Torffeuerung. Nordische Länder verwenden Holz und Torf gemischt: $^1/_3$ Holz und $^2/_3$ Torf bis zu $^1/_2$ Holz. Zu unterscheiden ist der gute Preßtorf vom minderwertigen normalen Stichtorf. Brennstoffverbrauch liegt zwischen 5,2 und 6,4 kg/PS-st.

Argentinien heizte z. B. aus Kohlenmangel während des Krieges mit Mais und Weizen.

b) Die Art seiner Flammenbildung, d. h. ob der Brennstoff kurz- oder langflammig. Hierdurch wird die Tiefe des Feuerraumes beeinflußt.

C. Berechnung regelspuriger Dampflokomotiven.

1. Allgemeines.

Bezeichnungsweisen für die Lokomotivberechnung.

Bezeichnungen.

Geschwindigkeit	V km/st, v m/sek
Beschleunigung	p m/sek^2
Umdrehungszahl	n i. d. min.
Halbmesser der Gleisbogen	R m
Widerstand für die Einheit der Last	w kg/t
Widerstand des Zuges	W kg
Druck	p at
Mittlere Zahl an WE zur Erhöhung der Wärme von 1 kg Dampf um 1^0 C	c WE/kg^0
Wärmegrad	t ^{0}C
Heizwert	h WE
Wärmeinhalt von 1 kg Dampf	i'' WE/kg
Verdampfungsziffer Sattdampf	z kg/kg
Verdampfungsziffer Heißdampf	z' kg/kg
Rauminhalt von 1 kg Dampf	𝔳 cbm/kg
Kolbenhub	s m
Durchmesser der Zylinder	d cm
Gewicht	G t
Druck der Triebachsen auf die Schienen	P t
Rostfläche	R qm
Heizfläche	H qm
Zugkraft	Z kg
Leistung	N PS
Kohlenverbrauch	B kg/st
Dampfverbrauch	𝔇 kg/st
Durchmesser der Triebräder	D m
Hub-Inhalt der Auspuffzylinder	J l
Grad der Ausnutzung	α

Bahn, China, Ägypten, Australien, Nord-Amerika. Größere Spurweiten sind in Rußland (1,524 m = 5′); Irland, Brasilien, Australien (1,600 m = 5′ 3″); Spanien, Portugal, Chile, Argentinien, Ostindien (1,676 m = 5′ 6″). Schmalere Spurweiten sind in Norwegen, Japan, Java, Kapland, Südaustralien (1,067 = 3′ 6″, alte englische Kapspur), französische Kolonien, Hedjaz-Bahn (1050 mm); Meterspur in der ganzen Welt verbreitet.

9. Länge der ohne Erneuerung der Vorräte zu durchfahrenden Strecke (nur für Tenderlokomotiven und Tender), d. h. Abstand der vorhandenen Wasser-[1]) und Kohlenstationen.

Wasser- und Kohlenverbrauch von Lokomotiven

a) in bezug auf die Streckenlänge (für 1 km);

Wasserverbrauch 0,1 bis 0,15 cbm/km (kleiner bei Personen- und Schnellzug-, größer bei Güterzuglokomotiven) + 10 bis 15 % Zuschlag für Verluste beim Speisen, für Heizung, Luftpumpe usw.

Kohlenverbrauch im Mittel 15 kg/km bei Personen- und Schnellzuglokomotiven und 20 kg/km bei Güterzuglokomotiven.

b) in bezug auf 1 PSi-st (stündlicher Dampf- und Kohlenverbrauch für 1 PSi), vgl. Seite 73 bis 77.

10. Art des zu verfeuernden Brennstoffes. Wesentlich hierbei ist:

a) Sein Heizwert; hierdurch wird die Verdampfungsziffer [2]) und die Größe der Rostfläche beeinflußt.

Die Heizwerte für 1 kg Brennstoff in WE sind etwa:

h = 7 975 Westfälischer Anthrazit,
h = 7 750 Steinkohlenbriketts,
h = 7 650 Westfälische Steinkohle (Ruhrkohle),
h = 7 100 Saar-, schlesische und sächsische Kohle,
h = 7 000 Gaskoks,
h = 6 500 Belgische Grußkohle,
h = 5 200 Bayerische Molassekohle (Braunkohle),
h = 4 800 Braunkohlenbriketts,
h = 3 600 Sächsische Braunkohle,
h = 3 800 Torf,
h = 4 100 Holz,
h = 10 500 Masut
h = 11 000 Petroleum } flüssige Brennstoffe,
h = 7 890 Waleskohle
h = 7 270 Newcastle-Kohle
h = 6 940 Schottische Kohle } englische Kohlen.

Holz wird vielfach in Nord-Schweden verfeuert. Verheizt werden etwa 1 m lange Scheite aus trockenem Kiefern- oder Birkenholz. 1 t guter Steinkohle entspricht etwa 2 t Holz. Nachteile sind: großer Funkenauswurf; große Anstrengung für das Heizerpersonal, weil der Heizwert des Holzes geringer als der der Steinkohle.

[1]) Glasers Annalen 1914, Bd. 75, S. 60.
[2]) Vgl. S. 77/78.

T o r f f e u e r u n g. Nordische Länder verwenden Holz und Torf gemischt: $^1/_3$ Holz und $^2/_3$ Torf bis zu $^1/_2$ Holz. Zu unterscheiden ist der gute Preßtorf vom minderwertigen normalen Stichtorf. Brennstoffverbrauch liegt zwischen 5,2 und 6,4 kg/PS-st.

Argentinien heizte z. B. aus Kohlenmangel während des Krieges mit Mais und Weizen.

b) Die Art seiner Flammenbildung, d. h. ob der Brennstoff kurz- oder langflammig. Hierdurch wird die Tiefe des Feuerraumes beeinflußt.

C. Berechnung regelspuriger Dampflokomotiven.

1. Allgemeines.

Bezeichnungsweisen für die Lokomotivberechnung.

B e z e i c h n u n g e n.

