4,0	- 10,8	17	- 23	3000
- 6	- 3,4	- 9,3	14	- 20	2500
- 5	- 2,8	- 7,8	11	- 17	2075
- 4	- 2,2	- 6,2	8	- 13	1710
- 3	- 1,6	- 4,6	6	- 10	1500
- 2	- 1,1	- 3,1	4	- 7	1315
- 1	- 0,5	- 1,5	2	- 4	1150
0	0	0	0	0	1000
1	0,6	1,6	- 2	4	870
2	1,2	3,2	- 4	7	750
3	1,7	4,8	- 6	11	650
4	2,3	6,4	- 7,5	15	580
5	2,8	8,0	- 9	18	515
6	3,4	9,7	- 10,5	22	460
7	3,9	11,3	- 12	26	410
8	4,5	12,9	- 13,5	30	360
9	5,1	14,5	- 15	34	320
10	5,7	16,1	- 16	38	295

VI. Elektrotechnik.

Bezeichnungen.

l einfache Leitungslänge in m.	α elektrische Leitfähigkeit in $\frac{\text{m}}{\Omega \text{ mm}^2}$ ($\alpha = \frac{1}{\sigma}$).
J Stromstärke (bei Wechsel- und Drehstrom, effektive Stromstärke) in der Übertragungsleitung in Amp.	N Leistung in PS, kW, W.
J_w Wirkstrom in Amp.	N_w Wirkleistung in kW.
J_b Blindstrom in Amp.	N_b Blindleistung in kVA.
J_s Scheinstrom in Amp. (s. Bemerkung S. 120).	N_s Scheinleistung in kVA.
E Spannung, Klemmenspannung, Erzeugungsbzw. Sammelschienenspannung in Volt.	ν Leistungsverlust in kW, W.
ε Spannungsabfall am Leitungsende in Volt.	$p = \frac{100\nu}{N}$ relativer Leistungsverlust in %, bezogen auf die Leistung N .
$q = \frac{100\varepsilon}{E}$ relativer Spannungsabfall in %, bezogen auf die Spannung E .	η Wirkungsgrad = $\frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{aufgenommene Leistung}}$.
F Leitungsquerschnitt in mm ² .	φ Phasenverschiebungswinkel.
R Ohmscher Widerstand in Ω .	V_φ Leistungsverlust in kW, W für den Leistungsfaktor $\cos \varphi$.
R_t Ohmscher Widerstand in Ω bei der Temperatur $t^\circ \text{C}$.	V_1 Leistungsverlust in kW, W, wenn $\cos \varphi = 1$.
R_{t_1} Ohmscher Widerstand in Ω bei der Temperatur $t_1^\circ \text{C}$.	p_φ relativer Leistungsverlust in % für den Leistungsfaktor $\cos \varphi$.
σ spezifischer Widerstand in $\frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}}$.	p_1 relativer Leistungsverlust in %, wenn $\cos \varphi = 1$.
	ρ Verhältniszahl.

Elektrischer Widerstand.

Der elektrische Leitungswiderstand wird nach der Gleichung

$$R = \sigma \frac{l}{F} = \frac{l}{\alpha F} \quad (1)$$

berechnet. Ist die Länge der Leitung 100 m, so ist ihr elektrischer Widerstand

$$R = \frac{100 \sigma}{F}. \quad (2)$$

Diese Gleichung wird durch N 39 dargestellt. Dieses Nomogramm besteht aus 2 Dreiskalensystemen, die 2 gemeinsame Skalenleiter besitzen; dasjenige System, das der Formel (2) entspricht, besteht aus den Skalen I, III und IV/V, die die Werte von σ (bzw. \varkappa), R und F (bzw. d) enthalten, und dient, wie erwähnt, zur Berechnung des Widerstandes von 100 m Leitung aus beliebigem Material und von beliebigem Querschnitt.

Auf der Skala für den spezifischen Widerstand sind die betreffenden Werte für verschiedene Leiter angemerkt.

Das zweite Dreiskalensystem des N 39 besteht aus den Skalen II, III und IV/V, die Werte von l , R und F (d) enthalten, und dient zur Berechnung des Widerstandes von Kupferleitern beliebiger Länge und beliebigem Querschnittes. Ihm liegt zugrunde die Gleichung

$$R = 0,01785 \frac{l}{F}, \quad (3)$$

die man erhält, wenn man in die allgemeine Gleichung (1) den Wert des spezifischen Widerstandes für Kupfer (für 20° C)

$$\sigma = 0,01785 \quad (4)$$

einsetzt.

Die erste Skalenleiter links kann als Doppelskala benützt werden. Es gilt für sie die Gleichung

$$100 \sigma = 0,01785 l, \quad (5)$$

und sie gibt an, wieviel Meter Kupferleitung den gleichen elektrischen Widerstand wie 100 m der Leitung aus dem betreffenden Material besitzen. In anderer Darstellung gibt die l -Skala in % an, um wieviel besser die elektrische Leitfähigkeit von Kupfer als diejenige des betreffenden Materials ist.

Die Werte des elektrischen Widerstandes für 1000 m lange Kupferleitungen mit normalen gangbaren Querschnitten sind in der Zahlentafel 33 enthalten.

Zahlentafel 33. Spezifischer Widerstand σ , Leitfähigkeit \varkappa und Temperaturkoeffizient α bei 15° C*.

	σ in $\frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}}$	\varkappa in $\frac{\text{m}}{\Omega \text{ mm}^2}$	α
Aluminium	0,03	33,33	+ 0,0037
„ Bronze	0,13—0,29	7,69—3,45	+ 0,001
Blei	0,21	4,76	+ 0,0041
Eisen	0,10—0,14	10—7,14	+ 0,0045
Konstantan	0,49—0,51	2,04—1,96	— 0,00005
Kupfer	0,017—0,0175	58,8—57,1	+ 0,004
Manganin	0,42	2,38	+ 0,00001
Messing	0,07—0,08	14,29—12,5	+ 0,0015
Neusilber	0,35—0,41	2,86—2,44	+ 0,00007
Nickel	0,10—0,12	10—8,33	+ 0,0041
Nickelin	0,40—0,44	2,5—2,27	+ 0,00022
Platin	0,094—0,11	10,64—9,09	+ 0,0024
Quecksilber	0,95	10,53	+ 0,0009
Silber	0,016—0,0175	62,5—57,1	+ 0,0036
Stahl	0,10—0,25	10—4	+ 0,0045 bis 0,005
Tantal	0,15	6,67	+ 0,003
Wismut	1,2	0,83	+ 0,0037
Zink	0,06	16,67	+ 0,0039
Zinn	0,12	8,33	+ 0,0045
Gaskohle	100—600	0,01—0,00167	— 0,0003 bis — 0,0008
Harte Kohlenbürsten			
Bogenlampenkohle			
Weiche Kohlenbürsten	40—100	0,025—0,01	—

* Teilweise nach Hütte.

Die Werte von σ , \varkappa und α finden wir in Zahlentafel 33. Es ist

$$R_t = R_{15} [1 + \alpha (t - 15)] \quad (\text{s. auch S. 101}). \quad (6)$$

Beispiele. 1. Wie verhält sich die elektrische Leitfähigkeit von Kupfer zu derjenigen von Aluminium, Zink und Eisen?

Aus der l - σ -Doppelskala erhalten wir unmittelbar

für Aluminium .	1,68,
„ Zink	3,37,
„ Eisen	6,73.

2. Es ist der Widerstand von 360 m Einfachlänge Kupferleitung mit Querschnitt 6 mm^2 zu bestimmen.

N 39 ergibt für $l = 360 \text{ m}$ und $q = 6$:

$$R = 1,07 \Omega.$$

3. Wie hoch ist der Widerstand von 250 m Konstantendraht von 0,2 mm Durchmesser? Für $d = 2$ und $l = 100$ erhalten wir für Konstantan

$$\bar{R} = 15,9.$$

Die Proportionalitätsfaktoren sind

$$(d) = 0,1; \quad (\sigma) = 1;$$

aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren erhalten wir

$$(R) = 100,$$

so daß der gesuchte Widerstand

$$R = 2,5 \cdot 100 \cdot 15,9 = 3980 \Omega$$

beträgt.

Elektrische Kreise mit dem Ohmschen Widerstand.

Es bestehen für diese Kreise die Gleichungen

$$N = EJ, \tag{7}$$

$$E = JR, \tag{8}$$

$$N = J^2 R, \tag{9}$$

$$NR = E^2. \tag{10}$$

Diese Gleichungen werden durch N 40 dargestellt, welches die Eigentümlichkeit aufweist, daß eine Schnittgerade nicht wie gewöhnlich 3, sondern stets 4 zusammenhängende Größen verbindet.

Für Drehstrom mit symmetrischer Belastungsverteilung in Sternschaltung bedeutet E die Sternspannung (Spannung zwischen Phase und Nullpunkt); die verkettete Spannung (Spannung zwischen 2 Phasen) $E\sqrt{3}$ ist im N 40 neben E auf derselben Skalenleiter aufgetragen.

In diesem Falle bedeutet

N die Leistung in einer Phase ($\frac{1}{3}$ der Gesamtleistung),

J den Linienstrom,

R den Widerstand zwischen Leitung und Nullpunkt.

Beispiel 1. Wie groß ist der Widerstand einer Glühlampe 40 W, 120 V, und welche Stromstärke entnimmt sie dem Netz?

Im N 40 finden wir für

$$N = 40 \text{ W}, \quad E = 120 \text{ V};$$

$$J = 0,333 \text{ A}, \quad R = 360.$$

Beispiel 2. Es soll eine Steigeleitung für elektrische Beleuchtung projiziert werden. Die Belastung beträgt 1,5 kW, die Spannung 220 V. Wie groß ist die Stromstärke im Falle einer Drehstrom- und einer Einphasenstromleitung?

Für Drehstrom erhalten wir aus N 40

$$N = 500 \text{ W}; \quad E\sqrt{3} = 220 \text{ V} \quad \text{ergibt} \quad J = 3,94 \text{ A}.$$

Für Einphasenstrom:

$$N = 1500 \text{ W}; \quad E = 220 \text{ V} \quad \text{ergibt} \quad J = 6,82 \text{ A.}$$

Beispiel 3. Die Spannung in einer Hausinstallation für Licht beträgt 110 V. Wie groß soll der Widerstand eines einzuschaltenden Heizkörpers sein, damit die Stromstärke 6 Amp. nicht übersteigt, und wie groß wird der Heizeffekt sein?

Die Gerade durch $E = 110$ und $J = 6$ gezogen, ergibt keinen Schnittpunkt mit R .

Aus $E = 110$ und $J = 0,6$ erhalten wir

$$\bar{N} = 66, \quad \bar{R} = 183$$

und aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren für

$$(E) = 1 \quad \text{und} \quad (J) = 10$$

erhalten wir

$$(N) = 10, \quad (R) = 0,1,$$

so daß

$$N = N(N) = 660 \text{ W}, \quad R = \bar{R}(R) = 18,3 \Omega.$$

Erwärmung von Kupferwicklungen.

Die vom Verband deutscher Elektrotechniker herausgegebenen Regeln für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren (REM 1923, RET 1923) schreiben in gewissen Fällen als Meßverfahren zur Bestimmung der Temperaturzunahme die Messung der Widerstandszunahme. Es gilt allgemein

$$R_t = R_{t_1} [1 + \alpha(t - t_1)]. \quad (11)$$

Für Kupfer kann man setzen

$$\alpha = \frac{1}{235 + t_1}. \quad (12)$$

Wir erhalten dann für die Widerstandszunahme der Kupferwicklungen durch Erwärmung die Formel

$$R_t - R_{t_1} = R_{t_1} \frac{t - t_1}{235 + t_1} \quad (13)$$

oder in anderer Schreibweise

$$q = \frac{R_t}{R_{t_1}} = \frac{t + 235}{t_1 + 235}. \quad (14)$$

Diese Gleichung ist dem N 41 zugrunde gelegt, das den Zusammenhang zwischen den Größen $q = \frac{R_t}{R_{t_1}}$, t und t_1 liefert.

Beispiel 1. Der Widerstand der Statorwicklung eines 25-PS-Drehstromasynchronmotors (zwischen 2 Zuleitungsklemmen gemessen) beträgt $0,46 \Omega$ in kaltem Zustande, bei einer Umgebungstemperatur von 25°C und $0,525 \Omega$ nach 9stündiger Betriebszeit. Wie groß ist die Temperaturzunahme der Wicklung?

Aus

$$q = \frac{0,525}{0,46} = 1,141$$

und

$$t_1 = 25^\circ$$

ergibt sich aus N 41

$$t = 61,4^\circ.$$

Die Temperaturzunahme beträgt somit $36,4^\circ$ und bleibt ebenso wie die Temperatur t_1 innerhalb der durch REM 1923 gestellten Grenzen (Zahlentafel 65).

Beispiel 2. Der Spannungsverlust am Endpunkte einer belasteten Gleichstromleitung aus Kupfer betrage 2% bei der Temperatur 20° , die der Rechnung zugrunde gelegt war. Wie hoch wird der Spannungsverlust bei derselben Stromlast und der Temperatur 55° der erwärmten Leitung sein?

Aus N 41 erhalten wir für

$$t_1 = 55 \quad \text{und} \quad t = 20 : \\ \rho = 1,137$$

und nachdem der Spannungsverlust bei induktionsfreier Belastung der Widerstandszunahme proportional ist, wird er zu

$$2 \cdot 1,137 = 2,275.$$

Die Zunahme des Spannungsverlustes beträgt 13,7%.

Bestimmung des Querschnittes von Zuleitungen der elektrischen Motoren.

Allgemein. Um den Querschnitt der Zuleitungen zu errechnen, muß man nach vier Gesichtspunkten vorgehen, und zwar

- I. nach der Erwärmung der Leitung,
- II. nach der mechanischen Festigkeit der Leitung,
- III. nach dem am Ende der Leitung auftretenden Spannungsabfall. Es bleibt dann noch
- IV. die Leitung entsprechend der erforderlichen Isolierfähigkeit zu wählen.

Zahlentafel 34. Anlaufstrom¹.

Höchstwert des Anlaufstromes als Vielfaches des Nennstromes bei Nennspannung beträgt :

	Anlauf mit halbem Drehmoment	Anlauf mit vollem Drehmoment	Anlauf mit doppeltem Drehmoment
Für Drehstrom-Kurzschlußmotoren:			
ohne Anlasser bis 0,5 kW	4,5—7	—	—
mit Stern-Dreieck-Schalter bis 3 kW	2	—	—
" " " " 10 " "	1,7	—	—
Für Drehstrom-Schleifringmotoren mit Anlasser .	1—1,2	1,4—1,5	2,5
Für Gleichstrom-Nebenschlußmotoren mit Anlasser	1	1,45—1,5	2,5
Für Gleichstrom-Hauptstrommotoren:			
ohne Anlasser	2	2,5	3
mit " "	1	1,5	2

Zahlentafel 35. Stromverbrauch von Gleichstrommotoren.

Bearbeitet unter Zugrundelegung von DIN VDE.

Ampere.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Abgegebene Leistung	Stromstärke bei 110 V					Stromstärke bei 220 V				Stromstärke bei 440 V				Die größeren Werte d. Kolonnen 3, 7, 11 gelten für Drehzahlen: Umdr./min	Die kleineren Werte d. Kolonnen 3, 7, 11 gelten für Drehzahlen: Umdr./min
	kW	PS etwa	Mittelwert	für 1 kW	für 1 PS	Mittelwert	für 1 kW	für 1 PS	Mittelwert	für 1 kW	für 1 PS	Mittelwert	für 1 kW		
0,2	0,3	2,7—2,9	2,8			1,3—1,45	1,4			—				3000	1000
0,5	0,7	6,4—6,7	6,5			3,2—3,35	3,2			—				2000, 1500	1000
1	1,5	12—12,6	12,3			6—6,3	6,1			3—3,1	3,1			2000, 1500	1000
1,5	2	17,7—18,3	18			8,8—9,2	9,0			4,4—4,6	4,5			2000, 1500	1000
2	3	23—24	23,5	11,8	8,7	11,6—12	11,8	5,9	4,3	5,8—6,0	5,9	2,95	2,17	2000, 1500	1000
3	4	34—35	34,5			16,9—17,5	17,2			8,4—8,8	8,6			2000, 1500	1000
4	5,5	45—46	45,5			22,3—23	22,6			11,1—11,5	11,3			2000, 1500	1000
5	7	56—60	57,5	11,3	8,3	27,7—29,7	28,7	5,6	4,1	13,8—14,8	14,3	2,8	2,06	2000, 1500	600, 500
7,5	10	82—87	84			40,8—43,4	42			20,4—21,7	21,0			2000, 1500	600, 500
10	14	109—114	112			54—56,5	55			27—28,2	27,6			2000, 1500	600, 500
15	20	162—168	165	11,0	8,1	80—83	82	5,45	4,0	40—42	41	2,72	2,0	1500, 1000	600, 500
20	27	216—222	219			106—109	107,5			53—55	54			1500, 1000	600, 500
30	40	317—325	321	10,75	7,9	157—160	159	5,26	3,86	78—80	79	2,63	1,93	1500, 1000	600, 500
40	55	418—427	422			206—211	209			103—106	104,5			1500, 1000	600, 500
50	68	—	—			255—261	258			127—130	129			1500, 1000	600, 500
75	102	—	—			379—387	384	5,1	3,75	189—194	192	2,55	1,87	1500, 1000	600, 500
100	136	—	—			—	—	↓	↓	251—255	253	↓	↓	1500, 1000	600, 500

Bemerkung zu den Zahlentafeln 35 u. 36. Beim Gebrauch dieser Tafeln empfiehlt es sich, das beigegebene Zelluloid-Lineal zu benutzen.

¹ Teilweise nach Angaben der SSW.

Zahlentafel 37. Bemessung von Kupferleitungen nach VDE.

Querschnitt in mm ²	Dauerbetrieb		Aussetzender Betrieb
	Höchste dauernd zulässige Strom- stärke in Amp.	Nennstromstärke für entsprechende Abschmelzsicherung in Amp.	
0,5	7,5	6	7,5
0,75	9	6	9
1	11	6	11
1,5	14	10	14
2,5	20	15	20
4	25	20	25
6	31	25	31
10	43	35	60
16	75	60	105
25	100	80	140
35	125	100	175
50	160	125	225
70	200	160	280
95	240	200	335
120	280	225	400
150	325	260	460
185	380	300	530
240	450	350	630
300	525	430	730
400	640	500	900
500	760	600	
625	880	700	
800	1050	850	
1000	1250	1000	

dene in der Praxis vorkommende Bedingungen in Abhängigkeit von der Normalstromstärke

I. Erwärmung. Um die Motorzuleitung auf Erwärmung zu berechnen, muß man

1. den größten Strom bestimmen, den der Motor betriebsmäßig aufnehmen kann,

2. die Größe der Sicherung in der Zuleitung so wählen, daß sie durch den Strom (1) nicht abschmilzt und

3. den Leitungsquerschnitt nach der Sicherung (2) so zu bestimmen, daß der in der Leitung auftretende Strom keineschädlichen Erwärmungswirkungen zustande bringt.

Zu 1. Der größte betriebsmäßig in der Motorzuleitung auftretende Strom ist der Anlaufstrom. Seine Höhe ist von der Art des Anlaßgerätes wie auch von dem Anlaßvorgang abhängig. Zahlentafel 34 gibt den Anlaufstrom für verschie-

Zahlentafel 38. Elektrische Aufbau, Gewicht, Widerstand, Höchststrom, Nennstrom der Sicherung, übertragbare

Nenn- Quer- schnitt mm ²	Ist- Quer- schnitt mm ²	Anzahl der Drähte	Durch- messer der Drähte mm	Durch- messer des Seiles mm	Ge- wicht für 1000 m bei 20° C kg	Wider- stand für 1000 m Ω	Dauerbetrieb		Übertragbare Höchstleistung in kW bzw. kVA und (in % der Erzeugungs- für Gleichstrom und Einphasen-Wechselstrom							
							Höchst- strom Amp.	Nenn- strom der Siche- rung Amp.	110 V		125 V		220 V		380 V	
									kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%
1	0,5	1	0,80		4,45	35,6	7,5	6	0,66	38,7	0,75	34,1	1,32	19,4	2,28	11,2
2	0,75	1	0,98		6,7	23,8	9	6	0,66	25,9	0,75	22,8	1,32	13,0	2,28	7,2
3	1	1	1,13		8,9	17,8	11	6	0,66	19,4	0,75	17,1	1,32	9,7	2,28	5,62
4	1,5	1	1,38		13,4	11,87	14	10	1,1	21,6	1,25	19,0	2,2	10,8	3,8	6,25
5	2,5	1	1,79		22,3	7,12	20	15	1,65	19,4	1,87	17,1	3,3	9,7	5,7	5,62
6	4	1	2,26		35,6	4,45	25	20	2,2	16,2	2,5	14,2	4,4	8,1	7,6	4,69
7	6	5,9	2,75		52,6	3,02	31	25	2,75	13,7	3,12	12,1	5,5	6,8	9,5	3,96
8	10	9,9	3,55		88,1	1,80	43	35	3,85	11,4	4,37	10,0	7,7	5,7	13,3	3,29
9	10	10,0	1,35	4,1	89,0	1,78										
10	16	15,9	4,51	—	141,5	1,12	75	60	6,6	12,2	7,5	10,7	13,2	6,1	22,8	3,54
11	16	15,9	1,7	5,1	141,5	1,12										
12	25	24,2	2,1	6,3	215	0,735	100	80	8,8	10,7	10,0	9,4	17,6	5,35	30,4	3,10
13	35	34	2,5	7,5	303	0,524	125	100	11,0	9,5	12,5	8,4	22,0	4,75	38,0	2,76
14	50	49	3,0	9	437	0,364	160	125	13,75	8,3	15,6	7,3	27,5	4,15	47,5	2,41
15	50	48	1,8	9	427	0,371										
16	70	66	2,1	10,5	587	0,270	200	160	17,6	7,85	20,0	6,91	35,2	3,93	60,8	2,28
17	95	93	2,5	12,5	827	0,191	240	200	22,0	6,95	25,0	6,12	44,0	3,47	76,0	2,01
18	120	117	2,8	14	1042	0,152	280	225	24,75	6,22	28,1	5,47	49,5	3,11	85,5	1,80
19	150	147	2,25	15,8	1309	0,121	325	260	28,6	5,72	32,5	5,03	57,2	2,88	98,8	1,66
20	185	182	2,5	17,5	1620	0,098	380	300	33,0	5,35	37,5	4,71	66,0	2,68	114,0	1,55
21	240	228	2,8	19,6	2030	0,078	450	350	38,5	4,80	43,7	4,23	77,0	2,40	133,0	1,39
22	240	243	2,25	20,3	2160	0,073										
23	300	299	2,5	22,5	2660	0,059	525	430								
24	400				3560		640	500								
25	500				4450		760	600								
26	625				5565		880	700								
27	800				7120		1050	850								
28	1000				8900		1250	1000								

¹ Die hier angegebenen Werte sind nur zulässig, wenn die relative Einschaltdauer 40% und die Spieldauer 10 min nicht überschreiten.

des Motors. Die letztere ist für Gleichstrommotoren aus der Zahlentafel 35, für Drehstrommotoren aus der Zahlentafel 36 zu entnehmen.

Zu 2. Die zu jeder Stromstärke gehörige Sicherung ist in den Zahlentafeln 37 und 38 angegeben. Auch soll die Zahlentafel 39 vor den Augen gehalten werden, aus der man die Abschmelzzeiten der Sicherungen entnehmen kann; je nach der Zeitdauer des Auftretens einer betreffenden Stromstärke kann man daraus die zugehörige Sicherung wählen.

Zu 3. Der jeder Sicherung entsprechende Leitungsquerschnitt ist für Kupferleitungen in den Zahlentafeln 37 und 38, für Aluminiumleitungen in der Zahlentafel 41 angegeben. Für in Erdboden gelegte Kupferkabel gilt Zahlentafel 40.

II. Mechanische Festigkeit. Die kleinsten zulässigen Querschnitte sind in der Zahlentafel 42 enthalten.

III. Spannungsabfall siehe S. 112, N 43.

Für kurze Leitungsstrecken und bei kleinen Leistungen, wobei das Produkt $l \cdot N$ nicht mehr als etwa 1000 m kW beträgt, erübrigt sich meistens die Berechnung des Spannungsabfalles, da derselbe sehr klein ausfällt.

IV. Aufbau der Leitung siehe Zahlentafel 43.

Beispiel 1. Es sind die Zuleitungen zu bestimmen für einen kurzgeschlossenen Drehstrommotor 125 V, 14 kW, 720 Umdr./min, der sich in der Nähe der Verteilungs-Schalttafel befindet. Der Anlauf erfolgt mittels eines Stern-Dreieck-Umschalters unter halber Last.

Aus Zahlentafel 36 bestimmen wir die Normalstromstärke des Motors. Sie beträgt (der Motor ist für seine Größe als langsamlaufend zu bezeichnen) etwa 95 Amp. Aus Zahlentafel 34 entnehmen wir, daß der Anlaufstrom unter den gegebenen Verhältnissen etwa dem 1,7fachen Normalstrom gleich ist; er beträgt somit 161 Amp. Zu dieser während der kurzen Zeit des Anlaufs des Motors auftretenden Stromstärke finden wir (Zahlentafel 39) die Sicherung mit Nennstromstärke 100 Amp. und aus der Zahlentafel 37 den Kupferquerschnitt 35 mm²; daß derselbe auch den mechanischen Anforderungen entspricht, liegt auf der Hand.

Kupferleitungen.

Höchstleistung, perzentueller Spannungsabfall, absoluter Spannungsabfall.

	durch dieselbe auf einer 100 m langen Strecke hervorgerufener perzentueller Spannungsabfall														Absol. Spannungsabfall	
	spannung)				für Dreileiter-Drehstrom (Dreieck) mit $\cos \varphi = 1$										für	
	mit $\cos \varphi = 1$		500 V		125 V		220 V		380 V		500 V		3000 V		Gleichstrom- u. Einphas.- Wechselstrom cos $\varphi = 1$ Volt	Dreileiter- Drehstrom (Dreieck) mit cos $\varphi = 1$ Volt
	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%	kW(kVA)	%		
1	2,64	9,7	3,0	8,4	1,3	29,6	2,29	16,8	3,95	9,75	5,2	7,4	31,2	1,23	42,7	37,0
2	2,64	6,5	3,0	5,71	1,3	19,7	2,29	11,2	3,95	6,5	5,2	4,9	31,2	0,82	28,6	24,8
3	2,64	4,9	3,0	4,27	1,3	14,8	2,29	8,4	3,95	4,9	5,2	3,7	31,2	0,62	21,4	18,55
4	4,4	5,4	5,0	4,75	2,16	16,5	3,81	9,33	6,6	5,4	8,65	4,1	51,9	0,69	23,74	20,6
5	6,6	4,9	7,5	4,27	3,25	14,8	5,7	8,4	9,85	4,9	13,0	3,7	78,0	0,62	21,36	18,5
6	8,8	4,05	10,0	3,56	4,32	12,3	7,6	7,0	13,2	4,05	17,3	3,08	103,8	0,51	17,80	15,4
7	11,0	3,42	12,5	3,02	5,4	10,5	9,5	5,9	16,4	3,42	21,6	2,62	129,8	0,435	15,10	13,1
8																
9	15,4	2,84	17,5	2,51	7,6	8,7	13,3	4,93	23,1	2,85	30,4	2,17	181,9	0,361	12,53	10,85
10																
11	26,4	3,05	30	2,69	13,0	9,3	22,9	5,28	39,5	3,06	52,0	2,32	312	0,388	13,44	11,65
12	35,2	2,68	40	2,36	17,4	8,15	30,4	4,63	52,5	2,68	69,3	2,04	416	0,340	11,78	10,20
13	44,0	2,38	50	2,10	21,5	7,28	38,1	4,12	65,7	2,38	86,5	1,82	520	0,303	10,48	9,07
14																
15	55	2,08	62,5	1,83	27,0	6,33	47,5	3,60	82,0	2,09	108,2	1,58	649	0,265	9,17	7,95
16	70,4	1,96	80	1,73	34,7	6,00	61,0	3,40	105,2	1,97	138,7	1,49	831	0,250	8,64	7,47
17	88	1,74	100	1,53	43,3	5,30	76,3	3,00	131,6	1,74	173,3	1,32	1039	0,220	7,64	6,62
18	99	1,56	112,5	1,37	48,7	4,74	85,5	2,68	148,0	1,56	194,8	1,18	1168	0,197	6,84	5,92
19	114,4	1,43	130	1,26	56,3	4,36	98,8	2,48	171,6	1,43	225,4	1,09	1350	0,182	6,29	5,45
20	132	1,34	150	1,18	64,8	4,08	114,0	2,32	197,0	1,34	259,5	1,02	1557	0,170	5,88	5,10
21																
22	154	1,20	175	1,06	75,8	3,67	133,4	2,08	230,5	1,20	303,4	0,92		5,28	4,57	

Die geradestehenden Zahlen stellen die der Sicherung entsprechende übertragbare Höchstleistung dar, und zwar für Gleichstrom in kW. Für Wechselstrom und Drehstrom sind sie für induktionsfreie Belastung ($\cos \varphi = 1$) berechnet; bei induktiver Belastung ($\cos \varphi < 1$) stellen die Zahlen die Scheinleistung in kVA dar; um daraus die Wirkleistung in kW zu bestimmen, sind die Zahlen mit dem betreffenden Wert von $\cos \varphi$ zu multiplizieren.

Die schräggestellten Zahlen stellen den durch den danebenstehenden Wert der übertragenen Leistung in kW (bei Wechsel- und Drehstromleitung mit induktiver Belastung: der übertragenen Scheinleistung in kVA) hervorgerufenen relativen Spannungsabfall in % der Erzeugungsspannung dar.

Beispiel 2. Eine Zentrifuge soll von einem Drehstrom-Schleifringmotor 8 kW, 500 V, 955 Umdr./min angetrieben werden. Der Anlauf erfolgt unter doppeltem Drehmoment. Wie sind die Sicherungen und die Zuleitungen des Motors zu bemessen, wenn sie 1. aus Kupfer, 2. aus Aluminium bestehen?

Normalstromstärke (Zahlentafel 36) 13 Amp.

Anlaufstromstärke (Zahlentafel 34) $2,5 \cdot 13 = 32,5$ Amp.

Nennstromstärke der Sicherungen (Zahlentafel 39) 20 Amp.

Querschnitt der Kupferleitung (Zahlentafel 37) 4 mm².

Querschnitt der Aluminiumleitung (Zahlentafel 41) 6 mm².

Die in den obigen Beispielen durchgerechneten Aufgaben stellen vereinzelt Fälle dar. Die meistens in der Praxis vorkommenden Fälle sind: Für Drehstrom-Schleifringmotoren und Gleichstrommotoren:

Zahlentafel 39.

Bemessung von Sicherungen nach VDE. Höchststrom, Prüfströme, Abschmelzzeiten.

Nennstrom in der Sicherung Amp.	Höchststrom im Dauer- betriebe Amp.	Minimaler Prüfstrom			Maximaler Prüfstrom		
		beträgt		soll von der Siche- rung, ohne sie zum Abschmelzen zu bringen, ausgehalten werden während Stunden	beträgt		soll die Siche- rung zum Ab- schmelzen bringen in Stunden
6	9	1,5 J_n	9	1	2,1 J_n	12,6	1
10	14	„	15	1	„	21	1
15	20	1,4 J_n	21	1	1,75 J_n	26,25	1
20	25	„	28	1	„	35	1
25	31	„	35	1	„	43,75	1
35	43	1,3 J_n	45,5	1	1,6 J_n	56	1
60	75	„	78	1	„	96	1
80	100	„	104	2	„	128	2
100	125	„	130	2	„	160	2
125	160	„	162,5	2	„	200	2
160	200	„	208	2	„	256	2
200	240	„	260	2	„	320	2

Zahlentafel 40. Belastungstafel für Kupferkabel nach VDE.

Quer- schnitt mm ²	Höchste dauernd zulässige Stromstärke in A bei Verlegung im Erdboden								
	Einleiter- kabel bis	Vorseilte Zwei- leiterkabel bis	Vorseilte Dreileiterkabel bis						Vorseilte Vier- leiterkabel bis
			1000 V	3000 V	6000 V	10000 V	15000 V	20000 V	
1,5	31	25	22	—	—	—	—	—	20
2,5	41	34	30	29	—	—	—	—	26
4	55	44	38	37	—	—	—	—	35
6	70	55	49	47	—	—	—	—	45
10	95	75	67	65	62	60	—	—	60
16	130	100	90	85	82	80	—	—	80
25	170	130	113	110	107	105	100	98	105
35	210	155	138	135	132	125	120	118	125
50	260	195	170	165	162	155	145	140	155
70	320	235	206	200	196	190	180	175	190
95	385	280	246	240	235	225	215	210	225
120	450	320	285	280	270	260	250	245	255
150	510	365	325	315	308	300	285	280	295
185	575	410	370	360	350	340	325	315	335
240	670	475	430	420	410	400	385	370	390
300	760	535	485	475	465	455	440	—	435
400	910	640	580	570	—	—	—	—	—
500	1035	—	—	—	—	—	—	—	—
625	1190	—	—	—	—	—	—	—	—
800	1380	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	1585	—	—	—	—	—	—	—	—

Für Mehrleiter-Aluminiumkabel beträgt die höchste dauernd zulässige Belastung 75% dieser Werte. Belastung von Einleiter-Aluminiumkabel siehe S. 107.

1. Anlauf unter Vollast,
2. Anlauf unter halber Last.

Für Drehstrom-Kurzschlußmotoren: Anlauf unter halber Last mittels

1. direkter Einschaltung (nur kleine Motoren bis 1 kW)
2. Stern-Dreieckschalter.

Für diese Fälle braucht man die oben geschilderte, ein wenig umständliche Bestimmung des Leitungsquerschnittes nicht zu befolgen und kann statt dessen das Nomogramm N 42 bzw. Zahlentafel 44, benutzen.

N 42

ist für Drehstrom-Schleifringmotoren und für Gleichstrommotoren (mit Anlasser) zusammengestellt, und zwar für Anlauf unter Voll- und unter halber Last. Er besteht aus zwei Dreiskalen-

Zahlentafel 41. Belastungstafel für Aluminiumleitungen nach VDE.

Isolierte Leitungen			Im Erdboden verlegte Einleiterkabel für Gleichstrom bis 750 V	
Querschnitt mm ²	Höchste dauernd zulässige Stromstärke in A	Nennstromstärke der Sicherung A	Querschnitt mm ²	Höchste dauernd zulässige Stromstärke in A
1	8	6	4	42
1,5	11	6	6	55
2,5	16	10	10	75
4	20	15	16	100
6	24	20	25	130
10	34	25	35	160
16	60	35	50	200
25	80	60	70	245
35	100	80	95	295
50	125	100	120	345
70	155	125	150	390
95	190	160	185	440
120	220	200	240	515
150	255	225	300	580
			400	695
			500	795
			625	910
			800	1055
			1000	1250

Zahlentafel 42. Bemessung des Leitungsquerschnittes auf mechanische Festigkeit (nach den Errichtungsvorschriften des VDE).

Der geringste zulässige Querschnitt beträgt:	Kupfer		Aluminium mm ²
	Alte Fassung ¹ mm ²	Neue Fassung ² mm ²	
1. Für Leitungen an und in Beleuchtungskörpern	0,5	0,75	1
2. Für Pendelschnüre, runde Zimmerschnüre und leichte Gummischlauchleitungen	0,75	0,75	1
3. Für andere ortsveränderliche Leitungen	1	1	1
4. Für festverlegte isolierte Leitungen und für festverlegte umhüllte Leitungen sowie für Rohrdrähte und Bleikabel	1	1,5	1
5. Für isolierte Leitungen auf Isolierkörpern in Abständen bis 1 m	1	1,5	4
6. Für isolierte Leitungen auf Isolierkörpern in Abständen von 1 bis 20 m	4	4	6
7. Für blanke Leitungen in Gebäuden und im Freien	4	4	6
8. Für blanke Leitungen bei Verlegung im Rohr	1,5	1,5	2,5
9. Für blanke Leitungen im Freien an Gebäuden, in Höfen, Gärten u. dgl., wenn der Abstand zwischen den Stützpunkten 20 m nicht überschreitet	4	4	6
10. Für Freileitungen für Niederspannung auf Isolierkörpern in Abständen von 20 bis 35 m	6	wie links	16
11. Für Freileitungen für Niederspannung auf Isolierkörpern in Abständen über 35 m	10	„	25
12. Für Freileitungen für Hochspannung	10	„	25
13. Für Erdungsleitungen in elektrischen Betriebsräumen	16	„	
14. Für Erdungsleitungen in anderen Räumen	4	„	

¹ Gültig vom 1. 7. 1924 an.² Gültig vom 1. 1. 1930 an.

Zahlentafel 43. Kupferleitungen (nach den Normen des VDE).

	Benennung	Bezeichnung	Kurze Bauartbeschreibung	Verwendung	Prüfung
1.	Gummiaderleitung	NGA	Kupferseele umgeben mit einer vulkanisierten Gummihülle von 0,8 mm Stärke und mehr	<i>Für feste Verlegung:</i> Für Spannungen bis 750 V	Nach 24stündigem Liegen unter Wasser von nicht mehr als 25° C während ½ Stunde mit Gleichstrom 2800 V oder Wechselstrom 2000 V
2.	Spezialgummiaderleitung	NSGA	Gummihülle wie oben bei 1., jedoch aus mehreren Lagen Gummi bestehend (Mindeststärke 1,5 mm)	Bis 2000 V " 3000 .. " 6000 .. " 10000 ..	Wie oben bei 1., jedoch Prüfung mit Wechselstrom von nächstehender Spannung: 4000 V 6000 .. 10000 .. 15000 ..
3.	Rohrdraht	NRA	Gummiaderleitung mit enganliegendem Metallmantel (nicht Bleimantel)	Für Niederspannung zur erkennbaren Verlegung	2000 V Wechselstrom im trockenen Zustand zwischen den Leitern u. zwischen Leiter u. Metallmantel während ½ st
4.	Panzerader	NPA	Spezialgummiader für 2000 V mit einer Hülle von Metalldrähten	Für Spannungen bis 1000 V	4000 V Wechselstrom im trockenen Zustand zwischen Leiter u. Schutzpanzer
5.	Gummiaderschnüre	NSA	Kupferseele besteht aus mehreren Drähten. Gummihülle wie oben bei 1.	<i>Zum Anschluß ortsveränderlicher Stromverbraucher:</i>	Wie oben bei 1.
6.	Leichte Anschlußleitungen	NHH		Für Niederspannung in trockenen und geringe mechanische Beanspruchung in Werkstätten	
7.	Werkstattsschnüre	NWK		Für Niederspannung und mittlere mechanische Beanspruchung	
8.	Gummischlauchleitung	NLH	Gummiader wie oben bei 5. bis 7., jedoch mehrere (2. bis 4.) Adern versetzt und mit Gummi umpreßt	Für Niederspannung bis 1000 W	Wie oben bei 1.
9.	Leichte Ausführung	NMH		" 2000 ..	
10.	Verstärkte "	NSH		Für besonders hohe Beanspruchung	
11.	Spezialschnüre	NSGK	Wie oben bei 5. bis 7., mit gummierten Baumwollband umwickelt und mit Gummi umpreßt	Für rauhe Betriebe in Niederspannungsanlagen	Wie oben bei 1.
12.	Hochspannungsschnüre	NHSGK	Wie oben bei 11., jedoch Gummihülle aus mehreren Lagen Gummi bestehend	Bis 1000 V	Wie oben bei 1., jedoch Prüfung mit Wechselstrom 4000 V
13.	Fassungssader	NFA	Wie oben bei 1., jedoch Stärke der Gummihülle 0,6 mm	<i>Für Beleuchtungskörper:</i> In Niederspannungsanlagen; in und an Beleuchtungskörpern	Im trockenen Zustande Prüfung mit Wechselstrom 1000 V
14.	Pendelschnüre	NPL	Kupferseele besteht aus mehreren Drähten; vulkanisierte Gummihülle von 0,6 mm Stärke	In Niederspannungsanlagen für Schnurzugpendel	
15.	Gummibleitkabel	NGK	Je nach Spannung wie 1. oder 2. mit Bleimantel und Bewehrung	<i>Im Erdboden.</i>	Doppelte Betriebsspannung (jedoch mindestens 2000 V Wechselstrom) während ½ st
16.	Papierkabel	NK . . .	Isolation besteht aus gut imprägniertem Papier		Doppelte Betriebsspannung + 1000 V während insges. 30 (bei Vierleiter 40) min

systemen, die durch die Schriftart kenntlich gemacht sind (Drehstrommotoren aufrechtstehende, Gleichstrommotoren Kursiv-Ziffern). Eine Skalenleiter, und zwar diejenige für den Leitungsquerschnitt F , ist bei den Systemen gemeinsam. Das Nomogramm ermöglicht aus bekannter Leistung (Leistungsabgabe) N in kW bzw. PS und Spannung (Klemmenspannung, für Drehstrommotoren verkettete Spannung) E in Volt auf der dritten Doppelskala direkt den entsprechenden Kupferleitungsquerschnitt F in mm^2 zu finden, und zwar links (unter I) für Anlauf unter Vollast, rechts (unter II) für Anlauf unter halber Last.

Zahlentafel 44. Kupferquerschnitt der Zuleitungen von Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker¹.

Leistungsabgabe		Betriebsspannung			
kW	PS etwa	125 V mm ²	220 V mm ²	380 V mm ²	500 V mm ²
Direkte Einschaltung. Anlauf mit halber Last.					
0,2	¼	1	1	—	—
0,5	0,7	2,5	1,5	1	—
1,0	1,4	4	2,5	1,5	—
Einschaltung mit Stern-Dreieckschalter. Anlauf mit halber Last.					
0,2	¼	1	1	—	—
0,5	0,7	1,5	1	1	—
1,0	1,4	2,5	1	1	1
2	2,7	4	1,5	1	1
3	4	6	2,5	1,5	1
4	5,4	10	4	1,5	1,5
5	7	16	6	2,5	1,5
6	8	16	6	2,5	2,5
7	9,5	16	10	4	2,5
8	11	16	10	4	4
9	12	25	16	6	4
10	14	25	16	10	6

Das Nomogramm N 42 ist konstruiert für das Verhältnis $\frac{\text{Anlaßspitzenstrom}}{\text{Nennstrom}}$ gleich
 1,45 bei Anlauf unter Vollast,
 1,2 bei Anlauf unter halber Last;

nachdem dieses Verhältnis für Gleichstrommotoren bei Anlauf unter halber Last nur 1 beträgt, sind die für diesen Fall aus dem Nomogramm ermittelten Leistungsquerschnitte ein wenig zu reichlich und können nach unten abgerundet werden. In allen anderen Fällen werden die gefundenen Querschnitte nach oben bis zum nachstehenden Normalquerschnitt (der durch eine größer angeschriebene Zahl kenntlich gemacht ist), abgerundet².

Aus der unten im Nomogramm befindlichen Zahlentafel findet man für den ermittelten Kupferquerschnitt die Nennstromstärke der entsprechenden Sicherung.

Nachdem das Nomogramm nur die Erwärmung der Leitungen berücksichtigt, ist der ermittelte Leitungsquerschnitt noch besonders auf mechanische Festigkeit und auf den Spannungsabfall zu prüfen.

Das Nomogramm soll nicht zur Ermittlung von kW aus PS und umgekehrt benutzt werden, da es dann zu ungenau ist.

Beispiel 1. Drehstrommotor 8 kW, 500 V Anlauf unter Vollast. N 42 ergibt $F = 2,5 \text{ mm}^2$, Sicherung 15 Amp.

Zahlentafel 45. Anlaßzeit und Anlaßhäufigkeit bei elektrischen Motoren für Gleichstrom 110, 220 und 440 V und Drehstrom 220, 380 und 500 V. (Nach REA 1928.)³

Nennleistung des Motors kW	Anlaßzeit sek	Anlaßhäufigkeit in der st		Nennleistung des Motors kW	Anlaßzeit sek	Anlaßhäufigkeit in der st	
		Luftkühlung	Ölkühlung			Luftkühlung	Ölkühlung
1,5	6	10	—	17,5	12	5	—
2,2	7	9	—	25	14	5	2
3,1	7	8	4	35	16	4	—
4,4	8	7	—	50	18	4	1,5
6,2	9	7	3	70	21	3	—
8,8	10	6	—	100	24	3	0,6
12,5	11	6	3				

¹ Bei nicht nennenswertem Spannungsabfall.

² Für kleine Motoren (bis etwa 2 PS) empfiehlt sich den zweiten nächsthöheren Normalquerschnitt zu wählen.

³ Regeln für Anlasser und Steuergeräte, aufgestellt vom VDE.

Zahlentafel 46. Mindestabstände von Leitungen. (Nach den Errichtungsvorschriften des VDE.)

Art der Leitung	Mindestabstand		
	voneinander cm	von Wänden und Gebäudeteilen und von Schutzverkleidungen cm	vom Erdboden usw. im Freien m
Blanke ungeerdete Niederspannungsleitungen	bei Spannweite unter 2 m	5	2,5 m wo kein Wagenverkehr, sonst 5 m;
	„ „ von 2 bis 4 m	10	über Wegen
	„ „ „ 4 „ 6 „	15	6 m; von Bäumen und Gebäuden 1,25 m;
	„ „ über 6 m	20	über Dächern: nicht begehbaren 1,25 m, begehbaren 2,5 m
Offen verlegte isolierte Niederspannungsleitungen	in Gebäuden	—	—
	„ feuchten Räumen	5	—
	im Freien	—	—
Blanke Hochspannungsleitungen	bei Spannungen bis 750 V	4	6 m, über Wegen
	„ „ von 750 bis 6000 V	10	7 m, von Bäumen 2,5 m, von Gebäuden und Dächern 5 m
	„ „ „ 6000 „ 10000 „	12,5	—
	„ „ „ 10000 „ 25000 „	18	—
	„ „ „ 25000 „ 35000 „	26	—
	„ „ „ 35000 „ 50000 „	36	—
	„ „ „ 50000 „ 60000 „	47	—
Offen verlegte Hochspannungsleitungen	bei Führung an der Außenseite eines Gebäudes	wie vor	wie vor, jedoch mindest. 10 cm
Offen verlegte Hochspannungsleitungen	bei Spannungen unter 1000 V	—	2
	„ „ über 1000 V	—	wie für blanke Leitungen

Ungeschützte, gegen Erde spannungsführende Teile elektrischer Schalttafeln von der gegenüberliegenden Wand:
 bei Niederspannung . . . 1 m,
 „ Hochspannung . . . 1,5 „.

Beispiel 2. Gleichstrom-Nebenschlußmotor 30 PS, 440 V, Anlauf unter halber Last. N 42 ergibt $F = 16 \text{ mm}^2$, Sicherung 60 Amp.