Geschwindigkeit	V km/st, v m/sek
Beschleunigung	p m/sek^2
Umdrehungszahl	n i. d. min.
Halbmesser der Gleisbogen	R m
Widerstand für die Einheit der Last	w kg/t
Widerstand des Zuges	W kg
Druck	p at
Mittlere Zahl an WE zur Erhöhung der Wärme von 1 kg Dampf um 1^0 C	c WE/kg^0
Wärmegrad	t ^{0}C
Heizwert	h WE
Wärmeinhalt von 1 kg Dampf	i'' WE/kg
Verdampfungsziffer Sattdampf	z kg/kg
Verdampfungsziffer Heißdampf	z' kg/kg
Rauminhalt von 1 kg Dampf	$\mathfrak{v}$ cbm/kg
Kolbenhub	s m
Durchmesser der Zylinder	d cm
Gewicht	G t
Druck der Triebachsen auf die Schienen	P t
Rostfläche	R qm
Heizfläche	H qm
Zugkraft	Z kg
Leistung	N PS
Kohlenverbrauch	B kg/st
Dampfverbrauch	$\mathfrak{D}$ kg/st
Durchmesser der Triebräder	D m
Hub-Inhalt der Auspuffzylinder	J l
Grad der Ausnutzung	α

Wert der Reibung zwischen Rad und Schiene	μ
Wirkliche Füllung	$\varepsilon\,\%$
Wirkungsgrad	η
Rostanstrengung	ϱ kg/st-qm = B:R
Verbrauch an Kohle für die Einheit der Leistung	β kg/PS-st = B:N
„ „ Dampf „ „ „ „ „	δ kg/PS-st = 𝔇:N

Fußzeiger.

Lokomotive	L	Mittel	m
Wagen	w	Meistgebraucht	mg
Zug	z	Hochdruck	h
Beschleunigung	p	Niederdruck	n
Anfahrt	a	Feuerung	f
Wirklich (effektiv)	e	Kessel	k
Aus Kolbendruck (indiziert)	i	Heizfläche	c
Günstigst	g	Überhitzung	ü
Ganz	gz	Wasserverdampfend	w
Größt	gr	Reibung	r
Kleinst	kl	Krümmung	k

Die zur Lösung gestellten Aufgaben im Lokomotivbau beschäftigen sich entweder mit der Bestimmung der Leistungsfähigkeit einer vorhandenen Lokomotive in verschiedenen „Arbeitslagen"[1]) oder mit dem Entwerfen einer neuen Lokomotive von noch nicht bekannten Abmessungen für bestimmte vorgeschriebene Verhältnisse. Hiernach unterscheidet man gewöhnlich zwei Grundaufgaben für den Bau und die Berechnung der Leistungen von Lokomotiven.

Erste Grundaufgabe.

Eine bestimmte Lokomotive ist vorhanden; welche Lasten können auf einer Steigung oder auf verschiedenen Steigungen mit einer oder verschiedenen Geschwindigkeiten von ihr befördert werden, d. h. wie groß sind die „Schleppleistungen"[2]) der Lokomotive?

Das Gewicht einer Schnellzuglokomotive mit Tender sei $G_L = 110$ t. Die Last von 10 vierachsigen Abteilwagen zu je 40 t, d. h. $G_w = 400$ t, soll auf $1:\infty$ mit $V = 100$ km/st ($v = 27{,}77$ m/sek) im Beharrungszustand gefahren werden. Dann ist die Zugkraft am Radumfang der Lokomotive $Z_e^{kg} = (G_L + G_w)\,t \cdot w_{gz}^{kg/t} = 3000$ kg [3]) und die Leistung am Radumfang $N_e = (Z \cdot v) : 75$ oder $N_e = (Z \cdot V) : 270 = 1110$ PS.

Die Aufstellung der Leistungstafeln, Schleppleistungen, ist eine Aufgabe, die der Betrieb stellt. Für vorhandene Lokomotivgattungen sollen „Belastungen" festgesetzt werden, die sie auf bestimmten Strecken mit bestimmten Geschwindigkeiten fahren können. Da das Zuggewicht gesucht werden soll, so sind „vereinfachte Formeln" vorteilhaft, die den Widerstand nach dem Zuggewicht messen.

Zweite Grundaufgabe.

Eine bestimmte Strecke, Fahrgeschwindigkeit, Zuglast und Zugart sind gegeben; welche Lokomotiv-Bauart ist vorteilhaft, wie groß sind ihre Hauptabmessungen?

---

[1]) Vgl. S. 86. [2]) Vgl. S. 94.
[3]) w_{gz} wurde nach „Frank" errechnet.

Meistens ist in der Aufgabe bereits bestimmt, ob eine S-, P-, G- oder Tender-Lokomotive verwendet werden soll, wie groß der Raddruck sein darf, ob Sattdampf oder Heißdampf zu verwenden ist, ob es sich um einfache oder doppelte Dehnung handelt.

Zu ermittelnde Hauptverhältnisse sind: Reibungsgewicht, Zahl der gekuppelten Achsen; Durchmesser der Triebräder; Kolbenhub und Durchmesser der Zylinder; Kessel-, Rost- und Heizfläche.

2. Berechnung des Reibungsgewichtes G_r^t;

Feststellung der Zahl der gekuppelten Achsen.

Mit G_r^t wird das Reibungsgewicht (Adhäsionsgewicht), also der Teil des Lokomotivgewichtes bezeichnet, der nur auf den gekuppelten Achsen ruht; mit G_L^t das Lokomotiv-Dienstgewicht auf allen Achsen. Somit ist $G_L \geqq G_r$; $G_L = G_r$, wenn sämtliche Lokomotivachsen gekuppelt sind. G_r berechnet sich aus der größten Zugkraft, die verlangt wird, aus Z_{gr}; $Z_{gr}^{kg} = \mu \cdot G_r^{kg}$ oder $Z_{gr}^{kg} = (1000\,\mu) \cdot G_r^t$; also $G_r^{kg} = (1 : \mu) \cdot Z_{gr}^{kg}$. μ ist die Reibungsziffer zwischen Rad und Schiene, ist demnach nicht zu verwechseln mit α der Ausnutzungsziffer ($\alpha \leqq \mu$).[1] $\mu = 1/4$ bis $1/10$ oder 250 bis 100 kg/t, und zwar gilt $\mu = 1/4$ bei sandigen und $\mu = 1/10$ bei feuchten, fettigen Schienen. Die Reibungsziffer ist also stark abhängig vom Zustand der Flächen von Rad und Schiene; sie bezieht sich nur auf den Zustand der Ruhe, und sobald ein Schleudern eintritt, sinkt der Wert μ herunter.

Es kommt darauf an, die größte Zugkraft Z_{gr} zu kennen. Aber es ist zu beachten, daß Z_{gr} nicht immer ohne weiteres aus der Leistungsdarlegung hervorgeht, nämlich dann nicht, wenn die verlangten Schlepplasten sich nur auf $1 : \infty$ oder nur auf geringe Steigungen beziehen.

Für die Berechnung von G_r soll folgende Regel gelten: Wenn sich aus der gegebenen Leistungsdarlegung durch Angabe einer großen zu befahrenden Steigung nicht eine höhere Zugkraft ergibt, so muß zur Berechnung von G_r eine Zugkraft Z_{gr} zugrunde gelegt werden, die beim Anfahren auf $1 : \infty$ berechnet wird aus $Z_{gr} = G_{gz}^t \cdot 2{,}5 + (G_{gz}^t \cdot 1000 : g) \cdot p_a$, worin p_a die Anfahrbeschleunigung auf $1 : \infty$ bedeutet. Ist G_r aus $G_r^t = \frac{1}{\mu} \cdot Z_{gr}^{kg} : 1000$ gefunden, so erfolgt die Verteilung von G_r^t auf die einzelnen Triebachsen. Die Bestimmung der Anzahl der Reibungsachsen (Kuppelachsen) aus dem berechneten G_r geschieht aus der Formel $G_r^t = n \cdot P$, worin n die Anzahl der Kuppelachsen und P ihr zulässiger höchster Achsdruck ist. Bei der Festsetzung von P bei vorhandenen Bahnen spielt auch die vorkommende größte Fahrgeschwindigkeit eine Rolle.

Bei Tenderlokomotiven wird mit G_r das Reibungsgewicht bei vollen Vorräten bezeichnet. Während des Betriebes nimmt aber — gemäß dem Kohlen- und Wasserverbrauch — dieses Reibungs-

[1]) Vgl. S. 71.

gewicht z. B. bis auf G_r' ab. Es müssen also Bestimmungen getroffen werden über $G_{r\text{-}kl} = G_r'$ bei Tenderlokomotiven ohne Vorräte, aber mit Wasser im Kessel, Kohle auf dem Rost und Führer nebst Heizer auf dem Stand. Es ist im Mittel bei Tenderlokomotiven $G_r' = 0{,}8\ G_r$. Dieser Wert ist abhängig von der Größe der Vorräte und von dem Verhältnis der Kuppel- und Laufachsen, ändert sich aber nicht sehr viel.

Zusammenstellung 11 zeigt in ihrer letzten Spalte das Verhältnis $G_r' : G_r$ für einige ausgeführte preuß. Tenderlokomotiven. Es schwankt zwischen 0,81 und 0,88 [1]).

Zusammenstellung 11.

Tenderlokomotiven der preußischen Staatseisenbahnen bezüglich der Abnahme des Reibungsgewichtes von G_r auf $G_{r'}$ bei Kohlen- und Wasserabnahme.

Laufende Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Bauarten der Tenderlokomotiven	Gewichte							$\frac{G_r'}{G_r}$
			betriebsfähig mit allen Vorräten		mitgeführte Vorräte		betriebsfähig ohne Vorräte		
		Leergewichte t	Dienstgew. G_L t	Reibungsgew. G_r t	Wasser cbm	Kohlen t	Dienstgew. G_L t	Reibungsgew. $G_{r'}$ t	
1	C-Sattd.-Zwill.-Lok. T_3	24,7	32,3	32,3	4	1,0	27,3	27,3	0,846
2	2 B- „ „ „ T_5	43,9	56,2	32,0	6	2,0	48,2	26	0,813
3	1 Bl- „ „ „ T_5	41,5	53,1	31,4	5,5	1,6	46,0	27	0,860
4	C- „ „ „ T_7	31,0	41,9	41,9	5	2,0	34,9	34,9	0,833
5	C-Heißd.- „ „ T_8	35,8	45,7	45,7	5	1,4	39,3	39,3	0,860
6	2 C- „ „ „ T_{10}	60,0	75,7	46,3	7,5	2,5	65,7	40	0,864
7	1 C- „ „ „ T_{12}	49,8	62,9	48,7	7	2,5	53,4	42	0,862
8	D-Sattd.- „ „ T_{13}	48,5	62,7	62,7	7	2,5	53,2	53,2	0,848
9	E- „ „ „ T_{15}	58,7	71,1	71,1	6	2,0	63,1	63,1	0,887
10	E-Heißd.- „ „ T_{16}	58,9	73,8	73,8	7	2,0	64,8	64,8	0,878

Anmerkung: 1 cbm Wasser wiegt etwa 1 t. — Die Werte für $G_{r'}$ in den Reihen 2, 3, 6 und 7 der Spalte 8 sind geschätzt. — Die Gewichte in den Spalten 2 bis 4 schwanken bei den verschiedenen Ausführungen ein und derselben Bauart.

[1]) Für die T_{18}-Bauart ergibt sich allerdings $G_r' : G_r = 0{,}645$.

Die beiden Hauptforderungen: Verwirklichung einer größten Zugkraft Z_{gr} (hieraus G_r) und einer größten Leistung $N_{gr} = (Z \cdot V):270$ (hieraus Kesselgröße) sind streng auseinanderzuhalten. Ist das verlangte N_{gr} groß, so wird der Kessel schwer und damit die ganze Lokomotive. Ist daneben nun das verlangte Z_{gr} mäßig klein, so braucht das ganze Lokomotivgewicht G_L nicht als Reibungsgewicht ausgenutzt zu werden; es ist dann $G_r^t < G_L^t$. Ein Teil des Gewichtes G_L, nämlich $G_L - G_r$, wird dann auf die Laufachsen gelegt. Es hätte keinen Zweck, noch hierfür Kuppelachsen zu nehmen.

3. Bestimmung des Triebraddurchmessers D.

Zur Berechnung des Triebraddurchmessers D dient nur V_{gr}; jedes andere in der Aufgabe angegebene oder daraus errechnete V kommt gar nicht für die Bemessung des Triebraddurchmessers in Betracht. Bei zahlenmäßiger Bestimmung von D richte man sich:

I. nach der Zusammenstellung 10: „Höchste Umdrehungszahlen der Lokomotiven nach den Bauarten",
II. nach Faustformeln,
III. nach ausgeführten Lokomotiven.

D läßt sich nicht genau auf Millimeter berechnen; es soll so groß sein, daß bei V_{gr} eine gewisse höchste Umdrehungszahl (n_{gr} in der Minute) nicht überschritten wird. Wie groß n_{gr} für verschiedene Bauarten werden darf, ergibt sich aus Zusammenstellung 10[1]).