Zahlentafel 44 vermittelt uns den Kupferquerschnitt der Zuleitungen von Drehstrom-Kurzschlußmotoren für die oft im praktischen Betriebe auftretenden Fälle.

Befinden sich in einem Raume mehrere Motoren, die gemeinsame Zuleitung besitzen, so wird der Querschnitt derselben bestimmt für einen Strom, der gleich ist dem Anlaufstrom des größten Motors + Summe der Normalströme sämtlicher anderer Motoren.

Dabei wird angenommen, daß die Motoren nacheinander angelassen werden.

Zahlentafel 47. Lichte Weite von Isolierrohren für gegebene Leitungsquerschnitte.

	Querschnitt der Leitung in mm ²											
	1	1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50	70	
1 NGA ⊙	9	9	9	11	13,5 ¹	13,5	16 ¹	16	21	23 ¹	23	Auf Putz
2 NGA ⊙⊙	13,5 ¹	13,5	16 ¹	16	21	23 ¹	23	29	36	43	43	
3 NGA ⊙⊙⊙	13,5 ¹	16 ¹	16	21 ¹	21	23	29	36	36	43	43	
4 NGA ⊙⊙⊙⊙	13,5	16 ¹	21	21	21	29 ¹	29	36	43	43	—	
1 NGA ⊙	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	16	21 ¹	21	23	23	29	Unter Putz
2 NGA ⊙⊙	13,5	16 ¹	16	21	21	29 ¹	29	36	36	43	—	
3 NGA ⊙⊙⊙	13,5	16	21 ¹	21	23	29 ¹	29	36	36	43	—	
4 NGA ⊙⊙⊙⊙	16	16	21	21	29	29	36	—	—	—	—	

¹ Für kürzere Leitungsstrecken (z. B. Schalterherunterführung) kann Rohr mit nächst kleinerem Durchmesser verwendet werden.

Die Leitungen zwischen dem Drehstrommotor und dem Anlasser können für die mittlere Anlaßstromstärke i_m im Läufer bestimmt werden, die aus der Formel

$$i_m = \frac{606 N}{e} \tag{15}$$

errechnet werden kann. Darin bedeuten

- N die Nennleistung des Motors in kW,
- e die Läuferspannung in V (gemessen bei offenem Läuferkreis).

Gl. (15) gilt für Vollanlauf. Für schwereren Anlauf ist i_m entsprechend zu vergrößern.

Normale Betriebsspannungen in Volt.

(Nach VDE.)

Gleichstrom: 24, 42, 110, 220, 440, 550, 750, 1100, 1500, 2200, 3000 (die Spannungen von 550 bis 3000 V beziehen sich auf Bahnanlagen mit einpoliger Erdung).

Drehstrom von 50 Per./sek: 24, 42, (125), 220, 380, (500), (1000), (3000), (5000), 6000, (10000), 15000, (20000), 30000, (45000), 60000, (80000), 100000, (150000), 200000, (300000) V. Die nichteingeklammerten Zahlen bedeuten Vorzugspannungen, die in erster Linie empfohlen werden. Sie gelten auch für Einphasenstrom von 16²/₃ bei Bahnanlagen mit einpoliger Erdung.

Bei Abweichungen von

- ± 10 % auf der Erzeuger- und
- ± 5 % auf der Verbraucherseite

kann normales Material ohne weiteres verwendet werden.

Isolierfestigkeit von elektrischen Maschinen. Transformatoren und Durchführungsisolatoren. Wicklungsprobe¹.

(Nach REM 1923 und RET 1923.)

Die Prüfspannung soll angelegt werden zwischen der zu prüfenden Wicklung und der Gesamtheit der untereinander und mit dem Körper verbundenen Wicklungen.

Zahlentafel 48².

Spalte	I	II	III	IV
Reihe	Prüfobjekt	Bereich	Prüfspannung in Volt der größere der Werte	
1	Maschinen	N bis $\frac{1}{2}$ kW	$3 E$	$2 E + 500$
2		N über $\frac{1}{2}$ kW, E bis 5000 V	$3 E$	$2 E + 1000$
3		E über 5000 V	$2 E + 5000$	
4	Transformatoren ³	E bis 10000 V	$3,25 E$	2500
5		E über 10000 V	$1,75 E + 15000$	
6	Durchführungsisolatoren	Betriebsspannung E bis 3000 über 3000	$8 E + 2000$	
7			$2 E + 20000$	

Für Erregerwicklung von Einankerumformern und Synchronmotoren bestehen besondere Vorschriften.

E bedeutet die Nennspannung bzw. die höchste gegen Körper bei Erdschluß eines Poles auftretende Spannung, N die Nennleistung.

¹ Außer der Wicklungsprobe soll die Isolation 2 anderen Proben (Windungsprobe, Sprungwellenprobe) unterworfen werden.

² Siehe Anmerkung zur Zahlentafel 65.

³ Bei Prüfung von Trockentransformatoren in kaltem Zustande sind diese Werte um 15% zu erhöhen.

Zahlentafel 49. Spannungsabfall

		1.	2.	3.	4.
Berechnung des Spannungsabfalles					
Übertragungs-System	Schema	Abs. Spannungsabfall ε		Relativer Spannungsabfall q	
		Volt		%, 0	
		bei bekanntem J_{Amp}	bei bekanntem N_{Watt}	bei bekanntem J_{Amp}	bei bekanntem N_{Watt}
Gleichstrom-Zweileiter		$\frac{2 l J}{\kappa F}$	$\frac{2 l N}{\kappa F E}$	$\frac{200 l J}{\kappa F E}$	$\frac{200 l N}{\kappa F E^2}$
Gleichstrom-Dreileiter		$\frac{l J}{\kappa F}$	$\frac{l N}{2 \kappa F E}$	$\frac{100 l J}{\kappa F E}$	$\frac{50 l N}{\kappa F E^2}$
Einphasen-Wechselstrom		$\frac{2 l J \cos \varphi}{\kappa F}$	$\frac{2 l N}{\kappa F E}$	$\frac{200 l J \cos \varphi}{\kappa F E}$	$\frac{200 l N}{\kappa F E^2}$
Drehstrom-Dreileiter		$\frac{l J \cos \varphi \sqrt{3}}{\kappa F}$	$\frac{l N}{\kappa F E}$	$\frac{100 l J \cos \varphi \sqrt{3}}{\kappa F E}$	$\frac{100 l N}{\kappa F E^2}$
Drehstrom-Vierleiter		$\frac{l J \cos \varphi}{\kappa F}$	$\frac{l N}{3 \kappa F E}$	$\frac{100 l J \cos \varphi}{\kappa F E}$	$\frac{100 l N}{3 \kappa F E^2}$

Spannungsabfall in elektrischen Leitungen.

Der Spannungsabfall in elektrischen Leitungen wird berechnet nach der Zahlentafel 49, die für die meisten in der Praxis vorkommenden Werte zusammengestellt ist.

Sämtliche Formeln dieser Zahlentafel werden aus der grundlegenden Beziehung

$$\varepsilon = J R \tag{16}$$

abgeleitet, wobei R den Ohmschen Widerstand der Übertragungsleitung selbst bedeutet.

Die Zahlentafel enthält Formeln für die Berechnung des relativen und absoluten Spannungsabfalles, wenn bekannt ist: einfache Länge der Leitung l (m), Querschnitt derselben F (mm²), Leitfähigkeit κ und Stromstärke in der Leitung J (Amp.) oder übertragene Leistung N (kW). Außerdem gibt sie Formeln an für die Berechnung des Leitungsquerschnittes nach dem angenommenen Spannungsabfall (wobei noch l , κ und J oder N bekannt sind).

Das Nomogramm N 43 ermöglicht die Berechnung des relativen Spannungsabfalles aus bekannten Übertragungsgrößen bzw. des Leitungsquerschnittes oder der zu übertragenden Energie bei gegebenem Spannungsabfall. Das Nomogramm ist nach der Formel

$$q = 100 \frac{C \cdot l N}{\kappa E^2 F} \tag{17}$$

berechnet für $C = 1$, d. h. (siehe Zahlentafel 49), die in den Skalen 1 bis 4 angegebenen Werte beziehen sich direkt auf Drehstrom-Dreileiter.

Das Nomogramm besteht aus mehreren (sechs) Dreiskalensystemen, die voneinander durch die Art der Beschriftung (aufrechtstehende oder Kursivziffern) bzw. durch Aufschrift zu unterscheiden sind. Alle diese Skalen besitzen eine gemeinsame Skalenleiter; es ist dies die Mitteldoppelskala für lN . Es gehören somit zusammen

- für E 110 V: Skala I, Doppelskala V/VI und Skala IX,
- 125 V: „ I, „ V/VI „ „ X,
- 220 V: „ II, „ V/VI „ „ X,
- 380 V: „ III, „ V/VI „ „ VII,
- 500 V: „ IV, „ V/VI „ „ VII,
- 3000 V: „ IV, „ V/VI „ „ VIII.

Von der mittleren Doppelskala V/VI für lN wird die linke oder die rechte verwendet, je nachdem, ob die Leitung aus Kupfer oder aus Aluminium besteht.

in elektrischen Leitungen.

5.		6.		7.		8.		9.	
Berechnung des Leitungsquerschnittes aus dem Spannungsabfall									
Leitungsquerschnitt F bei bekanntem ε (Volt) mm ²				Leitungsquerschnitt F bei bekanntem q (%) mm ²				Bemerkung	
bei bekanntem J Amp		bei bekanntem N Watt		bei bekanntem J Amp		bei bekanntem N Watt			
$\frac{2 l J}{z \varepsilon}$		$\frac{2 l N}{z \varepsilon E}$		$\frac{200 l J}{z q E}$		$\frac{200 l N}{z q E^2}$			
$\frac{l J}{z \varepsilon}$		$\frac{l N}{2 z \varepsilon E}$		$\frac{100 l J}{z q E}$		$\frac{50 l N}{z q E^2}$			
$\frac{2 l J \cos \varphi}{z \varepsilon}$		$\frac{2 l N}{z \varepsilon E}$		$\frac{200 l J \cos \varphi}{z q E}$		$\frac{200 l N}{z q E^2}$		N ist die Wirkleistung J ist der Scheinstrom Die Ausdrücke stellen für $\varphi > 0$ den angenäherten Wert Der induktive Widerstand der Leitung ist nicht berücksichtigt	
$\frac{l J \cos \varphi \sqrt{3}}{z \varepsilon}$		$\frac{l N}{z \varepsilon E}$		$\frac{100 l J \cos \varphi \sqrt{3}}{z q E}$		$\frac{100 l N}{z q E^2}$			
$\frac{l J \cos \varphi}{z \varepsilon}$		$\frac{l N}{3 z \varepsilon E^2}$		$\frac{100 l J \cos \varphi}{z q E}$		$\frac{100 l N}{3 z q E^2}$			

Wie schon erwähnt, bezieht sich das Nomogramm auf die Übertragung mittels Drehstrom-Dreileiter.

Für andere Übertragungssysteme müssen die von dem Nomogramm für den Spannungsabfall abgelesenen Werte sinngemäß mit entsprechendem Koeffizienten C [siehe Formel (17) und Zahlentafel 49] multipliziert werden, und zwar:

- für Gleichstromzweileiter und Einphasenwechselstrom mit 2,
- „ Gleichstromdreileiter „ $\frac{1}{2}$,
- „ Drehstromvierleiter „ $\frac{1}{3}$.

Falls nicht der Spannungsabfall gesucht, sondern F aus gegebenem q und lN bestimmt wird, bleiben die Multiplikationsfaktoren dieselben wie oben.

Wird dagegen lN mittels des Nomogrammes bestimmt, so ist der erhaltene Wert durch den oben angegebenen Wert von C zu dividieren.

Das Nomogramm ist für die meist vorkommenden Spannungen: 110 V, 125 V, 220 V, 380 V, 500 V und 3000 V berechnet.

Für andere Spannungen muß q mit dem entsprechenden Proportionalitätsfaktor multipliziert werden, wobei zu beachten ist, daß q und E^2 wie auch F und E^2 umgekehrt proportional, dagegen lN und E^2 direkt proportional sind. Um also z. B. den Spannungsabfall für 6000 V zu bestimmen, muß man das aus dem Nomogramm für 3000 V abgelesene q mit $\frac{1}{4}$ multiplizieren; hat man F aus bekanntem q und lN für 2000 V zu bestimmen, so liest man es für 500 V ab und multipliziert mit $\frac{1}{16}$.

Was unter Spannung E im jeweiligen Übertragungssystem zu verstehen ist, ist aus dem Schema der Zahlentafel 49 ersichtlich.

Das Nomogramm ist sowohl für Kupfer- als auch für Aluminiumleitungen entworfen. Hat man Zink- oder Eisenleitung, so muß man sie wie die Kupferleitung berechnen und dann berücksichtigen, daß

- bei Zinkleitung der Spannungsabfall 3,37 mal so groß ist wie bei Kupferleitung,
- „ Eisenleitung „ „ 6,73 „ „ „ „ „ „ „ „

Bei Wechselstromübertragung ist $\cos \varphi = 1$ vorausgesetzt. Ist $\cos \varphi \neq 1$, so ist der Spannungsabfall noch mit $\cos \varphi$ zu multiplizieren. Das erhaltene Resultat ist dann nur angenähert richtig.

Zahlentafel 50. Leistungsverlust

		1.	2.	3.	4.
		Berechnung des Leistungsverlustes			
Übertragungs-System	Schema	Abs. Leistungsverlust ν		Relativer Leistungsverlust p	
		Watt		%	
		bei bekanntem J Amp	bei bekanntem N Watt	bei bekanntem J Amp	bei bekanntem N Watt
Gleichstrom-Zweileiter		$\frac{2 l J^2}{\kappa F}$	$\frac{2 l N^2}{\kappa F E^2}$	$\frac{200 l J}{\kappa F E}$	$\frac{200 l N}{\kappa F E^2}$
Gleichstrom-Dreileiter		$\frac{2 l J^2}{\kappa F}$	$\frac{l N^2}{2 \kappa F E^2}$	$\frac{100 l J}{\kappa F E}$	$\frac{50 l N}{\kappa F E^2}$
Einphasen-Wechselstrom		$\frac{2 l J^2}{\kappa F}$	$\frac{2 l N^2}{\kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$	$\frac{200 l J}{\kappa F E \cos \varphi}$	$\frac{200 l N}{\kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$
Drehstrom-Dreileiter		$\frac{3 l J^2}{\kappa F}$	$\frac{l N^2}{\kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$	$\frac{100 l J \sqrt{3}}{\kappa F E \cos \varphi}$	$\frac{100 l N}{\kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$
Drehstrom-Vierleiter		$\frac{3 l J^2}{\kappa F}$	$\frac{l N^2}{3 \kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$	$\frac{100 l J}{\kappa F E \cos \varphi}$	$\frac{100 l N}{3 \kappa F E^2 \cos^2 \varphi}$

Für die Ermittlung der Werte des relativen Spannungsabfalles dient ebenfalls Zahlentafel 49, wo dieselben für Gleich- und Wechselstrom für verschiedene Spannungen (für vollbelastete Kupferleitungen) enthalten sind.

Beispiel 1. 25 kW Gleichstrom 110 V werden übertragen durch eine Kupferleitung von 25 mm² über eine 100 m lange Strecke. Das Produkt lN ist in diesem Falle 2500.

Durch Verbinden der entsprechenden Punkte der Skalen I und V liest man auf der Skala IX: 14,7. Da der Faktor für die Gleichstromübertragung $C = 2$ beträgt, so ist der Spannungsabfall $q = 2 \cdot 14,7 = 29,4\%$.

Beispiel 2. 1 kW soll über dieselbe Leitungsstrecke übertragen werden. Das Produkt lN beträgt jetzt 100. Nachdem die Verbindungslinie des Punktes $F = 25$ der Skala I und $lN = 200$ der Skala V keinen erreichbaren Schnittpunkt mit der Skala IX ergibt, benützen wir die Proportionalitätseigenschaft des Nomogrammes. Anstatt also die Gerade mit

$$lN = 100 \text{ und } F = 25$$

zu ziehen, suchen wir den Schnittpunkt der Geraden

$$l\bar{N} = 1000 \text{ und } \bar{F} = 25$$

mit der Skala IX und erhalten $q = 5,88$. Es sind dabei die Proportionalitätsfaktoren

$$(lN) = 0,1 \quad (F) = 1,$$

und also aus der Tabelle für Proportionalitätsfaktoren folgt

$$(q) = 0,1.$$

Es ist also der relative Spannungsabfall

$$q = C\bar{q} (q) = 2 \cdot 5,9 \cdot 0,1 = 1,18\%.$$

Beispiel 3. 240 kW werden auf einer 250 m langen Kupferleitung von 70 mm mittels Drehstrom-Dreileiter 1000 V übertragen. Nachdem für 500 V

$$lN = 60000 \text{ (Skala V) und } F = 70 \text{ (Skala IV)}$$

nicht günstig ist, nehmen wir

$$l\bar{N} = 600 \text{ und } \bar{F} = 7 \text{ und also } (lN) = 100, \quad (F) = 10$$

in elektrischen Leitungen.

5.		6.		7.		8.		9.	
Berechnung des Leitungsquerschnittes aus dem Leistungsverlust									
Leitungsquerschnitt F bei bekanntem ν (Watt) mm ²				Leitungsquerschnitt F bei bekanntem q (%) mm ²				Bemerkung	
bei bekanntem J Amp		bei bekanntem N Watt		bei bekanntem J Amp		bei bekanntem N Watt			
$\frac{2 l J^2}{\kappa \nu}$		$\frac{2 l N^2}{\kappa \nu E^2}$		$\frac{200 l J}{\kappa p E}$		$\frac{200 l N}{\kappa p E^2}$			
$\frac{2 l J^2}{\kappa \nu}$		$\frac{l N^2}{2 \kappa \nu E^2}$		$\frac{100 l J}{\kappa p E}$		$\frac{50 l N}{\kappa p E^2}$			
$\frac{2 l J^2}{\kappa \nu}$		$\frac{2 l N^2}{\kappa \nu E^2 \cos^2 \varphi}$		$\frac{200 l J}{\kappa p E \cos \varphi}$		$\frac{200 l N}{\kappa p E^2 \cos^2 \varphi}$		$\left. \begin{array}{l} N \text{ ist die Wirkleistung} \\ J \text{ ist der Scheinstrom} \end{array} \right\} \text{ Vorausgesetzt ist symmetrische Verteilung der Belastung } N \text{ auf alle 3 Phasen}$	
$\frac{3 l J^2}{\kappa \nu}$		$\frac{l N^2}{\kappa \nu E^2 \cos^2 \varphi}$		$\frac{100 l J}{\kappa p E \cos \varphi} \cdot 3$		$\frac{100 l N}{\kappa p E^2 \cos^2 \varphi}$			
$\frac{3 l J^2}{\kappa \nu}$		$\frac{l N^2}{3 \kappa \nu E^2 \cos^2 \varphi}$		$\frac{100 l J}{\kappa p E \cos \varphi}$		$\frac{100 l N}{3 \kappa p E^2 \cos^2 \varphi}$			

an, weshalb das Resultat mit $(q) = 10$ zu multiplizieren ist. Da wir anstatt mit der gegebenen Spannung 1000 V mit 500 V gerechnet haben, ist der erhaltene Spannungsabfall 0,61 noch mit $\frac{1}{4}$ zu multiplizieren, wodurch wir erhalten:

$$q = 0,61 \cdot 10 \cdot \frac{1}{4} = 1,52\%$$

Leistungsverlust in elektrischen Leitungen.

Der Leistungsverlust in elektrischen Leitungen wird berechnet mittels Formeln der Zahlentafel 50, die aus der grundlegenden Beziehung

$$\nu = J^2 R \tag{18}$$

abgeleitet ist; darin bedeutet R den elektrischen Widerstand der Übertragungsleitung selbst.

Die Zahlentafel enthält Formeln für die Berechnung der relativen und absoluten Leistungsverluste, wenn bekannt sind: (einfache) Länge der Leitung l (m), Querschnitt derselben F (mm²), Leitfähigkeit κ und Stromstärke in der Leitung J (Amp.) oder übertragene Leistung N (kW); außerdem gibt sie Formeln an für die Berechnung des Leitungsquerschnittes nach dem angenommenen Leistungsverlust (wobei noch l , κ und J oder N bekannt ist). Nachdem die Spalte 4 dieser Zahlentafel für $\cos \varphi = 1$ vollkommen mit der Spalte 4 der Zahlentafel 49 übereinstimmt, läßt sich auch

N 43

für die Berechnung des relativen Leistungsverlustes verwenden. Es gilt hierfür auch alles über die Multiplikatoren, Abhängigkeit von der Spannung usw. in der Erläuterung des N 43 für die Berechnung des Spannungsabfalles Gesagte (siehe S. 112) mit Ausnahme der Abhängigkeit vom relativen Leistungsfaktor $\cos \varphi$. Ist bei Wechselstromübertragung $\cos \varphi \neq 1$, so ist der errechnete relative Leistungsverlust durch $\cos^2 \varphi$ zu dividieren. Der erhaltene Wert ist dann nicht angenähert, sondern streng richtig.

Leerlaufstrom

bei Drehstrommotoren beträgt ungefähr 0,2 bis 0,4 des Stromes bei voller Belastung.

Abgegebene und aufgenommene Leistung.

Gleichstrommotoren.

$$\text{Aufgenommene Leistung } N_{el} = JE. \quad (19)$$

$$\text{Abgegebene Leistung } N_{mech} = \eta N_{el} = \eta JE. \quad (20)$$

Zahlentafel 51. Wirkungsgrad in % von normalen offenen Gleichstrommotoren für Spannungen 110, 220 und 440 Volt. Bearbeitet nach DIN VDE.

Nennleistung		Drehzahl in Umdr./min						
kW	PS etwa	2800/2850	2000	1400/1460	910/975	700/725	550/575	460/475
0,2	0,3	68	67	66	62			
0,5	0,7	70,5	71	71	68			
1,0	1,5	75	75,5	74,5	72			
1,5	2	77	77	77	74,5			
2	3	78	78,5	77,5	76			
3	4	80	80,5	80	77,5			
4	5,5	81	81,5	81	79			
5	7	82	82	81,5	80	79	78	76,5
7,5	10		83,5	83	82	81	80	78,5
10	14		84	84	83	82,5	81,5	80,5
15	20			85	84,5	84	83	82
20	27			86	85,5	85	84,5	83
30	40			87	87	86,5	86	85
40	55			88	88	87,5	87	86
50	68			88	89	88,5	88	87
75	102			88,5	90	89,5	89	88
100	136			89	90,5	90	89,5	89

Bemerkung: Toleranz s. Zahlentafel 53.

Zahlentafel 52. Wirkungsgrad in % von normalen offenen Drehstrommotoren mit Kurzschlußläufer für Spannungen von 220 bis 500 V. (Nach DIN VDE.)

Nennleistung		Drehzahl in Umdr./min			
kW	PS etwa	3000	1500	1000	750
0,125	0,17	66,5	69,5	66,5	
0,2	0,27	70	72,5	69,5	64,5
0,33	0,45	73,5	74,5	72,5	68,5
0,5	0,7	76	76,5	75	71,5
0,8	1,1	78,5	79,5	77,5	75
1,1	1,5	80	81,5	79,5	77
1,5	2	81,5	82,5	81	78,5
2,2	3	83	83,5	82,5	80,5
3	4	84	84,5	83,5	81,5
4	5,5	84,5	85,5	84,5	82,5
5,5	7,5	85,5	86,5	85,5	83,5
7,5	10	86	87	86	84
11	15	86,5	87,5	86,5	85
15	20	86,5	87,5	86,5	86

Bemerkung: Toleranz s. Zahlentafel 53.

Zahlentafel 53. Wirkungsgrad in % von normalen offenen Drehstrommotoren mit Schleifringanker für Spannungen 250 bis 500 V. (Nach DIN VDE.)

Nennleistung		Drehzahl in Umdr./min					
kW	PS etwa	3000	1500	1000	750	600	500
1,1	1,5			75,5	73,5		
1,5	2		79,5	77,5	75,5		
2,2	3	80,5	80,5	79,5	77,5		
3	4	81,5	81,5	81	79		
4	5,5	82	83,5	82	80		
5,5	7,5	82	84,5	83	81		
7,5	10	83	85	84	83,5	83,5	
11	15	84	85,5	86	84,5	84,5	83,5
15	20	85	87,5	86,5	85	85,5	85
22	30	87,5	88	87,5	87	86,5	86
30	40	88,5	89	88,5	88	87,5	87
40	55	89	89,5	89	89	88,5	88
50	68	89,5	90	90	89,5	89	88,5
64	87	90	90,5	90,5	90	89,5	89
80	110	90	90,5	90,5	90,5	90	90
100	136	90,5	91	91	91	90,5	90,5
125	170	91	91,5	91,5	91	91	91
160	217	91,5	92	92	91,5	91,5	91,5
200	271	92	92,5	92,5	92	92	92
250	339	92,5	93	93	92,5	92,5	92,5

Bemerkung: Ventiliert geschützte und mantelgekühlte Motoren haben annähernd den gleichen Wirkungsgrad wie offene (Unterschied 0,5 bis 1%).

Toleranz, das heißt höchstzulässige Abweichung des festgestellten Wertes nach REM § 87/5 beträgt $\frac{1-\eta}{10}$, mindestens aber 0,01.

Die Werte des Wirkungsgrades η für normale Gleichstrommotoren finden wir in der Zahlentafel 51.

Wechselstrommotoren (Einphasen-Kollektormotoren).

$$\text{Aufgenommene Leistung } N_{el} = JE \cos \varphi. \quad (21)$$

$$\text{Abgegebene Leistung } N_{mech} = \eta N_{el} = \eta JE \cos \varphi. \quad (22)$$

Drehstrommotoren.

$$\text{Aufgenommene Leistung } N_{el} = \sqrt{3} J E \cos \varphi. \quad (23)$$

$$\text{Abgegebene Leistung } N_{mech} = \eta N_{el} = \eta \sqrt{3} J E \cos \varphi. \quad (24)$$

(Hier bedeutet E die verkettete Spannung, J den Linienstrom.)

Die Werte des Wirkungsgrades η für normale Drehstrommotoren bei Vollast enthalten Zahlentafeln 52 und 53; Zahlentafel 54 gibt an, wie sich der Wirkungsgrad bei Teillast bzw. bei Überlastung ändert.

Die Werte des Leistungsfaktors $\cos \varphi$ für normale Drehstrommotoren bei Vollast enthalten Zahlentafeln 55 und 56; aus der Zahlentafel 57 können wir entnehmen, wie sich der Leistungsfaktor bei Teillast bzw. bei Überlastung ändert.

Zahlentafel 55. Leistungsfaktor in % von normalen offenen Drehstrommotoren mit Kurzschlußläufer für Spannungen von 220 bis 500 V. (Nach DIN VDE.)

Nennleistung		Drehzahl in Umdr./min			
kW	PS etwa	3000	1500	1000	750
0,125	0,17	78	70	66	60
0,2	0,27	80	73	69	60
0,33	0,45	82	76	71	64
0,5	0,7	84	79	73	67
0,8	1,1	86	80	75	70
1,1	1,5	87	82	77	72
1,5	2	88	83	78	74
2,2	3	89	85	80	76
3	4	89	86	81	78
4	5,5	89	87	82	80
5,5	7,5	89	87	84	82
7,5	10	89	87	85	83
11	15	89	87	85	84
15	20	89	87	85	84

Bemerkung: Toleranz s. Zahlentafel 56.

Überlastung von elektrischen Maschinen (nach REM 1923).

Maschinen für Dauerbetrieb müssen in betriebswarmem Zustande während 2 Minuten den 1½fachen Nennstrom ohne Beschädigung oder bleibende Formänderung aushalten. Diese Probe ist bei einer Spannung, die der Nennspannung so nahe als möglich ist, durchzuführen.

Transformatoren.

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{aufgenommene Leistung}}$$

$$\text{Aufgenommene Leistung} = \text{Abgegebene Leistung} + \text{Eisenverlust} + \text{Wicklungsverlust.}$$

Zahlentafel 54. Wirkungsgrad der Drehstrommotoren für Teillasten.

Bei 0,25 Belastung etwa %	Bei 0,5 Belastung %	Bei 0,75 Belastung %	Bei Vollbelastung %	Bei 1,25 Belastung %	Bei 1,5 Belastung %
88	92,5	93,5	94	93,5	92,5
87	91,5	92,5	93	92,5	91,5
86	91	92	92	91,5	90
85	90	91	91	90	88,5
83	89	90	90	89	87
82	88	89	89	88	86
80	87	88	88	87	85
79	86	87	87	85,5	83
77	84,5	86	86	84,5	82
76	83,5	85	85	83,5	81
74,5	82,5	84	84	82,5	80
73	81,5	83	83	81,5	79
71,5	80,5	82	82	80	77
70,5	79,5	81	81	79	76
69	78,5	80	80	78	75
67	77	79	79	77	74

Zahlentafel 56. Leistungsfaktor in % von normalen offenen Drehstrommotoren mit Schleifringläufer für Spannungen von 220 bis 500 V. (Nach DIN VDE.)

Nennleistung		Drehzahl in Umdr./min					
kW	PS etwa	3000	1500	1000	750	600	500
1,1	1,5			71	66		
1,5	2		80	74	69		
2,2	3	86	82	76	72		
3	4	86	83	78	75		
4	5,5	86	84	80	77		
5,5	7,5	87	84	82	79		
7,5	10	87	85	83	81	79	
11	15	88	86	84	82	80	77
15	20	89	87	85	84	81	78
22	30	90	88	86	85	82	79
30	40	90	89	87	86	83	81
40	55	90	90	88	87	84	82
50	68	91	90	88	87	85	83
64	87	91	90	89	88	86	84
80	110	91	90	89	88	86	85
100	136	91	90	89	88	86	85
125	170	92	91	90	89	87	86
160	217	92	91	90	89	87	86
200	271	92	91	90	89	88	86
250	339	92	91	90	89	88	87

Bemerkung: Die Leistungsfaktoren für die mantelgekühlten Motoren sind um 5 bis 15% kleiner als die oben angegebenen Werte. Für Hochspannungsmotoren ist $\cos \varphi$ etwas kleiner.

Die Toleranz (das heißt höchstzulässige Abweichung des festgestellten Wertes) vom gewährleisteten Werte beträgt nach REM § 87/6 $\frac{1 - \cos \varphi}{6}$, mindestens aber 0,02.

Die Werte für Eisen- und Wicklungsverluste für Einheitstransformatoren nach DIN entnehmen wir den Zahlentafeln 58 und 59.

Beispiel. Wirkungsgrad eines 40-kVA-Transformators 5000/220 V der Schaltgruppe A_2 (Zahlentafel 60).

a) Transformator Type HET 20 (Zahlentafel 58):

Für $\cos \varphi = 1$:

Abgegebene Leistung 40000 W.
Eisenverlust $240 + (350 - 240) 0,5 = 295$ W.

Wicklungsverlust $\frac{2,45 \cdot 40}{100} = 980$ W.

Aufgenommene Leistung 40000
+ 295 + 980 = 41275 W.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{40000}{41275} = 96,9\%$.

Für $\cos \varphi = 0,8$:

Abgegebene Leistung 32000 W.

Aufgenommene Leistung 33275 W.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{32000}{33275} = 96,2\%$.

b) Transformator Type SET 20
Zahlentafel 59):

Für $\cos \varphi = 1$: Abgegebene Leistung 40000 W.

Eisenverlust $295 + (370 - 295) \frac{1}{5} = 310$ W.

Wicklungsverlust $\frac{1,78 \cdot 40000}{100} = 712$ W.

Aufgenommene Leistung 41022 W.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{40000}{41022} = 97,5\%$.

Für $\cos \varphi = 0,8$: Abgegebene Leistung 32000 W.

Aufgenommene Leistung 33022 W.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{32000}{33022} = 96,9\%$.

Der Leerlaufverlust eines Transformators ist praktisch gleich dem Eisenverluste (in Wirklichkeit etwas größer).

Zahlentafel 58. Einheitstransformatoren. Hauptreihe (HET 23). (Nach DIN.)

kVA ¹	Eisenverluste W				Wicklungsverluste %		Kurzschlußspannung %				Nennoberspannung ¹ Schaltgruppe (s. S. 119) ¹
	5000 V und 6000 V	10000 V	15000 V	20000 V	5000 bis 20000 V		5000 V, 6000 V, 10000 V		15000 V	20000 V	
					$A_2(B_2)$	$C_3(D_3)$	$A_2(B_2)$	$C_3(D_3)$			
5	60	70	85	100	3,3	3,6	4,2	4,5	4,6	4,9	¹ Die Einheitstransformatoren werden nur für die hier angeführten Leistungen, Spannungen und Schaltgruppen hergestellt. Die Nennunterspannung im Leerlauf beträgt bei $A_2(B_2)$ 231 V „ $C_3(D_3)$ 400 V
10	100	115	130	150	3,0	3,3	4,0	4,3	4,5	4,7	
20	175	190	210	225	2,8	3,1	3,9	4,1	4,4	4,6	
30	240	260	280	300	2,6	2,9	3,8	4,0	4,3	4,5	
50	350	375	400	425	2,5	2,7	3,6	3,8	4,1	4,3	
75	475	510	540	575	2,3	2,5	3,5	3,7	3,9	4,1	
100	600	630	660	700	2,1	2,3	3,5	3,7	3,8	4,0	
Toleranz:	+ 10%				+ 10%		+ 10% oder - 20%				Zuläss. Abweichung von d. ob. angeg. Werten

Überlastbarkeit: Nach 10stünd. Betrieb mit halber Nennleistung: 30% während 1 Stunde oder 10% während 3 Stunden.

Zahlentafel 59. Einheitstransformatoren. Sonderreihe (SET 23). (Nach DIN.)

kVA ¹	Eisenverluste W				Wicklungsverluste %		Kurzschlußspannung %				Nennoberspannung ¹ Schaltgruppe (s. unten) ¹
	5000 V und 6000 V	10000 V	15000 V	20000 V	5000 bis 20000 V		5000 V, 6000 V, 10000 V		15000 V	20000 V	
					A ₂ (B ₂)	C ₃ (D ₃)	A ₂ (B ₂)	C ₃ (D ₃)	A ₂ (B ₂)	C ₃ (D ₃)	
5	60	70	85	100	2,5	2,8	3,5	3,7	3,7	3,9	¹ Die Einheitstransformatoren werden nur für die hier angeführten Leistungen, Spannungen und Schaltgruppen hergestellt. Die Nennunterspannung im Leerlauf beträgt bei A ₂ (B ₂) 231 V „ C ₃ (D ₃) 400 V
10	100	110	120	130	2,3	2,5	3,4	3,6	3,6	3,8	
15	140	155	165	180	2,1	2,3	3,3	3,5	3,5	3,7	
25	210	225	235	250	1,9	2,1	3,2	3,4	3,4	3,6	
37,5	295	315	335	355	1,8	2,0	3,0	3,2	3,2	3,4	
50	370	390	410	430	1,7	1,9	2,9	3,0	3,1	3,2	
Toleranz:	+ 10%				± 10%		+ 10% oder - 20%				Zuläss. Abweichung von d. ob. angegeb. Werten

Überlastbarkeit: Nach Dauerbetrieb überlastbar um 60% dauernd
 oder 110% während 1 Stunde
 „ 75% während 3 Stunden
 „ 100% während 12 Stunden, jedoch nur 500 Stunden
 im Jahr (dabei Erwärmungsgrenze um 10° C höher als in den VDE-Vorschriften, siehe S. 123).

Zahlentafel 60. Normale Schaltgruppen von Transformatoren nach RET 1923.

	Vektorbild		Schaltbild		Vorwiegende Verwendung
	Oberspannung	Unterspannung	Oberspannung	Unterspannung	
I. Einphasentransformator Schaltgruppe A					
Die Schaltart ist so, daß der Wickelsinn von gleichbezeichneten Klemmen ausgegangen gleichsinnig ist.					
II. Dreiphasentransformator					
Schaltgruppe A	A ₁				Kleine Verteilungs-Tr. mit sek. wenig belastbarem Nullpunkt
	A ₂				
	A ₃				
Schaltgruppe B	B ₁				Große Verteilungs-Tr. mit sek. voll belastbarem Nullpunkt
	B ₂				
	B ₃				
Schaltgruppe C	C ₁				Haupttr. großer Kraftwerke u. Unterstationen (nicht zur Verteilung)
	C ₂				
	C ₃				
Schaltgruppe D	D ₁				Kleine Verteilungs-Tr. mit sekundär voll belastbarem Nullpunkt
	D ₂				
	D ₃				

Gleichstromgeneratoren.

$$N_{el} = JE, \tag{25}$$

$$N_{mech} = \frac{1}{\eta} N_{el} = \frac{1}{\eta} JE. \tag{26}$$

Es können für η die Werte für Gleichstrommotoren (Zahlentafel 51) genommen werden.

Wechselstrom- und Drehstromgeneratoren.

$$N_{el} = JE \cos \varphi \quad \text{bzw.} \quad \sqrt{3} JE \cos \varphi, \tag{27}$$

$$N_{mech} = \frac{N_{el}}{\eta} = \frac{1}{\eta} JE \cos \varphi \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{\eta} \sqrt{3} JE \cos \varphi. \tag{28}$$

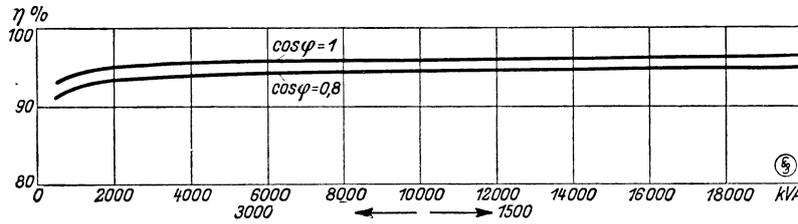


Abb. 34. Wirkungsgrade normaler Drehstrom-Turbogeneratoren der SSW 50 Per, $\cos \varphi = 0,8$ und $\cos \varphi = 1$ bei Vollast nach REM 1923.

Siehe Abb. 34 für Drehstrom-Turbogeneratoren der SSW und Abb. 35 für Kolbenmaschinen-Schwungrad-Generatoren (entnommen aus der Siemens Z. 1927, S. 251).

Einfluß der Phasenverschiebung auf die gegenseitigen Verhältnisse von Wirkstrom, Blindstrom und Scheinstrom¹ bzw. -Leistung.

Der Einfluß der Phasenverschiebung wird gekennzeichnet durch die Gleichungen

$$J_w = J_s \cos \varphi, \tag{29}$$

$$N_w = N_s \cos \varphi, \tag{32}$$

$$V_1 = V_\varphi \cos^2 \varphi, \tag{35}$$

$$J_b = J_s \sin \varphi, \tag{30}$$

$$N_b = N_s \sin \varphi, \tag{33}$$

$$p_1 = p_\varphi \cos \varphi. \tag{36}$$

$$J_i = J_w \operatorname{tg} \varphi, \tag{31}$$

$$N_i = N_w \operatorname{tg} \varphi, \tag{34}$$

Diese Gleichungen werden durch 3 Dreifachskalen des N 44 dargestellt, deren Anwendungsweise am besten aus den nachfolgenden Beispielen hervorgeht.

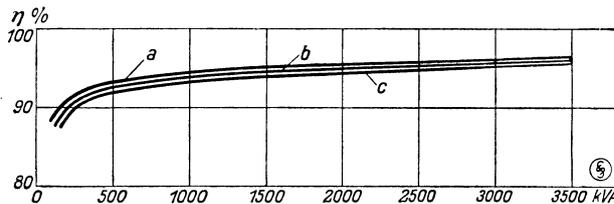


Abb. 35. Wirkungsgrade von Kolbenmaschinen-Schwungradgeneratoren bei Vollast und $\cos \varphi = 0,8$
 $a = 250$ Umdr./min, $b = 188$ Umdr./min, $c =$ Umdr./min.

Beispiel 1. Der Leistungsfaktormesser an der Schalttafel einer Drehstromanlage zeigt an

$$\cos \varphi = 0,75.$$

Die Angabe des Leistungsmessers ist 1200 kW. Wie hoch stellt sich die vom Generator abgegebene Scheinleistung in kVA und die Blindleistung?

Nachdem die Wirkleistung gegeben ist, werden wir die Schein- und die Blindleistung im Verhältnis zur ersteren bestimmen. Wir nehmen daher die Wirkleistung als gleichbleibend an und finden aus den Skalen I, II und III des N 44 für $\cos \varphi = 0,75$:

$$\frac{N_s}{N_w} = 1,334.$$

$$\frac{N_b}{N_w} = 0,88$$

und somit

$$N_s = 1200 \cdot 1,334 = 1600 \text{ kVA},$$

$$N_b = 1200 \cdot 0,88 = 1058 \text{ kVA}.$$

Beispiel 2. Wie groß ist der Voreilwinkel φ für $\cos \varphi = 0,75$?

Aus den Skalen V und VI des N 44 finden wir

$$\varphi = 41^\circ,4.$$

Beispiel 3. Die Angaben des Leistungsfaktor- und des Leistungsmessers seien die gleichen wie im Beispiel 1:

$$\cos \varphi = 0,75, \quad N_w = 1200 \text{ kW}.$$

¹ In Wirklichkeit ist der „Scheinstrom“ keine scheinbare Größe, sondern der tatsächlich vorhandene Gesamtstrom. Die Bezeichnung „Scheinstrom“ ist hier nur wegen der Parallelität mit der Leistung gewählt worden, nachdem sie zu Irrtümern kaum Anlaß geben kann.

Um wieviel größer stellt sich der dabei auftretende Leistungsverlust im Vergleich zum minimalen Leistungsverlust, der durch die Übertragung derselben Leistung bedingt ist [also bei $\cos \varphi = 1$]?

Wir finden (für gleichbleibende Wirkleistung) aus den Skalen IV und V des N 44 für $\cos \varphi = 0,75$:

$$\frac{V_{\sigma}}{V} = 1,78.$$

Beispiel 4. Die Angabe des Strommessers einer Drehstromanlage sei 720 Amp., diejenige des Leistungsfaktormessers $\cos \varphi = 0,8$. Um wieviel größer ist der dabei auftretende Leistungsverlust im Vergleich zu dem Leistungsverlust, der sich bei Fortleitung desselben Stromes bei $\cos \varphi = 1$ ergeben würde?

Nachdem durch den Strommesser der Scheinstrom gemessen wird und derselbe als konstant anzunehmen ist, gelten jetzt die Skalen VII bis IX des N 44. Der Vergleich der Skalen VIII und IX ergibt das gesuchte Verhältnis der perzentuellen Leistungsverluste für beide in Betracht kommende Fälle ($\cos \varphi = 0,8$ und $\cos \varphi = 1$):

$$\frac{p_{\sigma}}{p} = 1,25.$$

Beispiel 5. Die Generatorleistung sei 1250 kVA. Wie groß ist die Blindleistung bei $\cos \varphi = 0,7$?

Aus den Skalen VII und VIII ergibt sich für $\cos \varphi = 0,7$:

$$N_b = 1250 \cdot 0,714 = 892 \text{ kVA.}$$

Beispiel 6. Um einen um 15% überlasteten Generator zu entlasten, hat man in einer Anlage einen Phasenschieber an das Netz angeschlossen, wodurch der Leistungsfaktor von 0,76 auf 0,81 gestiegen ist. Wie groß ist die sich einstellende Überlastung des Generators, wenn die gleiche Wirkleistung abgegeben ist?

Aus den Skalen II und III finden wir

$$\begin{aligned} \text{für } \cos \varphi = 0,76: & \quad \frac{N_{s_1}}{N_n} = 1,316, \\ \text{„ } \cos \varphi = 0,81: & \quad \frac{N_{s_2}}{N_n} = 1,235. \end{aligned}$$

Nachdem

$$\frac{N_{s_1}}{N_s} = 1,15$$

ist, ergibt sich

$$\frac{N_{s_2}}{N_s} = \frac{N_{s_2}}{N_n} \cdot \frac{N_n}{N_{s_1}} \cdot \frac{N_{s_1}}{N_s} = \frac{1,235}{1,316} \cdot 1,15 = 1,08.$$

Die Überlastung beträgt nunmehr 8%.

Gewichte elektrischer Maschinen.

Für den Transport und die Aufstellung elektrischer Motoren ist es oft von Wichtigkeit, deren Gewicht zu kennen. Zahlentafel 61 enthält die Gewichte von normalen Drehstrom-Schleifringmotoren pro 1 kW abgegebene Leistung; Zahlentafel 62 enthält die Gewichte von Drehstrom-Kurzschlußmotoren.

Wegen der Verschiedenheit der Konstruktionen und Ausführungen verschiedener Motorenfabriken ist es nicht möglich, genaue Angaben zu bringen. Die genannten Zahlentafeln sollen demgemäß nur als Anhaltspunkt für die Gewichtsbestimmung dienen. Sie sind aus den Katalogen verschiedener Fabriken zusammengestellt.

Die Gewichte von Gleichstrommotoren und -generatoren können aus K 11 entnommen werden, wo dieselben in Abhängigkeit vom Verhältnis $\frac{N}{n}$ dargestellt sind. Die dieser Zahlentafel zugrunde liegende Formel lautet

$$\text{Gewicht in kg} = C \left(\frac{1000 N}{n} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (37)$$

Zahlentafel 61. Offene Drehstrommotoren mit Schleifringanker (norm. Ausführung mit Riemenscheibe). Gewicht pro 1 kW abgegebene Leistung¹.

Abgegebene Leistung kW	Drehzahl in Umdrehungen pro Minute						Mittelwert
	3000		1500		750		
	kg	Mittelwert	kg	Mittelwert	kg	Mittelwert	kg
1-5	18,5-37,5	29	(20-25,5-65)	45	(28-36,5-68)	52	47,5-51
6-10	17,5-23	20	(16,5-17-28)	22,5	(26-35,5-57)	46	38,5-49,5
11-20	13,5-21	17	(14,5-15,5-22)	18,5	(22-27-42,5)	35	27,5-39,5
21-50	9,5-17	13	(12-15-18,5)	16,5	(17-23-32)	27,5	24-32
51-100	8,5-16,5	12	(10-12,5-18)	15	(13,5-17-22,5)	20	20,5-29
100-200 ²	8-15	11,5	9,5-20	14,5	12-19,5	18	22-29

¹ Die eingeklammerten Werte gelten für die jüngst geschaffene Serie von sogenannten „neuen Drehstrommotoren“.
² Bei großen Motoren wird meistens eine Konstruktion mit 3 Lagern angewendet.

Bemerkung. Das Gewicht der geschützten Motoren über 10 kW ist um 2 bis 6,5% größer als dasjenige der offenen Motoren. Das Gewicht der größeren mantelgekühlten Motoren beträgt um 50 bis 100% mehr als dasjenige der offenen Motoren. Bei den kleinen Motoren ist der Gewichtsunterschied kleiner, er beträgt 20 bis 50%.