Hierin liegt n zwischen 180 und 360 Umdrehungen in der Minute; n darf aber natürlich auch kleiner als 180 sein, und man könnte besser sagen: $n < 180$ bei ungünstiger, $n \leq 360$ bei günstiger Bauart. $\pi \cdot D^m \cdot n_{gr} \cdot 60 = V_{gr}\,\mathrm{km/st} \cdot 1000$ ist die Bestimmungsgleichung für D, wenn n_{gr} nach der Bauart (Zusammenstellung 10) und V_{gr} aus der Aufgabe bekannt sind. Um die Beziehung zwischen n, V und D zahlenmäßig in allen etwa vorkommenden Fällen klarzulegen, ist Zusammenstellung 12 aufgestellt worden mit Hilfe der Gleichung $n = \dfrac{V\,\mathrm{km/st} \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot D^m}$. Da nur minutliche Umdrehungszahlen von 180 bis 360 erlaubt sind, so hat allein der durch Fettdruck hervorgehobene Teil der Zusammenstellung 12 zweckdienliche Bedeutung.

Wie groß bei bestimmten Geschwindigkeiten für die nach der Bauart zulässigen größten minutlichen Umdrehungszahlen (T. V. § 102) der Triebraddurchmesser wird, zeigt Abb. 24. Man kann hieraus also für eine bestimmte Bauart (n gegeben) bei verlangter Höchstgeschwindigkeit den erforderlichen Triebraddurchmesser ablesen.

Als Erfahrungswerte zur zahlenmäßigen Berechnung von D dient:

$D^{mm} = 800 + 12\,(V_{gr}\,\mathrm{km/st})$ bei $n = 180 \div 240$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein kleines n zulässig ist,

$D^{mm} = 800 + 11\,(V_{gr}\,\mathrm{km/st})$ bei $n = 240 \div 320$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein mittleres und hohes n zulässig ist,

$D^{mm} = 800 + 10\,(V_{gr}\,\mathrm{km/st})$ bei $n = 320 \div 360$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein sehr hohes n zulässig ist.

---

[1]) Vgl. Bemerkungen hierzu auf S. 53.

Zusammenstellung 12.

Umdrehungszahlen n in der Minute, berechnet aus $n = \frac{V_{gr} \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot D}$.

D^m	V km/st												
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
1,0	53	106	159	**212**	**265**	**318**	371	424	477	530	583	636	690
1,1	48	96	144	**192**	**240**	**288**	**336**	384	432	480	528	576	624
1,2	44	88	132	176	**220**	**264**	**308**	**352**	396	440	484	528	572
1,3	41	82	123	164	**205**	**246**	**287**	**328**	369	410	451	492	533
1,4	38	76	114	152	**190**	**228**	**266**	**304**	**342**	380	418	456	494
1,5	35	70	105	140	175	**210**	**245**	**280**	**315**	**350**	385	420	455
1,6	33	66	99	132	165	**198**	**231**	**264**	**297**	**330**	363	396	429
1,7	31	62	93	124	155	**186**	**217**	**248**	**279**	**310**	**341**	372	403
1,8	29	58	87	116	145	174	**203**	**232**	**261**	**290**	**319**	**348**	377
1,9	28	56	84	112	140	168	**196**	**224**	**252**	**280**	**308**	**336**	364
2,0	26,5	53	79,5	106	132,5	159	**185,5**	**212**	**238,5**	**265**	**291,5**	**318**	**345**
2,1	25	50	75	100	125	150	175	**200**	**225**	**250**	**275**	**300**	**325**
2,2	24	48	72	96	120	144	168	**192**	**216**	**240**	**264**	**288**	**312**

Ein anderer Erfahrungswert zur Berechnung von D ist: $D^{mm} = 210 \cdot \sqrt{V}$ km/st, worin V die im Zugbetrieb am häufigsten vorkommende Geschwindigkeit ist. Diese Formel ergibt:

V km/st . . . =	40	50	60	70	80	90	100	110	120
D^{mm} . . . . =	1328	1485	1628	1758	1880	1993	2100	2202	2300
n in der Minute =	160	179	196	211	226	240	253	265	277

Die Formel sollte aber so sein, daß V_{gr} eingesetzt wird. Ferner berücksichtigt die Formel die Bauart nicht, die für gleiches V ein verschiedenes n zuläßt.

Der Vergleich bei der Bestimmung des Triebraddurchmessers mit ähnlich ausgeführten Lokomotiven, von denen Betriebsergebnisse bezüglich Verhaltens bei hohen Geschwindigkeiten vorliegen, ist immer zweckmäßig. Es zeigt sich oft im Betrieb, daß die V_{gr} änderungsbedürftig sind: bald müssen sie erniedrigt werden, bald lassen sie aber auch eine Erhöhung zu. So wird z. B. die im Führerhaus angeschriebene Geschwindigkeit der Bauarten P_6, P_{10} und G_{12} im Betrieb für zu hoch erachtet.[1])

Falls Laufräder vorhanden, so wähle man ihren Durchmesser zu 0,85 bis 1,25 m.

[1]) Vgl. Zusammenstellung 9, S. 53, Reihen 7, 9 und 14.

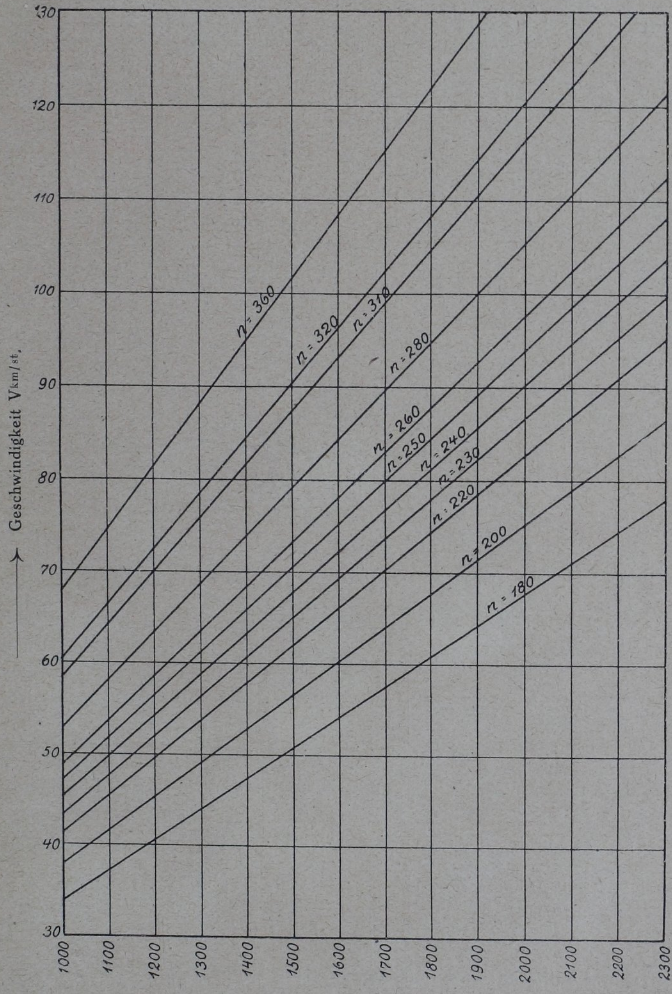

Abb. 24. Triebraddurchmesser D in Abhängigkeit von V (hier V_{gr}) bei bestimmtem n_{gr}.

4. Berechnung der Dampfzylinder.

Zu berechnen ist der Zylinderdurchmesser (d Durchmesser bei einstufiger Dehnung, d_n Durchmesser des Niederdruckzylinders bei zweistufiger Dehnung) und der Kolbenhub s.

Bei der Berechnung der Dampfzylinder handelt es sich darum, von dem Zylinderinhalt auszugehen, der für die Aufnahme des Dampfes zur Verfügung stehen muß. Hierzu wird die mittlere oder meistgebrauchte effektive Zugkraft am Triebrad in Kraftrichtung von der Schiene auf die Lokomotive während einer Umdrehung Z_{emg} eingeführt. Es bestehen folgende Arbeitsgleichungen:

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 4 \cdot s^m \text{ für 2 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Zwilling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 6 \cdot s^m \text{ für 3 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Drilling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 8 \cdot s^m \text{ für 4 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Vierling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 2 \cdot s^m \text{ für 2 Zylinder}$$

zweistufige Dehnung (2 Zylinder-Verbund),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 4 \cdot s^m \text{ für 4 Zylinder}$$

zweistufige Dehnung (4 Zylinder-Verbund).

Triebraddurchmesser D wird aus V_{gr} bestimmt; der mechanische Wirkungsgrad η sei 0,9.

Der mittlere Dampfdruck im Zylinder p_{mi} (indizierter) ist verschieden groß, je nach der Füllung. Ist ε_g die günstigste[1]) Füllung, d. h. die Füllung des kleinsten Dampfverbrauches, so ist p_{mig} der mittlere indizierte Dampfdruck bei dem Diagramm günstigster Dampfausnutzung; er ist etwa 4,0 kg/cm² und stellt sich bei den üblichen Kesseldrücken auf

$p_{mig} = 3{,}4$ bis 3,6 für überhitzten Dampf, zweistufige Dehnung (bezogen auf Niederdruckzylinder),
$p_{mig} = 3{,}6$ bis 3,8 für überhitzten Dampf, einstufige Dehnung,
$p_{mig} = 3{,}8$ bis 4,0 für Sattdampf, zweistufige Dehnung (bezogen auf Niederdruckzylinder),
$p_{mig} = 4{,}0$ bis 4,2 für Sattdampf, einstufige Dehnung.

p_{mi} wird bei Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung (ebenso wie der Zylinderdurchmesser d_n in den Arbeitsgleichungen) auf den Niederdruckzylinder bezogen. Bei der größten Füllung ε_{gr} ergibt sich $p_{mi\text{-}gr}$. Dieser

---

[1]) $\varepsilon_g = 20 \div 25\,\%$ für einstufige Dehnung,
$\varepsilon_g = 15 \div 20\,\%$, bezogen auf den Niederdr.-Zyl. } f. zweistufige
$\varepsilon\ = 30 \div 40\,\%$, „ „ „ Hochdr.- „ } Dehnung.

Wert sollte bei jeder Lokomotive festgestellt werden, besonders bei Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung. Bei diesen fällt $p_{mi\text{-}gr}$ — bezogen auf den Niederdruckzylinder — um so kleiner aus, je kleiner der Hochdruck- zum Niederdruckzylinder ist.

Kolbenhub s wird gewählt und dann in die Arbeitsgleichung eingesetzt. Er wird für Lokomotiven auf Hauptbahnen ausgeführt zu:

$s^{mm} = 550 \div 600 \div 630 \div 650$ (700) bei Personen- und Schnellzuglokomotiven,
$s^{mm} = 600 \div 630 \div 650 \div 700$ (800) bei Güterzuglokomotiven,
$s^{mm} = 450$ bei Lokomotiven auf Fabrikhöfen.

Die „Eisenbahntechnik der Gegenwart" schlägt für den Hub als Erfahrungswerte vor:

$s^{mm} = 0{,}3\,D^{mm} \div 0{,}4\,D^{mm}$ für Personen- und Schnellzuglokomotiven mit Tender,
$s^{mm} = 0{,}33\,D^{mm} \div 0{,}43\,D^{mm}$ für Personen- und Schnellzug-Tenderlokomotiven,
$s^{mm} = 0{,}45\,D^{mm} \div 0{,}55\,D^{mm}$ für Güterzug- und kleinere Lokomotiven.

Die kleineren Werte wähle man bei großem D, die größeren bei kleinem D; doch liefern diese Formeln nur bedingt richtige Werte.

Je größer der Zylinderinhalt, um so mehr ist man geneigt, ein größeres s zu nehmen, um nicht ein zu großes d zu bekommen, weil Zylinder mit großem d schwer unterzubringen sind. Bei Regelspur muß sein: $s^{cm} < D^{cm} - 46^{cm}$, damit die Stangenköpfe innerhalb der Umgrenzungslinie des lichten Raumes liegen.

Je höher Umdrehungszahl n, um so kleiner ist s zu wählen; denn Kolbenbeschleunigung wächst proportional mit r $\left(= \frac{s}{2}\right)$, was die Massendrücke ungünstig beeinflußt.

$\frac{s}{d}$ verhältnismäßig groß, $\cong \underbrace{1{,}2}_{\text{Heißd.}} \div \underbrace{1{,}3 \div 1{,}4}_{\text{Sattd.}}$, bei kleinem n
(also bei G. L.)