Zahlentafel 63. Normale Drehzahlen in Umdr./min für Periodenzahl pro Sek.¹

Polzahl p	Periodenzahl					
	60	50	42	25	16%	
2	3600	3000	2520	1500	1000	
4	1800	1500	1260	750	500	
6	1200	1000	840	500	333	
8	900	750	630	375	250	
10	720	600	504	300	200	
12	600	500	420	250	167	
16	450	375	315	187,5	125	
20	360	300	252	150	100	
24	300	250	210	125	83	
(28)	257	(214)	180	107	71	
32	225	188	157,5	94	62,5	
(36)	200	(167)	140	83	56	
40	180	150	126	75	50	
48	150	125	105	62,5	42	
(56)	129	(107)	90	54	36	
64	112,5	94	79	47	31	
(72)	100	(83)	70	42	28	
80	90	75	63	37,5	25	

¹ np = 120 ~.

Zahlentafel 62. Drehstrommotoren mit Kurzschlußläufer (norm. Ausführung mit Riemenscheibe). Gewicht¹.

Abgegebene Leistung kW	Umdrehungen pro Minute						Mittelwert
	3000		1500		750		
PS etwa	kg	Mittelwert	kg	Mittelwert	kg	Mittelwert	kg
0,5	(14-17-19)	18	(20-22-27)	24	(24-31-45)	38	32-48
1	(23-26-41)	33	(29-38-44)	41	(35-47-60)	53	50-72
2	(35-41-55)	48	(47-61-72)	66	(58-71-90)	80	80-114
3	(55-77)	66	(60-80-96)	88	(70-92-118)	105	107-150
4	(70-97)	83	(70-97-116)	106	(80-112-144)	128	138-183
5	(83-113)	98	(78-109-132)	120	(89-128-168)	148	
7	(114-143)	128	127-156	141			
10							

¹ Die eingeklammerten Werte gelten für die jüngst geschaffene Serie von sogenannten „neuen Drehstrommotoren“.

¹ Die eingeklammerten Werte sind nach REM 1923 § 9 wenn möglich zu vermeiden.

Zahlentafel 64. Schleuderprobe bei elektrischen Maschinen. (Nach REM 1929.)

Die nachstehenden Schleuderdrehzahlen sollen während 2 min aufrecht erhalten werden; dabei sollen sich keine schädlichen Formänderungen zeigen, auch soll nachher die Spannungsprobe (S. 111) ausgehalten werden.

Reihe	Maschinengattung	Schleuderdrehzahl
1	Generatoren außer Reihe 2 und 3	1,2 × Nennndrehzahl
2	„ für Wasserturbinenantrieb	1,8 × „
3	„ „ Dampfturbinenantrieb	1,25 × „
4	Einanker- und Kaskadenumformer	1,2 × „
5	Motoren für gleichbleibende Drehzahl	1,2 × Leerlaufdrehzahl
6	„ mit Drehzahlstufen	1,2 × höchste Leerlaufdrehzahl
7	„ „ Drehzahlregelung	1,2 × „
8	„ „ Drehzahlabfall	1,5 × Nennndrehzahl, jedoch höchstens 1,2 × Leerlaufdrehzahl

Bemerkung. Bei Dampfturbinen ist ein Dampfschnellschlußventil anzuwenden, das bei $\pm 10\%$ Überschreitung der Nennndrehzahl anspricht.

Zahlentafel 65. Höchstzulässige Temperaturen für elektrische Maschinen. (Nach REM 1923¹.)

Reihe Nr.	Isolierung	Maschinenteile	Grenztemperatur ° C	Grenz- erwärmung ° C	Meß- verfahren	
1	Faserstoff, d. i. ungebleichte Baumwolle, natürliche Seide, Papier	Ungetränkt	In Nutengebettete Wechselstrom-Ständerwicklungen	75	40	Widerstands- zunahme, Nach- prüfung durch Thermo- meter
2			Alle anderen Wicklungen, ausschl. Reihe 9 und 10	85	50	
3		Mit einem erstarrenden oder trocknenden Isoliermittel getränkt	In Nutengebettete Wechselstrom-Ständerwicklungen	85	50	
4			Alle anderen Wicklungen, ausschl. Reihe 9 und 10	95	60	
5			In Füllmasse. Hohlräume durch Isoliermasse gefüllt	95	60	
6	Lackisolierung (Lackdraht, Emaildraht)	Alle Wicklungen mit Ausnahme von Reihe 9 und 10	95	60		
7	Glimmer- und Asbestpräparate		115	80		
8	Rohglimmer, Porzellan und feuerfeste Stoffe		Nur beschränkt durch den Einfluß auf benachbarte Isolierteile			
9	Isolierung wie Reihe 1 bis 8	Einlagige blanke Feldwicklungen mit Papierzwischenlagen	100	65		
10		Dauernd kurzgeschlossene Wicklungen	5% mehr als Reihe 1 bis 7			
11	Unisoliert	Dauernd kurzgeschlossene Wicklungen	Nur beschränkt durch den Einfluß auf benachbarte Isolierteile		Thermo- meter	
12	—	Eisenkern ohne eingebettete Wicklungen	Wie Reihe 1 bis 7			
13	—	Eisenkern mit eingebetteten Wicklungen	95	60		
14	—	Kommutator und Schleifringe	80	45		
15	—	Lager	Wie Reihe 8			
16	—	Alle anderen Teile	Wie Reihe 8			

¹ Regeln für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen, aufgestellt vom VDE. Dabei wird vorausgesetzt, daß die Kühlmitteltemperatur 35° C nicht überschreitet.

Anmerkung zu den Zahlentafeln 48, 65 und 66. Für Maschinen und Transformatoren, deren Herstellung nach dem 1. 1. 1930 begonnen wird, gelten andere, in Einzelheiten ein wenig abweichende Bestimmungen.

Zahlentafel 66. Höchstzulässige Temperaturen für Transformatoren. (Nach RET 1923¹.)

Reihe	Transformatorenteile		Höchste Temperatur	Höchste Erwärmung üb. d. Raumtemperatur	Meßverfahren	
			° C	° C		
1	Wicklungen, isoliert durch Faserstoffe, z. B. Papiere, ungebleichte Baumwolle, natürliche Seide, Holz		Ungetränkt	85	50	Errechnet aus Widerstandszunahme
2			Ungetränkt, jedoch Spule getaucht	85	50	
3			Getränkt	95	60	
4			Imprägniert oder in Füllmasse	95	60	
5			In Öl	105	70	
6	Präparate aus Glimmer oder Asbest		115	80	Thermometer	
7	Rohglimmer, Porzellan oder andere feuerfeste Stoffe		5% mehr als Reihe 1—6			
8	Einlagige blanke Wicklungen		5% mehr als Reihe 1—6			
9	Dauernd kurzgeschlossene Wicklungen		Wie andere Wicklungen bei Messung durch Widerstandszunahme			
10	Eisenkern	Bei Trockentransformatoren	95	60		
11		Bei Öltransformatoren	105	70		
12	Öl in der obersten Schicht		95	60		
13	Alle anderen Teile		Nur beschränkt durch benachbarte Isolierteile			

Zahlentafel 67. Anlasser. Höchstzulässige Temperaturen. (Nach REA 1928².)
 Unter der Voraussetzung, daß die Lufttemperatur nicht höher als 35° C ist.

Widerstandsart	Ort der Temperaturmessung	Grenztemperatur ° C	Grenz-erwärmung ° C	Meßverfahren
Mit Luftkühlung	An der Austrittsstelle der Luft	175	125	Thermometer
Mit Ölkühlung	An beliebiger Gehäusestelle An der wärmsten Stelle zwischen den Widerstandselementen			
Mit Sandkühlung	Desgleichen	80		
Wasserwiderstand	Elektrolyt	150	60	
Stufenschalter:				
Gebälterte Bürsten	Kontaktstücke		40	
Massive Bürsten	Desgleichen		60	
Magnetwicklung:				
Mit ungetränktem Faserstoff isoliert		85	50	
Mit getränktem Faserstoff isoliert		95	60	
Lackdraht		90	55	
Blanker Draht		100	65	

[N in kW, n in Umdr./min], wobei

- für Lagerschildmaschinen (0,5 bis 100 kW) C = 60 bis 65,
- „ Maschinen mit 2 Stehlagern (100 bis 150 kW) 68 „ 72,
- „ „ „ 3 „ (150 bis 300 kW) 80 „ 85 ist.

Die Angaben von K 10 und den Zahlentafeln 61 und 62 beziehen sich auf offene Motoren. Ventiliert gekapselte Motoren wiegen

- größere um 5%,
- kleinere „ 15%

mehr als offene Motoren. Geschlossene Motoren wiegen ungefähr das gleiche wie ventiliert geschützte.

¹ Regeln für die Bewertung und Prüfung von Transformatoren, aufgestellt vom VDE. Dabei wird vorausgesetzt, daß die Kühlmitteltemperatur bei Luftkühlung 35° C, bei Wasserkühlung 25° C nicht überschreitet. Siehe Anmerkung zur Zahlentafel 65.

² Regeln für Anlasser und Steuergeräte, aufgestellt vom VDE.

VII. Dampfverbrauch und Wirkungsgrad von Dampfmaschinen und Dampfturbinen.

Bezeichnungen.

<p>D_e Dampfverbrauch in kg pro effektive Pferdestärke. D_i " " " indizierte " " D_v " " " bei Teilleistung. $\alpha, \beta, \gamma, v, a, b, \xi$ Hilfsgrößen. p_0 Druck vor der Turbine in at abs. (Nenndruck). p_2 Kondensationsdruck in at abs. t_0 Dampftemperatur von der Turbine (Nenn-temperatur). N Leistung. N_i indizierte Leistung. N_v Teilleistung. i Wärmehalt des Dampfes. i_w " " Speisewassers.</p>	<p>AJ Wärmegefälle in kcal. W Wärmeverbrauch in kcal. η_t Thermischer Wirkungsgrad. η_{th} Thermodynamischer Wirkungsgrad η_{el} Generatorwirkungsgrad. η_m Mechanischer Wirkungsgrad. η_k Kesselwirkungsgrad. A Thermischer Arbeitskoeffizient. L, L_i Arbeit. c Kolbengeschwindigkeit in m/sek. s Kolbenhub. V Vakuum in %.</p>
--	---

Ungefähre Angaben über Dampfverbrauch moderner Dampfmaschinen enthält Zahlentafel 68. Diese Zahlen sind mit 1,36 zu multiplizieren, wenn man Angaben für die indizierte Kilowattstunde haben will.

Zahlentafel 68. Dampfverbrauch von Dampfmaschinen.

Maschine		Einström- Spannung at	Dampfverbrauch kg/PS _e -st	Thermischer Wirkungsgrad η_t %
Einzylinder- maschine	Auspuff	10—12	10—8,5 7,25—6	9,5—11 12—14
	Kondensation		8—10 10—12	7,5—6,5 5,2—4,5
Zweizylinder- maschine	Kondensation	8—12	7,5—5,5 6—4,8 5—4,2	12,5—17,0 15,0—18 17,0—20
			Kondensation	12—15

Für Dampfturbinen setzen wir unter Benutzung der Formel von Forner¹

$$D_e = \alpha \beta \gamma, \tag{1}$$

darin ist

$$\alpha = 0,1 \left(0,526 + \frac{1}{p_0} \right) (145 - V), \tag{2}$$

$$\beta = 0,01 (905 - t_0) \left(1 + \frac{100^v}{N} \right), \tag{3}$$

$$\gamma = 0,159 \left(\frac{0,27}{v} + 1^v \right). \tag{4}$$

Die Auswertung dieser Formeln wird durch

Nomogramm N 45

erleichtert. Dasselbe enthält zwei voneinander völlig unabhängige Dreiskalensysteme, deren Skalen durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht sind. Diese beiden Teilnomogramme stellen die Formeln (2), (3) und (4) dar. Sie geben also die Werte von α , β und γ für die gegebenen Turbinengrößen p , v , N und t . (Wohlgemerkt gilt die Formel nicht für verschiedene Betriebszustände einer einzigen Turbine, sondern für diejenigen Größen verschiedener Tur-

¹ Z. V. d. I. 1926, Nr. 15, S. 502.

binen, für welche dieselben gebaut wurden.) Die Größe ν ist

$$\nu = \frac{1}{91,53} \frac{\sqrt{\sum u^2}}{\sqrt{H}}, \quad (5)$$

wobei

$\sum u^2$ die Summe der Quadrate der mittleren Umfangsgeschwindigkeiten der hintereinander geschalteten Laufkränze in m^2/sek^2

und

H das adiabatische Wärmegefälle der ganzen Turbine vom Nenndruck p_0 und Nenntemperatur t_0 auf p_2 in kcal/kg

bedeuten.

Die Größe ν wird also meistens unbekannt sein. Als Anhaltspunkt können die Angaben von Forner dienen, wonach der Wert von ν (der im Laufe der Zeit immer größer angenommen wird) bei den modernen Turbinenkonstruktionen 0,5 bis 0,6, bei den älteren 0,3 bis 0,45 beträgt. (Der Wert von ν , der einem Maximum von γ entspricht, ist $\nu = 0,662$.) Die Unsicherheit der Bestimmung von ν wird dadurch wettgemacht, daß die Funktion γ sehr flach verläuft, so daß der dadurch hervorgerufene Fehler in der Berechnung von D kaum 2% übersteigt.

Beispiel. Es ist der Dampfverbrauch pro PS-Stunde zu bestimmen für eine Turbine, die für folgende Verhältnisse gebaut ist:

$$p = 9,4 \text{ at abs.},$$

$$t = 227^\circ \text{ C},$$

$$V = 95,2\%,$$

$$N = 4000 \text{ PS}.$$

Aus N 45 finden wir

$$\alpha = 3,145, \quad \beta = 6,95.$$

Wir nehmen schätzungsweise an

$$\nu = 0,35$$

und erhalten

$$D_e = 3,145 \cdot 6,95 \cdot 0,217 = 4,73 \text{ kg/PS-st.}$$

Bei Teilbelastungen erhöht sich der Dampfverbrauch; bezeichnen wir die Teillast und den dabei auftretenden Dampfverbrauch mit N_x und D_x und ist

$$b = \frac{N_x}{N}, \quad a = \frac{D_x}{D}, \quad (6)$$

Zahlentafel 69. Änderung des Dampfverbrauches von Dampfturbinen bei Teilbelastungen (s. S. 127).

$b = \frac{N_x}{N}$ %	$a - 1$		$b = \frac{N_x}{N}$ %	$a - 1$		$b = \frac{N_x}{N}$ %	$a - 1$	
	bei Düsen- regulierung %	bei Drossel- regulierung %		bei Düsen- regulierung %	bei Drossel- regulierung %		bei Düsen- regulierung %	bei Drossel- regulierung %
20	16,0	40,0	48	1,3	7,8	75	- 5,0	1,5
22	13,5	34,7	50	1,0	7,0	76	- 5,1	1,4
24	11,4	30,4	52	0,7	6,3	78	- 5,1	1,2
25	10,5	28,7	54	0,5	5,6	80	- 5,0	1,00
26	9,7	26,8	56	0,3	5,0	82	- 4,8	0,83
28	8,2	23,6	58	0,1	4,5	84	- 4,6	0,68
30	7,0	21,0	60	0,0	4,0	86	- 4,2	0,55
32	5,9	18,7	62	- 0,1	3,6	88	- 3,8	0,44
34	5,0	16,7	64	- 2,2	3,2	90	- 3,3	0,33
36	4,3	14,9	66	- 3,1	2,8	92	- 2,8	0,24
38	3,6	13,4	68	- 3,8	2,4	94	- 2,2	0,17
40	3,0	12,0	70	- 4,3	2,1	96	- 1,5	0,10
42	2,5	10,8	72	- 4,7	1,9	98	- 0,7	0,05
44	2,0	9,7	74	- 4,9	1,6	100	0,0	0,0
46	1,6	8,7						

Die positiven Werte von a bedeuten die Vergrößerung, die negativen die Verkleinerung des Dampfverbrauches.

so ist nach Forner bei Drosselregulierung:

$$a = \frac{b + 0,1(1,1 - b)^2 - 0,001}{b}, \quad (7)$$

und bei Düsenregulierung:

$$a = \frac{b + 0,1(0,8 - b)^2 - 0,004}{b}. \quad (8)$$

Die Werte von a für verschiedene Teillasten (b) sind aus der Zahlentafel 69 zu entnehmen.

Der Wärmeverbrauch W einer Dampfmaschine ist

$$W = D_i(i - i_w) \text{ kcal/PS-st} \quad (\text{s. S. 33, N 9}). \quad (9)$$

Hierin ist i der Wärmehalt des Arbeitsdampfes, i_w derjenige des Speisewassers (Zahlentafel 11).

Der thermische Wirkungsgrad η_t ist das Verhältnis der gewonnenen indizierten Arbeit zur aufgewendeten Wärmemenge. Nachdem

$$1 \text{ PS-st} = 632 \text{ kcal}$$

ist, ist

$$\eta_t = \frac{632}{W} = \frac{632}{D_i(i - i_w)}. \quad (10)$$

Der thermische Wirkungsgrad des ganzen Aggregates (das aus einem Dampfmotor und einem Generator besteht) ist

$$\eta' = \eta_t \eta_m \eta_{el}, \quad (11)$$

falls η_{el} den Generatorwirkungsgrad (abzüglich des Kraftbedarfes der Kondensation) (siehe S. 120) und η_m den mechanischen Wirkungsgrad (siehe S. 129) bedeutet. Der thermische Wirkungsgrad der Gesamtanlage ist

$$\eta = \eta' \cdot \eta_k, \quad (12)$$

wobei η_k der Wirkungsgrad des Kessels ist (siehe S. 79 ff.).

Der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} (auch indizierter und Clausius-Rankine-Wirkungsgrad genannt) ist das Verhältnis der wirklich gewonnenen indizierten Arbeit zu der Arbeit einer verlustlosen Maschine. Wird die erste mit AL_i , die letztere AL (für 1 kg Dampf) bezeichnet, so ist

$$632 = D_i \cdot AL_i, \quad (13)$$

$$632 = D \cdot AL \quad (14)$$

und somit

$$\eta_{th} = \frac{AL_i}{AL} = \frac{D}{D_i}. \quad (15)$$

Den Dampfverbrauch D einer verlustlosen Maschine erhält man, wenn man bedenkt, daß das ganze in der verlustlosen Maschine vorhandene Wärmegefühl AJ in Arbeit umgesetzt wird. Es ist also

$$D = \frac{632}{AJ} \text{ kg/PS-st}, \quad (16)$$

bzw.

$$D = \frac{860}{AJ} \text{ kg/kW-st}. \quad (17)$$

Die Werte von D sind am bequemsten aus dem JS -Diagramm für Wasserdampf zu entnehmen¹; für Kondensationsdampfmaschinen und -turbinen sind sie in der Zahlentafel 70 enthalten. Die Werte von D für Dampfmaschinen mit Auspuff gibt Zahlentafel 71.

Die Gleichungen (9), (10), (13) und (15) beziehen sich ebenfalls auf Dampfturbinen; es ist dann in ihnen D_i durch D_c zu ersetzen.

Beispiel. Für die im Beispiel S. 126 besprochene Turbine ist der thermische und der thermodynamische Wirkungsgrad zu berechnen bei voller und bei halber Belastung.

¹ Siehe z. B. Schüle: Technische Thermodynamik Bd. 1.

Zahlentafel 70. Theoretischer Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine in kg/PS-st.¹

Dampf		Vakuum in %									
Druck at abs.	Temperatur ° C	80	85	88	90	92	94	95	96	97	98
8	200	4,43	4,18	4,02	3,87	3,72	3,56	3,46	3,36	3,21	3,07
	225	4,31	4,06	3,90	3,77	3,62	3,47	3,36	3,27	3,13	2,99
	250	4,18	3,94	3,78	3,66	3,52	3,37	3,27	3,17	3,04	2,91
	275	4,06	3,82	3,68	3,56	3,42	3,28	3,19	3,10	2,97	2,84
	300	3,93	3,71	3,57	3,45	3,32	3,18	3,10	3,01	2,88	2,77
	325	3,80	3,59	3,45	3,34	3,22	3,09	3,01	2,92	2,80	2,69
	350	3,68	3,48	3,35	3,24	3,13	3,00	2,92	2,84	2,73	2,62
375	3,55	3,36	3,24	3,14	3,03	2,91	2,83	2,76	2,65	2,54	
10	200	4,22	4,00	3,85	3,72	3,59	3,45	3,35	3,26	3,12	2,99
	225	4,10	3,88	3,74	3,61	3,48	3,35	3,25	3,16	3,03	2,91
	250	3,98	3,76	3,63	3,50	3,39	3,26	3,16	3,07	2,95	2,83
	275	3,87	3,66	3,53	3,41	3,30	3,17	3,08	3,00	2,88	2,76
	300	3,75	3,56	3,43	3,32	3,21	3,08	3,00	2,92	2,80	2,69
	325	3,63	3,45	3,32	3,22	3,11	2,99	2,91	2,83	2,72	2,62
	350	3,51	3,34	3,22	3,12	3,02	2,91	2,83	2,75	2,65	2,55
375	3,29	3,23	3,12	3,02	2,92	2,82	2,74	2,67	2,58	2,48	
12	200	4,08	3,87	3,72	3,61	3,48	3,35	3,25	3,17	3,04	2,92
	225	3,95	3,75	3,61	3,50	3,38	3,25	3,16	3,08	2,96	2,84
	250	3,83	3,64	3,50	3,41	3,28	3,16	3,07	3,00	2,88	2,77
	275	3,73	3,54	3,41	3,32	3,20	3,08	2,99	2,93	2,81	2,70
	300	3,62	3,44	3,32	3,22	3,12	3,00	2,92	2,85	2,74	2,63
	325	3,51	3,34	3,23	3,12	3,02	2,92	2,84	2,77	2,66	2,55
	350	3,40	3,24	3,13	3,04	2,94	2,84	2,76	2,69	2,59	2,49
375	3,30	3,14	3,04	2,94	2,86	2,75	2,68	2,62	2,52	2,43	
14	200	3,95	3,76	3,63	3,52	3,40	3,27	3,19	3,10	2,98	2,87
	225	3,85	3,66	3,53	3,42	3,31	3,18	3,10	3,02	2,90	2,79
	250	3,74	3,56	3,43	3,33	3,22	3,10	3,02	2,94	2,83	2,72
	275	3,63	3,46	3,34	3,24	3,14	3,02	2,94	2,87	2,76	2,65
	300	3,52	3,35	3,24	3,15	3,05	2,94	2,86	2,79	2,69	2,59
	325	3,42	3,26	3,15	3,06	2,96	2,86	2,78	2,72	2,62	2,52
	350	3,31	3,16	3,05	2,96	2,87	2,77	2,70	2,64	2,55	2,45
375	3,21	3,07	2,96	2,88	2,80	2,70	2,63	2,57	2,48	2,39	
16	200	3,86	3,68	3,56	3,46	3,35	3,22	3,14	3,06	2,95	2,84
	225	3,74	3,56	3,44	3,35	3,24	3,12	3,04	2,96	2,85	2,74
	250	3,63	3,46	3,34	3,25	3,14	3,03	2,95	2,88	2,78	2,67
	275	3,53	3,37	3,27	3,16	3,07	2,96	2,88	2,81	2,71	2,60
	300	3,44	3,28	3,18	3,09	3,00	2,89	2,81	2,74	2,64	2,54
	325	3,34	3,19	3,09	3,00	2,91	2,81	2,74	2,67	2,58	2,48
	350	3,24	3,10	3,00	2,92	2,83	2,73	2,66	2,60	2,51	2,42
375	3,14	3,00	2,91	2,83	2,75	2,65	2,59	2,53	2,44	2,36	
18	225	3,68	3,51	3,39	3,30	3,20	3,08	3,00	2,93	2,82	2,71
	250	3,57	3,41	3,29	3,20	3,10	2,99	2,92	2,85	2,74	2,64
	275	3,47	3,32	3,20	3,12	3,03	2,92	2,85	2,78	2,68	2,58
	300	3,38	3,23	3,12	3,04	2,95	2,84	2,78	2,71	2,61	2,52
	325	3,29	3,15	3,04	2,96	2,87	2,77	2,70	2,64	2,55	2,46
	350	3,19	3,05	2,96	2,87	2,79	2,70	2,63	2,57	2,48	2,40
	375	3,09	2,96	2,87	2,78	2,71	2,62	2,56	2,50	2,41	2,33
20	225	3,62	3,46	3,35	3,26	3,15	3,04	2,97	2,90	2,79	2,69
	250	3,50	3,34	3,24	3,15	3,05	2,95	2,88	2,81	2,71	2,61
	275	3,40	3,26	3,15	3,05	2,97	2,87	2,80	2,74	2,64	2,55
	300	3,31	3,18	3,08	2,99	2,90	2,80	2,74	2,68	2,58	2,49
	325	3,23	3,10	3,00	2,92	2,83	2,73	2,67	2,61	2,52	2,43
	350	3,14	3,00	2,91	2,84	2,75	2,66	2,60	2,54	2,46	2,37
	375	3,04	2,91	2,82	2,75	2,67	2,58	2,53	2,47	2,39	2,30

Wir finden aus N 9 für $p = 9,4$ at und $t = 227$ (der Spannungs- und der Temperaturabfall zwischen Kessel und Turbine ist nicht berücksichtigt)

$$i = 692,3.$$

Vakuum 95,2% entspricht der Temperatur 32° C des Turbinenkondensates (N 8). Wird dasselbe direkt zur Kesselspeisung verwendet, so kann man etwa mit der Speisetemperatur

¹ Diese Tabelle ist errechnet mit Hilfe des JS-Diagrammes aus W. Schüle: Technische Thermodynamik. 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.

Zahlentafel 71. Werte des Dampfverbrauches D der verlustlosen Dampfmaschine in kg/PS-st.
Für Auspuffmaschinen mit $p_0 = 1,10$ at abs.

Druck p	Feucht		Trocken gesättigt	Überhitzt						
	$x = 0,90$	$x = 0,95$		200°	225°	250°	275°	300°	325°	350°
4	13,6	12,8	12,5	11,1	10,54	10,1				
5	11,45	10,8	10,3	9,60	9,16	8,85	8,38			
6	9,36	8,88	8,50	8,03	7,79	7,51	7,09	6,80	6,45	
9	8,24	7,79	7,40	7,15	6,94	6,66	6,42	6,15	5,91	5,63
10	7,73	7,29	7,01	6,83	6,63	6,39	6,17	5,93	5,61	5,44
11	7,46	7,10	6,74	6,60	6,41	6,19	5,96	5,72	5,50	5,29
12	7,19	6,86	6,51	6,41	6,20	6,00	5,79	5,57	5,36	5,15
13	6,92	6,61	6,30	6,24	6,04	6,85	5,62	5,43	5,21	5,05

$t_w = 25^0$ rechnen. Wir erhalten dann für die Vollast

$$\eta_t = \frac{632}{4,73(692,3 - 25)} = 0,2 = 20\%.$$

Für die Halblast ist (bei demselben Druck, Temperatur und Vakuum) aus Zahlentafel 69 (Drosselregulierung)

$$a = 1,07,$$

folglich

$$D_e = 4,73 \cdot 1,07 = 5,06$$

und

$$\eta_t = \frac{20}{1,07} = 18,7\%.$$

Den theoretischen Dampfverbrauch erhalten wir aus der Zahlentafel 70 mittels Interpolation zwischen den Werten $p = 8$ und $p = 10$

$$D = 3,25 + \frac{(3,36 - 3,23) 0,6}{2},$$

$$= 3,29.$$

Es ist somit für Vollast

$$\eta_{th} = \frac{3,29}{4,73} = 69,5\%$$

und für Halblast

$$\eta_{th} = \frac{3,29}{5,06} = 65,0\%.$$

Nachdem für Dampfmaschinen die bisher angegebenen Werte des Dampfverbrauches und des Wirkungsgrades sich auf indizierte Leistung und nicht auf effektive Leistung bezogen haben, ist es wichtig, das Verhältnis der beiden, d. h. den mechanischen Wirkungsgrad η_m zu erkennen.

Es ist nach Hrabak für Auspuffmaschinen

$$\eta_m = 0,88 + 0,33 \sqrt{\frac{N_i}{c}}, \quad (18)$$

für Kondensationsmaschinen

$$\eta_m = 0,85 + 0,40 \sqrt{\frac{N_i}{c}}. \quad (19)$$

Hierin bedeutet c die Kolbengeschwindigkeit:

$$c = \frac{ns}{30} \text{ m/sek} \quad (20)$$

(n Umdrehungen in der Minute, s Kolbenhub in m).

Diese Gl. (18), (19) und (20) wie auch die Gleichungen für den Leerlaufwiderstand ξ (in % der indizierten Normalleistung) bei Auspuffmaschinen

$$\xi = 10 - 0,3 \sqrt{\frac{N_i}{c}}, \quad (21)$$

bei Kondensationsmaschinen

$$\xi = 13 - 0,33 \sqrt{\frac{N_i}{c}} \quad (22)$$

werden durch das

Nomogramm N 46

dargestellt. Dasselbe besteht aus 2 Dreiskalensystemen mit einer gemeinsamen Skala I, wobei die Zugehörigkeit der übrigen Skalen zu dem einen oder zu dem anderen System durch die Art der Beschriftung kenntlich gemacht ist. Es gehören somit zueinander:

Teilnomogramm 1. Skalen I, IV und V.

„ 2. „ I, II und III.

Die Skalen I, IV und V sind als Doppelskalen ausgebildet, wobei die Skala I die Beziehung zwischen ns und c nach der Gl. (20) darstellt, dagegen die Skalen IV und V die Werte von η_m bzw. ξ für Auspuffmaschinen und für Kondensationsmaschinen angeben.

Beispiel. Für eine Zweizylinderdampfmaschine mit Kondensation und folgenden Daten

$$\begin{aligned} p &= 12 \text{ at abs.}, & n &= 76 \text{ Umdr./min}, \\ t &= 300^\circ \text{ C}, & s &= 80 \text{ cm}, \\ N &= 775 \text{ PS}_i, \end{aligned}$$

die einen Dampfverbrauch (bei Vakuum 90 % gemessen) von 5,2 kg/PS_i-st aufweist, ist der thermische, thermodynamische und mechanische Wirkungsgrad, wie auch der Leerlaufwiderstand, zu berechnen.

Aus N 9 finden wir (s. S. 33)

$$i = 728$$

und, wenn wir die mittlere Speisetemperatur 12° C annehmen,

$$\eta_t = \frac{632}{(728 - 12) 5,2} = 16,97\% .$$

Aus der Zahlentafel 70 entnehmen wir ferner

$$D = 3,22,$$

so daß

$$\eta_{th} = \frac{3,22}{5,2} = 62\%$$

ist. Schließlich erhalten wir aus N 46 für

$$ns = 0,8 \cdot 76 = 60,8 \text{ m/min} \text{ und } N_i = 775 \text{ PS}_i,$$

$$\eta_m = 92,8\%$$

und

$$\xi_m = 6,55\% .$$

Der effektive thermische Wirkungsgrad beträgt

$$\begin{aligned} \eta_e &= \eta_t \cdot \eta_m = 0,928 \cdot 0,17 \\ &= 15,8\% . \end{aligned}$$

Einfluß geänderter Betriebsbedingungen auf den Dampfverbrauch von Dampfmaschinen und Dampfturbinen.

Überhitzungstemperatur und Vakuumschwankung.

Der Einfluß derselben läßt sich am besten aus dem JS -Diagramm bestimmen. Wenn man in erster Annäherung den thermodynamischen Wirkungsgrad während der Schwankung als konstant annimmt, drückt sich ihr Einfluß im Verhältnis der theoretischen Dampfverbrauchsmengen

$$\frac{D'_i}{D_i} \text{ bzw. } \frac{D'_e}{D_e} = \frac{D'}{D}$$

aus. Eine in der Praxis oft angewendete Faustregel ist: 5 bis 7° C. Änderung der Dampftemperatur hat 1 % Änderung des Dampfverbrauches zur Folge (niedrigere Zahl gilt für kleinere Überhitzung).

Druckschwankung.

Ein oft bestätigter Wert ist: 10 % Änderung des Frischdampfdruckes bei normaler Überhitzung und normalem Vakuum hat 1,2 bis 1,7 % des Dampfverbrauches zur Folge (die kleinere Zahl entspricht den größeren Dampfdrücken).

VIII. Pumpen und Ventilatoren.

Bezeichnungen.

p_d, p'_d Druck auf der Druckseite der Pumpe bzw. des Ventilators.	η energetischer Wirkungsgrad.
p_s, p'_s Druck auf der Saugseite der Pumpe bzw. des Ventilators.	η_v volumetrischer Wirkungsgrad.
H Förderhöhe.	Q Durchflußvolumen, Liefermenge.
h_g, h'_g Geometrischer Höhenunterschied.	G Gewicht der Durchflußmenge.
γ spezifisches Gewicht.	u Umfangsgeschwindigkeit.
h_w, h'_w, w Bewegungswiderstand.	z Stufenzahl.
v_d Geschwindigkeit in Druckleitungen.	w_\circ Widerstandshöhe für Rohre mit kreisförmigem Querschnitt.
v_s " " Saugleitungen.	w_\square Widerstandshöhe für Rohre mit quadratischem Querschnitt.
N Leistung.	μ, x, y Koeffizienten.
n Drehzahl.	

Die Förderhöhe H einer Pumpe ist gleich

$$H = p_d - p_s + \gamma h_g + h_w, \quad (1)$$

wobei p_d und p_s die auf den Druck- bzw. auf den Saugwasserspiegel lastenden Drücke bedeuten; h_g ist der geometrische Höhenunterschied der beiden Wasserspiegel (der in die Gleichung auch negativ eingesetzt werden kann), h_w der Bewegungswiderstand der durch die Rohrleitung strömenden Flüssigkeit und γ deren spezifisches Gewicht. In der Gl. (1) sind alle Größen entweder in m W.S. bzw. Q.S. oder in at ausgedrückt. Die Umrechnung dieser Größen erfolgt mittels der Beziehungen

$$1 \text{ mm Q.S.} = 13,6 \text{ mm W.S.}; \quad 1 \text{ mm W.S.} = 1 \text{ kg/m}^2; \quad 1 \text{ at} = 10 \text{ m W.S.} = 735,5 \text{ mm Q.S.} \quad (2)$$

Ist H für eine etwa neu zu projektierende Pumpe zu bestimmen, so kennt man meistens alle Glieder auf der rechten Seite der Gl. (1) bis auf h_w ; h_w läßt sich nach S. 18u. ff. berechnen, wobei die Daten der Rohrleitung wie auch die Fördermenge bekannt sein müssen.

Bei einer vorhandenen Pumpe kann H auch aus der Messung der Drücke p'_d und p'_s an der Druck- und an der Saugseite der Pumpe unmittelbar an derselben ermittelt werden. Es ist

$$H = p'_d - p'_s + \gamma h'_g + h'_w + \gamma \frac{v_d^2}{2g} - \gamma \frac{v_s^2}{2g}; \quad (3)$$

dabei bedeutet h'_g den geometrischen Höhenunterschied der beiden Meßstellen, h'_w den Bewegungswiderstand in der Pumpe selbst, der wegen seiner Kleinheit vernachlässigt werden kann, und v_s und v_d die Strömungsgeschwindigkeiten an den Meßstellen.

Für kaltes Wasser setzt man in die Gl. (1) und (3):

$$\gamma = 1.$$

Die üblichen Wassergeschwindigkeiten sind:

für Kolbenpumpen.	$v_s = 0,75$ bis 1 m/sek
	$v_d = 1,5$ „ 2 „
für Zentrifugalpumpen	$v_s = 2$ „ 3 „ bis maximal 4 m/sek
	$v_d = 3$ „ 5 „ und höher.

Die Nutzleistung N der Pumpe beträgt

$$N = \frac{\gamma Q h_k}{75} \quad [\gamma \text{ in kg/m}^3; \quad Q \text{ in m}^3/\text{sek}, \quad h_g \text{ in m W.S.}, \quad N \text{ in PS}], \quad (4)$$

der Leistungsbedarf N'

$$N' = \frac{N}{\eta} = \frac{\gamma Q h_g}{75 \eta}, \quad (5)$$

in dieser Gleichung ist η der (energetische) Wirkungsgrad der Pumpe. Derselbe beträgt bei normalen Ausführungen:

bei Kolbenpumpen mit direktem Dampftrieb	$\eta = 0,90$ bis $0,95$,
„ „ „ Kurbelantrieb	$0,80$ „ $0,95$,
„ kleinen Kreiselpumpen.	$0,40$ „ $0,65$,
„ mittelgroßen „	$0,60$ „ $0,75$,
„ großen „	$0,70$ „ $0,80$,
Flügel- und Kapselpumpen	$0,50$ „ $0,60$.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_v , d. h. das Verhältnis der wirklich geförderten Wassermenge zu der sich theoretisch aus den Kolben- bzw. Zahnradabmessungen ergebenden, beträgt im Mittel:

bei kleinen Kolbenpumpen	$\eta_v = 0,84$ bis $0,95$,
„ mittelgroßen „	$0,94$ „ $0,97$,
„ großen „	$0,96$ „ $0,99$,
Flügel- und Kapselpumpen	$0,80$ „ $0,90$.

Die größtmögliche Saughöhe ist von der Güte der Pumpe und der Saugleitung abhängig. Bei warmem Wasser ermäßigt sich die Saughöhe nach K 12.

Zentrifugalpumpen. Bei mehrstufigen Zentrifugalpumpen ist es von Wichtigkeit, die durch ein Laufrad zu überwindende Förderhöhe zu übersehen; sie beträgt (bei den heute allein üblichen rückwärts gekrümmten Schaufeln)

$$\begin{array}{l} \text{bei Kreiselpumpen ohne Leitrad} \quad \frac{u^2}{28} \quad \text{bis} \quad \frac{u^2}{20}, \\ \text{„ „ mit „} \quad \frac{u^2}{21} \quad \text{„} \quad \frac{u^2}{18}; \end{array}$$

dabei ist u die Umfangsgeschwindigkeit in m/sek. Über die Umfangsgeschwindigkeit kann man sich ein Bild auch während des Betriebes der Pumpe machen: Wird der Schieber in der Druckleitung ganz zugeschlossen (so daß die Fördermenge $Q = 0$ ist), so ist der durch die Pumpe erzeugte und an einem Manometer ablesbare Druck angenähert gleich

$$\frac{\gamma u^2}{g}$$

und zwar für radiale, vorwärts oder rückwärts gebogene Schaufeln (für mehrstufige Kreiselpumpen sinngemäß $z \frac{\gamma u^2}{g}$; $z =$ Stufenanzahl).

Die Änderung der Wirkungsweise einer Kreiselpumpe ist am besten zu ersehen aus dem sogenannten Einheitsdiagramm der Pumpe. Die Kurventafel K 13 zeigt uns ein solches für eine bestimmte Pumpe der Pumpenfabrik E. Vogel, Stockerau bei Wien¹. Für jeden Betriebszustand, der durch beliebige zwei von den Größen H , Q , n , N und η charakterisiert ist, können aus dem Diagramm die übrigen Werte abgelesen werden in ihrem Verhältnis zum normalen Betriebszustand; derselbe ist durch die Größe 1 gekennzeichnet. Wir ersehen daraus z. B., daß, wenn bei dieser Pumpe bei gleichbleibender Tourenzahl die Förderhöhe um 20 % fällt, dies eine Vergrößerung der Fördermenge um 26 % zur Folge hat. Für den neuen Betriebszustand fällt der Wirkungsgrad auf $0,88 \eta_{\text{norm}}$ und der Kraftbedarf erhöht sich um etwa 10 %. Andererseits sehen wir z. B., daß, wenn man für eine bestimmte Pumpe die Förderhöhe um 20 % erhöhen will, dies nur durch Vergrößerung der Tourenzahl um etwa 8 % zu erreichen ist. Selbstverständlich gilt das gegebene Diagramm rechnerisch genau nur für eine bestimmte Pumpe, sein Charakter aber bleibt im großen und ganzen gewahrt für sämtliche Zentrifugalpumpen. Alle Drosselkurven $H = f(Q)$ für eine Zentrifugalpumpe sind einander kongruent, d. h. wird für eine bestimmte Zentrifugalpumpe nur eine Drosselkurve ermittelt, so lassen sich alle anderen aus ihr ableiten.

¹ und zwar für eine 5stufige Pumpe mit der Lichtweite des Druckstutzens 150 mm, $H = 150$ m, $n = 1450$ Umdr/Min, $Q = 3800$ L/Min.

Für den konstanten Wirkungsgrad und die veränderliche Umdrehungszahl n bestehen folgende Beziehungen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Liefermenge } Q \sim n; \\ \text{Förderhöhe } H \sim n^2; \\ \text{Kraftbedarf } N \sim n^3; \end{array} \right\} [\sim \text{ bedeutet proportional}] \quad (6)$$

nachdem aber für jeden Betriebszustand auch der Wirkungsgrad ein anderer ist, so kann man sagen, daß die Gl. (6) angenähert für das Gebiet des konstanten Wirkungsgrades (mittlere ellipsenförmige Kurven in K 13) gültig sind.

Ventilatoren.

Die Gl. (1) und (3) und das über sie Gesagte gelten sinngemäß auch für Ventilatoren. Nachdem jetzt γ das spezifische Gewicht der Luft (bzw. eines Gases) bedeutet, ist das Glied γh_g sehr klein und kann ebenso wie h_w' vernachlässigt werden. Wir erhalten für die Pressung (Förderhöhe) H des Ventilators:

$$H = p_d' - p_s' + \gamma \frac{v_d^2}{2g} - \gamma \frac{v_s^2}{2g} \quad [H, p_d', p_s' \text{ in mm W.S.}; \gamma \text{ in kg/m}^3; v_s, v_d \text{ in m/sek}]. \quad (7)$$

Der Druck p_d' auf der Druckseite des Ventilators wird auch der „statische Druck“ genannt, der Ausdruck $\gamma \frac{v_d^2}{2g}$ führt den Namen „dynamischer Druck“. Diese beiden Drücke, wie auch der Gesamtdruck

$$P_d' = p_d' + \gamma \frac{v_d^2}{2g} \quad (8)$$

lassen sich experimentell bestimmen (z. B. durch das Staurohr von Prandtl). Aus diesen, wie auch aus der mittels Anemometer bestimmten Geschwindigkeit läßt sich dann der Beziehung $Q = vF$ zufolge die Liefermenge berechnen. Wenn man die Radabmessungen kennt, kann man die Pressung auch ermitteln, wenn man den statischen Druck h bei der Fördermenge = 0 (also bei verschlossener Druckleitung) und normaler Umdrehungszahl mißt. Man kann dann setzen

$$H = \mu \frac{u^2 \gamma}{2g},$$

wobei u die Umfangsgeschwindigkeit am äußersten Flügelrande und

$$\begin{aligned} \mu &= 1,56 \text{ für vorwärts gekrümmte Schaufeln,} \\ &= 1,32 \text{ „ radial gekrümmte „ und} \\ &= 1,08 \text{ „ rückwärts gekrümmte „} \end{aligned}$$

ist.

Den Druck p_d' kann man auch berechnen als „Spannungsabfall bei Bewegung von Gasen und Dämpfen in Rohrleitungen“ nach S. 34 und N 10. Dabei muß man beachten, daß $G = \gamma Q$ ist (Berechnung von γ für Luft siehe S. 37 und N 11, für beliebige Gase siehe S. 38). Ist der Leitungsquerschnitt ein Rechteck mit der großen Seite a und dem Seitenverhältnis α ($\alpha < 1$), so ermittelt man die Widerstandshöhe für einen mit dem obigen Rechteck flächengleichen Kreis, dessen Durchmesser d ist. Wir setzen dabei $d = \alpha a$ und nehmen x aus der unten folgenden Zusammenstellung für verschiedene Werte von α . Aus der auf diese Weise erhaltenen Widerstandshöhe w_\circ ermitteln wir die gesuchte Widerstandshöhe w_\square angenähert, indem wir die erste mit einem ebenfalls von α abhängigen Koeffizienten y multiplizieren

$$w_\square = y \cdot w_\circ.$$

$\alpha = 1,00$	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60
$x = 1,13$	1,10	1,07	1,04	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
$y = 1,13$	1,13	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15	1,16	1,16

Soll für eine bestimmte zu fördernde Luftmenge die Pressung des Ventilators ermittelt werden, so geht man am besten von den Geschwindigkeiten v_s und v_d in der Saug- bzw. in der Druckleitung aus. Man wählt:

bei Niederdruckventilatoren	$v_s = 10$ bis 12 m/sek	$v_d = 12$ bis 16 m/sek,
„ Mitteldruckventilatoren	12 „ 16 „	15 „ 20 „ ,
„ Hochdruckventilatoren	12 „ 18 „	20 „ 30 „ .

(Nach anderen Angaben wählt man die Geschwindigkeiten $v_s = 0,25$ bis $0,5 \sqrt{2g \frac{H}{\gamma}}$).

(Als Niederdruckventilatoren werden im allgemeinen solche mit Pressungen unter 100 mm W.S. bezeichnet. Die Firma Gebr. Sulzer in Winterthur gibt an: Niederdruckventilatoren $H < 0,005 u^2$, Mitteldruckventilatoren $H < 0,02 u^2$, wobei u die Umfangsgeschwindigkeit bedeutet.)

Ist v_s und v_d festgesetzt, so berechnet man den dynamischen Druck $\frac{v_d^2}{2g} \gamma$ (S. 15, N 4) und bestimmt die Abmessungen der Saug- und Druckleitung. Dann berechnet man den Reibungswiderstand w (für Saug- und Druckleitung) und bestimmt H aus

$$H = p_d - p_s + \frac{v_d^2}{2g} \gamma + w, \quad (9)$$

wobei also die Zuflußgeschwindigkeit wie auch der Bewegungswiderstand im Ventilator selbst vernachlässigt werden. p_d und p_s bedeuten die Drücke, die an den Mündungen der Druck- bzw. der Saugleitung herrschen.

Die Nutzleistung und den Kraftbedarf bestimmt man wie bei Kreiselpumpen aus den sinngemäã anwendbaren Gl. (4) und (5).

Die mittleren Werte der Wirkungsgrade von Ventilatoren sind:

Niederdruckventilatoren .	$\eta = 0,5$ bis $0,6$,
Mitteldruckventilatoren .	0,5 „ 0,7,
Hochdruckventilatoren . .	0,7 „ 0,8,
Schraubenventilatoren . .	0,4 „ 0,5.

Wird bei einem Ventilator die minutliche Umdrehungszahl geändert, so ändern sich auch alle übrigen Daten des Ventilators. Bei konstantem Wirkungsgrad ist

$$\left. \begin{array}{l} \text{Fördermenge} \sim n, \\ \text{Gesamtdruck} \sim n^2, \\ \text{Leistung} \sim n^3. \end{array} \right\} \quad (10)$$

Nachdem jedoch bei solchen Änderungen auch der Wirkungsgrad sich ändert, gelten diese Beziehungen nur angenähert. Dabei wie auch bei Änderung der Pressung (bei gleichbleibender Umdrehungszahl) verhalten sich die Ventilatoren ähnlich den Kreiselpumpen (siehe diese).

Alphabetisches Namen- und Sachverzeichnis.

Wenn die Nummer der Seite in halbfettem Druck angegeben ist, enthält dieselbe eine Zahlentafel.
N bedeutet Nomogramm, K = Kurventafel.

- Absperrhahn 23.
Absperrschieber 23.
Achsenabstand bei Riementrieben **60**, N 21.
Addition, geometrische 9, N 1.
Aluminiumleitungen, Belastungstafel **107**.
Aluminiumleitungen, mechanische Festigkeit **107**.
Anlaßhäufigkeit elektrischer Motoren **109**.
Anlaßzeit elektrischer Motoren **109**.
Anlaufstrom **102**.
Anstrengungsgrad des Kessels **81**.
Aräometer 26.
Atmosphäre 31.
—, neue **11**.
Ausflußmenge 17.
- Bach 38**, 54.
Bachsche Formel 52.
Balata-Riemen 63.
Bamag 55, 56.
Barometerstand 31, N 8, N 11.
Baumé 26.
Baumwollseile 42, N 22.
Beleuchtung, Ungleichmäßigkeit der 93.
— von Innenräumen 95.
Beleuchtungsstärke 91, N 37, N 38.
Betrieb, aussetzender **104**.
Betriebsspannungen, normale **111**.
Bewegungswiderstand der Rohrleitung 23.
Biegungsbeanspruchung **45**, N 13.
Biegefestigkeit 44, N 13, N 14.
Biegemoment 44, 55.
—, ideales 52.
Blasius, Formel von 18, N 5.
Blendung 97.
Blindleistung 120.
Blindstrom 120.
Bloch 95.
Brabbée 22.
Braunkohle 81, 82.
Braußeche Formel 82.
Brennstoffe, Zusammensetzung **78**, N 29.
Brennstoffzahl, charakteristische 69, N 23, N 24, N 26.
- Celsiusgrade 27.
Circular Pitch 65.
- Dampf, gesättigter 33.
Dampfgehalt der Luft **30**.
Dampfgeschwindigkeiten in Maschinenleitungen 37.
Dampfleitungen, Berechnung 36.
Dampfverbrauch von Dampfmaschinen **125**.
— — Dampfturbinen 125, **126**, N 45.
—, theoretischer **128**.
— verlustloser Maschinen 127, **129**.
Dauerbetrieb **104**.
Deckenkonstruktion 43.
Diametral Pitch 65.
Doppelriemen 61, K 4.
—, Leistungsfähigkeit K 6.
Drahtseile **42**.
Drähte aus Flußeisen und Kupfer, Gewicht 12, N 2.
Drehmoment 50, 52, N 17.
—, ideales 52, N 19, N 20.
Drehstrommotoren, Wirkungsgrad **116**.
Drehfestigkeit 50.
Drehzahlen, normale, elektrischer Maschinen **122**.
Dreiskalensystem 3.
Druck, absoluter 31, N 8, N 11.
Druckfestigkeit 39.
Durchbiegung 49, N 16.
Durchflußgeschwindigkeit 14, N 4.
Durchflußmenge 14, N 4.
Durchführungsisolatoren 111.
- Einheitstransformatoren **118**, **119**.
Elastizitätsmasse **39**.
Elementaranalyse 76.
Elle, preußische **11**.
Entleerungszeit 17.
Erzeugungswärme 79.
Euler, Formel von 40.
- Fahrenheitgrade 27.
Fathom, engl. **11**.
Feuchtigkeit, relative 28.
Feuchtigkeitsgehalt der Rauchgase 75.
Flachstrahler 92, 93.
Flächenhelle 97.
Flamant, Formel von 18, N 5.
Flußeisen, spezifisches Gewicht 12.
Föppl **38**.
Fornier 125, N 45.
Freistrahler 92.
Fritzsche 34, 87.
- Fuß, engl. **11**.
—, preuß. **11**.
Fußhöhe bei Zahnrädern 65.
Fußkreis bei Zahnrädern 65.
- Gasgeschwindigkeit im Schornstein **88**.
Gaskonstanten **38**.
Gasrohre **41**.
Gasrohrleitungen, Berechnung 36.
Gastemperatur im Schornstein 84, 85.
Gasterstädte 36.
Gasvolumenreduktion 37, N 11.
Gaszustand, Reduktion 38.
Gefrierpunkte **25**, **26**.
Geschwindigkeitshöhe 14, N 4.
Gewichte elektrischer Maschinen 121, **122**, K 11.
—, Vergleich **11**.
Glasglocken 97.
Gleichstrommotoren, Wirkungsgrad **116**.
Gleitmasse **39**.
Glühlampe 94, 96, 97.
Grusonwerk 67.
Guillaume 36.
- Hanfseile **42**, 64, N 22.
Hassenstein 72.
Hefnerkerze 90, N 38.
Heizwert, oberer 77, N 28, N 29, N 30.
—, unterer 77.
Herberg 78.
Holzträger, Knickung 40.
Hrabak 129, N 46.
- Imperial Gallon **11**.
Inversion 3.
Isolierfestigkeit **111**.
Isolierrohre, lichte Weite **110**.
- Jakob 24.
- Kamelhaarriemen 63.
Kesselbeanspruchung **81**.
Ketten **43**.
Kilowatt, Umrechnung in Pferdestärken **11**.
Knickfestigkeit 40, N 12.
Knickzahl 40.
Kniestück 22, 23.
Kohlenoxydgehalt 71, 81, N 25, N 26, N 31, N 32.
Kohlensäureanzeiger (Siemens) 73.

- Kohlendioxidgehalt 68, 81, N 25,
 N 26, N 27, N 28, N 31, N 32.
 —, maximaler 70, N 23, N 24, N 25,
 N 26.
 Kontraktionskoeffizient 24.
 Kopfkreis 65.
 Koswa, Ventile 36.
 Kraft, resultierende 57.
 Kreis, elektrischer 100, N 40.
 Kreiselpumpen 132, K 11, K 12.
 Kreisflächen der Zahlen von 1 bis
 100, 6.
 Kreisfunktionen 9.
 Kreisumfänge der Zahlen von 1 bis
 100, 6.
 Kretschmer 24.
 Krupp 66.
 Kubikwurzeln der Zahlen von 1 bis
 100, 6.
 — — — von 110 bis 1000, 8.
 Kupfer, elektrischer Widerstand 99,
 N 39.
 —, spezifisches Gewicht 12.
 Kupferkabel, Belastungstafel 106.
 Kupferleitungen, Aufbau 104, 108.
 —, Bemessung 104.
 —, mechanische Festigkeit 107.
 —, Spannungsabfall 104.
 —, Widerstand 104.
 Kupferquerschnitt von Motorenzu-
 leitungen 109, N 42.
 Kupferwicklungen, Erwärmung 101.
 —, Widerstandszunahme 101, N 41.

 Lagerentfernung 58, 59.
 Landmeile, deutsche 11.
 Lang 39.
 —, Formel von 18, N 6.
 Längenschwindmasse 31.
 Lebensdauer der Lampen 97, 98.
 Leerlaufstrom 103, 115.
 Leerlaufverlust 118.
 Leerlaufwiderstand bei Dampf-
 maschinen 129, N 46.
 Leistung, elektrische 109, 112, 115,
 116.
 Leistungsfaktor von Drehstrom-
 motoren 117.
 — bei Teillasten 118.
 — in Wechsel- und Drehstromkrei-
 sen 120, N 44.
 Leistungsverlust in elektrischen Lei-
 tungen 115, N 43.
 Leitfähigkeit, spezifische 99, 112, 115.
 Leuchtdichte 90.
 Lichtausbeute, spezifische 96.
 Lichtausstrahlungskurven 91, 92.
 Lichtstärke, sphärische 96.
 Lichtstrom 90, 91, 96.
 Lichtverluste 97.
 Logarithmen der Zahlen 1 bis 100,
 6.
 Luftbedarf der Brennstoffe 78, N 24.
 Luftfeuchtigkeit 28.
 Luftgeschwindigkeiten in Maschinen-
 zuleitungen 37.
 Luftüberschuß 68, N 25, N 27, N 28,
 N 33.
 Lumen, Lumenstunde 90.
- Lux 90.
 Luzetten 92.

 Maße, Vergleich 11.
 Mattierung der Glühlampen 97.
 Meile, geographische 11.
 Mindestabstände von Leitungen 110.
 Modul bei Zahnrädern 65.
 — der natürlichen Logarithmen 8.
 Molekulargewicht des Gases 68, 76.
 Mollier 33.
 Morgen, preußischer 11.
 Motorantrieb 63.

 Nutzbrenndauer der Glühlampen 97.

 d'Orsat 73.
 Osramlampen 96, 98.

 Pferdestärke 11.
 —, engl 11.
 —, Umrechnung in Kilowatt 12.
 Pfund, engl. 11.
 Phasenschieber 121.
 Phasenverschiebung 120.
 Piezometer 21.
 Potenzen der Zahlen von 1 bis 100, 6.
 Proportionalitätsfaktor 4.
 Psychrometer 28, 29.
 Pumpen 131, K 11.

 Quadratwurzeln der Zahlen von 1 bis
 100, 6.
 — — — — 110 bis 1000, 8.
 Querschnitt von elektrischen Zu-
 leitungen 102.

 Rauchgase, spezifisches Gewicht 76.
 Rauchgasmengen der Brennstoffe 78.
 Rauheit der Rohrleitungen 19.
 REA 1928 109.
 Réaumurgrade 27.
 Reflektoren 97.
 REM 1923 101, 111, 117.
 RET 1923 101, 111.
 Reziproke Werte der Zahlen von 1
 bis 100, 6.
 Riemen, Berechnung 59, 60, K 3, K 4.
 —, Leistungsfähigkeit 60, N 21, K 5.
 Riemenlänge 63.
 Riemenscheiben, Breite 63.
 —, Gewichte 55.
 —, kleinstzulässige 61, K 7.
 Riemenstärke 60, K 5, K 6.
 Riementrieb 59.
 Riemenzug 56.
 Riethof und Weinberger 59.
 Rohrerweiterung 22.
 Rohrkrümmer, Widerstandshöhe 21.
 Rohrleitung 18, 20.
 Rohrleitungen, Berechnung 23.
 Rohrverengung 22.
 Rostbeanspruchungen für verschie-
 dene Brennstoffe 80.
 Rute, preußische 11.

 Sättigungsdruck des Wasserdampfes
 28, 30.
 Sättigungstemperatur 32, N 9.
- Saugkorb 22.
 Scheinleistung 105, 120, N 44.
 Scheinstrom 113, 120, N 44.
 Schlankheitskoeffizient 40.
 Schleuderprobe elektrischer Maschi-
 nen 123.
 Schlupf 61.
 Schmelzpunkte 25.
 Schornstein 83.
 —, Berechnung 89.
 Schornsteinweite 88.
 Schrägstrahler 92.
 Schubfestigkeit 39.
 Schulze-Pillot 59.
 Schwerkraft, Beschleunigung 8, 13.
 Schwindmaße 31.
 Seemeile, deutsche 11.
 Seilscheiben, Gewichte 56.
 Seiltrieb 64, N 22.
 Seitz 39, 40, N 12.
 Sicherung 104.
 —, Abschmelzzeit 106.
 —, Höchst- und Prüfstrom 106.
 —, Nennstrom 104, 106.
 Siemens 1.
 Spannrollenantriebe 61.
 Spannung, verkettete 100.
 Spannungen, zulässige 38, 39.
 Spannungsabfall in elektrischen Lei-
 tungen 112, N 43.
 — — — Eisenleitungen 113.
 — — — Kupferleitungen 104, 105.
 — — — Zinkleitungen 113.
 — — Rohrleitungen 34, N 10.
 Spezifisches Gewicht von festen Kör-
 pern 25, 26.
 — — — Flußeisen 12.
 — — — Flüssigkeiten und Gasen 26.
 — — — Kupfer 12.
 — — — Rauchgasen 76, 89.
 — — des Wassers 30.
 — — — Wasserdampfes 34, K 2.
 Spezifische Wärme 25.
 Stäbe aus Flußeisen und Kupfer 12,
 N 2.
 Standardkerze 90.
 Staurandberechnung 24.
 Stauscheibe 24, 25.
 Steilstrahler 92, 93.
 Steinkohle, oberschlesische 73, 75, 78.
 Stern-Dreieckschalter 107.
 Sternspannung 100.
 Stiel 59.
 Stirnräder 65.
 Straßenbeleuchtung 95.
 Stromverbrauch von Drehstrom-
 motoren 103.
 — — Gleichstrommotoren 102.
 Subtraktion, geometrische 9, N 1.

 Teilkreis 65.
 Teilung 65.
 Temperatur des gesättigten Dampfes
 33, 34, N 8.
 Temperaturen der Anlasser 124.
 — elektrischer Maschinen 123.
 — der Transformatoren 124.
 Temperaturgefälle im Schornstein 84,
 N 34.

- Temperaturkoeffizient, elektrischer **99**.
 Tetmajer, Formel von **40**.
 Textilriemen **63**.
 Thermometergrade, Vergleichung **27**.
 Thermometerkorrektur **28**.
 Toleranz **117**.
 Trägheitshalbmesser **40**.
 Trägheitsmoment **47**, N 15, N 16.
 Transformatoren, Eisenverlust **118**,
119.
 —, Kurzschlußspannung **118**, **119**.
 —, Schaltgruppen **119**.
 —, Wicklungsverluste **118**, **119**.
 —, Wirkungsgrad **117**.
 Transmissionswellen **51**.
 T-Stück, Widerstandszahl **22**.
- Überfangglocken **97**.
 Überlastung elektrischer Maschinen
117.
 Übersetzung (Riementrieb) **60**.
 Umfangsgeschwindigkeit **14**, N 3.
 Umfangskraft **14**, N 3.
- Vakuum **31**, N 8.
 Vektorendifferenz **9**.
 Vektorensumme **9**.
 Ventilatoren **16**, **131**, **133**.
 Verbrennung, vollkommene **68**.
 Verbrennungsgasmenge **74**, N 28.
 —, trockene **75**.
 Verbrennungsgleichungen **68**, **69**.
 Verdampfungsziffer **79**, N 30.
- Verdrehungswinkel **50**, N 17.
 Verjüngungswinkel **84**, **89**.
 Vierskalensystem **3**.
 Vorspannung (Riementrieb) **61**.
- Wärmeausdehnung von Eisen und
 Kupfer 31.**
 Wärmedurchgangskoeffizient **84**.
 Wärmeinhalte des Wassers **30**.
 — — Wasserdampfes **32**, N 9, N 30.
 Wärmeverluste des Dampfkessels **79**.
 Wärmeverlust durch Aschenrück-
 stände **82**.
 — — fühlbare Wärme **81**, N 31,
 K 10.
 — — Ruß **82**, N 33.
 — — unverbrannte Gase **82**, N 32.
 Wasser, spezifisches Gewicht **30**.
 Wasserrohrleitungen **18**.
 —, Berechnung von **23**.
 Weisbach **21**, **22**.
 Wellen, Berechnung **51**, N 18, N 19,
 N 20.
 —, Gewicht **12**, N 2.
 Whitworth-Gewinde **41**.
 — -Rohrgewinde **41**.
 Wicklungsprobe **111**.
 Widerstand, elektrischer **98**, N 39.
 —, spezifischer **99**, N 39.
 Widerstandshöhe **18**, N 5, N 6, N 7.
 Widerstandskoeffizient beim Durch-
 fluß **18**, **21**, N 7.
- Widerstandsmoment **44**, **47**, N 13,
 N 14, N 15.
 Winkeltrieb **62**.
 Wirkstrom, -leistung **120**, N 44.
 Wirkungsgrad des Dampfkessels **79**,
 N 30.
 — von Dampfmaschinen und Dampf-
 turbinen **125**.
 — — elektrischen Motoren **116**.
 — — — für Teillasten **117**.
 — — Gleichstromgeneratoren **119**.
 —, mechanischer **127**, N 46.
 — von Pumpen **132**.
 — (Riementrieb) **62**.
 —, thermischer **127**.
 —, thermodynamischer **127**.
 — von Ventilatoren **134**.
 — — Wechsel- und Drehstromgene-
 ratoren **120**.
 Wirkungsgradmethode (Beleuchtung)
94.
- Yard, engl. **11**.
- Zahlenwerte, wichtige **8**.
 Zahnräder **65**.
 Zapfenlinie **3**.
 Zentrifugalpumpe **16**.
 Zoll, engl. **11**.
 —, preuß. **11**.
 Zugfestigkeit **39**.
 Zugstärke, statische **86**, N 35.
 —, Verluste **86**, **87**, N 36.
 Zustandsgleichung **37**, N 11.

Betriebswirtschaftslehre der Industrie. Von Professor Dr.-Ing. **Karl Wilhelm Hennig**, Hannover. Mit 57 Textabbildungen und 6 Anlagen. VII, 167 Seiten. 1928.
RM 11.—; gebunden RM 12.50

Einführung in die Organisation von Maschinenfabriken unter besonderer Berücksichtigung der Selbstkostenberechnung. Von Dipl.-Ing. **Friedrich Meyenberg**, Berlin. Dritte, umgearbeitete und stark erweiterte Auflage. XIV, 370 Seiten. 1926.
Gebunden RM 10.—

Richtige Akkorde. Zugleich ein praktischer Weg zur Rationalisierung der Fertigung besonders im Maschinenbau. Von Dr.-Ing. **G. Peiseler**. Mit 64 Textabbildungen. VII, 157 Seiten. 1929.
RM 9.—; gebunden RM 10.50

Lehrbuch der zeitgemäßen Vorkalkulation im Maschinenbau. Von Ingenieur **Friedrich Kresta**, Beratender Ingenieur, Wien, unter Mitarbeit von **Theodor Käch**, Oberingenieur und Betriebsleiter, Ravensburg (Württemberg). Zweite, umgearbeitete Auflage. Mit 132 Textabbildungen, 116 Tabellen und 7 logarithmischen Tafeln. IX, 294 Seiten. 1928.
Gebunden RM 22.—

Die Platzkostenrechnung im Dienste der Betriebskontrolle und Preiskalkulation. An Hand eines Beispiels aus der Praxis erläutert. Von Dr.-Ing. **Gottfried Kritzler**, Marine-Ingenieur a. D. („Betriebswirtschaftliche Zeitfragen“, Band IX.) Mit zahlreichen Formularen und einem vollständig durchgeführten praktischen Beispiel. IV, 60 Seiten. 1928.
RM 4.50

Mathematisch-graphische Untersuchungen über die Rentabilitätsverhältnisse des Fabrikbetriebes. Von Ingenieur **Reinhard Hildebrandt**. Mit 31 Abbildungen im Text und auf 7 Tafeln. VII, 79 Seiten. 1925. RM 5.10; gebunden RM 6.60

Die Herstellung gezeichneter Rechentafeln. Ein Lehrbuch der Nomographie. Von Dr.-Ing. **Otto Laemann**. Mit 68 Abbildungen im Text und auf 3 Tafeln. VIII, 100 Seiten. 1923.
RM 4.—

Lehrbuch der Nomographie auf abbildungsgeometrischer Grundlage. Von Studienrat **H. Schwerdt**, Berlin. Mit 137 Textabbildungen und 151 angewandten Aufgaben mit Lösungen. VIII, 267 Seiten. 1924.
Gebunden RM 12.90

Die Grundlagen der Nomographie. Von Ingenieur **B. M. Konorski**. Mit 72 Abbildungen im Text. 86 Seiten. 1923.
RM 3.—

Reutlinger-Gerbel, Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie.

In zwei Bänden.

Erster Band: Allgemeine wirtschaftliche Gesichtspunkte. Von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**, Vorstand der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Köln. Unter Mitwirkung von Oberbaurat **Ing. M. Gerbel**, beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien. Gleichzeitig dritte, vollständig erneuerte und erweiterte Auflage von **Urbahn-Reutlinger**, Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken. Mit 109 Textabbildungen und 53 Zahlentafeln. V, 264 Seiten. 1927. Gebunden RM 16.50

Zweiter Band: Spezielle Kraft- und Wärmewirtschaft in den einzelnen Industrien. Von Oberbaurat **Ing. M. Gerbel**, beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien. Unter Mitwirkung von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**, Vorstand der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Köln. Dritte Auflage in Vorbereitung.

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes

unter besonderer Berücksichtigung der Wärmewirtschaft. Von Dr.-Ing. **Georg Herberg**, Ingenieurbüro für Kraft- und Wärmewirtschaft, Stuttgart. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 84 Textabbildungen, 118 Zahlentafeln sowie 54 Rechnungsbeispielen. XII, 447 Seiten. 1928. Gebunden RM 23.50

Brennstoff und Verbrennung. Von Professor Dr. **D. Aufhäuser**, Inhaber der Thermochemischen Versuchsanstalt zu Hamburg.

I. Teil: **Brennstoff.** Mit 16 Abbildungen im Text und zahlreichen Tabellen. V, 116 Seiten. 1926. RM 4.20

II. Teil: **Verbrennung.** Mit 13 Abbildungen im Text. IV, 107 Seiten. 1928. RM 4.20
Teil I und II in einem Band gebunden RM 10.—

Kohlenstaubfeuerungen. Bericht, dem Reichskohlenrat erstattet im Auftrage seines technisch-wirtschaftlichen Sachverständigen-Ausschusses für Brennstoffverwendung. Von Dipl.-Ing. **Hermann Bleibtreu**. Zweite, vollständig umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 267 Textabbildungen. XI, 495 Seiten. 1930. Gebunden RM 39.—

Dampfkesselfeuerungen für Braunkohle. Von Dipl.-Ing. **E. Lenhart**, Oberingenieur des Rheinischen Elektrizitätswerkes im Braunkohlenrevier A.-G. Köln, Kraftwerk Fortuna. Mit 65 Textabbildungen. IV, 117 Seiten. 1928. RM 12.—; gebunden RM 13.50

Werkstoff-Fragen des heutigen Dampfkesselbaues. Von **Max Ulrich**, Leiter der Abteilung für Maschinenbau einschließlich Metallographie an der Materialprüfungsanstalt an der Technischen Hochschule Stuttgart. Mit etwa 150 Textabbildungen. Etwa 160 Seiten. Erscheint im Februar 1930.

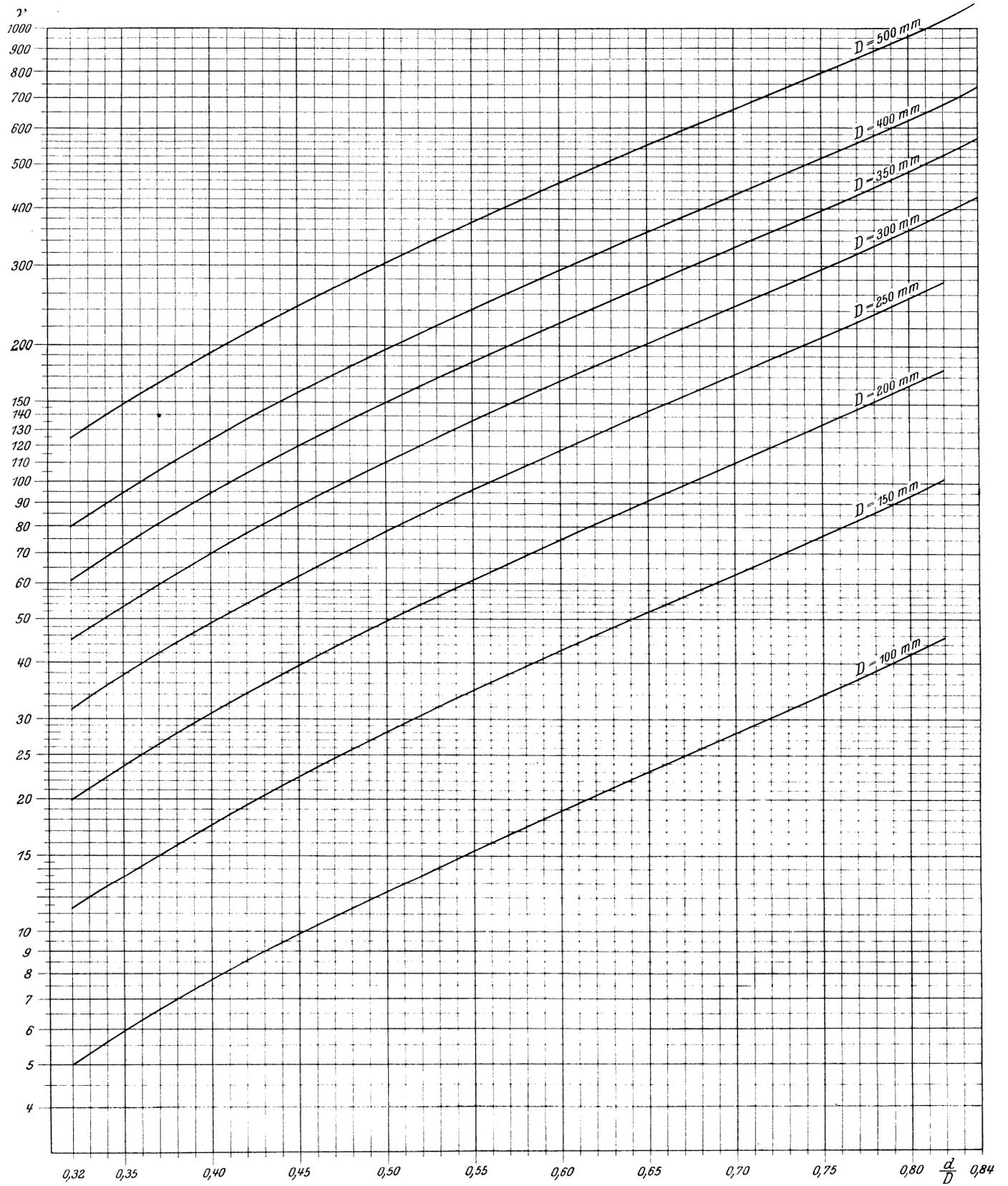
Die Chemie der Bau- und Betriebsstoffe des Dampfkesselwesens.

Von Dipl.-Ing. **R. Stumper**, Vorsteher der chemisch-metallographischen Versuchsanstalt der Burbacher Hütte. Mit 101 Textabbildungen. XI, 309 Seiten. 1928. Gebunden RM 24.—

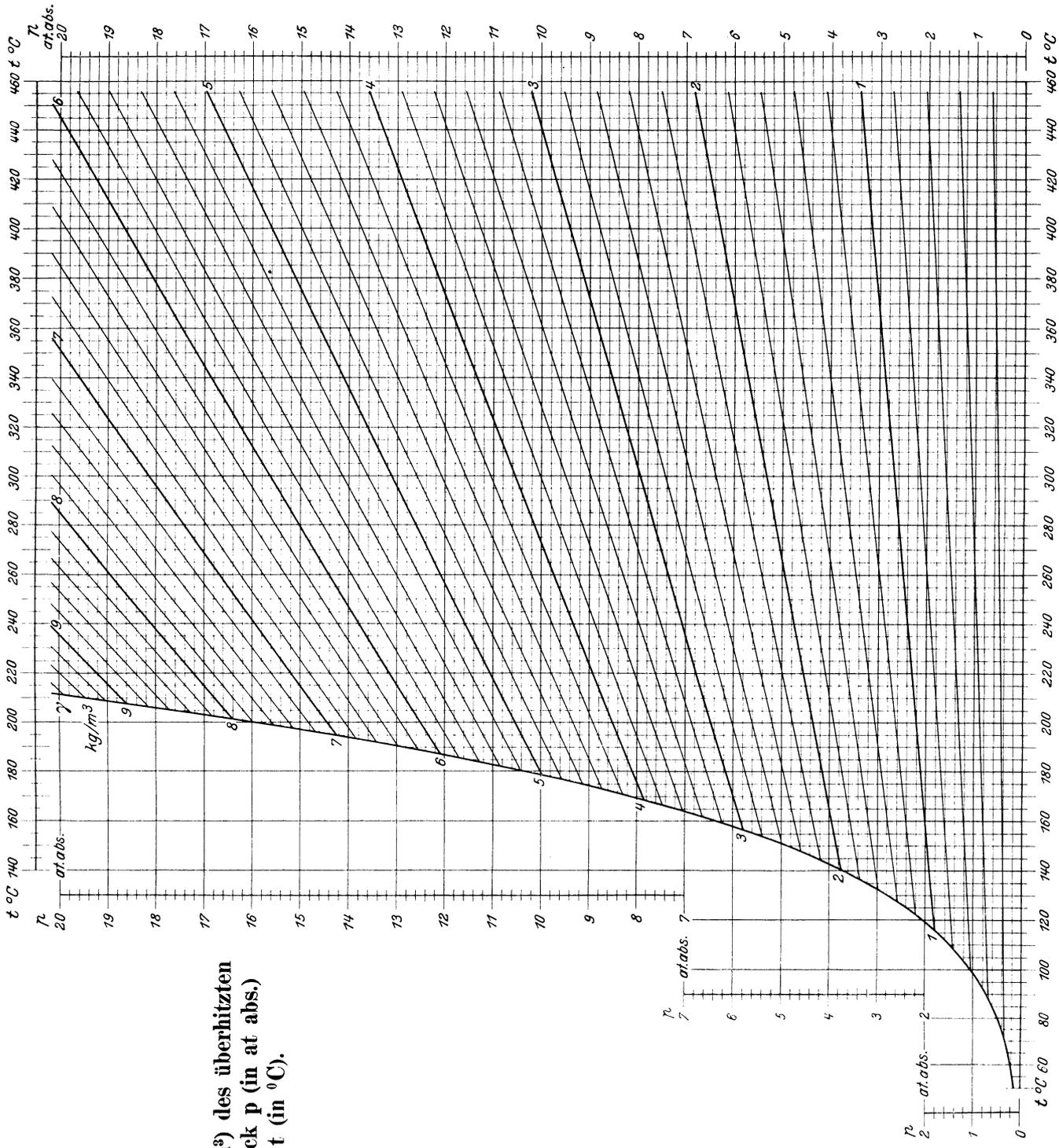
Die Gestaltung und Berechnung von Rauchgasvorwärmern (Economisern).

Von Dr.-Ing. **Lothar Possner**. Mit 117 Textabbildungen, 20 Zahlentafeln und zahlreichen Rechnungsbeispielen aus der Praxis. V, 152 Seiten. 1929. RM 14.50; gebunden RM 16.—

Koeffizient r für Stauscheiben.

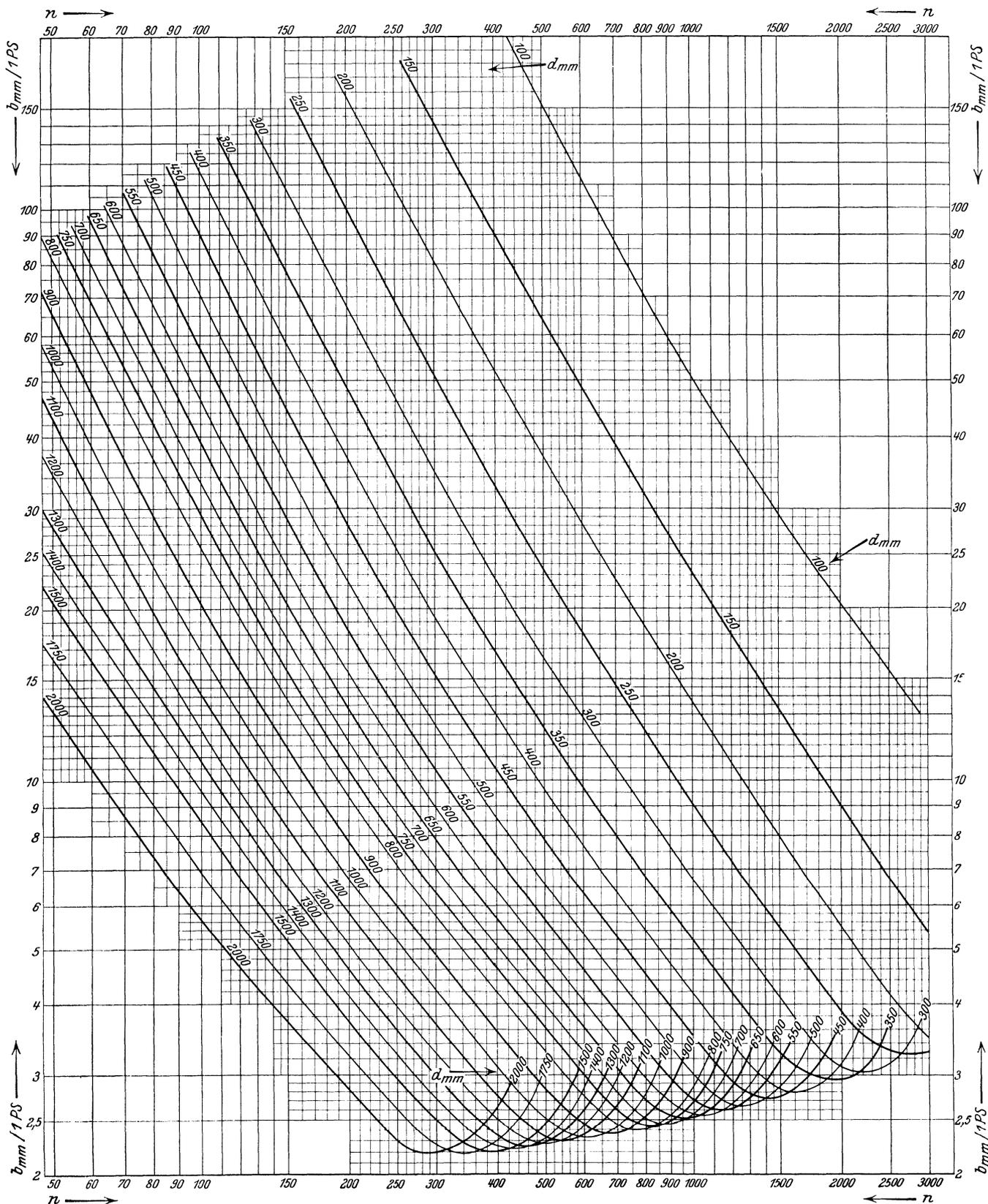


Spez. Gewicht γ (in kg/m^3) des überhitzten Wasserdampfes bei Druck p (in at abs.) und Temperatur t (in $^\circ\text{C}$).

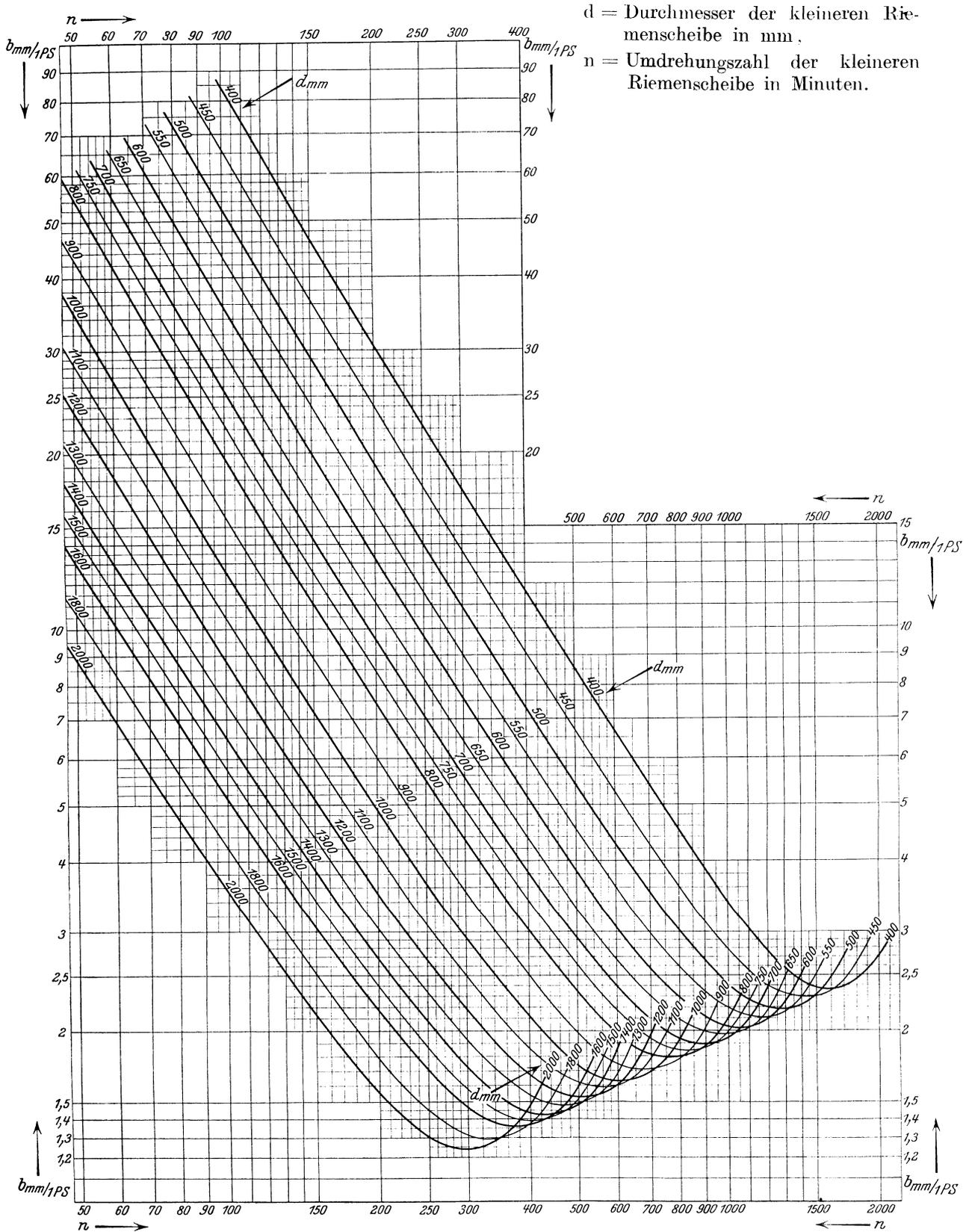


Berechnungstabelle für einfache Riemen von 5 bis 5,5 mm Stärke zur Feststellung der für die Übertragung von 1 PS notwendigen Riemenbreite b (in mm).

d = Durchmesser der kleineren Riemenscheibe in mm,
 n = Umdrehungszahl der kleineren Riemenscheibe in Min.



Berechnungstabelle für Doppelpriemen von 9,5 bis 10,5 mm Stärke zur Feststellung der für die Übertragung von 1 PS notwendigen Riemenbreite b (in mm).



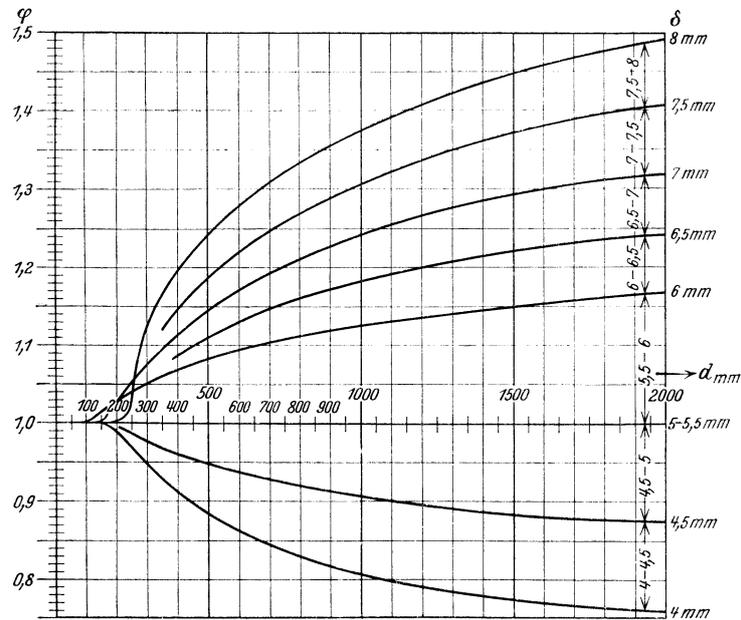
d = Durchmesser der kleineren Riemenscheibe in mm,
 n = Umdrehungszahl der kleineren Riemenscheibe in Minuten.

Einfluß der Riemenstärke auf die Leistungsfähigkeit eines einfachen Riemens.

δ = Riemenstärke in mm .

d = Durchmesser der kleineren Scheibe in mm ,

φ = Leistungsfähigkeit des betreffenden Riemens im Verhältnis zu derjenigen eines Riemens von 5 bis 5,5 mm Stärke.

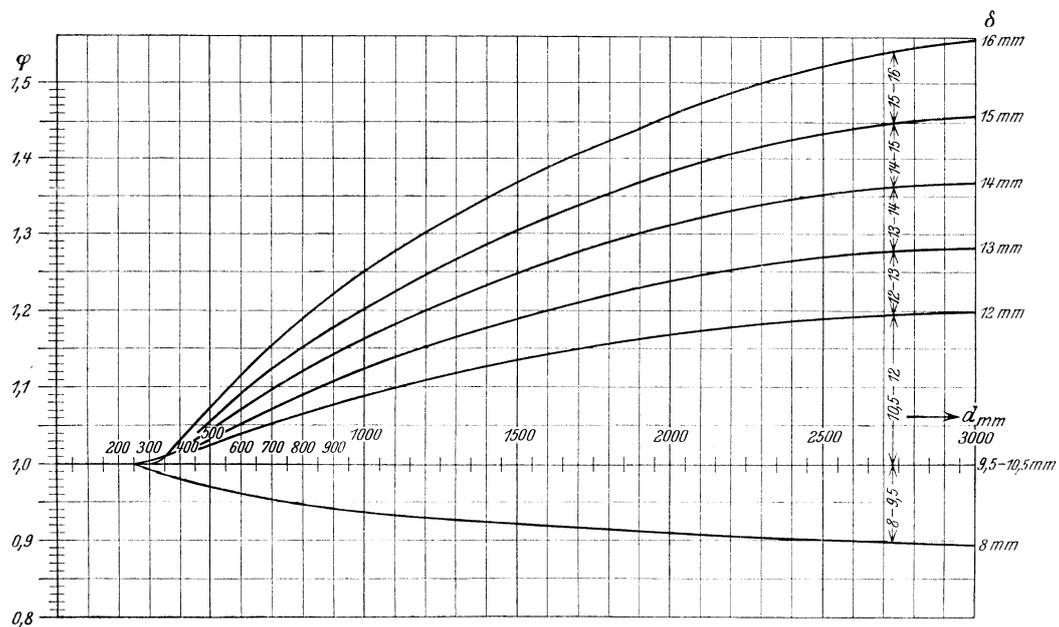


Einfluß der Riemenstärke auf die Leistungsfähigkeit eines Doppelriemens.

δ = Riemenstärke in mm .

d = Durchmesser der kleineren Scheibe in mm .

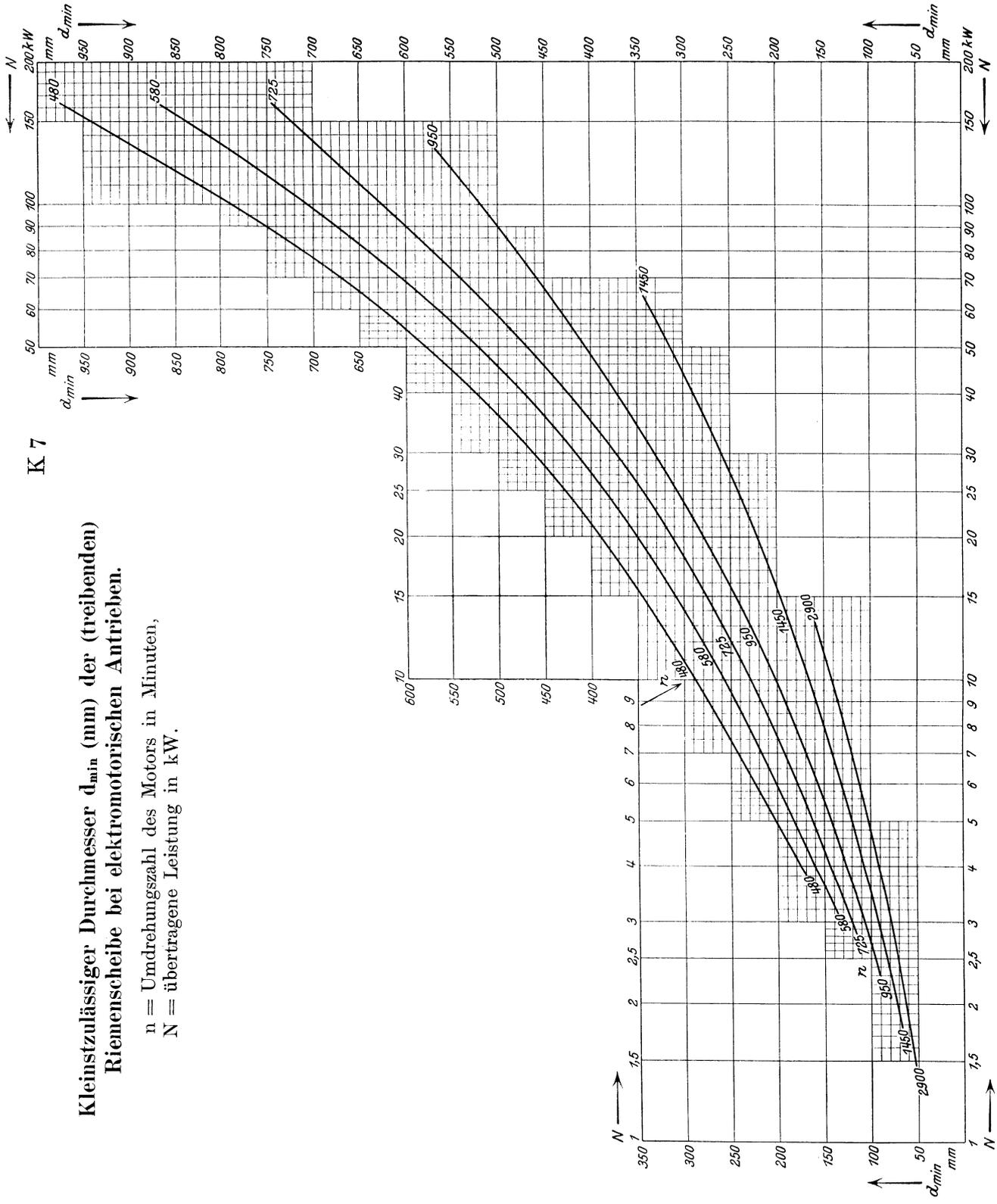
φ = $\frac{\text{Leistungsfähigkeit des betreffenden Doppelriemens}}{\text{Leistungsfähigkeit des Doppelriemens von 9,5 bis 10 mm Stärke}}$



K 7

Kleinstzulässiger Durchmesser d_{min} (mm) der (treibenden) Riemenscheibe bei elektromotorischen Antrieben.