$\frac{s}{d}$ verhältnismäßig klein, $\cong \underbrace{1{,}0}_{\text{Heißd.}} \div \underbrace{1{,}1 \div 1{,}2}_{\text{Sattd.}}$, bei hohem n
(also bei P. und S. L.)

$$\frac{r}{l} = \frac{\text{Kurbelhalbmesser (d. h. halber Hub)}}{\text{Triebstangenlänge}} \cong \frac{1}{7} \div \frac{1}{8}.$$

Wenn $\frac{r}{l}$ zu groß, so treten folgende Nachteile ein: Kreuzkopfdruck zu hoch, so daß sich einmal die Reibung auf den Gleitbahnen erhöht, dann auch die Achsbelastungen verschoben werden; Füllungen vorn und hinten ungleich; Kolbenbeschleunigungen werden vorn und hinten zu ungleich, also auch die Massendrücke, also ungleichmäßiges Tangentialdruckdiagramm.

Beispiele für die Zylinderberechnung.

Zur Beförderung von 10 D-Wagen zu je 40 t ($G_w = 400$ t) mittels Lokomotive nebst Tender von $G_L = 110$ t (also gesamtes Zuggewicht $G_{gz} = 400 + 110 = 510$ t) mit $V = 100$ km/st auf $1 : \infty$ ist nötig eine

Zugkraft $Z_e = 2550$ kg, wobei $w^{kg/t} = 2{,}5 + (V^2 : 4000)$ war. Angenommen $Z_e = 2550$ kg sei die meistvorkommende Zugkraft im Fahrdienst der Lokomotive, also $Z_{emg} = 2550$, und es sei $D = 1980$ mm und $s = 600$ mm, so ist bei einer 2 Zylinder-Sattdampflokomotive mit einstufiger Dehnung $2550 \cdot \pi \cdot 1{,}98 = \left(\frac{\pi\, d^2}{4}\right) \mathrm{cm} \cdot 0{,}9 \cdot p_{mig} \cdot 4 \cdot 0{,}6$ und für $p_{mig} = 4{,}1$ im Mittel $d = 478$ mm $\cong 480$ mm. Bei einer 2 Zylinder-Sattdampflokomotive mit zweistufiger Dehnung ist $2550 \cdot \pi \cdot 1{,}98 = \left(\frac{\pi\, d_n^2}{5}\right) \mathrm{cm} \cdot 0{,}9 \cdot p_{mig} \cdot 2 \cdot 0{,}6$ und für $p_{mig} = 3{,}9$ im Mittel $d_n = 693$ mm. Den Hochdruckzylinder macht man etwa $d_h = 0{,}73 \div 0{,}67\, d_n$.[1]) Im vorliegenden Beispiel würde also zu wählen sein in den Grenzen zwischen $d_h = 465$ und 506 mm.

Erstes Zugkraftkennzeichen[2]) C_1 und zweites Zugkraftkennzeichen C_2.

Sie stehen in unmittelbarer Beziehung zur Zylinderberechnung. Die Arbeitsgleichung $Z_e^{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(\frac{\pi\, d^2}{4}\right)^{cm} \cdot (\eta \cdot p_{mi}) \cdot 4 \cdot s^m$ (oder 2s, oder 6 s, oder 8 s)[3]) läßt sich allgemein folgendermaßen schreiben:

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 100 \cdot \left(\frac{\pi\, d^2}{4}\right)^{dm} \cdot 4\, s^{dm} \cdot p_{me}$$ (für 2 Zylinder einstufige Dehnung), oder

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 200 \cdot \frac{\pi\, d^{2\,dm} \cdot 2\, s^{dm}}{4} \cdot p_{me}, \text{ oder}$$

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 200 \cdot J^l \cdot p_{me} = 200 \cdot J^l \cdot (\eta \cdot p_{mi}),$$

worin $J = \frac{\pi\, d^{2\,dm} \cdot 2\, s^{dm}}{4}$ der Hubinhalt in Litern sämtlicher vorhandenen Auspuffzylinder, also auch des Auspuffzylinders (Niederdruckzylinder) bei 2 Zylindern mit zweistufiger Dehnung, oder der Auspuffzylinder bei einstufiger Dehnung oder bei mehrfacher Dehnung mit mehr als einem Niederdruckzylinder. Hieraus ergibt sich

$$Z_e = (200 \cdot J^{dm^3}) : (\pi \cdot D^{dm}) \cdot (\eta \cdot p_{mi}).$$

$C_1 = (200 \cdot J) : (\pi \cdot D)$ heißt das „erste Zugkraftkennzeichen". Es geht über

in $C_1 = \frac{2}{2} \cdot \frac{d^{cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 2 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = \frac{d^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_n^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 2 Zylinder-Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung, oder $C_1 = {}^1/_2 \cdot \frac{d_n^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{2}{2} \cdot \frac{d_n^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 4 Zylinder-Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung, oder $C_1 = \frac{d_n^2 \cdot s}{D}$;

---

[1]) Entstanden aus $\frac{\pi\, d_n^2}{4} = (1{,}9 \div 2{,}2) \cdot \frac{\pi\, d_h^2}{4}$.

[2]) Glasers Annalen, Februar 1911, S. 77; Organ 1918, S. 134.

[3]) Vgl. S. 68.

in $C_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{d^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 3 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = {}^3/_2 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{4}{2} \cdot \frac{d^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 4 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = 2 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D}$.

Bei allen diesen Formeln ist vorausgesetzt, daß die gleichartigen Zylinder unter sich gleich groß sind; andernfalls ist J zu berechnen aus der allgemeinen Formel $C_1 = (200 \cdot J) : (\pi \cdot D)$ und dieses in gewollter Weise nach Querschnitt und Hub der Zylinder zu zerlegen. Es ist also $Z_e = C_1 \cdot p_{me}$.

C_1 wird aus den bekannten Abmessungen d, s und D einer Lokomotive errechnet und ist diejenige Zahl, welche, mit dem jeweiligen p_{mi} bzw. $p_{me} = \eta \cdot p_{mi}$ vervielfältigt, die indizierte bzw. die effektive Zugkraft ergibt. Das zweite Zugkraftkennzeichen $C_2 = C_1 : G_r{}^t$ ist diejenige Zahl, welche, mit dem jeweiligen p_{me} vervielfältigt, angibt, wieviel effektive Zugkraft hierbei auf 1 t Reibungsgewicht am Triebradumfang ausgeübt wird.

Die effektive Zugkraft Z_e setzt man auch in unmittelbare Beziehung zum Reibungsgewicht und nennt $\alpha = \frac{Z_e{}^{kg}}{(1000 \cdot G_r{}^t)\ kg}$ den Ausnutzungsgrad des Reibungsgewichts bei der jeweiligen Zugkraft Z_e; also $Z_e{}^{kg} = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r{}^t$. Hieraus und aus $Z_e{}^{kg} = C_1 \cdot p_{me}$ folgt $1000 \cdot \alpha \cdot G_r{}^t = C_1 \cdot p_{me}$, und hieraus $C_1 : G_r{}^t = C_2 = (1000 \cdot \alpha) : p_{me}$. Als Bedingung für α gilt $\alpha \leq \mu$, d. h. Ausnutzungsgrad α kann niemals größer sein als der Reibungskoeffizient, oder die jeweilige effektive Zugkraft kann niemals größer sein als die Reibungszugkraft $Z_r = 1000 \cdot \mu\, G_r{}^t$.

In Zusammenstellung 13 sind mit Hilfe der Zugkraftkennzeichen Zylinderdurchmesser-Berechnungen durchgeführt worden, und zwar für eine Lokomotive von $G_r = 32$ t, $D = 1280$ mm und $s = 600$ mm. Die meistgebrauchten Zugkräfte am Triebrad sind demnach: für $\alpha = 0{,}08$, $0{,}09$, $0{,}10$ und $0{,}11$ (Spalte 1), da $Z_{emg}\ kg = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r{}^t$, für $G_r = 32$ t: $Z_{emg} = 2560$, 2880, 3200 und 3520 kg (Spalte 2). Aus $Z_{emg} = C_1 \cdot \mu \cdot p_{mi}$ ergibt sich für den mechanischen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}9$ und die verschiedenen für p_{mi} einzusetzenden Werte (Spalte 3) das erste Zugkraftkennzeichen C_1 in Spalte 5 der Zusammenstellung 13. C_2 wird aus $C_1 : G_r$ bestimmt (Spalte 6). Die Zylinderdurchmesser in Spalte 7 bis 16 sind aus $C_1 = \frac{Z_{emg}}{p_{mi}}$ für die jeweilig vorkommenden mittleren Drücke, Dampfdehnungen, Zylinderanzahlen und Dampfarten errechnet worden.

Auch die Zusammenstellung 14 kann benutzt werden zur Berechnung der Zylinderdurchmesser einer zu entwerfenden Lokomotive. Sind als bekannt oder vorher berechnet anzunehmen: G_r, $\alpha = Z_{emg} : G_r$, p_{emg}, D und s, so ergibt sich aus α (Spalte 1) und p_{emg} ein Wert $C_2 = (1000 \cdot \alpha) : (\eta \cdot p_{mi})$ und hieraus ein Wert $C_1 = C_2 \cdot G_r$. Der Zahlenwert für C_1 wird eingesetzt in $C_1 = (200 \cdot J^l) : (\pi \cdot D^{dm})$, um den

Gesamtinhalt der Auspuffzylinder zu berechnen, aus dem die Wahl des Hubes s der Zylinderdurchmesser d bzw. d_n sich ergibt. Statt der allgemeinen Formel $C_1 = (200 \cdot J^l) : (\pi \cdot D^{dm})$ können die vordem angegebenen Gleichungen je nach Bauart der Lokomotive gesetzt werden.

Zusammenstellung 13.

Berechnung von Zylinderdurchmessern, wenn $G_r = 32$ t, $D = 1280$ mm, $s = 600$ mm.

Lfd. Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
							Sattdampf					Heißdampf				
	Ausnutzungsgrad	Z_e^{mg} kg $= 1000 \cdot \alpha \cdot G_r^t$	p_{mi}	$p_{me} = \eta \cdot p_{mi}$ bei $\eta = 0{,}9$	Zugkraftkennzeichen		Zwilling	Drilling	Vierling	2 Zyl.-Verb.	4 Zyl.-Verb.	Zwilling	Drilling	Vierling	2 Zyl.-Verb.	4 Zyl.-Verb.
	α				C_1	C_2	d	d	d	d_n	d_n	d	d	d	d_n	d_n
1			3,4	3,06	835,2	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	743	525
2			3,6	3,24	790,4	24,7	—	—	—	—	—	511	417	361	722	511
3	0,08	2560	3,8	3,42	748,8	23,4	—	—	—	703	497	497	406	351	—	—
4			4,0	3,60	710,4	22,2	484	395	343	684	484	—	—	—	—	—
5			4,2	3,78	678,4	21,2	473	387	334	—	—	—	—	—	—	—
6			3,4	3,06	940,8	29,4	—	—	—	—	—	—	—	—	788	557
7			3,6	3,24	889,6	27,8	—	—	—	—	—	542	442	383	766	542
8	0,09	2880	3,8	3,42	841,6	26,3	—	—	—	746	527	528	430	373	—	—
9			4,0	3,60	800,0	25,0	514	420	363	727	514	—	—	—	—	—
10			4,2	3,78	761,6	23,8	502	410	355	—	—	—	—	—	—	—
11			3,4	3,06	1046,4	32,7	—	—	—	—	—	—	—	—	831	587
12			3,6	3,24	988,8	30,9	—	—	—	—	—	571	466	404	807	571
13	0,10	3200	3,8	3,42	937,6	29,3	—	—	—	786	556	556	454	393	—	—
14			4,0	3,60	889,6	27,8	542	442	383	766	542	—	—	—	—	—
15			4,2	3,78	848,0	26,5	528	431	374	—	—	—	—	—	—	—
16			3,4	3,06	1148,8	35,9	—	—	—	—	—	—	—	—	865	616
17			3,6	3,24	1088,0	34,0	—	—	—	—	—	599	488	423	840	599
18	0,11	3520	3,8	3,42	1030,4	32,2	—	—	—	824	583	583	476	412	—	—
19			4,0	3,60	979,2	30,6	568	463	402	803	568	—	—	—	—	—
20			4,2	3,78	931,2	29,1	554	452	392	—	—	—	—	—	—	—

Zusammenstellung 14.
Berechnung von Zylinderdurchmessern aus C_2, wenn α, G_r, D und s bekannt sind.