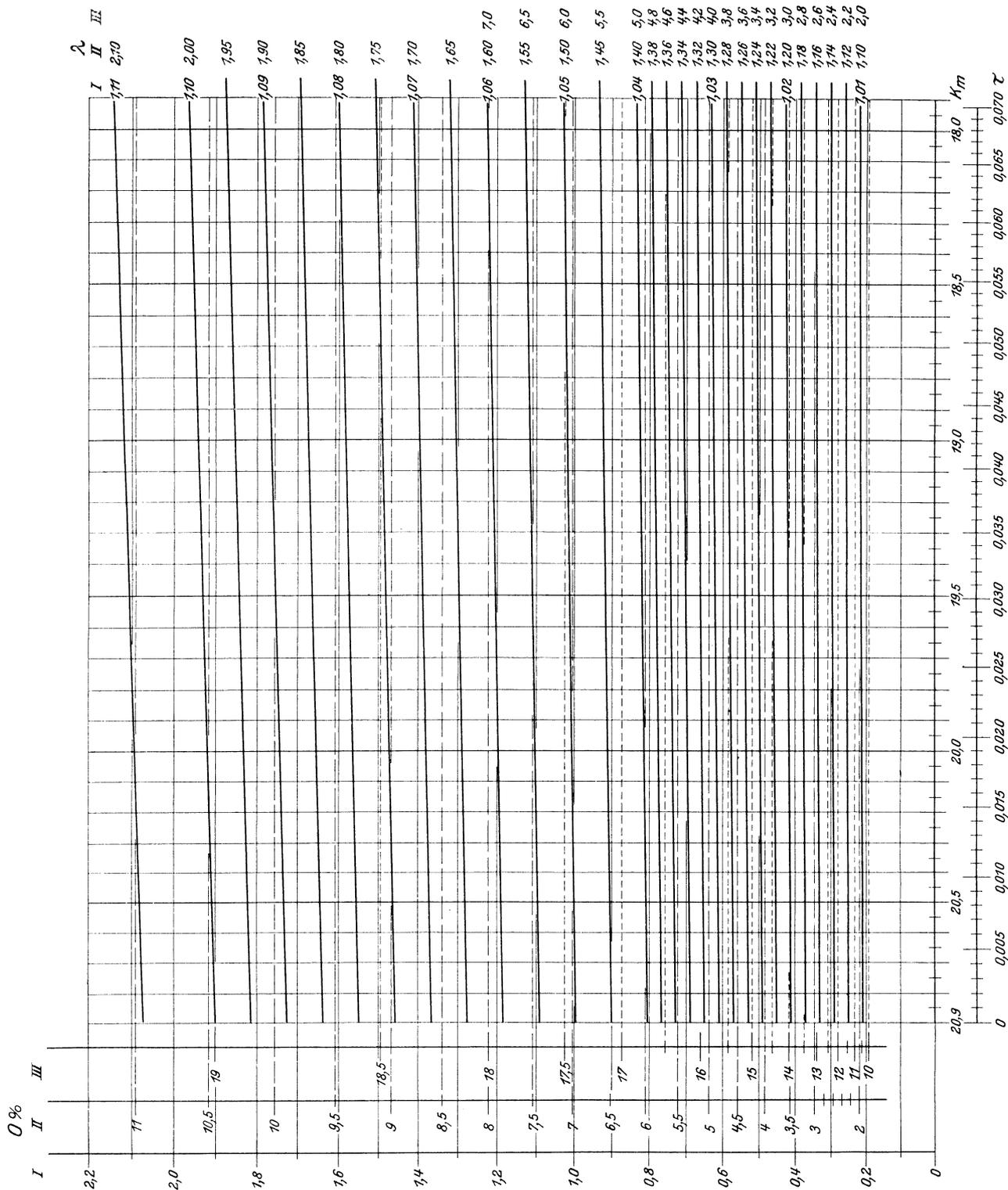
n = Umdrehungszahl des Motors in Minuten,
 N = übertragene Leistung in kW.



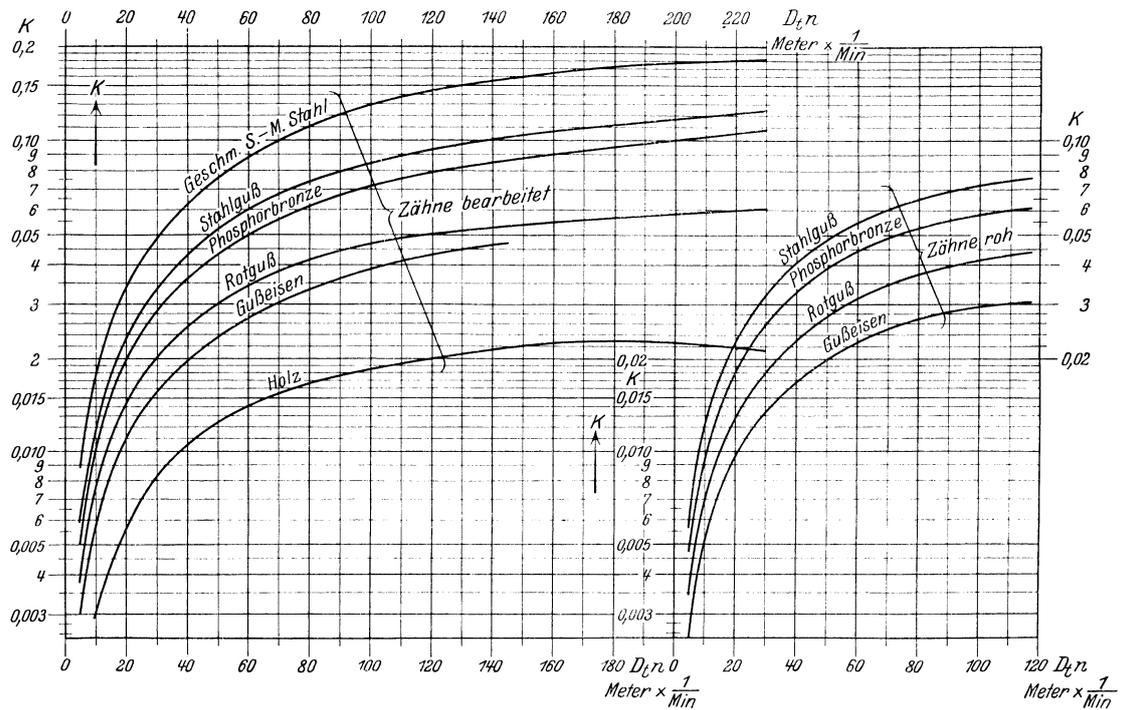
Beziehung zwischen dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase in % O, der charakteristischen Kohlenzahl τ und dem Luftüberschuffaktor λ bei vollkommener Verbrennung.

$$\frac{O}{20,9 - O} \cdot \frac{1 + 2,373 \tau}{1 + 3 \tau} = \lambda - 1.$$

$$79,1 \frac{O}{20,9 - O} = (100 - K_m) (\lambda - 1).$$



Bestimmung des Koeffizienten K für Zahnräder (Stirnräder).



Wärmeverlust V_z (in % des Heizwertes) im Kessel durch fühlbare Wärme der Abgase.

Für Braunkohle.

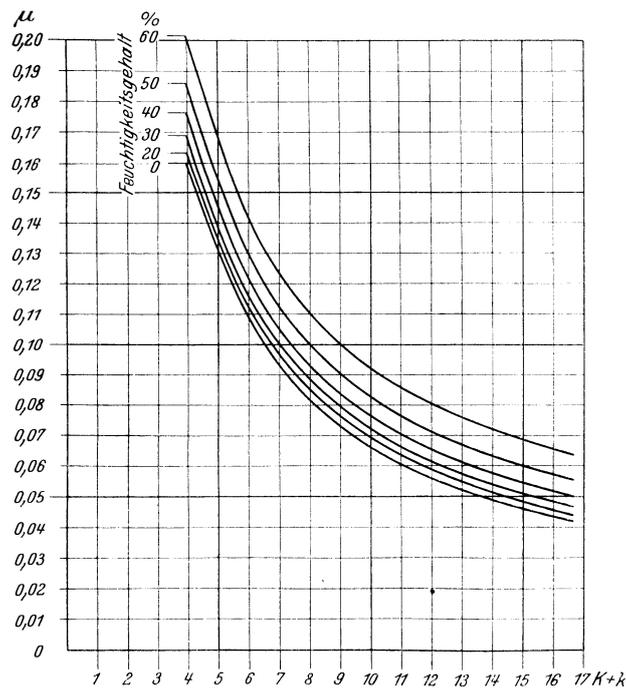
$$V_z = \mu (T - t)$$

K = Kohlendioxidgehalt der Rauchgase in % (Raum).

k = Kohlenoxydgehalt „ „ „ % „ „

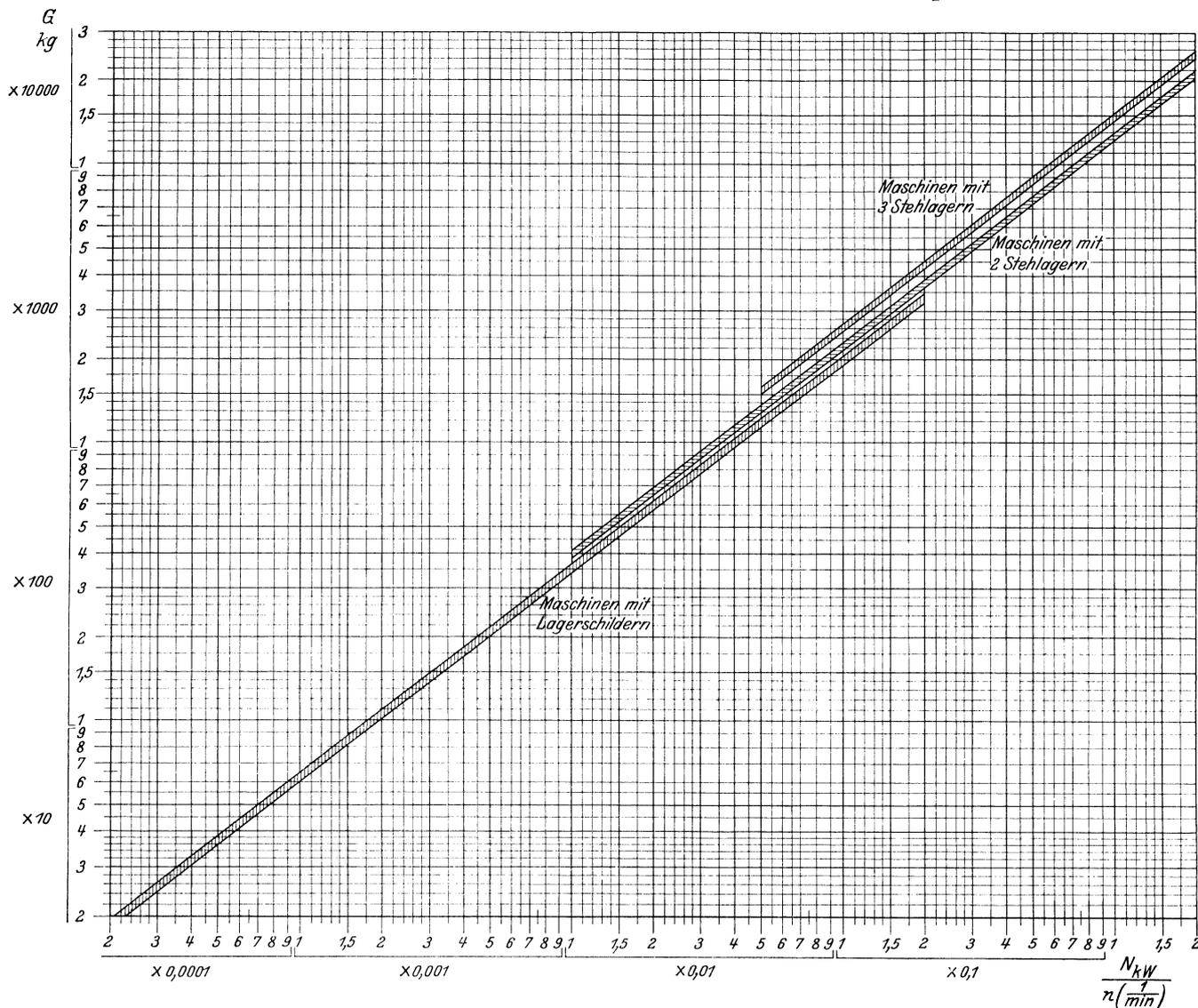
T = Temperatur der Rauchgase in °C.

t = „ „ Außenluft „ °C.

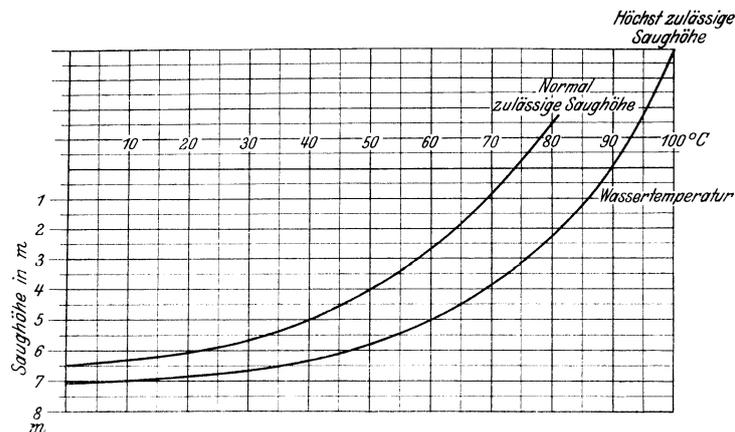


Gewicht von offenen Gleichstrommaschinen.

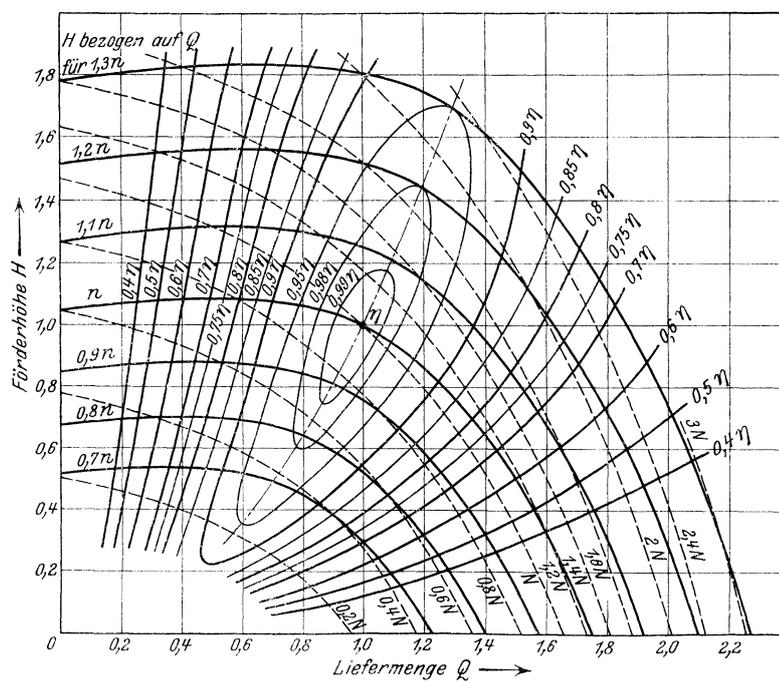
G = Gewicht in kg, N = Leistung in kW, n = Umdrehungszahl pro Min.

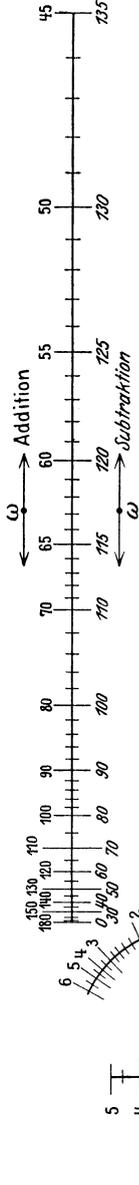


Zulässige Saughöhen für Kolben- und Kreiselpumpen bei warmem Wasser.

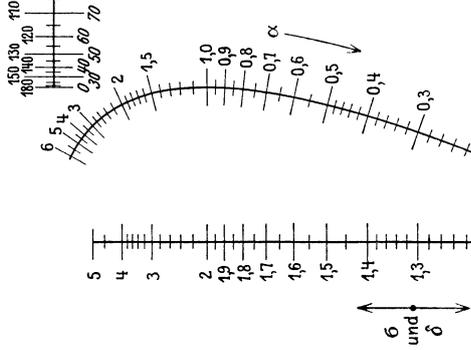


Einheitsdiagramm einer Zentrifugalpumpe.



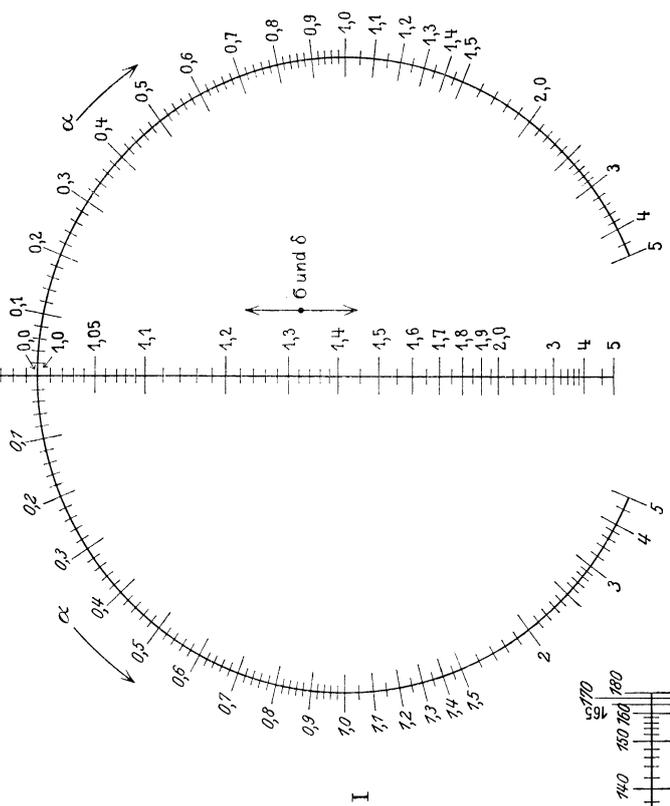
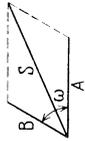
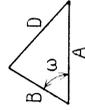


II



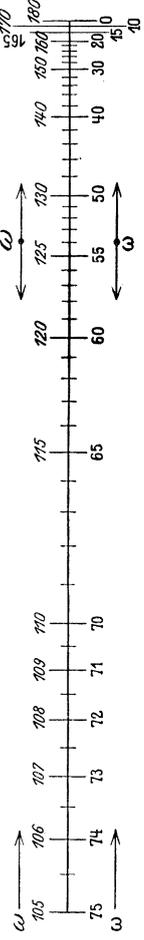
Geometrische Addition und Subtraktion.

$S = A (+) B; \sigma = \frac{S}{B}; \alpha = \frac{A}{B} \quad \omega = \sphericalangle (A, B)$
 $D = A (-) B; \delta = \frac{D}{B}; \alpha = \frac{A}{B}$



I

Gleichartige Beschriftung von α und ω : Addition.
 Ungleichartige Beschriftung von α und ω : Subtraktion.

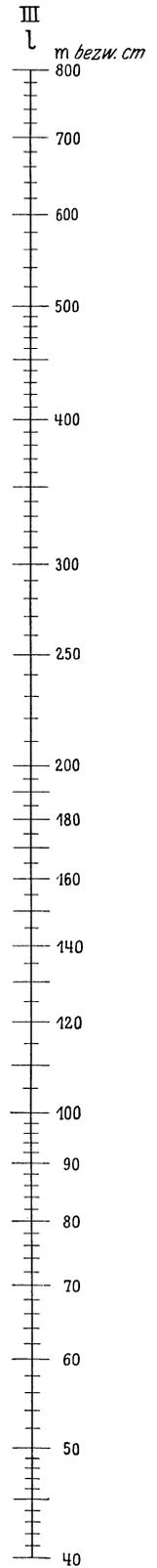
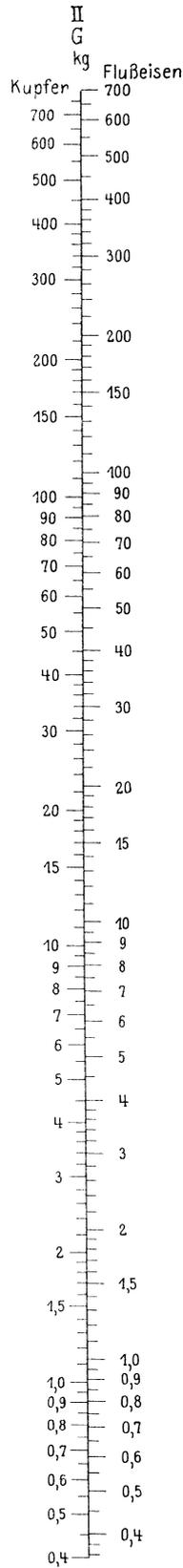
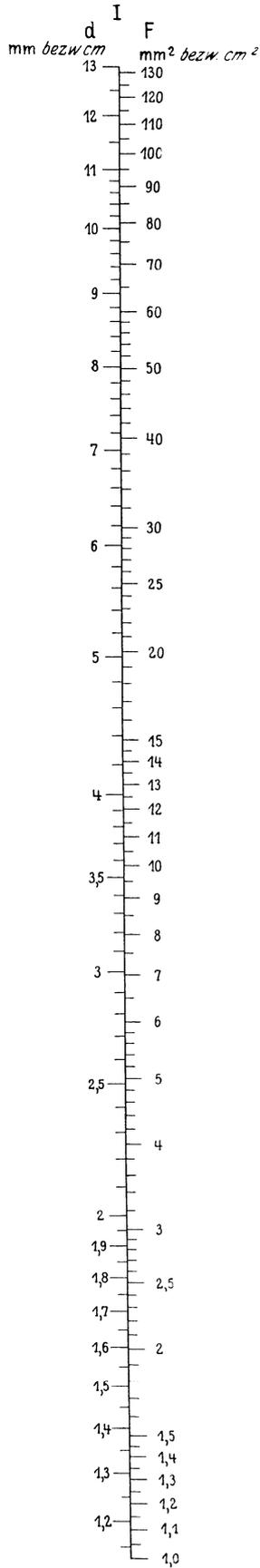


Gewicht von Drähten (bzw. Wellen) und Stäben aus Flußeisen und Kupfer.

G = Gewicht in kg, l = Länge in m bzw. cm, F = Querschnitt in mm² bzw. cm²,
 d = Durchmesser in mm bzw. cm.

γ = spezifisches Gewicht in kg/cm³ = 0,00785 für Flußeisen, = 0,00889 für Kupfer.

$$G = \gamma l F = \frac{\pi}{4} \gamma l d^2.$$



Proportionalitätsfaktoren:		
(d) (F)	(G)	(l)
10 • 100	• 1000	• 100
(3,16) • 10	• 100	• 10
1 • 1	• 10	• 1
	• 0,1	• 1
(0,316) • 0,1	• 0,01	• 0,1
	• 0,001	• 0,1
0,1 • 0,01		• 0,01

Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit v (m/sek) und der Umfangskraft U (kg).

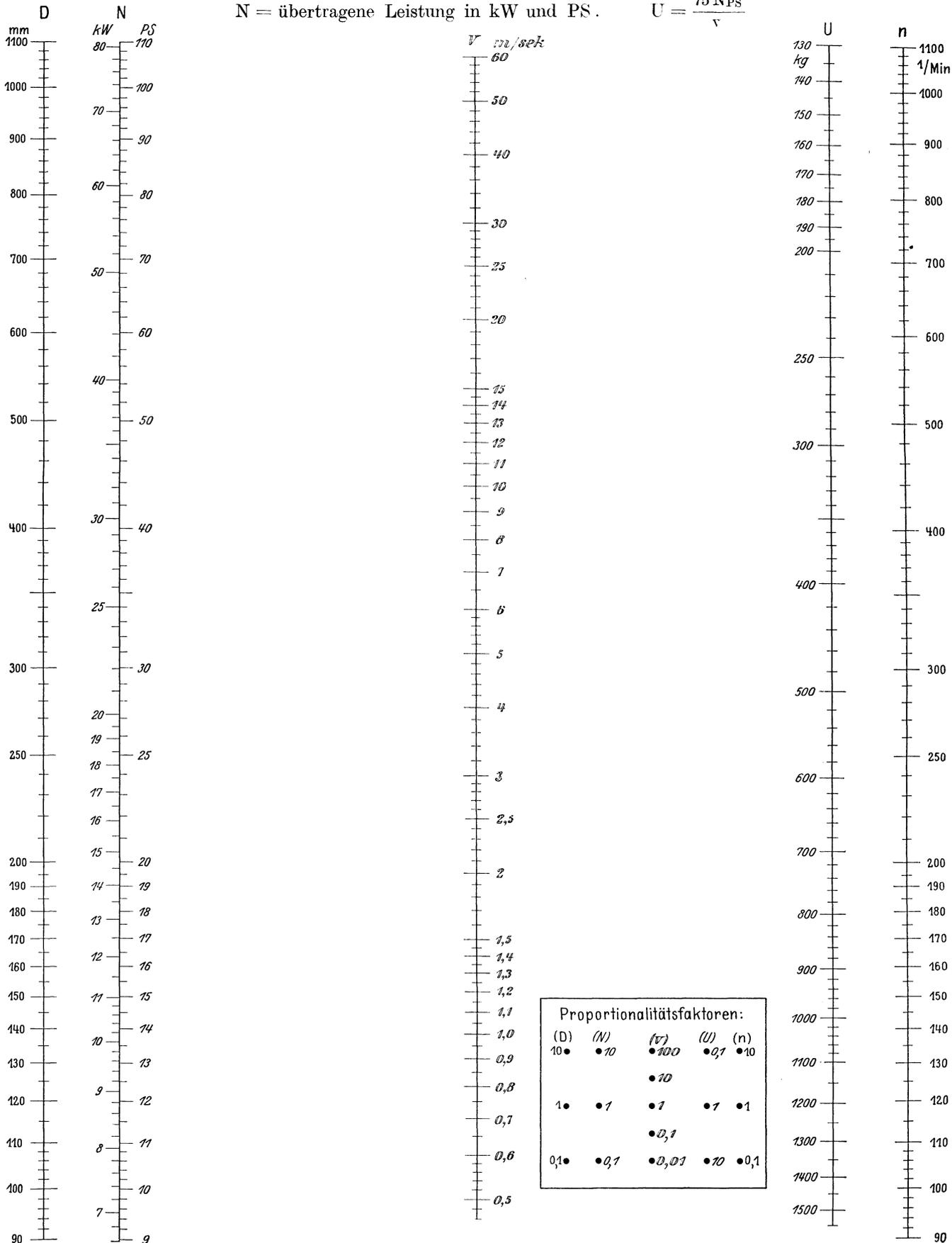
D = Scheibendurchmesser in mm,

n = Umdrehungszahl in min,

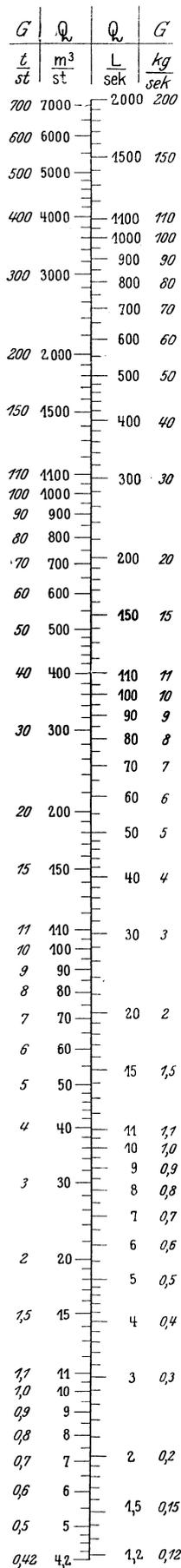
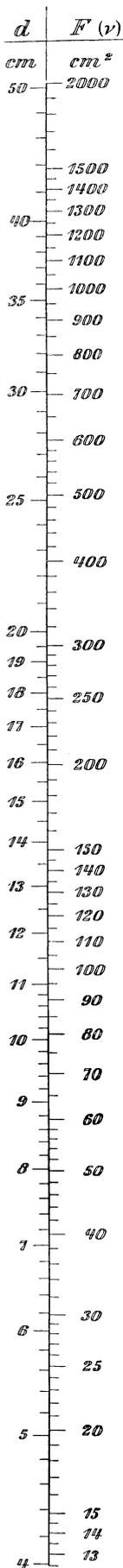
N = übertragene Leistung in kW und PS.

$$v = \frac{D \pi n}{60}$$

$$U = \frac{75 N_{PS}}{v}$$



Durchflußmenge Q und G, Durchflußgeschwindigkeit v, Druckhöhe (Geschwindigkeitshöhe) h bzw. $\frac{h}{\gamma}$ und $h \gamma$.



$$Q = F v; \quad F = \pi \frac{d^2}{4}; \quad v = \sqrt{2g \frac{h_v}{\gamma}}$$

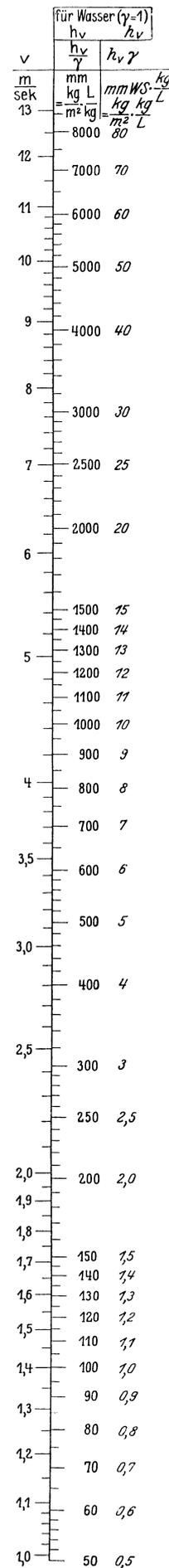
$$Q = F \sqrt{2g \frac{h_v}{\gamma}}; \quad G = F \sqrt{2g h_v \gamma}$$

F = Durchflußquerschnitt;

d = Rohrdurchmesser;

γ = spezif. Gewicht des durchfließenden Mediums;

$$g = 9,81 \frac{m}{sek^2}; \quad 1 \text{ mm WS} = 1 \frac{kg}{m^2 \ddot{a}}$$



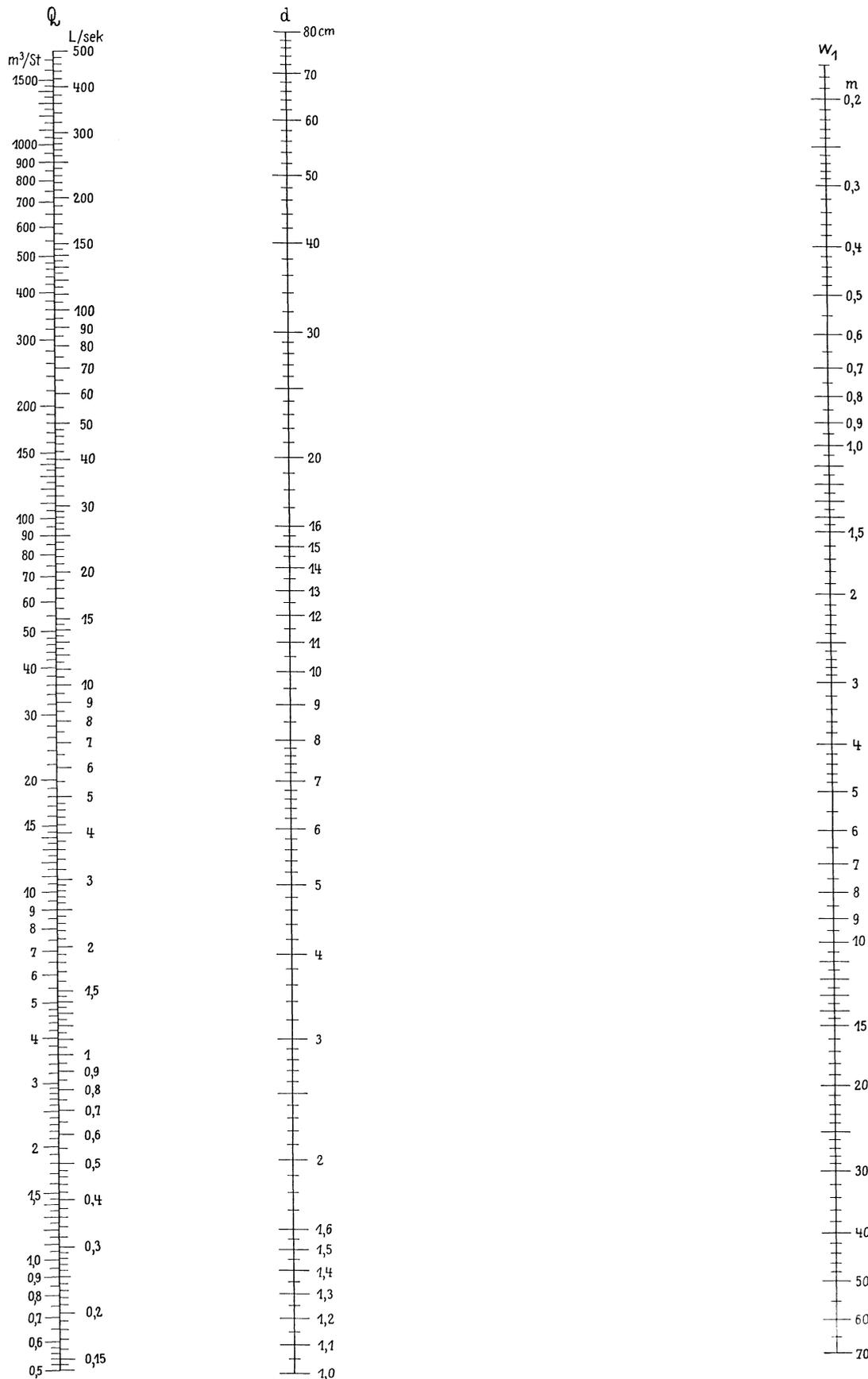
Proportionalitätsfaktoren:		
(d), (F)	(Q), (G)	(v) ($\frac{h}{\gamma}$), ($h\gamma$)
10 • 100	• 10 000	100 • 10 000
(3,16) • 10	• 1000	(31,62) • 1000
1 • 1	• 100	10 • 100
	• 10	(3,16) • 10
	• 1	1 • 1
	• 0,1	(0,316) • 0,1
(0,316) • 0,1	• 0,01	0,1 • 0,01
	• 0,001	(0,0316) • 0,001
0,1 • 0,01	• 0,0001	0,01 • 0,0001

Berechnung der Widerstandshöhe beim Durchfluß von Wasser durch Rohrleitungen (nach Flamant und Blasius).

Q = Wasserdurchflußmenge in m^3/st bzw. L/sek ,

d = Rohrdurchmesser in cm ,

w_1 = Widerstandshöhe für 100 m Rohrleitung in m .

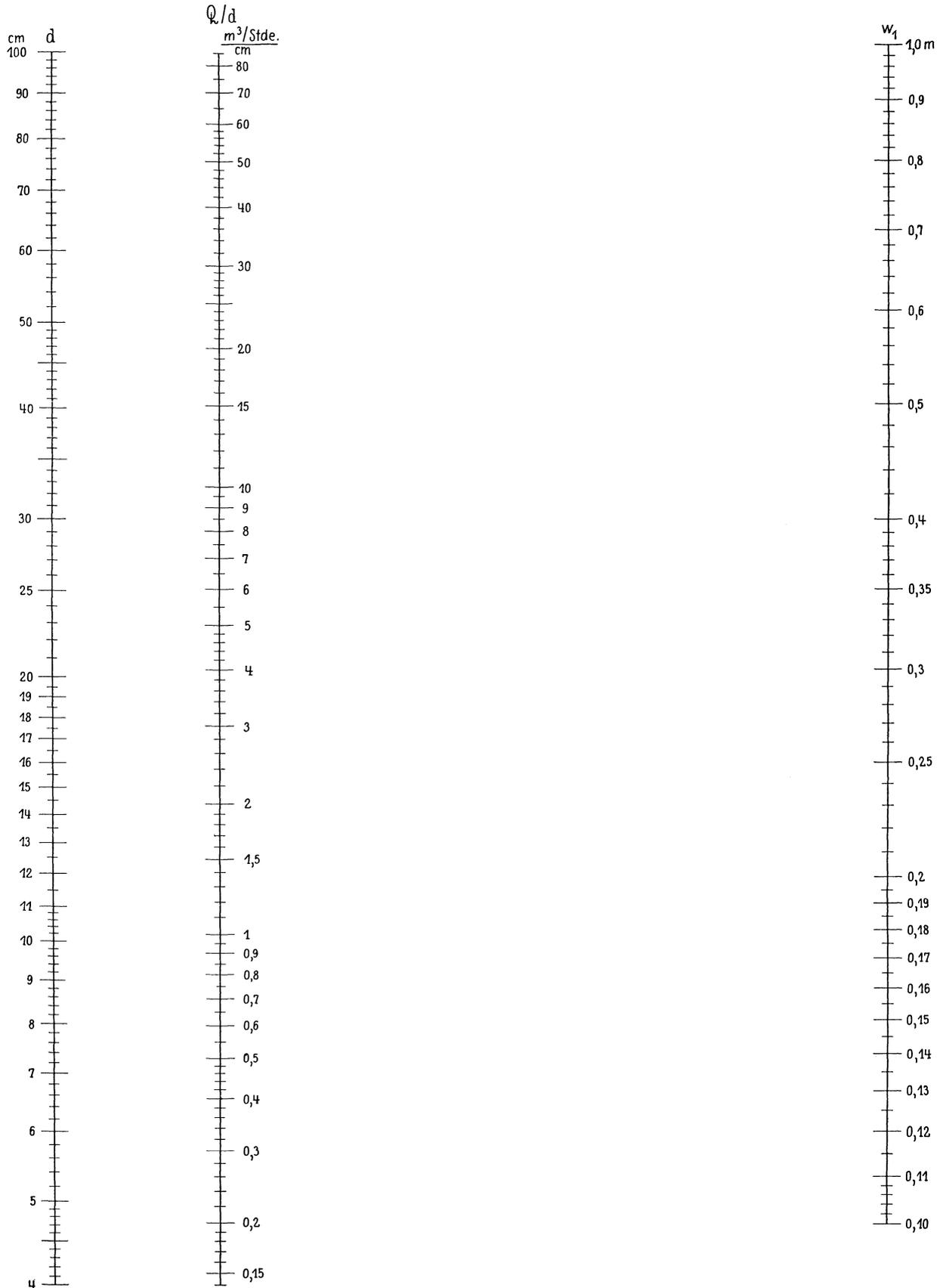


**Berechnung der Widerstandshöhe beim Durchfluß von Wasser durch Rohrleitungen
(nach H. Lang).**

Q = Wasserdurchflußmenge in m³/stde.,

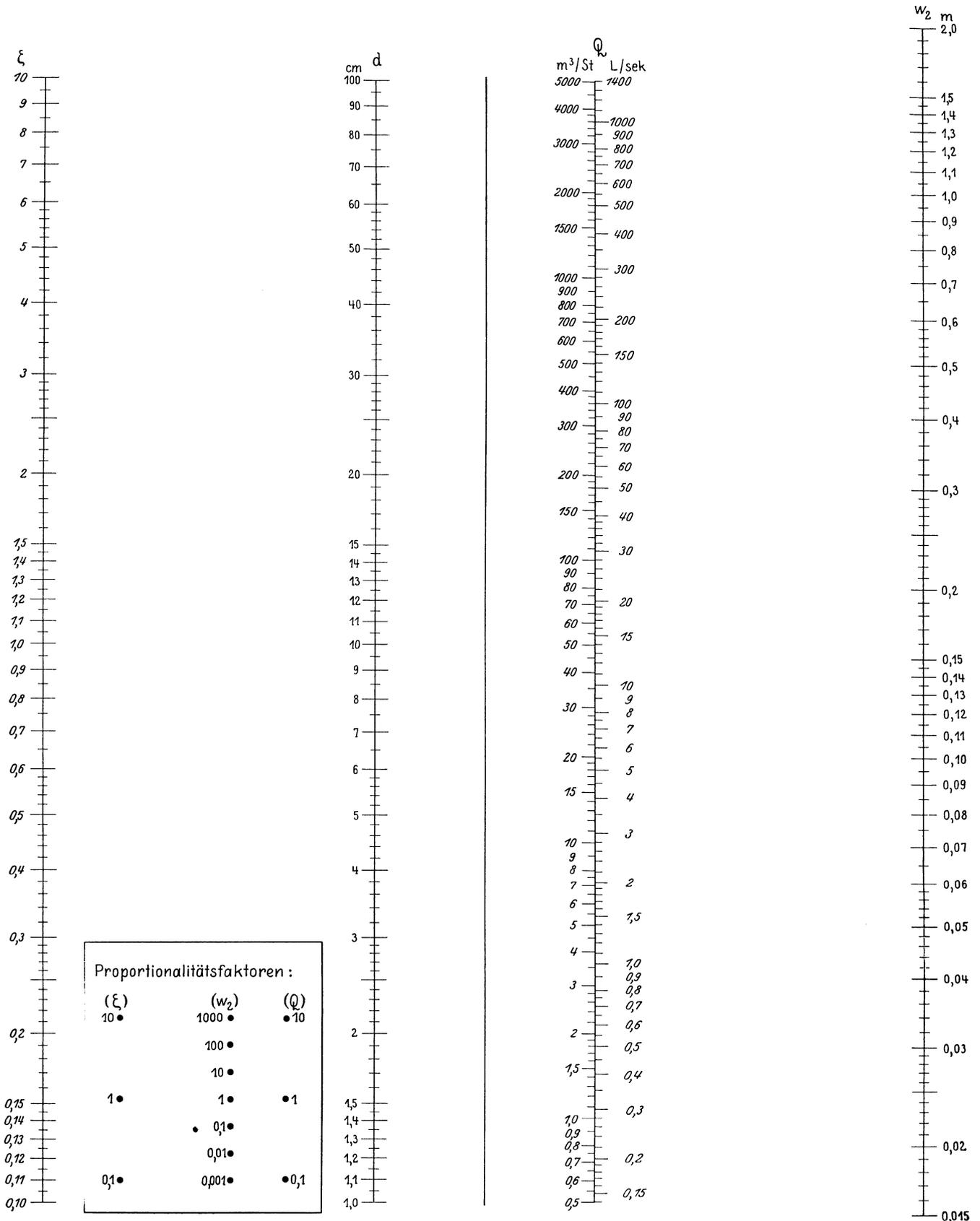
d = Rohrdurchmesser in cm,

w₁ = Widerstandshöhe für 100 m Rohrleitung in m.

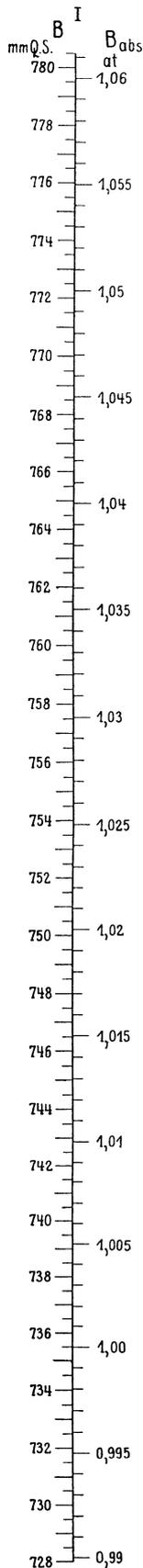


Bestimmung der Widerstandshöhe w_2 (m) aus der Wasserdurchflußmenge Q (m³/st bzw. L/sek), Widerstandszahl ζ und Rohrdurchmesser d (cm) nach der Gleichung

$$\zeta Q_{m^3/st}^2 = 1,5685 w_2 d^4.$$



Absoluter Druck; Vakuum; Temperatur des gesättigten Wasserdampfes.



B = Barometerstand in mm QS.

B_{abs} = „ „ „ at.

V = Vakuum in mm QS.

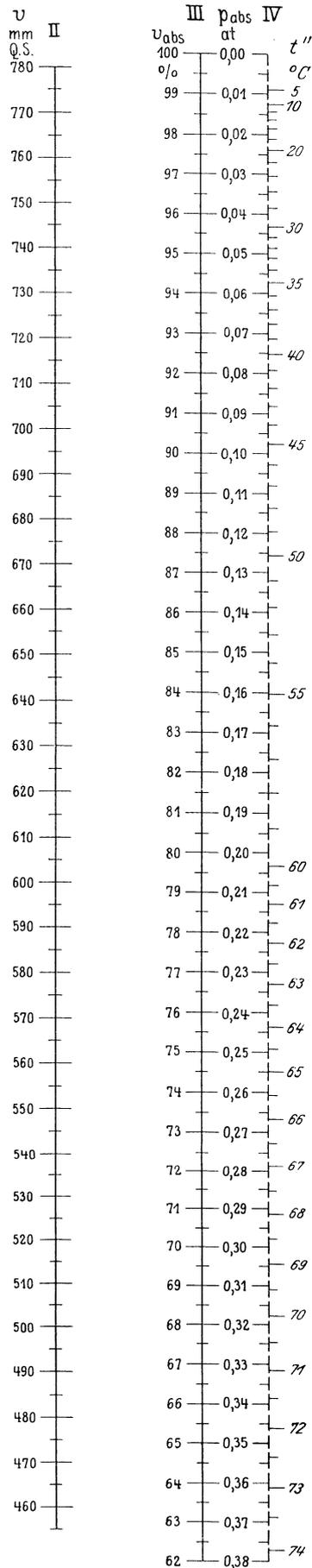
V_{abs} = „ „ „ %.

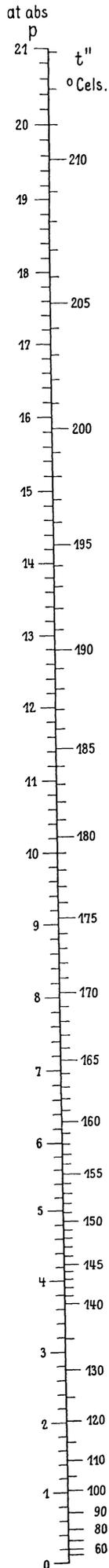
P_{abs} = Druck in at abs.

t'' = Temp. des gesätt. Dampfes.

$$B_{abs} = \frac{B}{735,5}; \quad \frac{B - V}{735,5} = P_{abs} = 1 - \frac{V_{abs}}{100}.$$

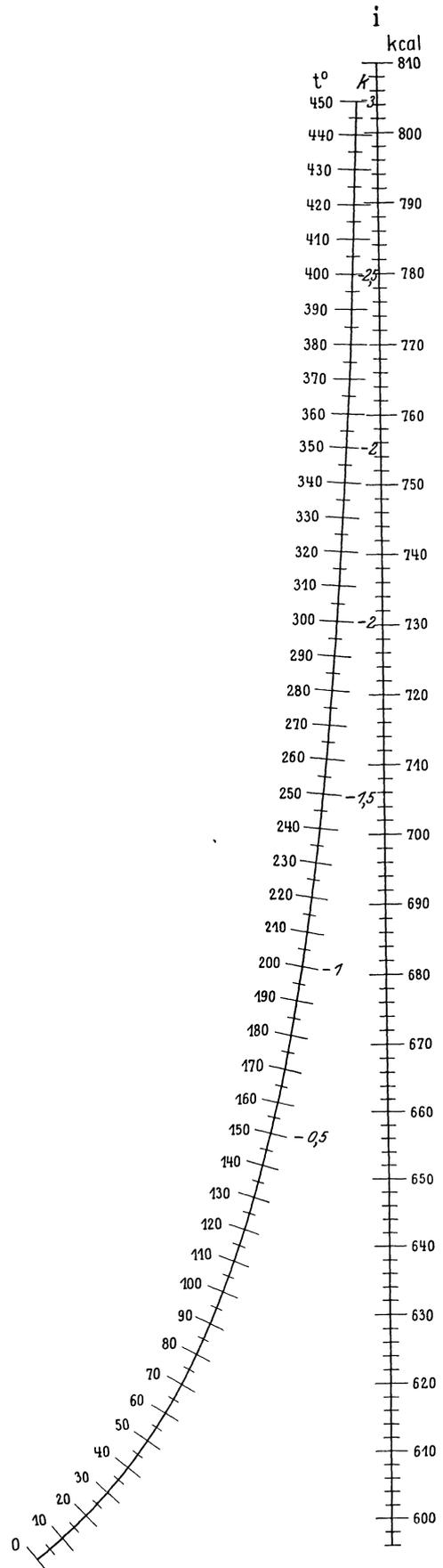
Bemerkung: Das eigentliche Nomogramm bilden die Skalenleiter I, II und III.





Bestimmung des Wärmeinhaltes i (kcal) des überhitzten Wasserdampfes aus Druck p (at abs.) und Temperatur t (° Cels.).

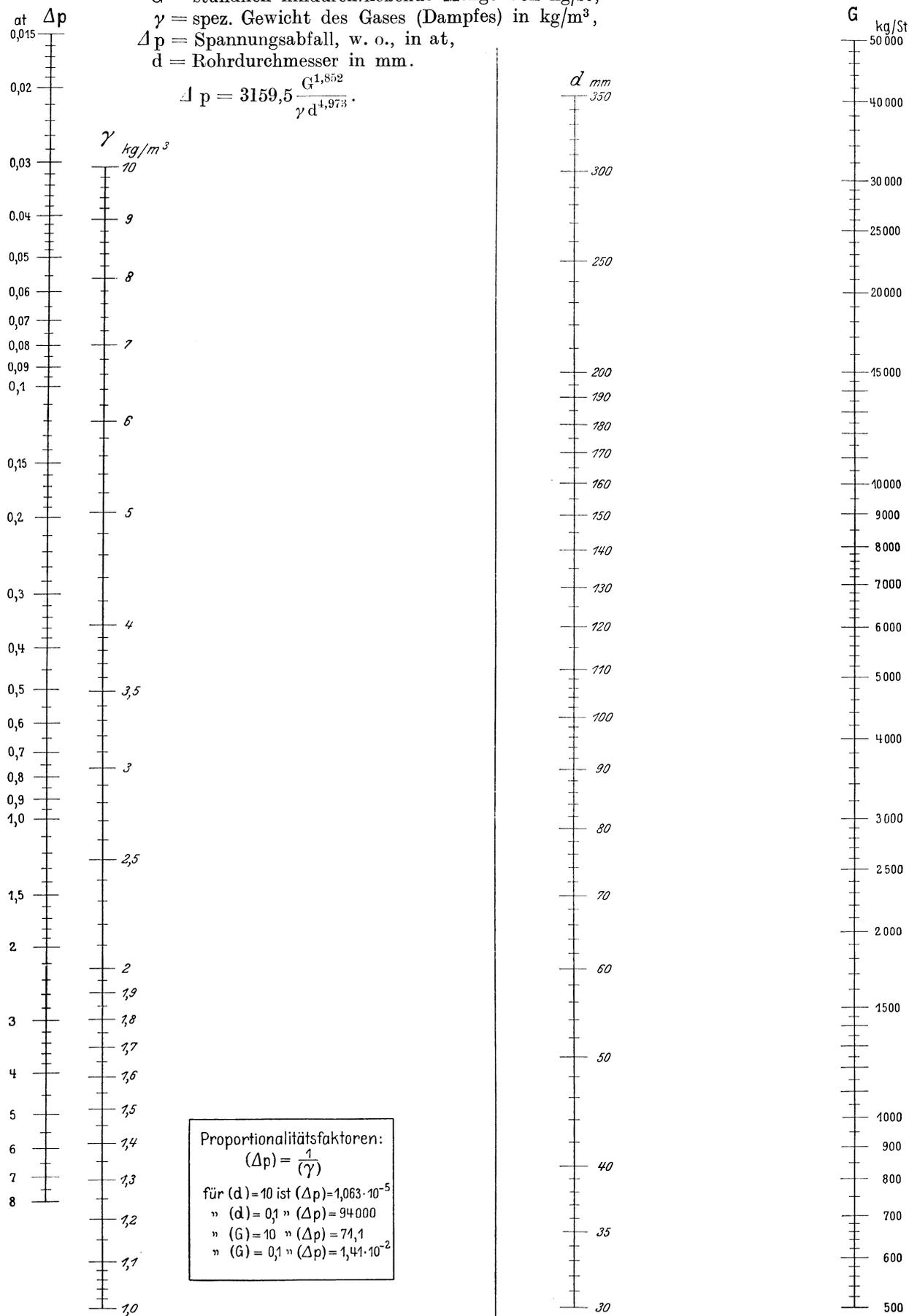
t'' = Temperatur des gesättigten Dampfes in °C,
 k = Korrektur in kcal.



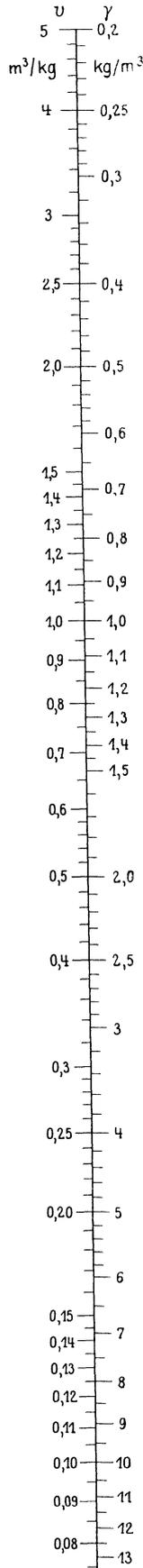
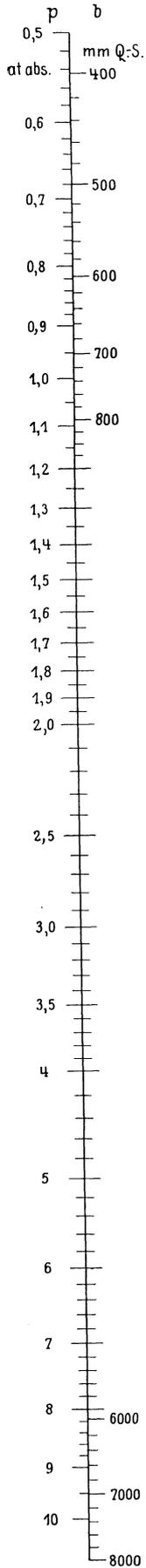
Spannungsabfall bei Bewegung von Gasen und Dämpfen in einer 100 m langen horizontalen Rohrleitungsstrecke.

G = stündlich hindurchfließende Menge von kg/st,
 γ = spez. Gewicht des Gases (Dampfes) in kg/m^3 ,
 Δp = Spannungsabfall, w. o., in at,
 d = Rohrdurchmesser in mm.

$$\Delta p = 3159,5 \frac{G^{1,852}}{\gamma d^{4,973}}$$



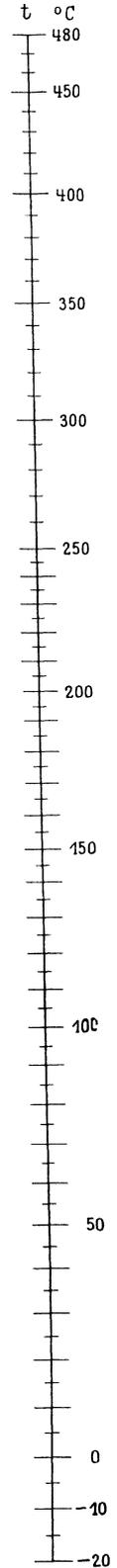
Zustandsgleichung für Luft, Reduktion der Gasvolumina und -gewichte auf verschiedene Drücke und Temperaturen.



p = absoluter Druck in at,
 b = Barometerstand in mm QS.,
 v = spez. Volumen in m^3/kg ,
 γ = spez. Gewicht in kg/m^3 ,
 t = Temperatur in $^{\circ}C$.

$$v p = 29,27 \cdot 10^{-4} (t + 273),$$

$$p = 29,27 \cdot 10^{-4} \gamma (t + 273).$$



Proportionalitätsfaktoren
 $(p) = (\gamma) = \frac{1}{(v)}$

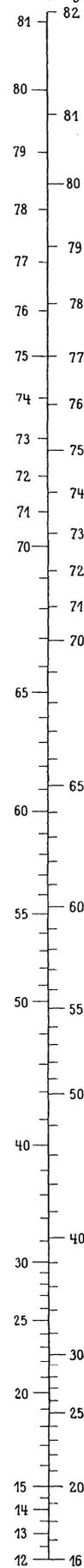
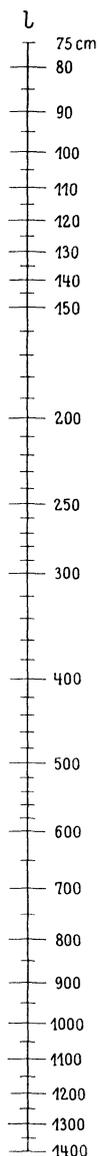
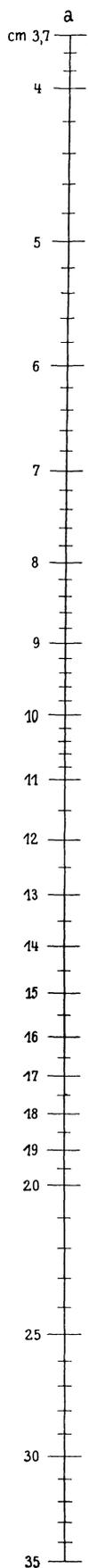
Festigkeitsberechnungen. Knickung.

Bestimmung der zulässigen Druckspannung k_k (kg/cm^2) für einen auf Knickung beanspruchten, an beiden Enden nicht eingespannten Holzträger von kreisförmigem und rechteckigem Querschnitt nach Dr.-Ing. H. Seitz.

zul. Druckspannung

○ □ kg/cm^2 k_k kg/cm^2

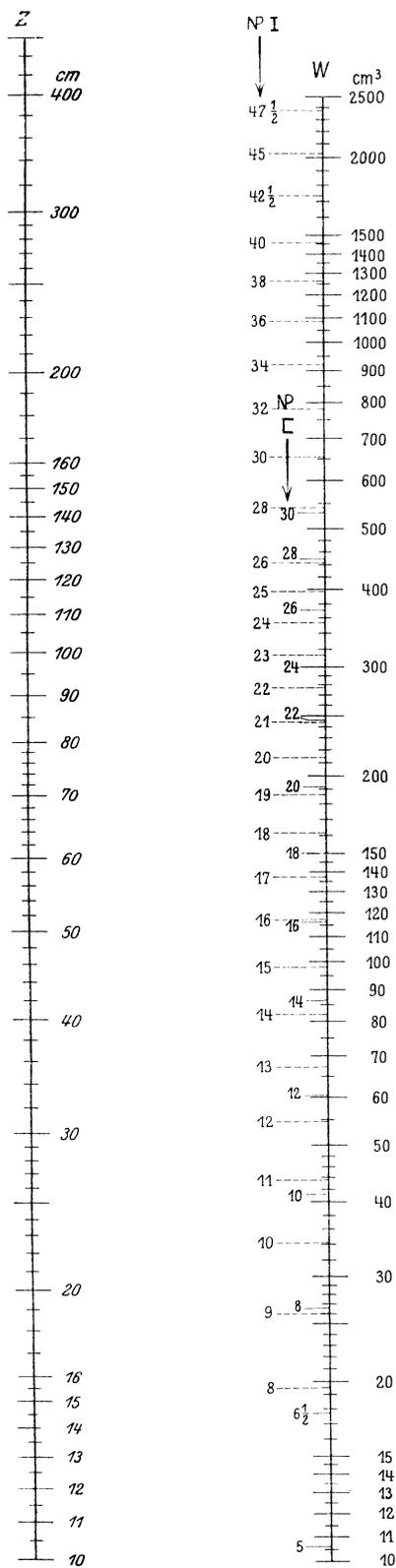
a = Durchmesser bzw. kleinere Rechteckseite des Trägerquerschnittes (cm),
 l = Trägerlänge (cm).



Festigkeitsberechnungen. Biegung.

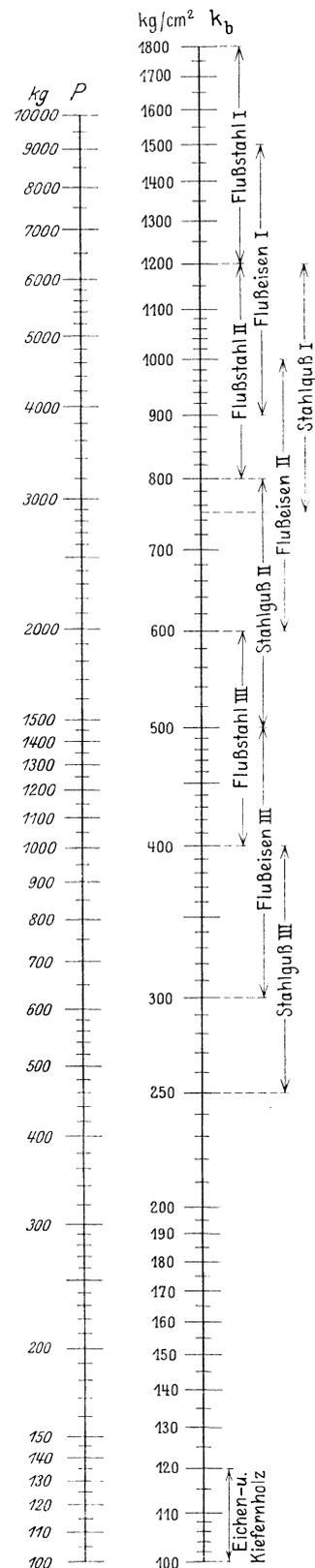
P = Kraft in kg. k_b = zulässige Bieungsbeanspruchung in kg/cm^2 . W = Widerstandsmoment in cm^3 . z = Trägerlänge in cm siehe Zahlentafel 21, Spalte 8.

$$Wk_b = Pz.$$



Proportionalitätsfaktoren:

(z)	(W)	(P)
• 10	• 100	10 •
	• 10	
• 1	• 1	1 •
	• 0,1	
• 0,1	• 0,01	0,1 •

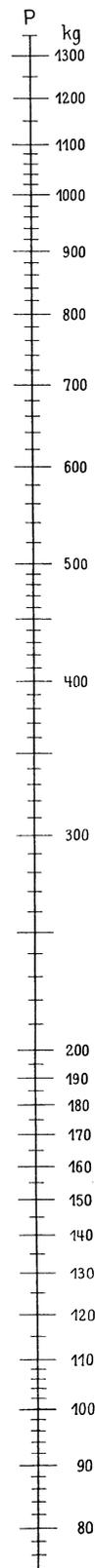
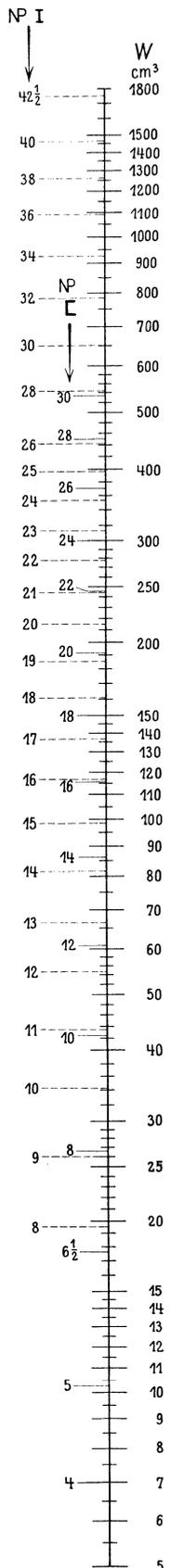
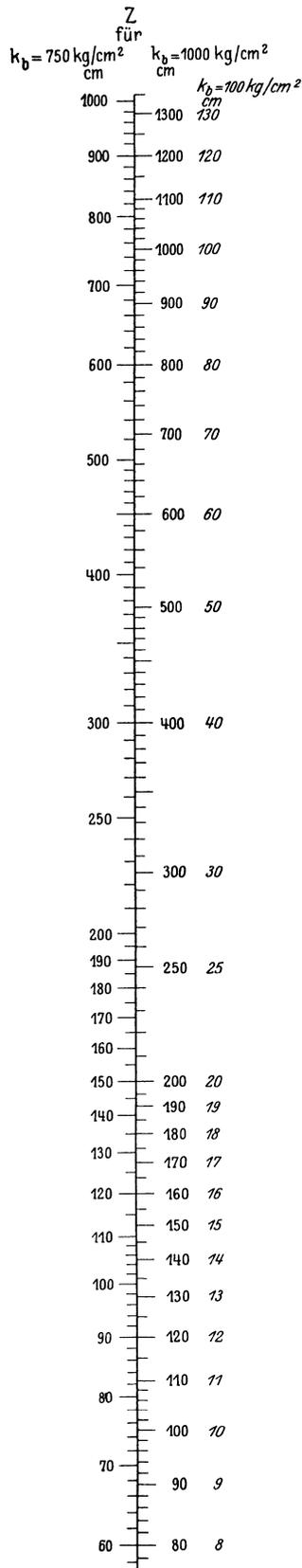


**Festigkeitsberechnungen. Biegung. Eisenträger mit $k_b = 750$ und $k_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$.
Holzträger mit $k_b = 100 \text{ kg/cm}^2$.**

P = Kraft in kg. W = Widerstandsmoment in cm^3 . Z = Trägerlänge in cm, siehe Zahlentafel 21

Spalte 8.

$$W = P \frac{Z}{k_b}$$



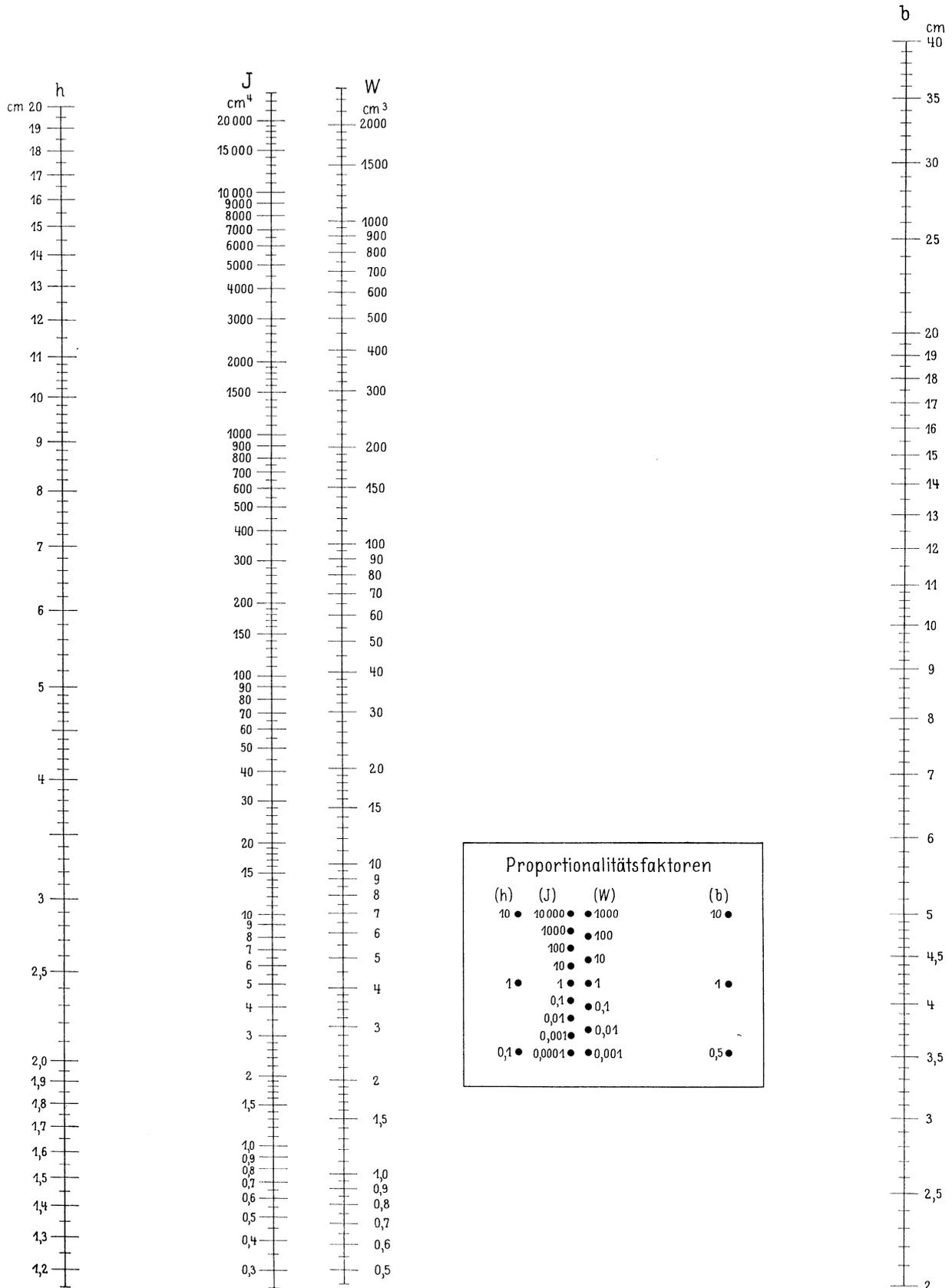
Proportionalitätsfaktoren:		
(Z)	(W)	(P)
• 40	• 100	10 •
	• 10	
• 1	• 1	1 •
	• 0,1	
• 0,1	• 0,01	0,1 •

Widerstands- und Trägheitsmomente für rechteckigen Querschnitt.

h und b = Rechteckseiten in cm (h lotrecht, parallel zur Kraftrichtung; b wagerecht).

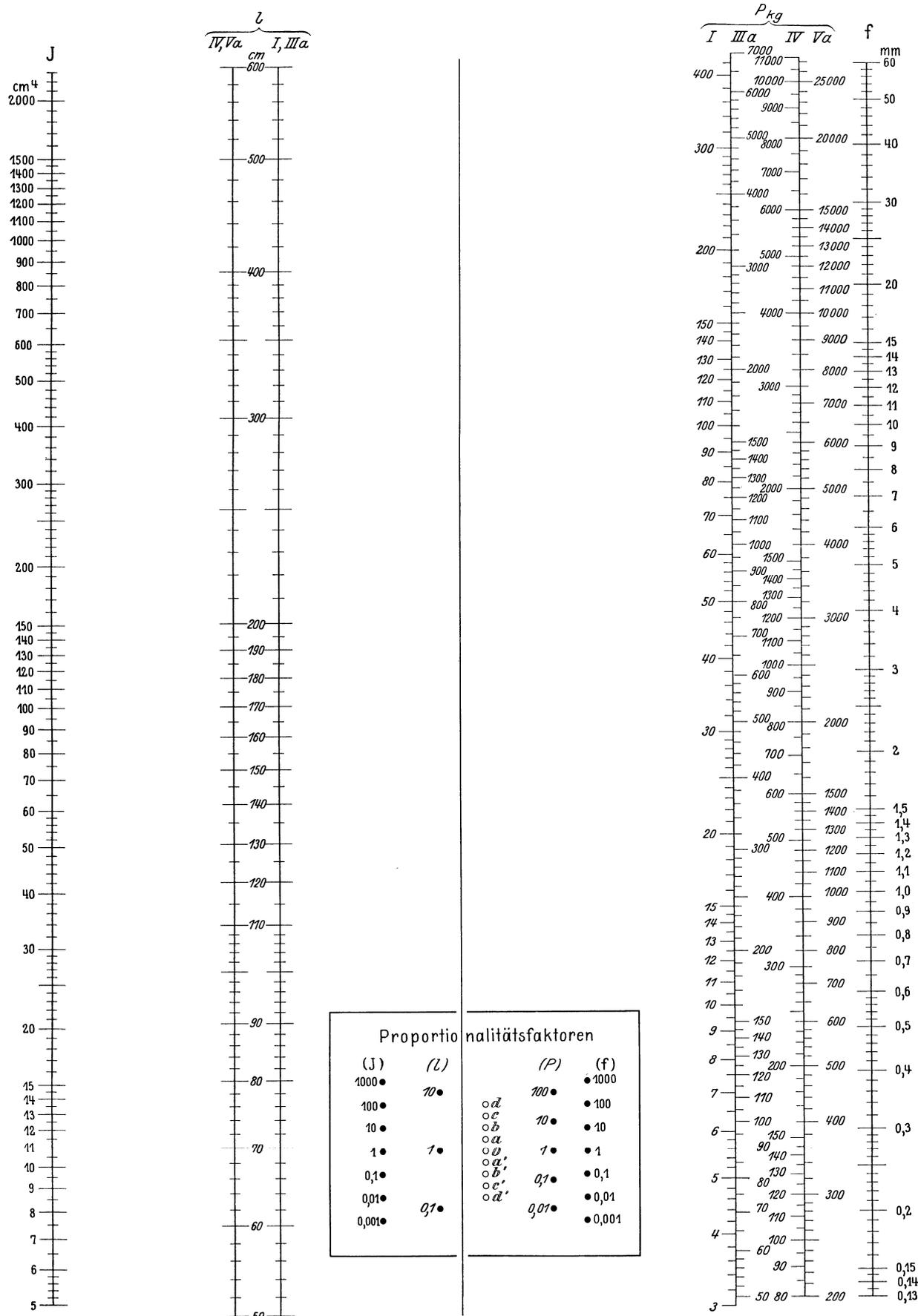
W = Widerstandsmoment in cm³. J = Trägheitsmoment in cm⁴.

$$W = \frac{bh^2}{6}; \quad J = \frac{bh^3}{12}.$$



Berechnung der Durchbiegung von Flußeisenträgern.

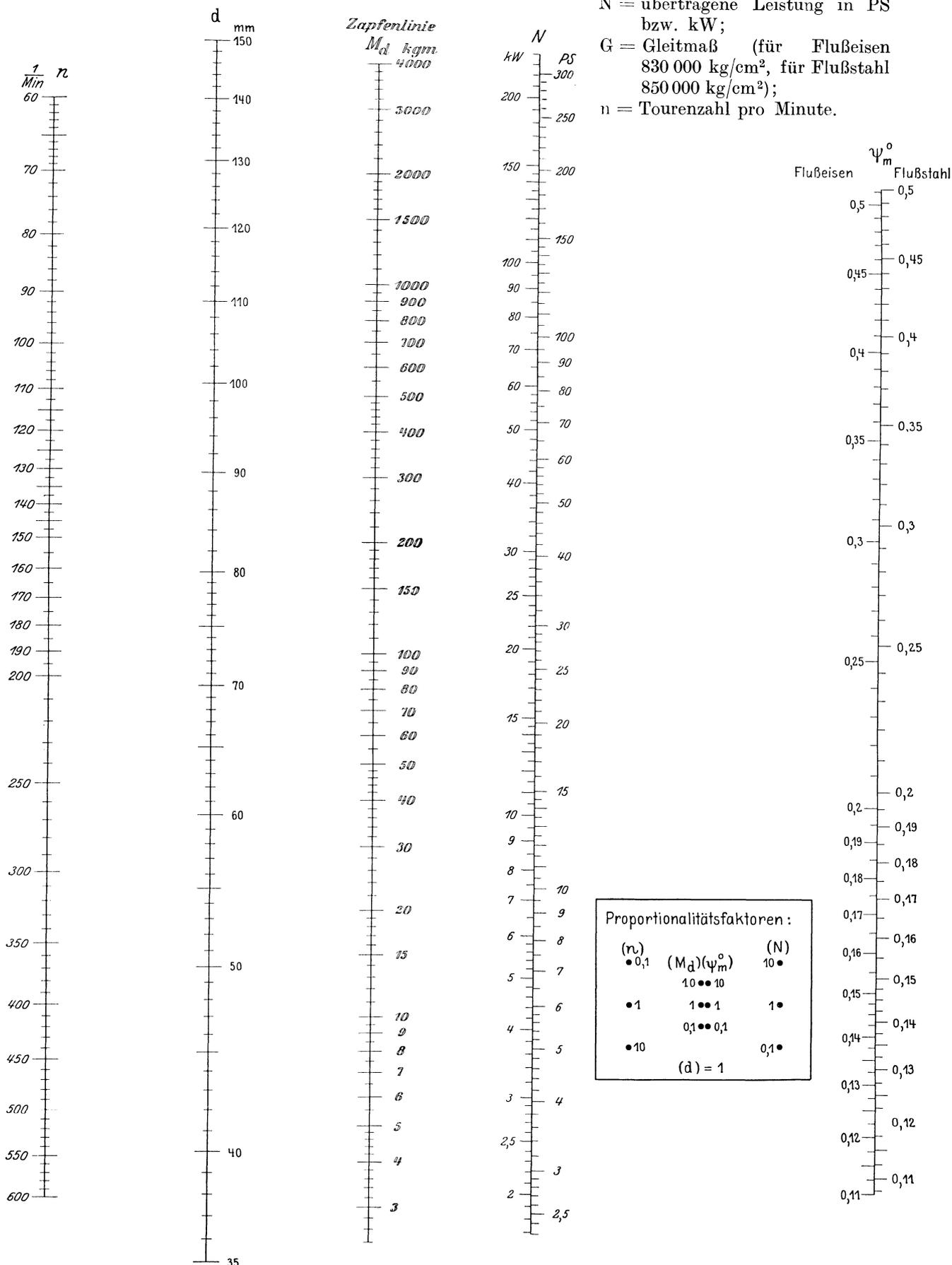
J = Trägheitsmoment des Trägerquerschnittes in cm⁴ bezogen auf dessen wagerechte Symmetrieachse,
 P = Kraft in kg und l = Trägerlänge in cm, beide bezogen auf verschiedene Belastungsfälle I, IIIa, IV, Va, siehe Zahlentafel 21,
 f = max. Durchbiegung in mm.



Berechnung des Drehmomentes und des dadurch verursachten Verdrehungswinkels

nach der Formel $M_d = \frac{\pi^2 G}{5760} \psi_m d^4 = 71620 \frac{N}{n}$.

M_d = Drehmoment in kgm; ψ = Verdrehungswinkel in $^\circ$; d = Wellendurchmesser in mm;
 N = übertragene Leistung in PS bzw. kW;
 G = Gleitmaß (für Flußeisen 830 000 kg/cm², für Flußstahl 850 000 kg/cm²);
 n = Tourenzahl pro Minute.



Berechnung von Triebwerkswellen aus gewöhnlichem Walzeisen mit $k_d = 120 \text{ kg/cm}^2$

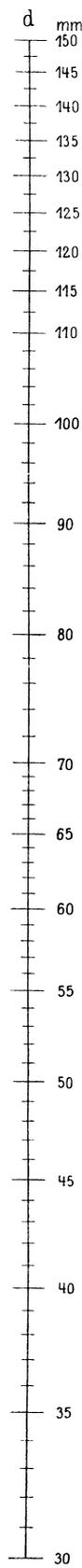
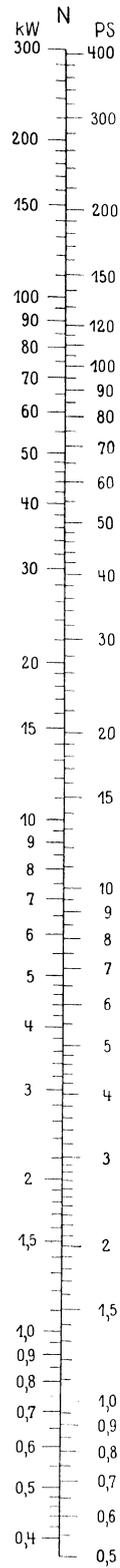
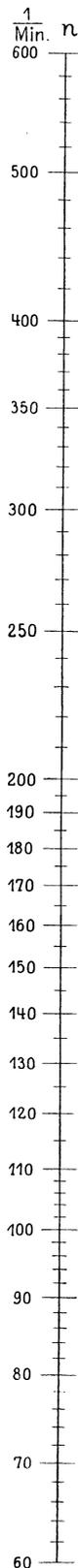
nach der Formel $d^3 = 3000 \frac{N_{PS}}{n}$.

N = zu übertragende Leistung in PS bzw. in kW,

k_d = Drehungsbeanspruchung,

n = Tourenzahl pro Min.

d = Wellendurchmesser in mm.



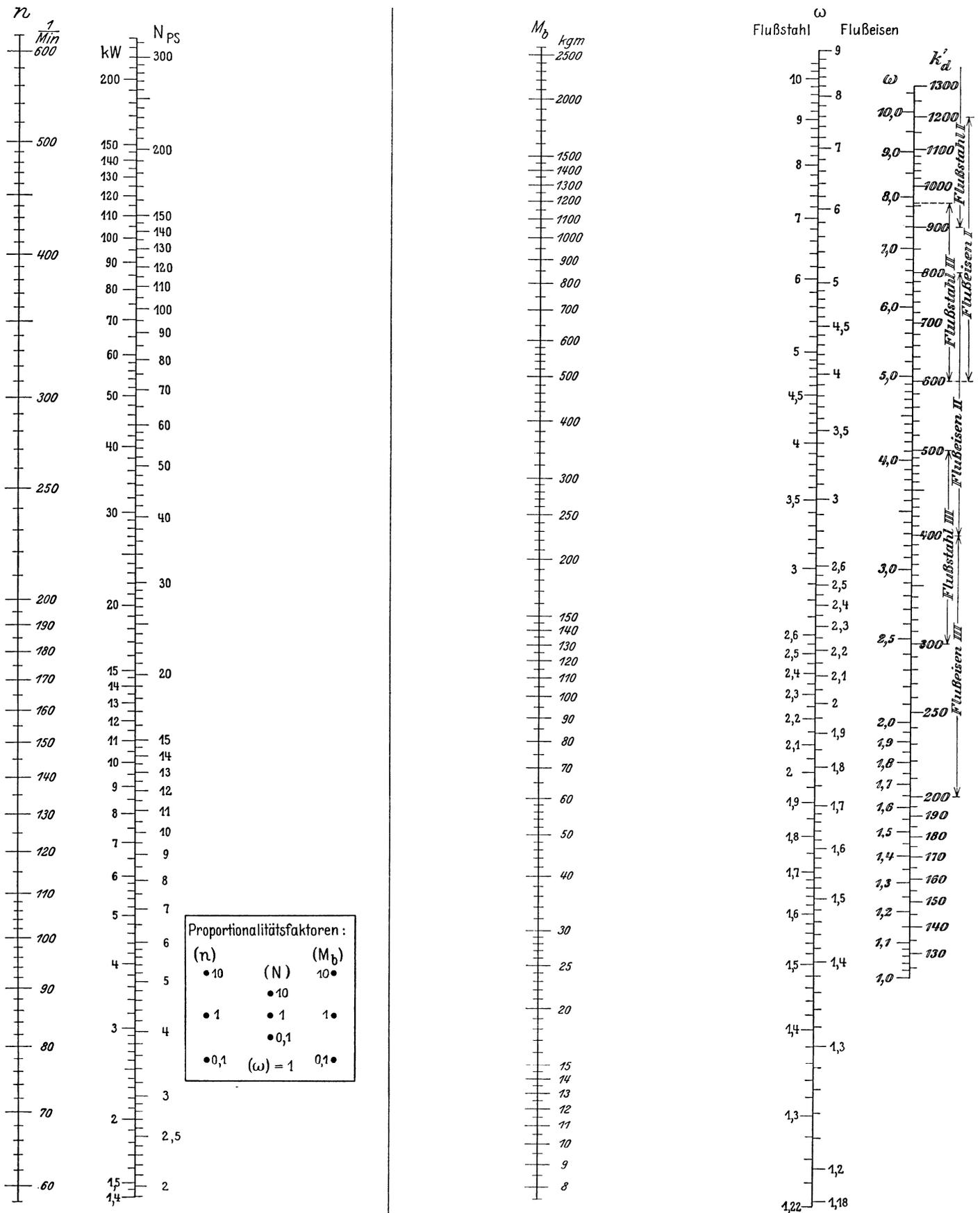
Proportionalitätsfaktoren	
(n)	(N)
10	••• 10
1	••• 1
(d)=1	0,1 ••• 0,1

Berechnung von Wellen.

Bestimmung des Koeffizienten ω aus n (Tourenzahl pro Min.),

M_b (Biegemoment in kgm) und N (zu übertragende Leistung in PS)

$$\omega = \frac{\text{ideelles Drehmoment}}{\text{tatsächliches Drehmoment}} = \text{Vergrößerungsfaktor, bedingt durch Hinzutreten der Biegung.}$$

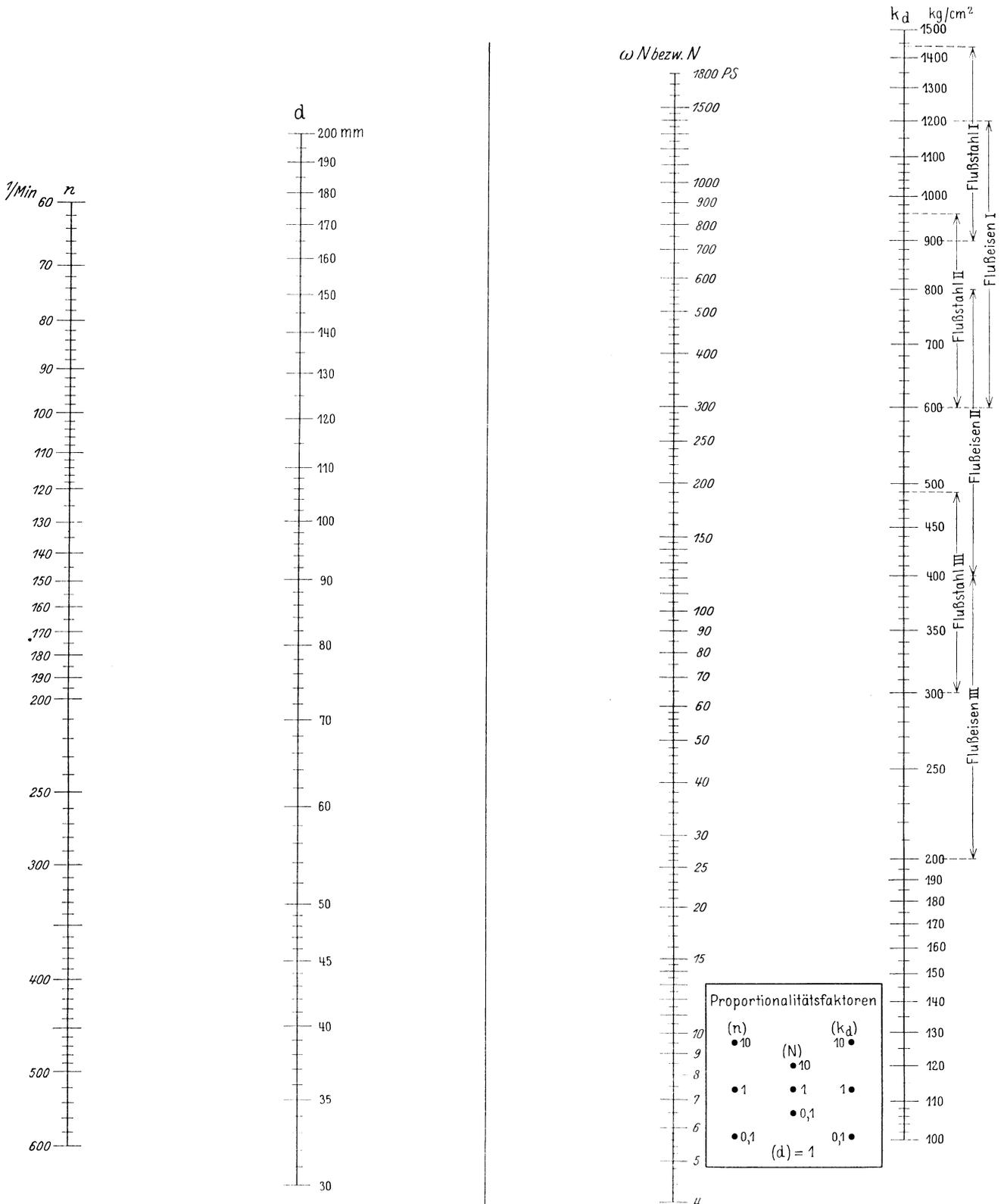


Berechnung von Wellen nach der Formel für Drehungsbeanspruchung

$$71,62 \cdot 10^6 \cdot \frac{\omega N \text{ bzw. } N}{n} = \frac{\pi}{16} d^3 k_d$$

N = zu übertragende Leistung in PS, d = Wellendurchmesser in mm,
 n = Tourenzahl pro Minute, k_d = zulässige Drehungsspannung in kg/cm²,
 ω = Vergrößerungsfaktor, bedingt durch zusätzliche Biegungsbeanspruchung.

$$\omega = \frac{\text{ideelles Drehmoment}}{\text{tatsächliches Drehmoment}}$$



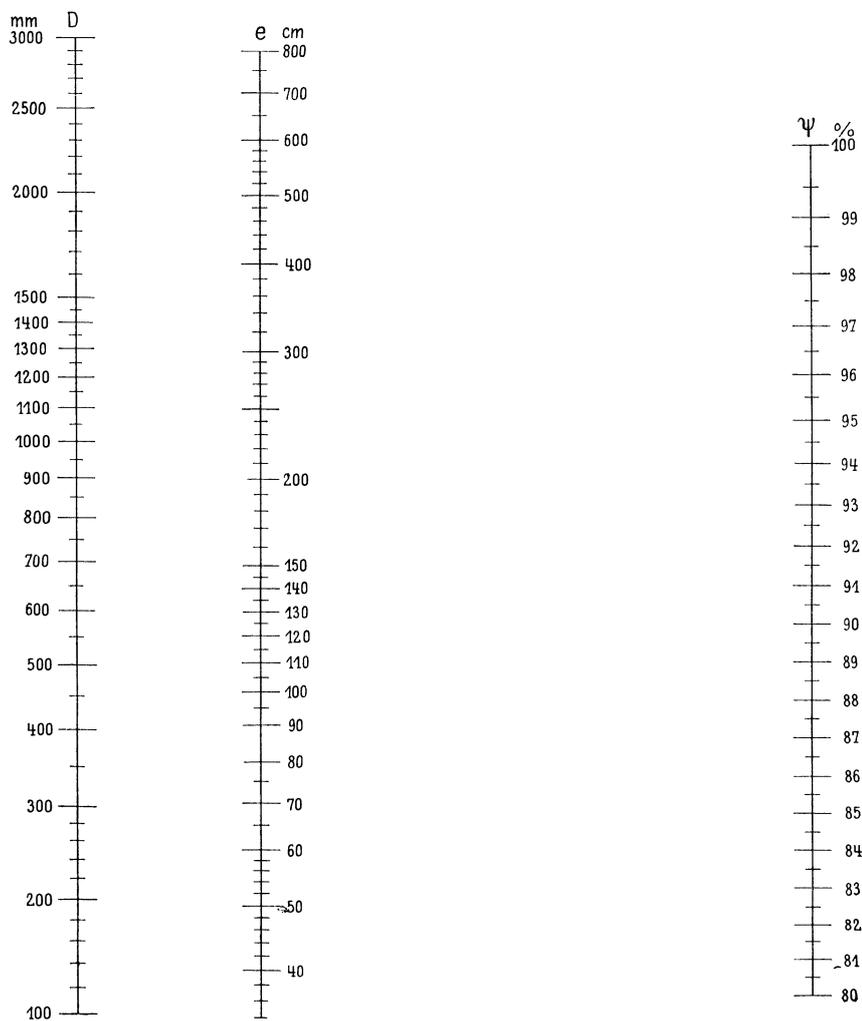
Einfluß des Achsenabstandes auf die Leistungsfähigkeit des Riemens.

D = Durchmesser der **größeren** Scheibe in mm,

e = Achsenabstand in cm,

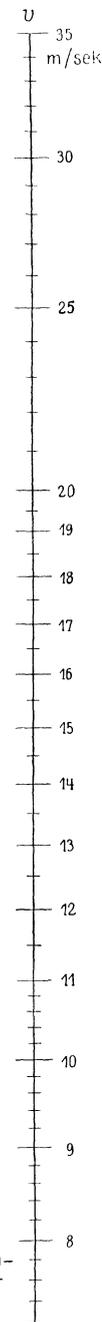
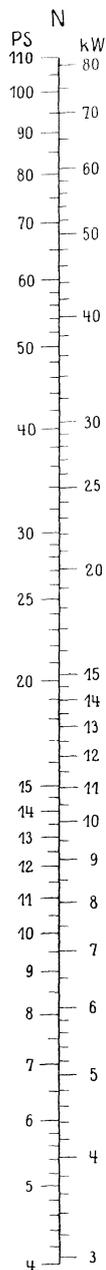
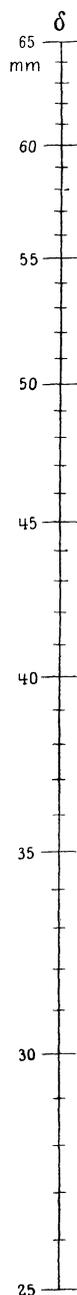
ψ = Leistungsfähigkeit des Riemens in % im Verhältnis zu derjenigen bei normalem Achsenabstand.

Gültig nur für offene Triebe.



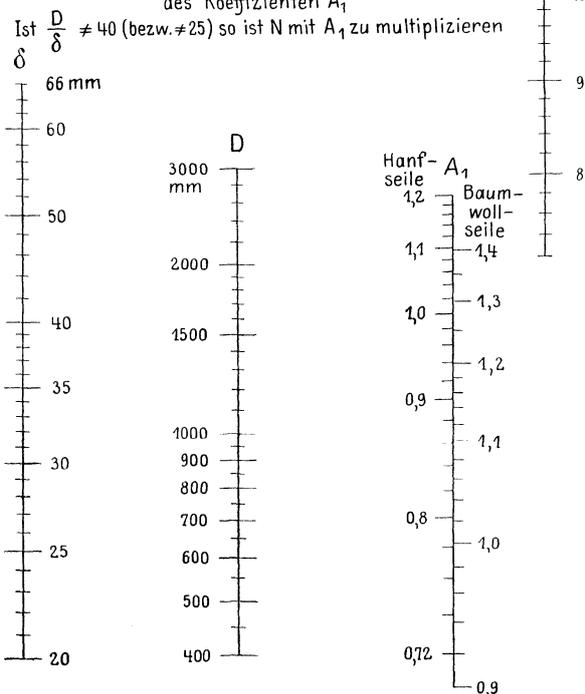
Leistung von runden Hanf- und Baumwoll-Transmissionsseilen bei der Seilbeanspruchung
 $K_z = 8 \text{ kg/cm}^2$, Umschlingungswinkel $\alpha = 160^\circ$ und Verhältnis $\frac{D}{\delta}$ gleich 40 für Hanf-,
25 für Baumwollseile.

N = übertragbare Leistung in PS und kW, v = Seilgeschwindigkeit in m/sek,
 δ = Seildurchmesser in mm, D = Durchmesser der kleineren Seilscheibe in mm.



$$N = 0,0835 \delta^2 v$$

Hilfsnomogramm zur Bestimmung
 des Koeffizienten A_1



Ist $\alpha \neq 160^\circ$, so ist N mit A_2 zu multiplizieren:

$\alpha =$	140	145	150	155	160	165	170	175	180
$A_2 =$	0,86	0,89	0,93	0,96	1,00	1,04	1,07	1,11	1,15

Ist $K_z \neq 8$, so ist N mit $\frac{K_z}{8}$ zu multiplizieren.

Bestimmung von K_m und τ aus bekannter Zusammensetzung des Brennstoffes.

$$\frac{H - O/8}{C + 0,37S} = \frac{20,9 - K_m}{2,373 K_m} = \tau$$

H = Wasserstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht),

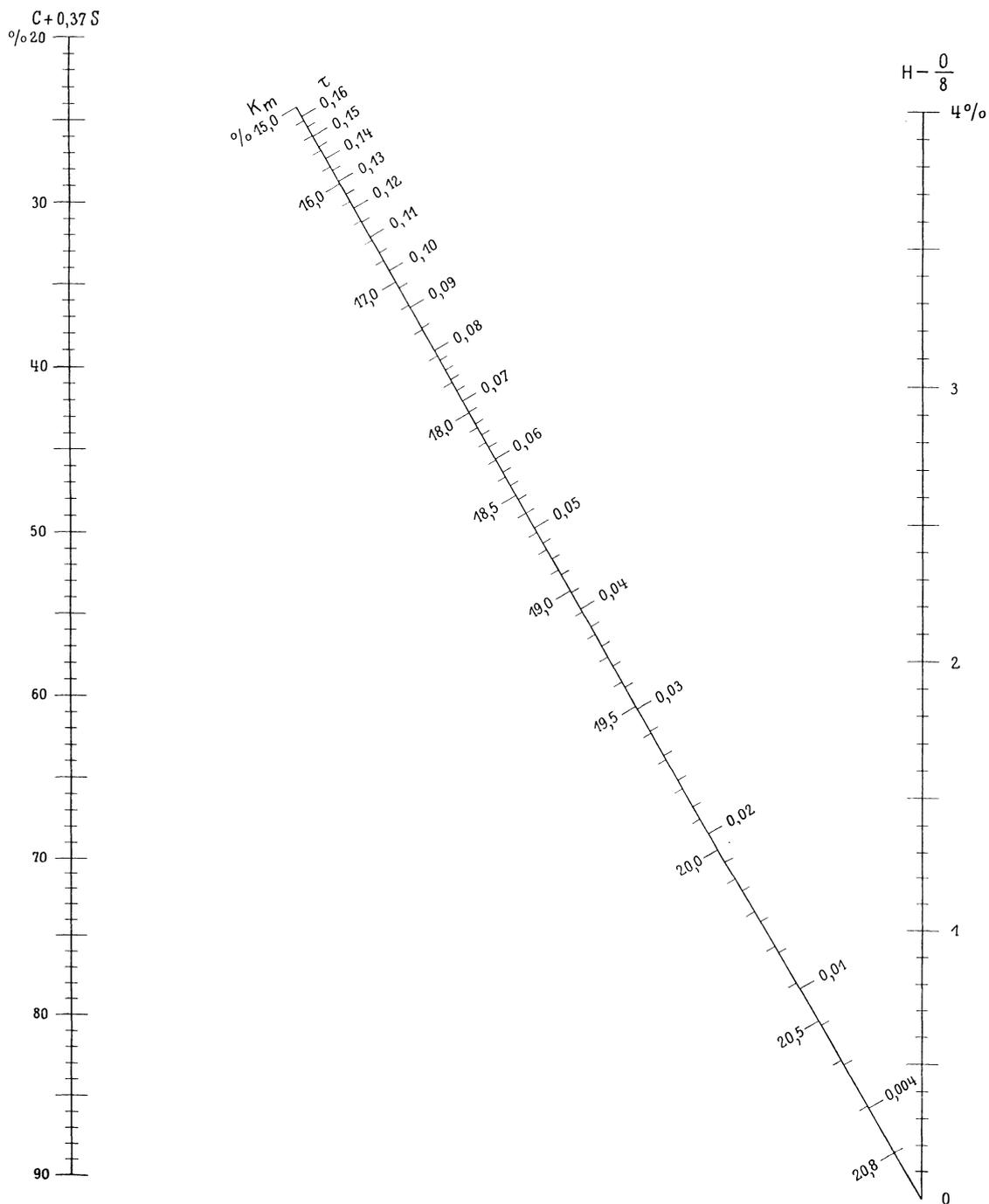
O = Sauerstoffgehalt „ „ „ % „

C = Kohlenstoffgehalt „ „ „ % „

S = Schwefelgehalt „ „ „ % „

K_m = maximal möglicher Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase in % (Raum),

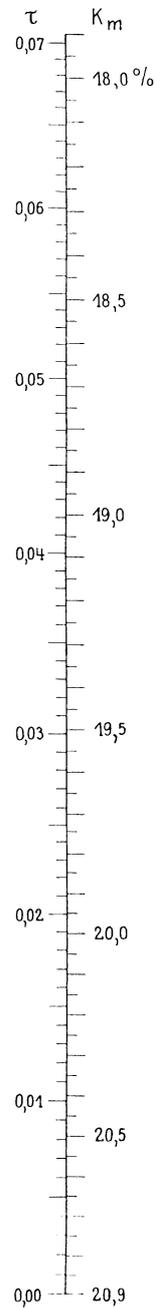
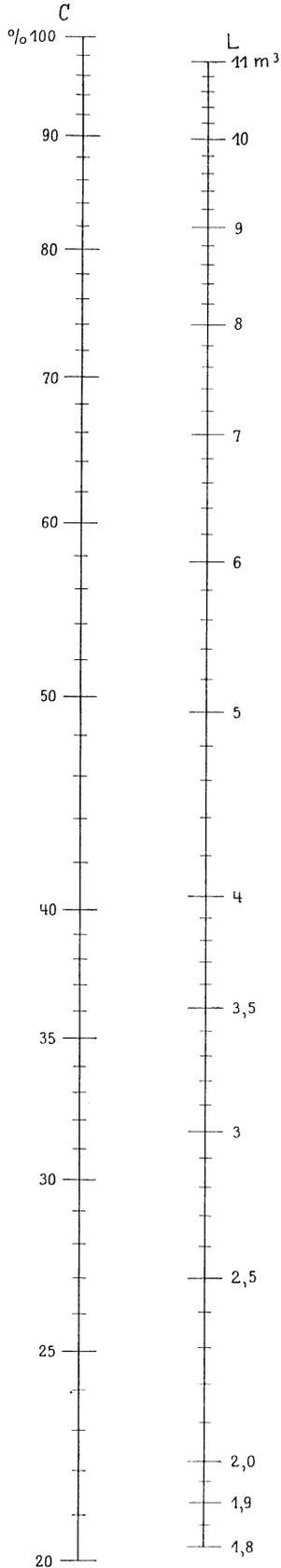
τ = charakteristische Brennstoffzahl.



**Bestimmung der für die Verbrennung theoretisch nötigen Luftmenge
aus der Zusammensetzung des Brennstoffes.**

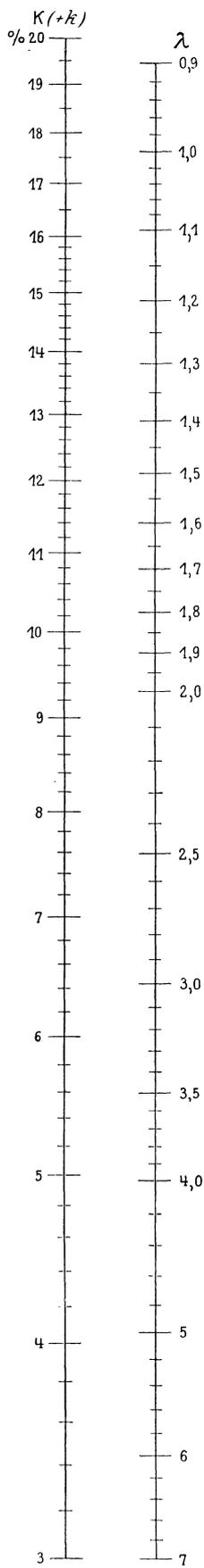
L = Luftmenge in m³ von 0° und 760 mm für 1 kg Brennstoff,
 C = Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht),
 τ = charakteristische Brennstoffzahl,
 K_m = maximal möglicher Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase in % (Raum).

$$L = 0,089 C (1 + 3 \tau) = 0,02352 \left(\frac{100}{K_m} - 1 \right).$$



**Beziehung zwischen dem Luftüberschußfaktor λ ,
dem Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase K in ‰ (Raum)
und dem höchsten Kohlensäuregehalt K_m in ‰ bei vollkommener Verbrennung:**

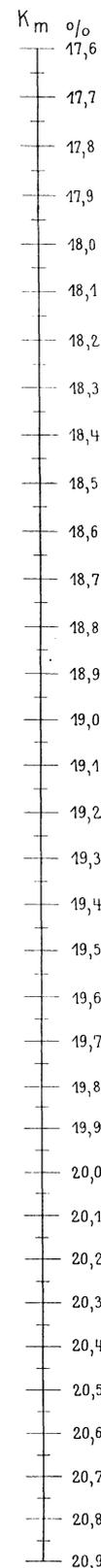
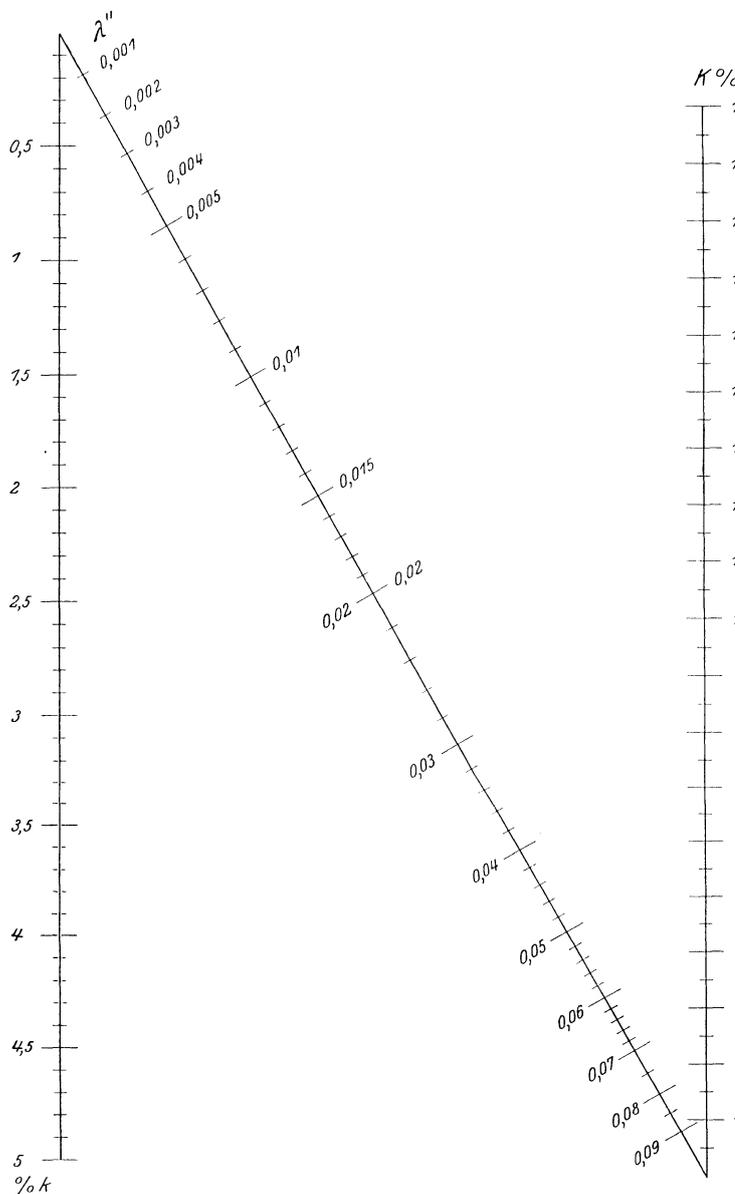
$$\lambda - 0,209 = 0,791 \frac{\frac{100}{K} - 1}{\frac{100}{K_m} - 1}$$



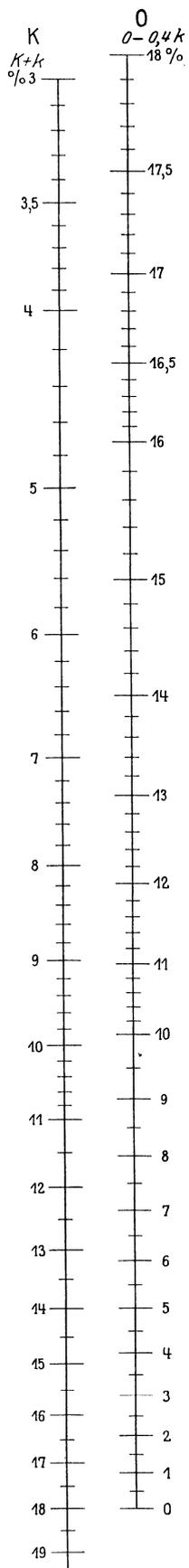
Korrekturgröße λ'' bei unvollkommener Verbrennung

$$\lambda'' = 0,1045 \frac{k}{k + K}$$

k = Kohlenoxydgehalt der Verbrennungsgase in ‰ (Raum).



Beziehung zwischen der charakteristischen Brennstoffzahl τ bzw. dem maximal möglichen Kohlensäuregehalt der Rauchgase K_m in (Raum-) $\%$, dem Kohlensäuregehalt der Rauchgase K in (Raum-) $\%$, dem Kohlenoxydgehalt der Rauchgase k in (Raum-) $\%$ und dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase O in (Raum-) $\%$.



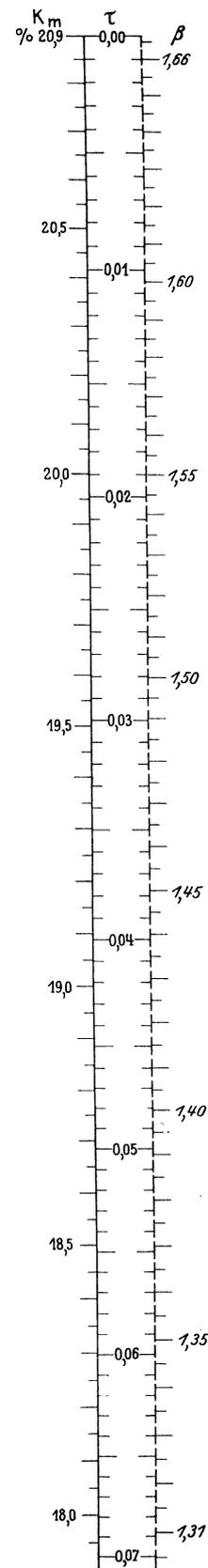
Bei vollkommener Verbrennung:

$$20,9 - O = K (1 + 2,373 \tau) = 20,9 \frac{K}{K_m}$$

Bei unvollkommener Verbrennung:

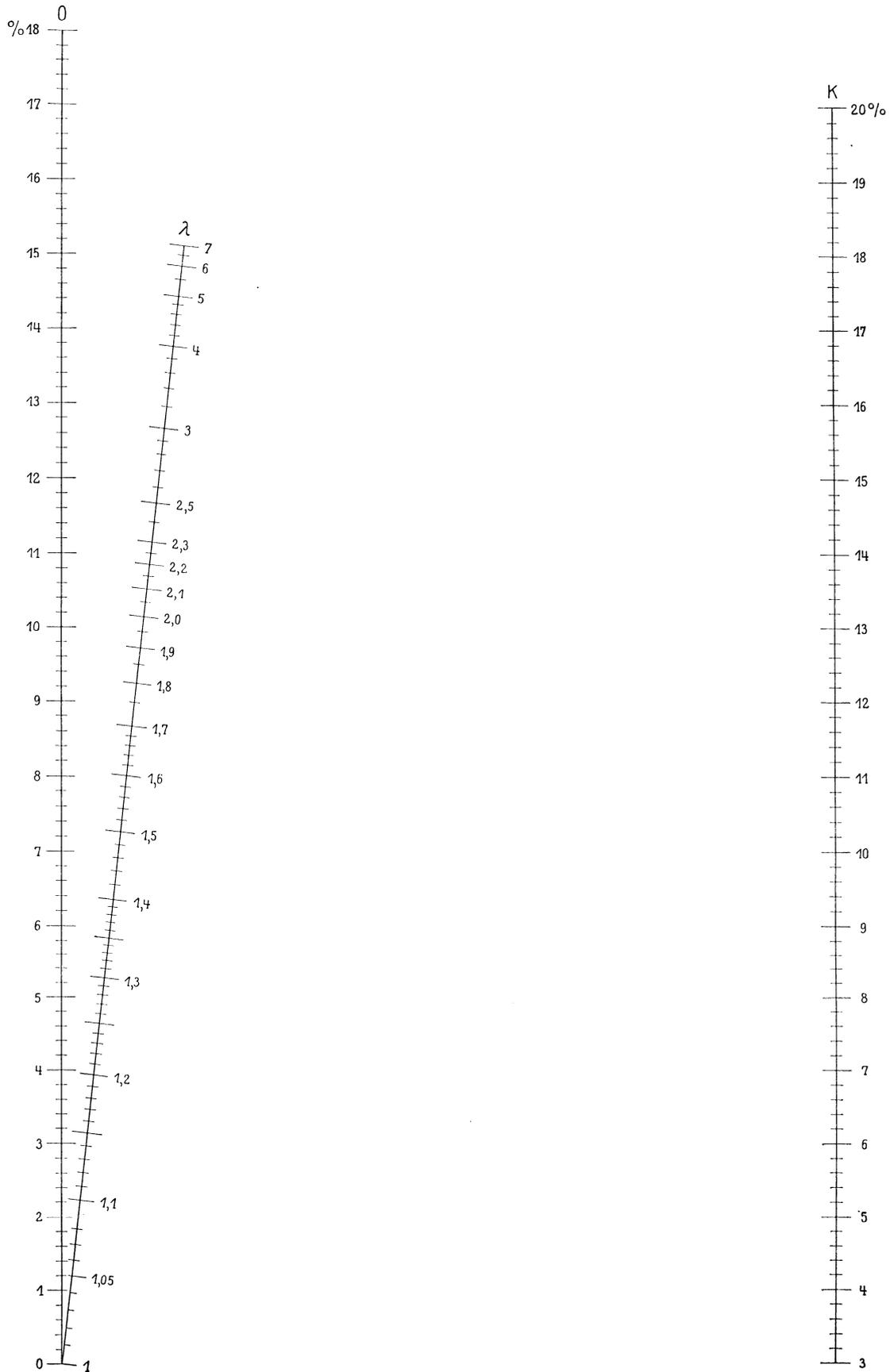
$$20,9 - (O - 0,4 k) = (K + k) (1 + 2,373 \tau) = 20,9 \frac{K + k}{K_m}$$

$$\beta = \frac{1}{0,6 + 2,373 \tau}$$



Beziehung zwischen dem Sauerstoffgehalt der Rauchgase O in %,
dem Kohlensäuregehalt der Rauchgase K in % und dem Luftüberschußfaktor λ
bei vollkommener Verbrennung:

$$O \frac{\lambda - 0,209}{\lambda - 1} = 0,209 (100 - K).$$



Angenäherte Bestimmung der trockenen Verbrennungsgasmenge Q in m^3 von 0° und 760 mm für 1 kg Brennstoff.

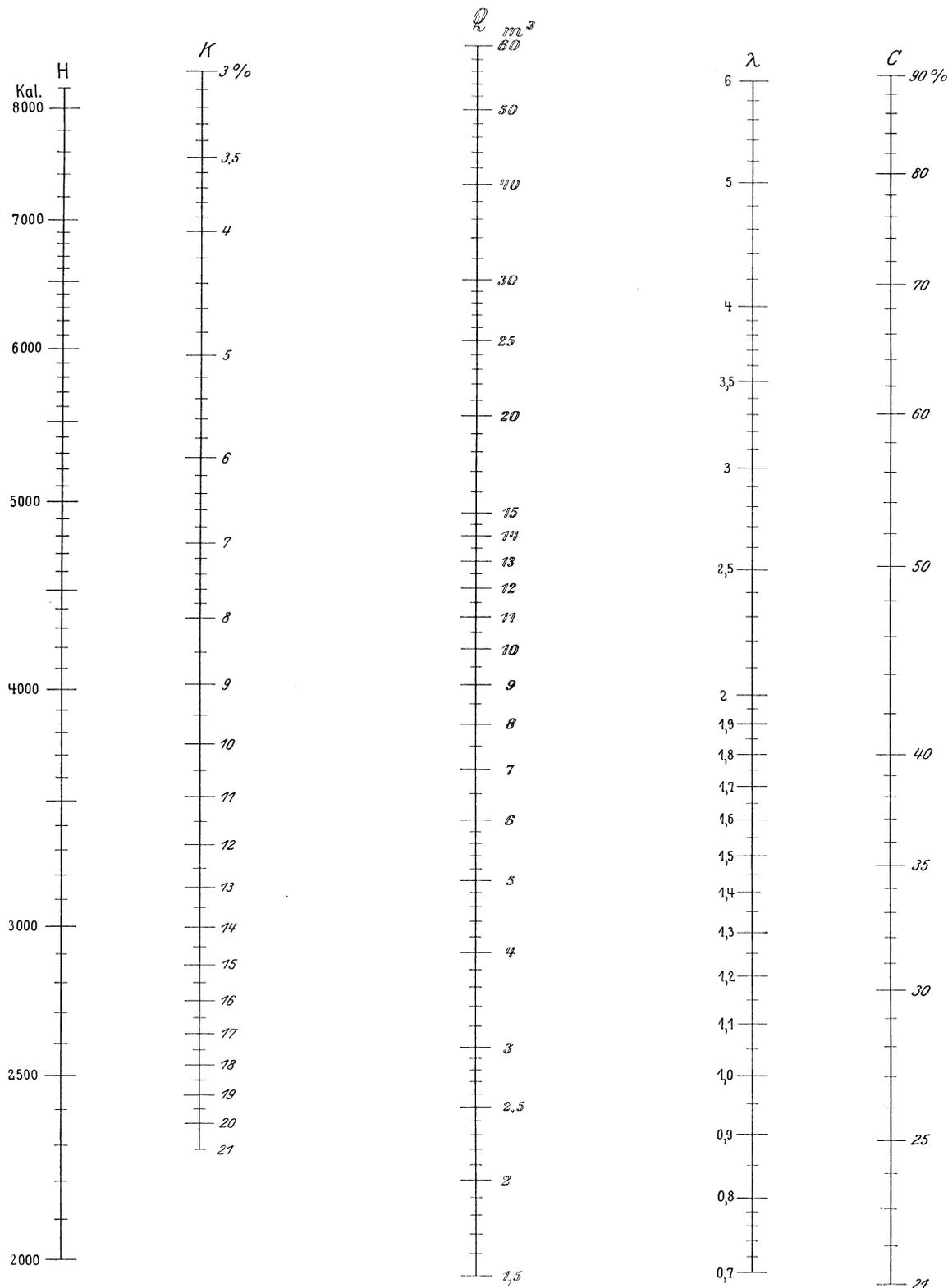
$$Q = 1,865 \frac{C}{K}; \quad Q = 0,0011 H \lambda.$$

H = Heizwert (Kal.),

λ = Luftüberschußfaktor,

K = Kohlensäuregehalt der Rauchgase
in % (Raum),

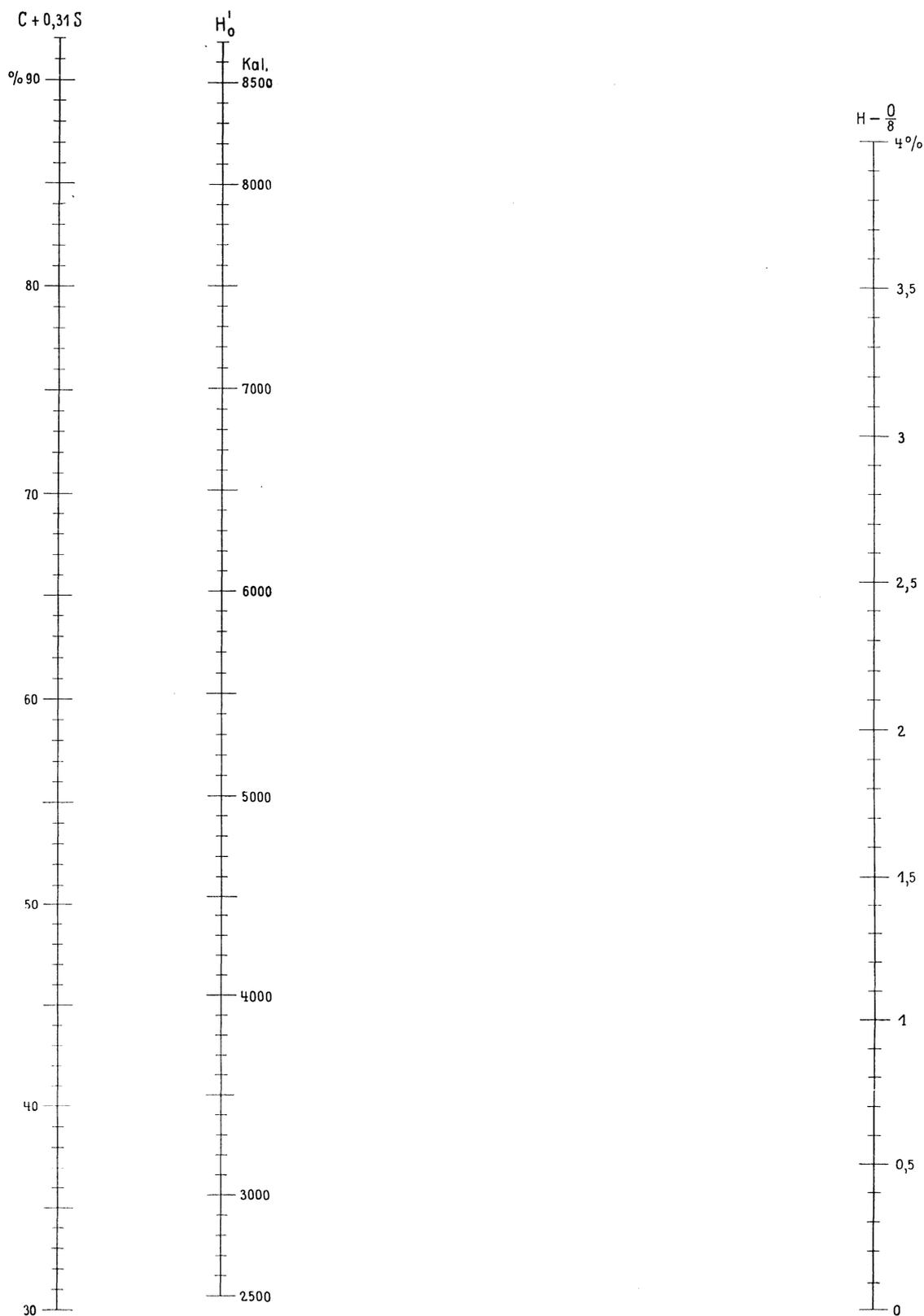
C = Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes
in % (Gewicht).



Bestimmung des oberen Heizwertes H'_0 nach der Verbandsformel

$$H' = 81(C + 0,31S) + 290\left(H - \frac{O}{8}\right).$$

C = Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht),
 S = Schwefelstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht),
 H = Wasserstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht),
 O = Sauerstoffgehalt des Brennstoffes in % (Gewicht).

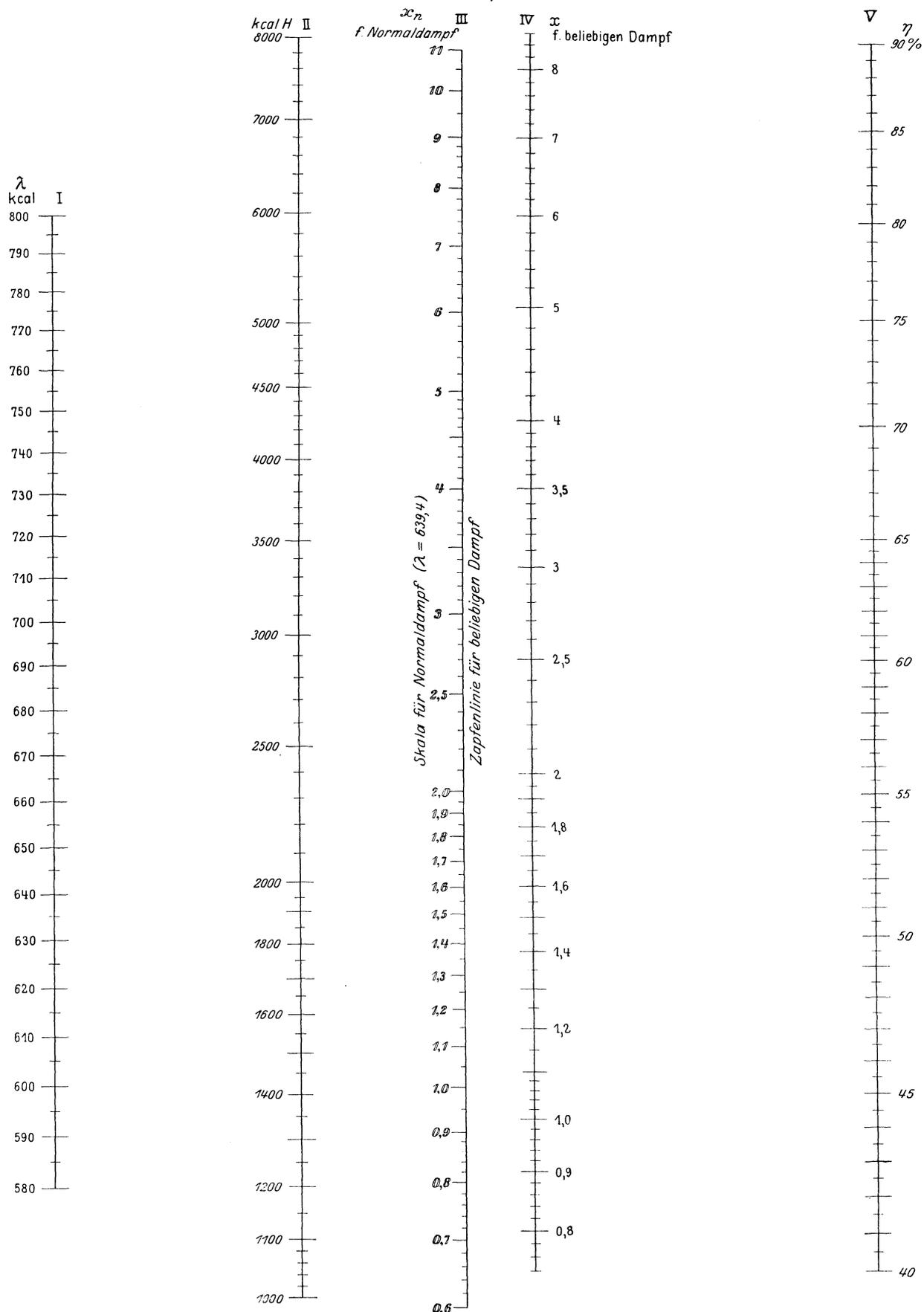


Wirkungsgrad von Dampfkesselanlagen.

λ = Erzeugungswärme in kcal,
 η = Wirkungsgrad in %,

H = Heizwert des Brennstoffes in kcal,
 x = Brutto-Verdampfungsnummer.

$$H\eta = 100 \times \lambda; \quad x_n = \frac{x\lambda}{639,4}; \quad \eta = 63940 \frac{x_n}{H}.$$



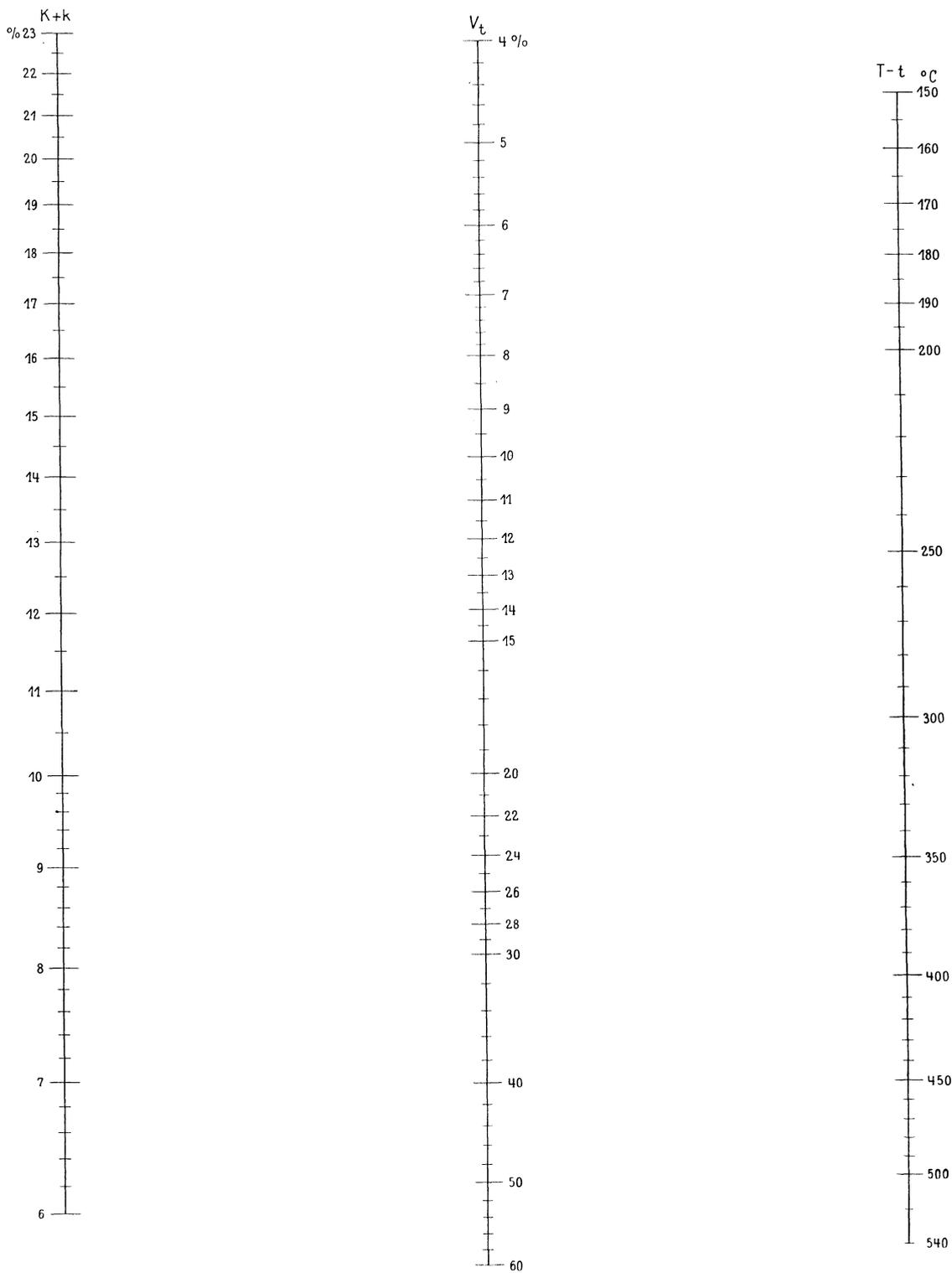
Wärmeverlust im Kessel durch fühlbare Wärme der Abgase in % des Heizwertes

$$V_t = 0,65 \frac{T - t}{K + k + 0,33}$$

V_t = Wärmeverlust in % ,

K = Kohlensäuregehalt der Rauchgase in % , T = Temperatur der Rauchgase in °C ,

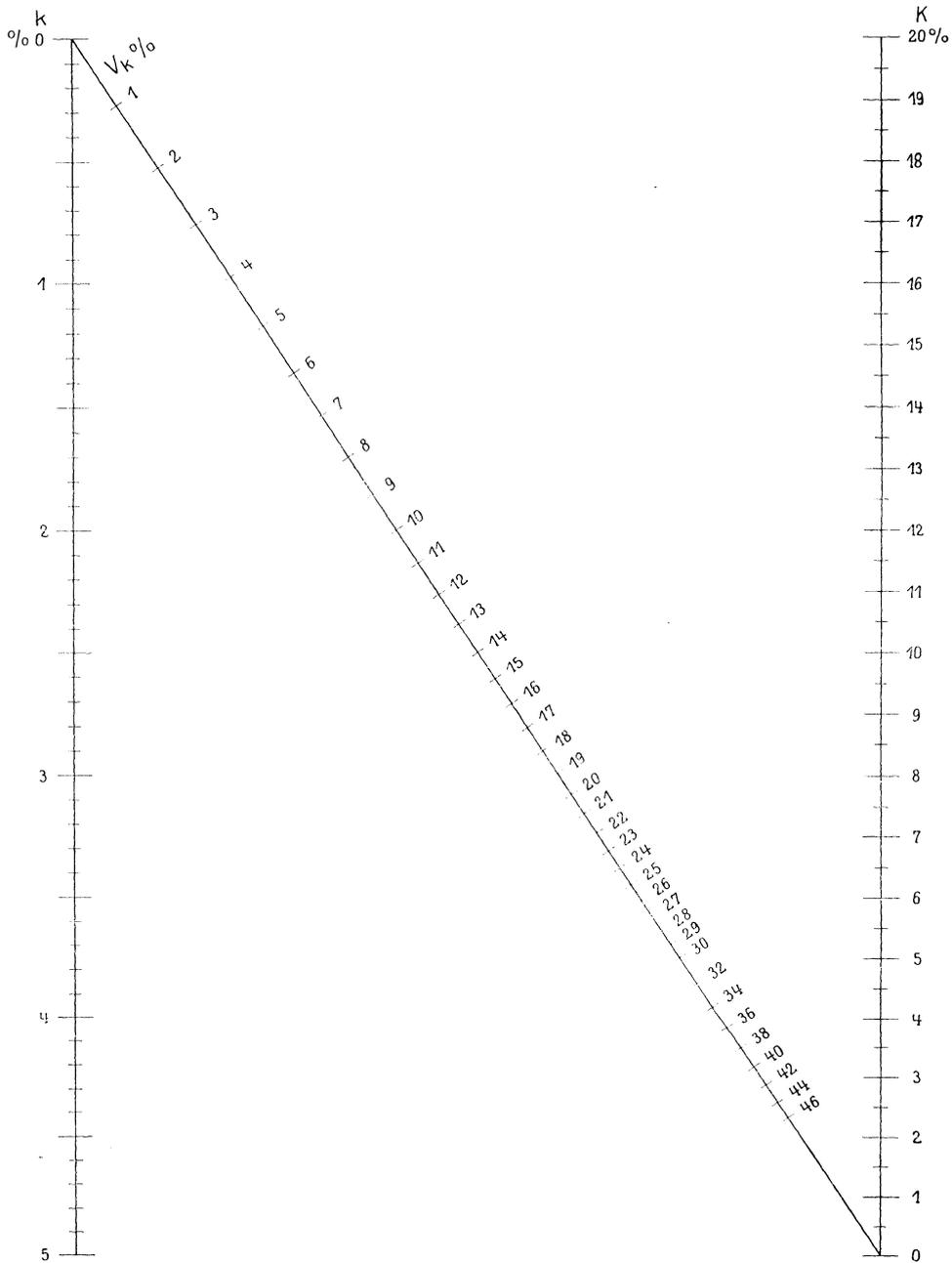
k = Kohlenoxydgasgehalt der Rauchgase in % , t = Temperatur der Außenluft in °C .



Wärmeverlust im Kessel durch unverbrannte Gase in % des Heizwertes.

$$V_k = \frac{70 k}{K + k}$$

V_k = Wärmeverlust in %,
 K = Kohlensäuregehalt der Rauchgase in %,
 k = Kohlenoxydgehalt der Rauchgase in %.

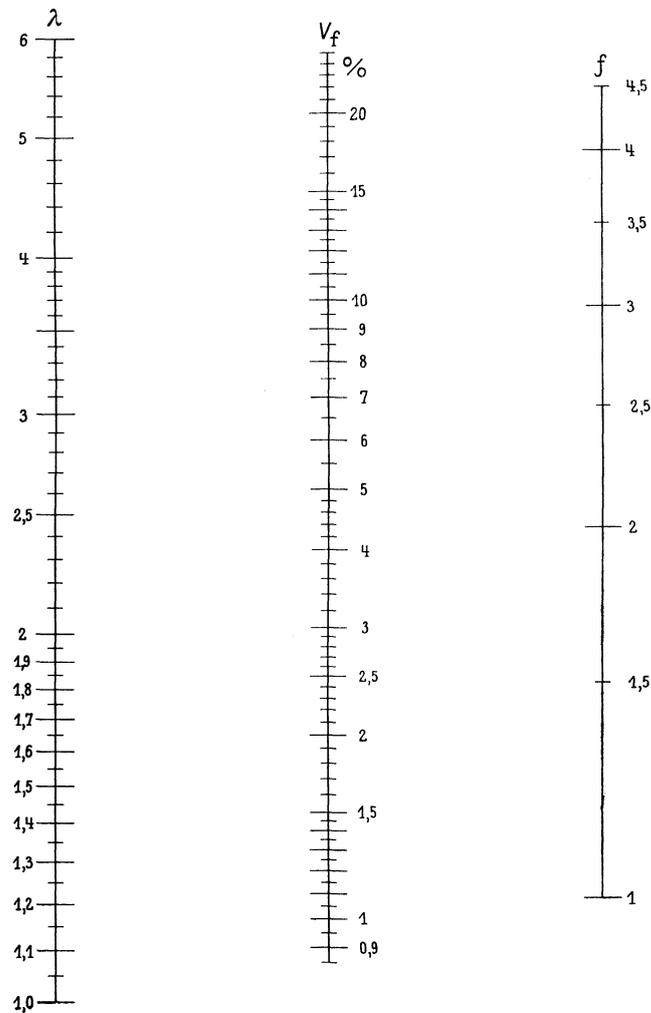


Wärmeverlust im Kessel durch Ruß und Flugteile.

$V_f = 0,891 f \lambda$.

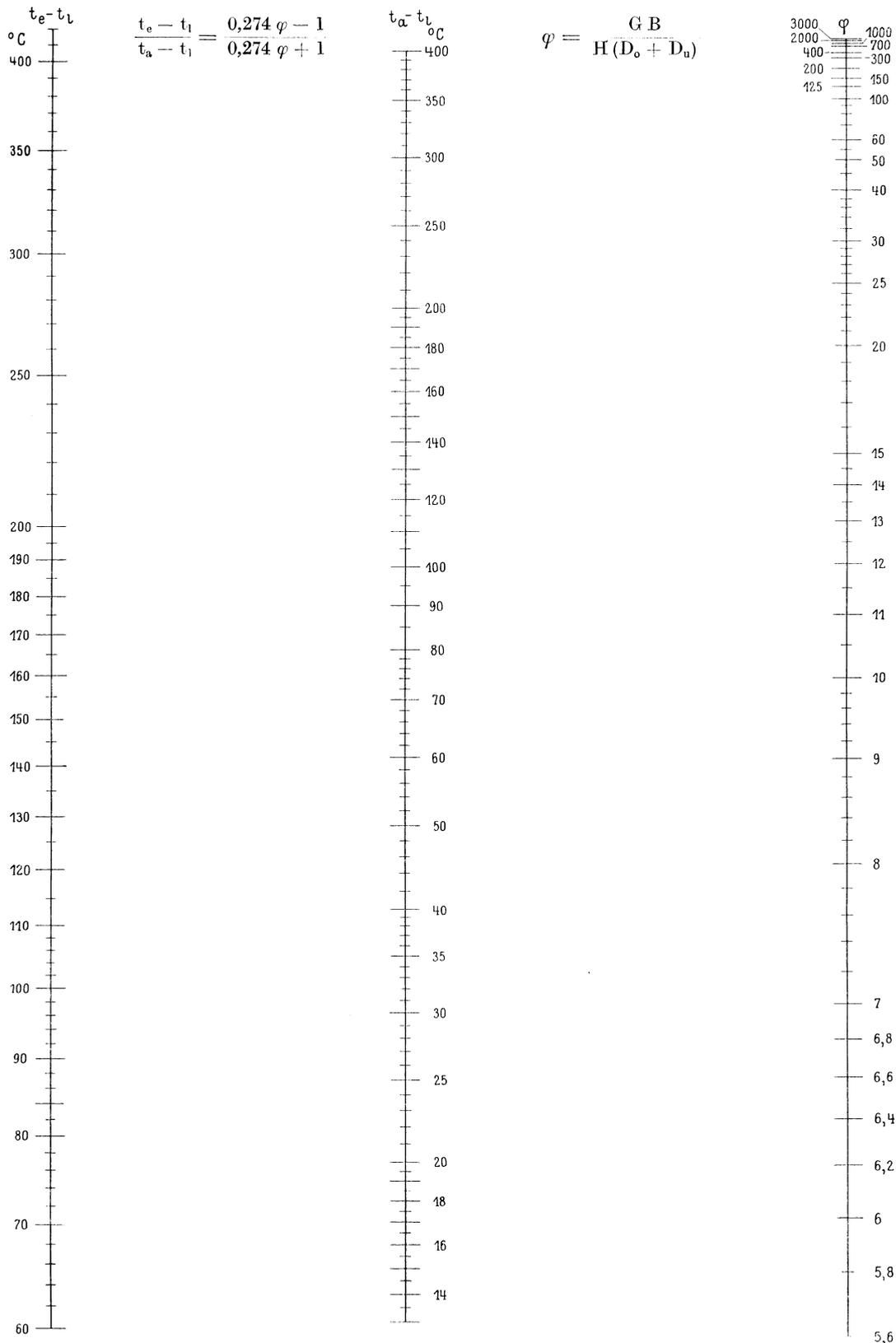
V_f = Wärmeverlust in % des Heizwertes,
 λ = Luftüberschußfaktor,
 f = Koeffizient, von der Rauchbeschaffenheit abhängig.

- Rauch tiefschwarz: $f = 4$,
 „ sehr dunkel, flockig: $f = 3$,
 „ dunkel: $f = 2$,
 „ mittelhell: $f = 1$.



Bestimmung der Temperatur der aus dem Schornstein entweichenden Gase.

- t_1 = Temperatur der Außenluft in $^{\circ}\text{C}$,
- t_e = Temperatur der in den Schornstein eintretenden Gase in $^{\circ}\text{C}$,
- t_a = Temperatur der aus dem Schornstein austretenden Gase in $^{\circ}\text{C}$,
- φ = Koeffizient, abhängig von den Daten des Schornsteines und des Verbrennungszustandes,
- H = Schornsteinhöhe in m, B = stündlich verbrauchte Brennstoffmenge in kg,
- G = Verbrennungsgasmenge für 1 kg Brennstoff in m^3 bei 0°C und 760 mm Barometer,
- D_o = Schornsteindurchmesser oben in m, D_u = Schornsteindurchmesser unten in m.

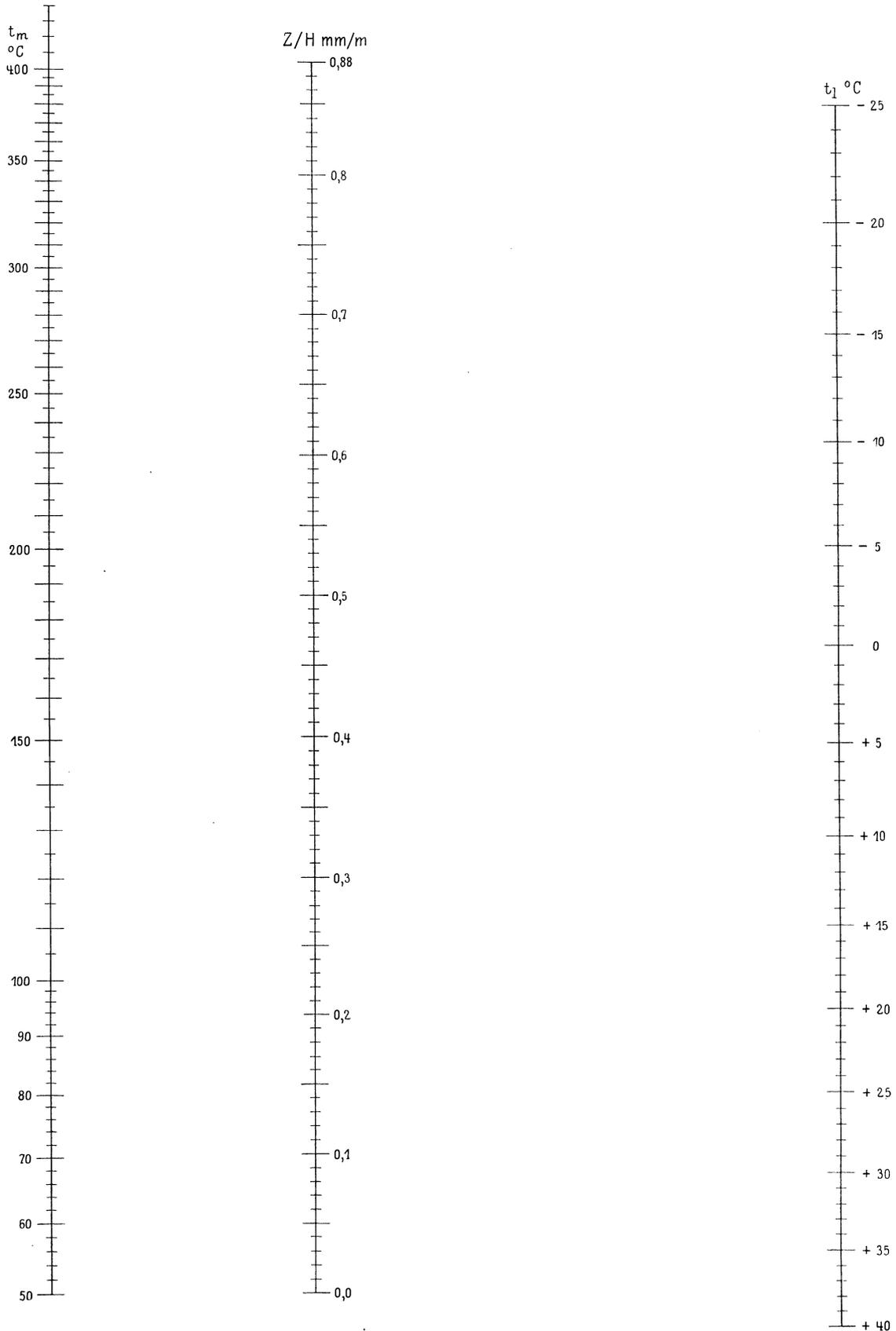


Statische Zugstärke des Schornsteines (am Schornsteinfuß).

Z = Zugstärke bei geschlossenem Schieber in mm Wassersäule, H = Schornsteinhöhe in m,

$\frac{Z}{H}$ = Zugstärke in mm WS für 1 m Schornsteinhöhe,

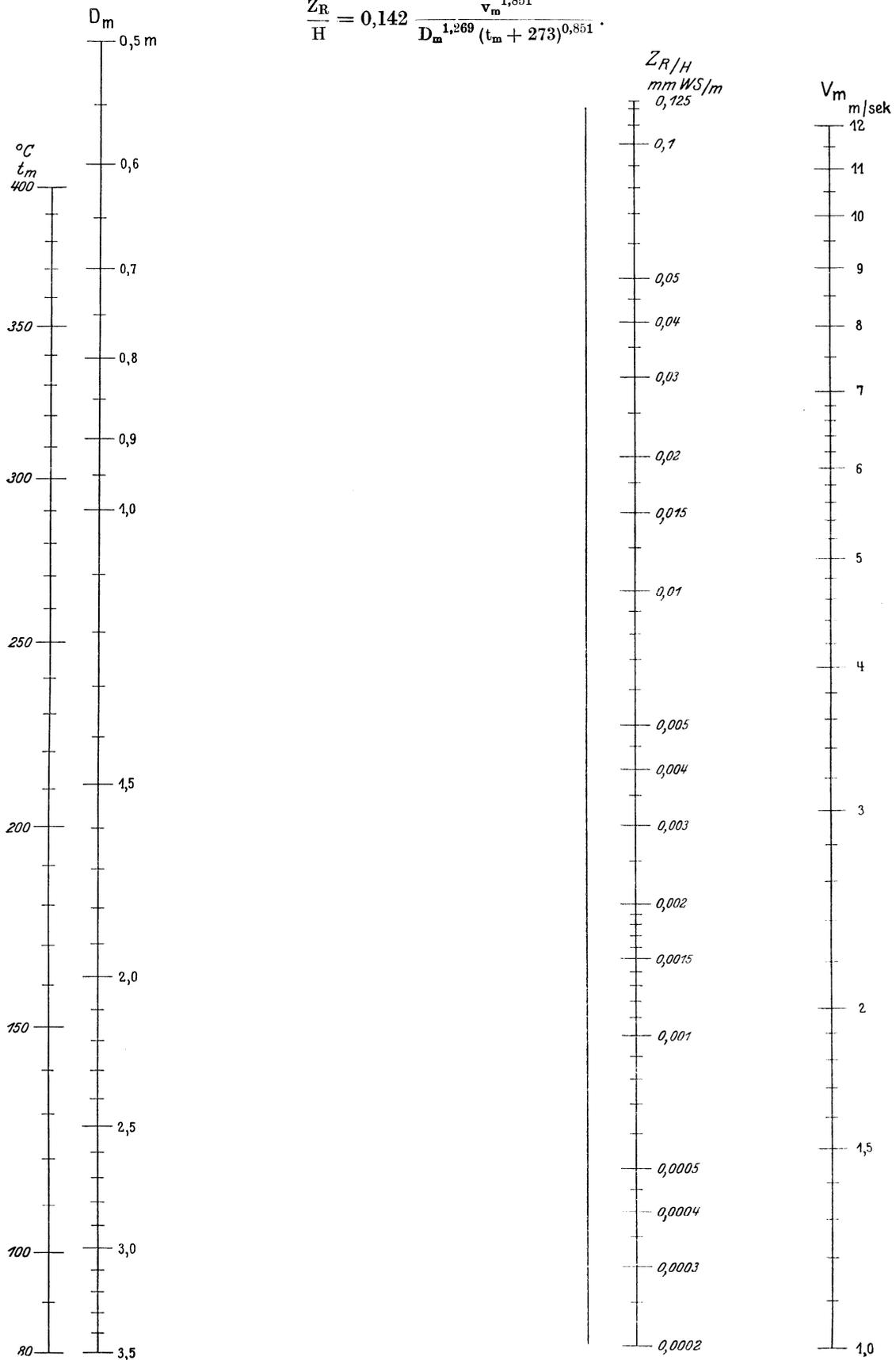
t_1 = Temperatur der Außenluft in °C, t_m = mittl. Temperatur der Verbrennungsgase in °C.



Zugverlust im Schornstein durch Reibung.

D_m = mittl. Schornsteindurchmesser in m, H = Schornsteinhöhe in m,
 Z_R = Zugverlust durch Reibung in mm, $\frac{Z_R}{H}$ = Zugverlust für 1 m Schornsteinhöhe,
 v_m = mittl. Geschwindigkeit der Gase in m/sek, t_m = mittl. Temperatur der Gase in °C.

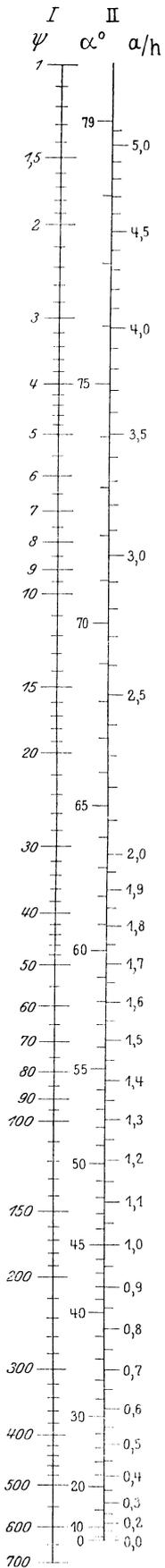
$$\frac{Z_R}{H} = 0,142 \frac{v_m^{1,851}}{D_m^{1,269} (t_m + 273)^{0,851}}$$



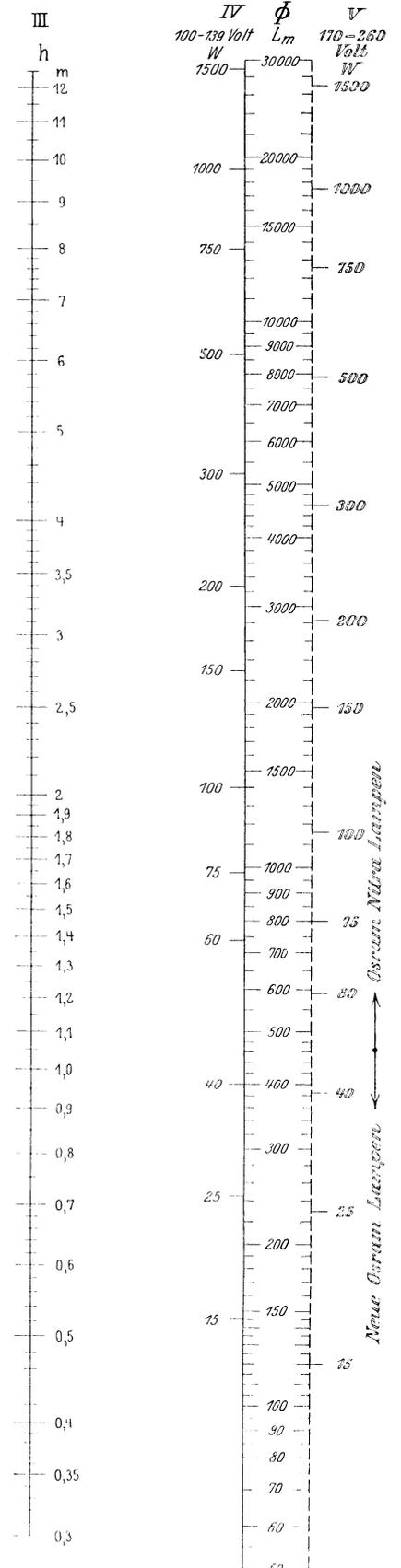
Bestimmung der Beleuchtungsstärke.

$$E = \frac{J}{A} \alpha \psi.$$

Bezeichnungen s. S. 90.



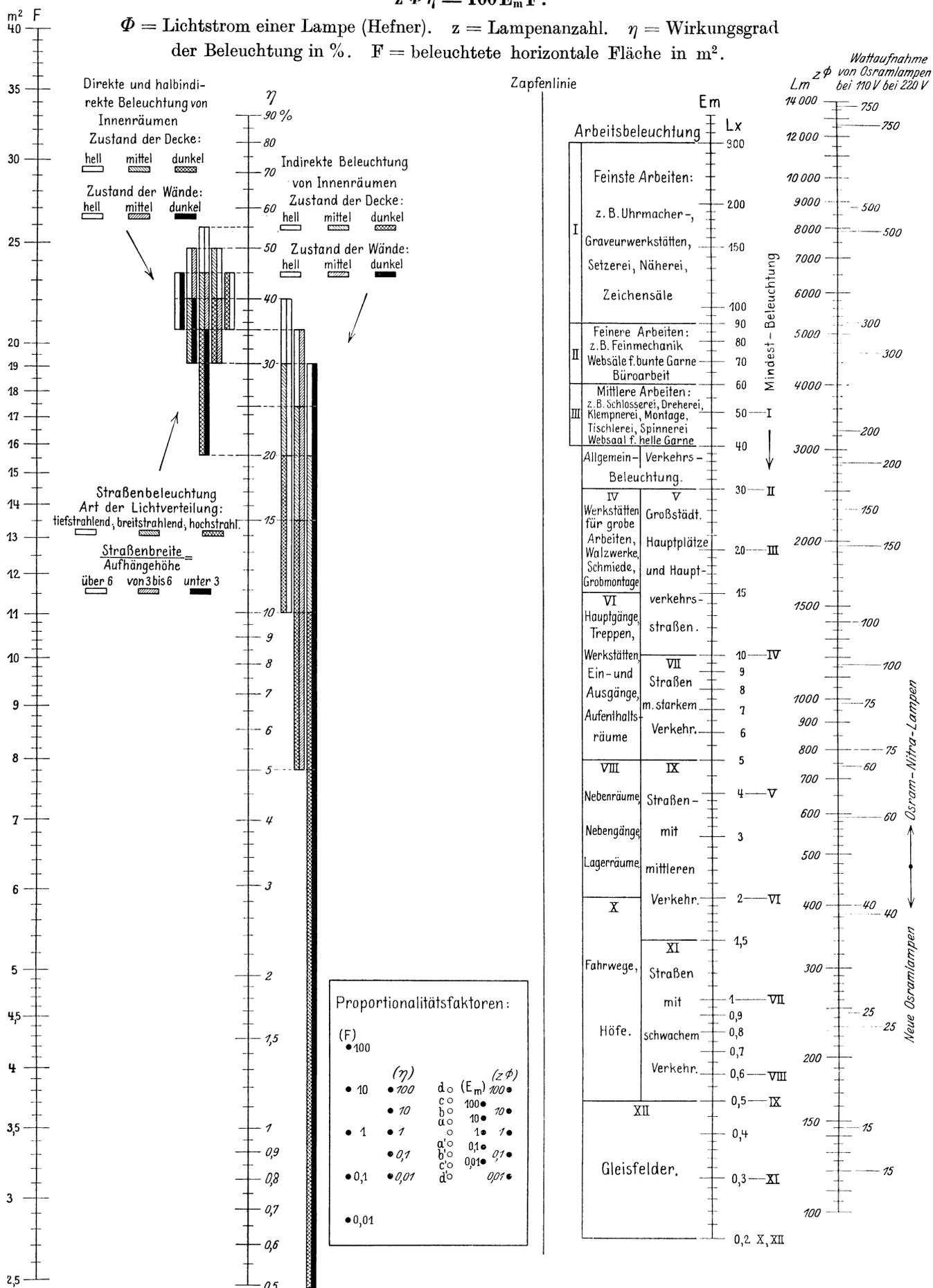
Proportionalitätsfaktoren:
(ψ) = (φ)



Bestimmung der mittleren Beleuchtungsstärke E_m nach der Wirkungsgradmethode.

$$z \Phi \eta = 100 E_m F.$$

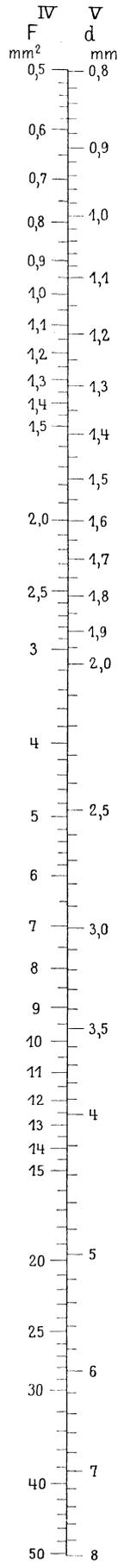
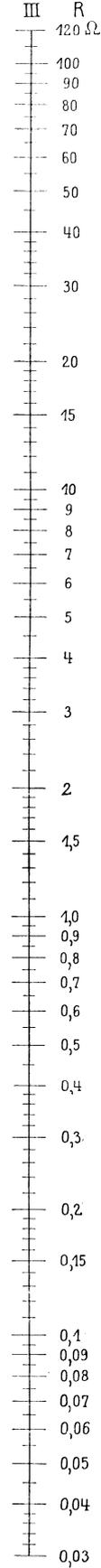
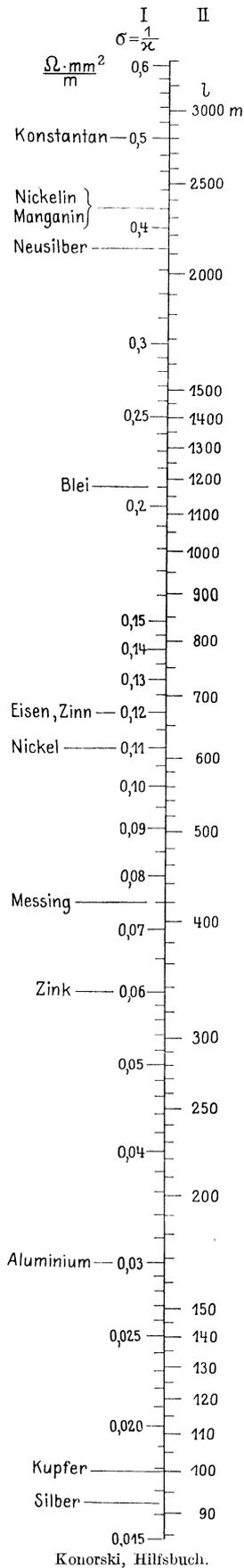
Φ = Lichtstrom einer Lampe (Hefner). z = Lampenanzahl. η = Wirkungsgrad der Beleuchtung in %. F = beleuchtete horizontale Fläche in m^2 .



Elektrischer Widerstand R (Ohm) eines 100 m langen Leiters mit spez. Widerstand σ
 (in $\frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}$) bzw. eines Kupferleiters von 1m Länge.

q = Leiterquerschnitt in mm²,

d = Leiterdurchmesser in mm bei kreisförmigem Querschnitt.



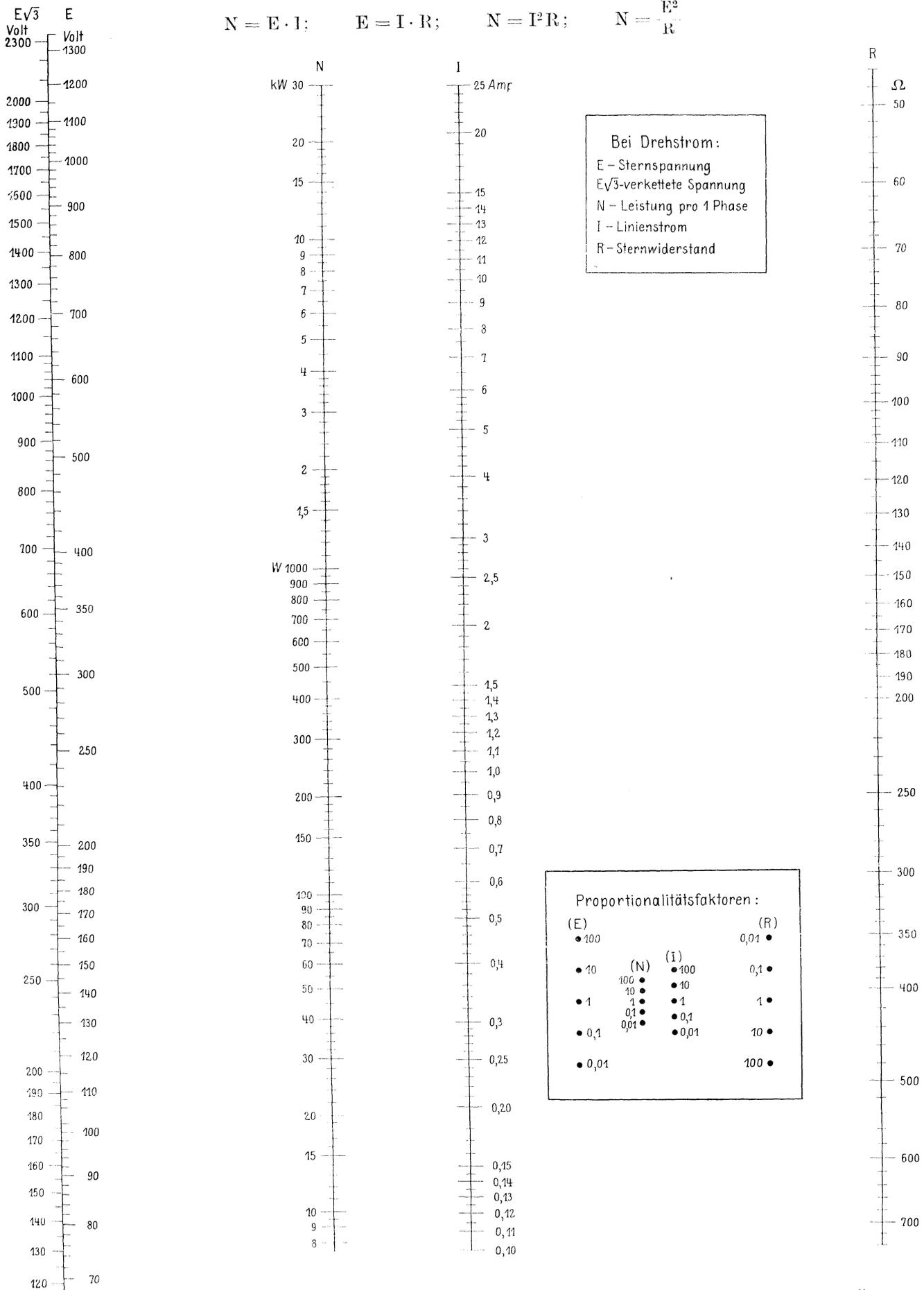
Proportionalitätsfaktoren			
(σ), (l)	(R)	(q)	(d)
0,01 •	0,001 •	100 ••• 10	
0,1 •	0,01 •	10 •	
1 •	0,1 •	1 ••• 1	
10 •	1 •		
100 •	10 •		
	100 •	0,1 •	
	1000 •	0,01 ••• 0,1	

Elektrische Kreise mit Ohmschem Widerstand.

E = Klemmenspannung in Volt, N = Leistung in kW bzw. Watt,

I = Stromstärke in Amp., R = Widerstand in Ω (Ohm).

$$N = E \cdot I; \quad E = I \cdot R; \quad N = I^2 R; \quad N = \frac{E^2}{R}$$

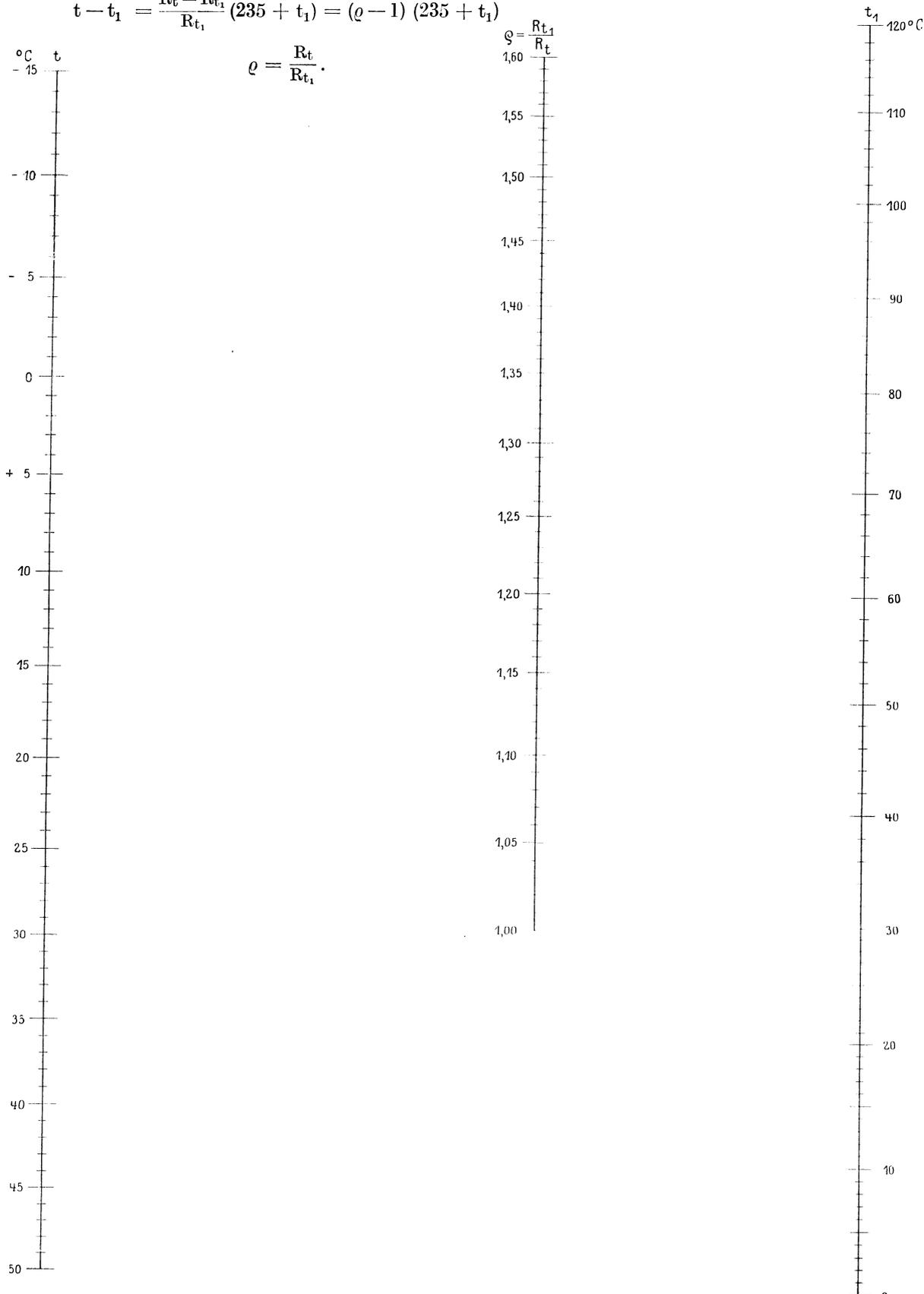


Temperaturerhöhung der Kupferwicklungen in Abhängigkeit von der Widerstandserhöhung.

t = Temperatur der Wicklung im warmen Zustand in $^{\circ}\text{C}$, R_t = elektr. Widerstand der Wicklung bei der Temperatur t $^{\circ}\text{C}$,
 t_1 = Temperatur der Wicklung im kalten Zustand in $^{\circ}\text{C}$, R_{t_1} = elektr. Widerstand der Wicklung bei der Temperatur t_1 $^{\circ}\text{C}$.

$$t - t_1 = \frac{R_t - R_{t_1}}{R_{t_1}} (235 + t_1) = (\varrho - 1) (235 + t_1)$$

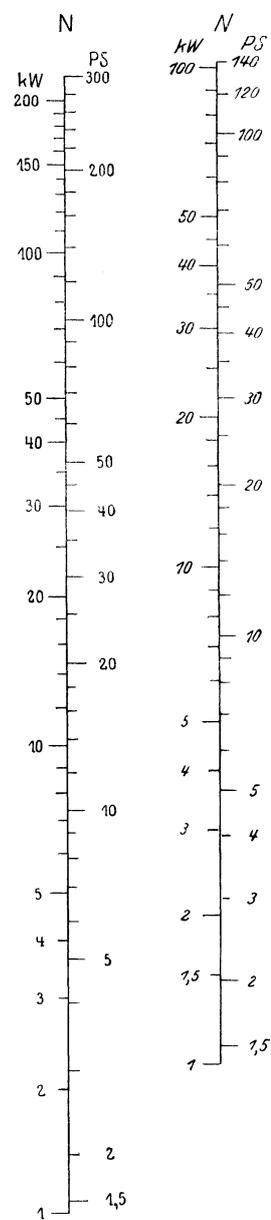
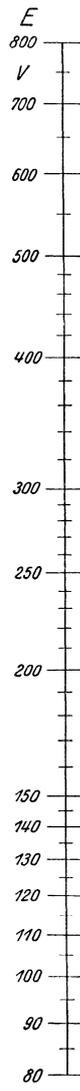
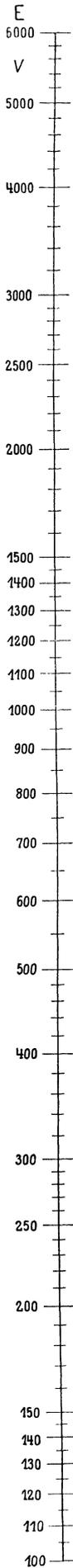
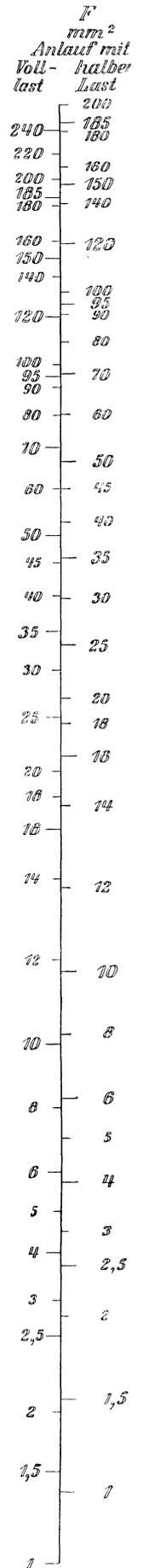
$$\varrho = \frac{R_t}{R_{t_1}}$$



Kupferquerschnitt und Sicherung in der Zuleitung von Drehstrommotoren mit Schleifringanker und von Gleichstrommotoren mit Anlasser.

E, E = Klemmenspannung des Motors in Volt (bei Drehstrom verkettete Spannung),
 N, N = Leistungsabgabe des Motors in kW und PS,
 F = Querschnitt der Kupferzuleitung in mm², und zwar für
 I. Anlauf unter Vollast,
 II. Anlauf unter halber Last.

(Die größer angeschriebenen Zahlen bedeuten die Normalquerschnitte.)

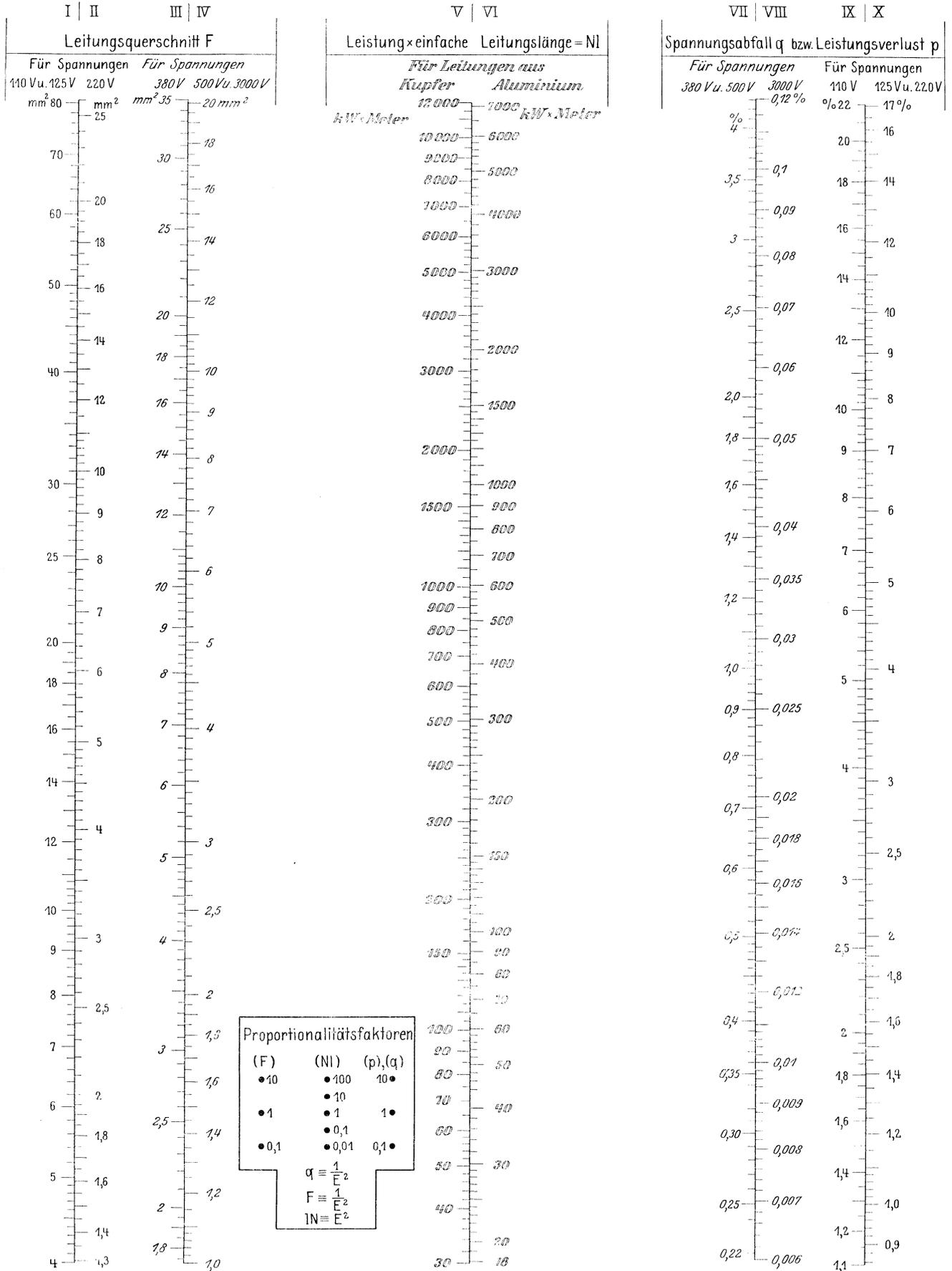


Kupferquerschnitt der Zuleitung															
1	1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240
6	10	15	20	25	35	60	80	100	125	160	200	225	260	300	350
Nennstromstärke der Sicherung															

Relativer Spannungsabfall q (in %) und relativer Leistungsverlust p (in %) in elektrischen Leitungen.

Für Drehstrom-Dreileiter: $p = \frac{10^5 \cdot I \cdot N}{\% F E^2 \cos^2 \varphi}$; für $\cos \varphi = 1$: $p = \frac{10^5 \cdot I \cdot N}{\% F E^2}$; $q = \frac{10^5 \cdot I \cdot N}{\% F E^2}$.

Bezeichnungen s. S. 112.



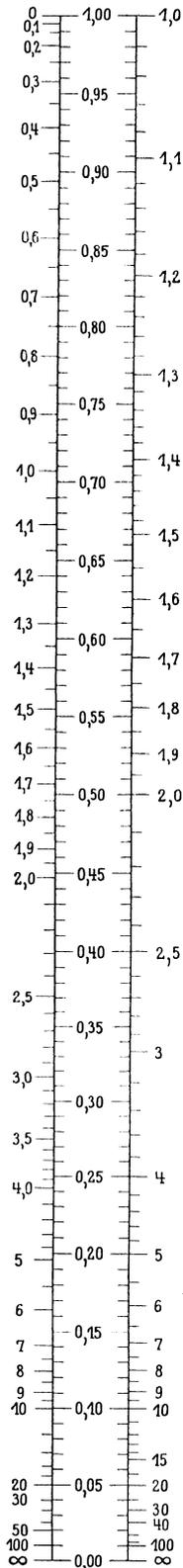
Einfluß des Leistungsfaktors in Wechsel- und Drehstromkreisen.

I_s = Scheinstrom *), N_s = Scheinleistung, V_1 = Leistungsverlust infolge Stromwärme, wenn $\cos \varphi = 1$,
 I_b = Blindstrom, N_b = Blindleistung, V_φ = Leistungsverlust infolge Stromwärme, wenn $\cos \varphi < 1$,
 I_w = Wirkstrom, N_w = Wirkleistung, φ = Phasenverschiebungswinkel, $\cos \varphi$ = Leistungsfaktor,
 p_1 = perzentueller Leistungsverlust infolge Stromwärme, wenn $\cos \varphi = 1$,
 p_φ = perzentueller Leistungsverlust infolge Stromwärme, wenn $\cos \varphi < 1$.

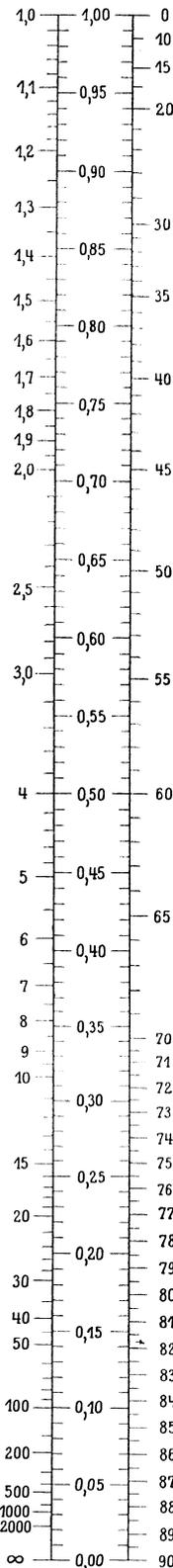
Die als konstant angenommenen Werte sind durch lichte Schrift kenntlich gemacht.

Wirkleistung, Wirkstrom gleichbleibend

$\frac{I_b}{I_w}$	$\frac{I_{\varphi w}}{I_s}$	$\frac{I_s}{I_w}$
$\frac{N_b}{N_w}$	$\frac{N_{\varphi w}}{N_s}$	$\frac{N_s}{N_w}$
$\text{tg } \varphi$	$\cos \varphi$	$1/\cos \varphi$
I	II	III

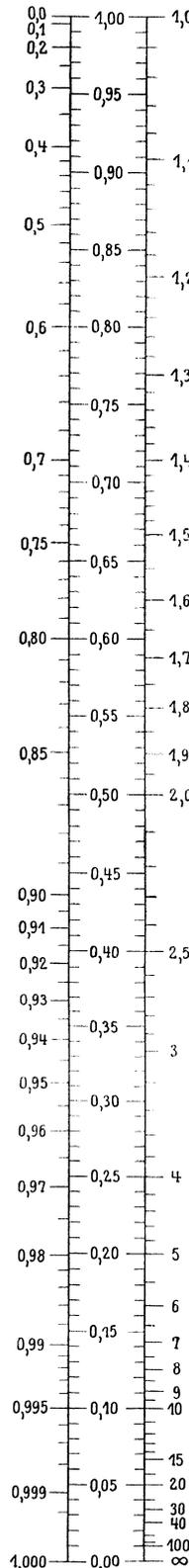


$\frac{V_\varphi}{V_1}$	$\frac{I_{\varphi w}}{I_s}$	
	$\frac{N_{\varphi w}}{N_s}$	
$1/\cos^2 \varphi$	$\cos \varphi$	φ°
IV	V	VI



Scheinleistung, Scheinstrom gleichbleibend.

$\frac{I_b}{I_s}$	$\frac{I_N}{I_s}$	p_φ
$\frac{N_b}{N_s}$	$\frac{N_w}{N_s}$	p_1
$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	$1/\cos \varphi$
<i>bezw. $\cos \varphi$ bzw. $\sin \varphi$</i>		
VII	VIII	IX

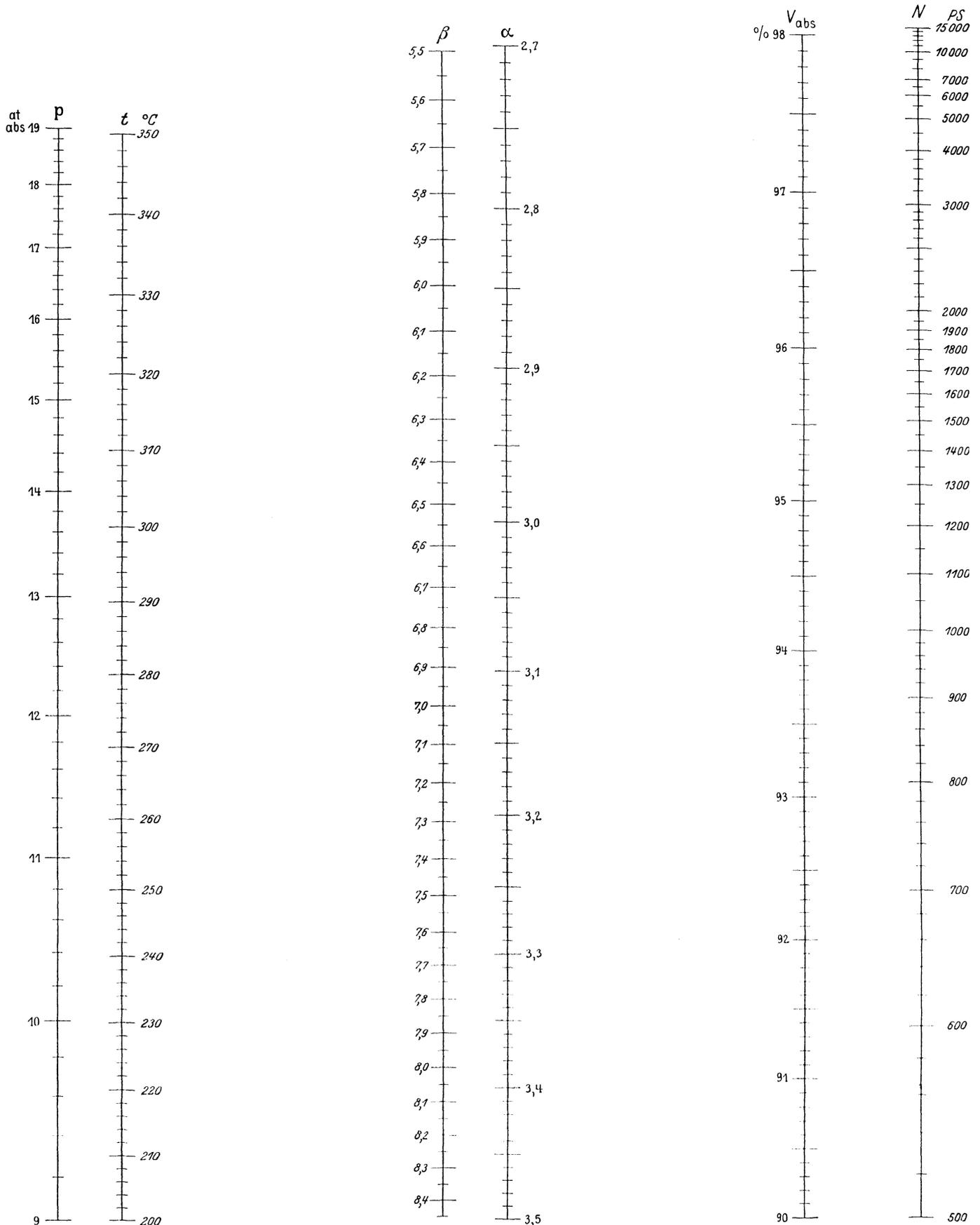


*) Siehe Fußnote S. 120.

Dampfverbrauch D_e von Dampfturbinen (nach Forner).

$$D_e = \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \text{ kg/PS-st}$$

p = abs. Druck vor der Turbine in at. V_{abs} = abs. Unterdruck am Ende des Abdampfstutzens der Turbine in %, t = Dampftemperatur vor der Turbine in °C. N = Nennleistung der Turbine in PS.



$v =$	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44
$\gamma =$	0,231	0,228	0,225	0,222	0,219	0,217	0,215	0,213	0,211	0,210	0,208	0,207	0,206	0,205	0,203
$v =$	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56—0,59		0,60—0,67	
$\gamma =$	0,202	0,201	0,201	0,200	0,200	0,199	0,199	0,198	0,198	0,197	0,197	0,196		0,195	

Mechanischer Wirkungsgrad und Leerlaufwiderstand der Dampfmaschinen (nach Hrabak).

- η_a = mechan. Wirkungsgrad in % der indizierten Normalleistung für Auspuffmaschinen,
- η_k = „ „ „ „ % „ „ „ „ „ „ Kondensationsmaschinen,
- ξ_a = Leerlaufwiderstand „ % „ „ „ „ „ „ Auspuffmaschinen,
- ξ_k = „ „ „ „ % „ „ „ „ „ „ Kondensationsmaschinen,

- N_i, N_i = indizierte Leistung in PS,
- n = Tourenzahl pro Minute,
- s = Kolbenhub in m,
- c = mittl. Kolbengeschwindigkeit in m/sek.