Lfd. Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	p_{mi}	=	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
	$p_{mi} \cdot \eta = p_{me}$	=	3,24	3,33	3,42	3,51	3,60	3,69	3,78	3,87	3,96
	α	$Z_{emg} = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r$ t	Werte des zweiten Zugkraftkennzeichens $\Big\} C_2 = \frac{1000 \cdot \alpha}{\eta \cdot p_{mi}}$								
1	$0{,}05 = \frac{1}{20}$	$50 \cdot G_r$	15,4	15,0	14,6	14,2	13,9	13,6	13,2	12,9	12,6
2	$0{,}06 = \frac{1}{16{,}7}$	$60 \cdot G_r$	18,5	18,0	17,6	17,1	16,7	16,3	15,9	15,5	15,2
3	$0{,}07 = \frac{1}{14{,}3}$	$70 \cdot G_r$	21,6	21,0	20,5	20,0	19,5	19,0	18,5	18,1	17,7
4	$0{,}08 = \frac{1}{12{,}5}$	$80 \cdot G_r$	24,7	24,1	23,4	22,8	22,2	21,7	21,2	20,7	20,2
5	$0{,}09 = \frac{1}{11{,}1}$	$90 \cdot G_r$	27,8	27,0	26,3	25,6	25,0	24,4	23,8	23,3	22,7
6	$0{,}10 = \frac{1}{10}$	$100 \cdot G_r$	30,9	30,0	29,2	28,5	27,8	27,1	26,5	25,8	25,3
7	$0{,}11 = \frac{1}{9{,}1}$	$110 \cdot G_r$	34,0	33,1	32,2	31,4	30,6	29,9	29,1	28,5	27,8
8	$0{,}12 = \frac{1}{8{,}3}$	$120 \cdot G_r$	37,1	36,0	35,1	34,2	33,4	32,5	31,8	31,0	30,3

5. **Berechnung des Kessels** (Rost- und Heizfläche).

Um die Größe des Kessels zu berechnen, stellt man die „Widerstand- und Leistungtafeln" auf, die sich nach den Vorschriften der Leistungen für den Entwurf der Lokomotive ergeben. Zusammenstellung 15 gibt eine solche für einen aus 10 D-Wagen zu je 40 t bestehenden Zug mit 110 t schwerer Lokomotive (einschl. Tender).

Die Bestimmung der Rostfläche R und der Heizfläche H muß von der größten Dampfmenge $\mathfrak{D}$ ausgehen, die der Kessel dauernd erzeugen soll. Zu ihrer Bestimmung muß N_{gr}, die größte Dauerleistung der Lokomotive und der stündliche Dampfverbrauch für 1 PS_i bekannt sein. Für die Berechnung des Kessels wird also die Leistung gewählt, bei der $W \cdot V$ am größten ist:

$$(W \cdot V)_{gr} : 270 = (Z \cdot V)_{gr} : 270 = N_{egr}, \quad N_{igr} = N_{egr} : \eta.$$

Z_x sei die Zugkraft, bei der $Z \cdot V$ am größten ist; zu Z_x gehöre V_x. Die Zugkraft am Kolben ist Z_{ix}, die am Radumfange Z_{ex}.

Dampfverbrauch $\delta_i = \mathfrak{D} : N_i$, $\delta_e = \mathfrak{D} : N_e$, und der größte Dampfverbrauch in der Stunde $\mathfrak{D} = \delta_i \cdot N_{igr}$. δ_i hängt ab: von der Füllung ε, demnach von der Art der Schaulinie des Dampfdruckes oder p_m; von der Umdrehungszahl n, da bei kleinen Geschwindigkeiten die Verluste durch Niederschlag, bei großen die durch Drosseln größer sind; von der Art und der Spannung des Dampfes; von der

Zusammenstellung 15.

Tafel der Widerstände und Leistungen.

10 D-Wagen zu je q = 40 t
$G_W = 40 \times 10 = 400$ t
$G_L =$ 110 t
$G_{gz} =$ 510 t
f = 1 qm, F = 10 qm, Σ(f) = 10 qm.
$N_e = (W_{gz} \cdot V : 270)$ PS

Die Gleichung der Studiengesellschaft ist:

$$W_{gz} = G_L (4 + 0{,}027 \cdot V) + 0{,}0052 \cdot V^2 \cdot F + G_W (1{,}3 + 0{,}0067 \cdot V) + 0{,}0052 \cdot V^2 \cdot \Sigma (f)$$
$$= 110 (4 + 0{,}027 \cdot V) + 0{,}052 \cdot V^2 + 400 (1{,}3 + 0{,}0067 \cdot V) + 0{,}052 \cdot V^2$$
$$= 960 + 5{,}65 \cdot V + 0{,}104 \cdot V^2$$
$$w_{gz} = W_{gz} : G_{gz} = 1{,}88 + 0{,}011 \cdot V^2 + 0{,}000204 \cdot V^2.$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
L.Nr.	V =	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	Steigungen
1	W_{gz} kg	1030	1120	1230	1360	1510	1680	1860	2080	2310	2560	2830	3130	1 : ∞
	N_e	38	83	135	204	280	373	482	610	770	948	1150	1390	
2	W_{gz} kg	2050	2140	2250	2380	2530	2700	2880	3100	3330	3580	3850	4150	2 ‰
	N_e	76	158	247	357	469	600	747	919	1110	1325	1570	1845	
3	W_{gz} kg	2310	2400	2510	2640	2790	2960	3140	3360	3590	3840	4110	4410	2,5 ‰
	N_e	85	178	276	396	516	658	814	996	1196	1423	1675	1960	
4	W_{gz} kg	2730	2820	2930	3060	3210	3380	3560	3780	4010	4260	4536	4830	3,33 ‰
	N_e	101	209	322	459	610	744	926	1134	1323	1575	1858	2125	
5	W_{gz} kg	3070	3160	3270	3400	3550	3720	3900	4120	4350	4600	4870	5170	4 ‰
	N_e	114	234	360	510	674	818	1014	1236	1435	1702	1996	2275	
6	W_{gz} kg	3580	3670	3780	3910	4060	4230	4410	4630	4860	5110	5380	5680	5 ‰
	N_e	133	272	416	586	752	940	1144	1372	1620	1894	2190	2528	
7	W_{gz} kg	4430	4520	4630	4760	4900	5070	5260	5470	5710	5960	6240	6530	6,67 ‰
	N_e	164	335	509	714	907	1127	1364	1621	1903	2207	2542	2900	
8	W_{gz} kg	5110	5200	5310	5440	5590	5760	5940	6160	6390	6640	6910	7210	8 ‰
	N_e	189	385	584	816	1062	1267	1545	1848	2110	2456	2833	3172	
9	W_{gz} kg	6130	6220	6330	6460	6610	6780	6960	7180	7410	7660	7930	8230	10 ‰
	N_e	227	460	696	969	1224	1506	1803	2130	2470	2840	3230	3658	

Güte der Ausführung der Lokomotive; von der Art der Dehnung des Dampfes.

Der günstigste Wert von $\mathfrak{D} : N_i$ wird erzielt bei einem $p_{mi} \cong 4$ at, und zwar bei $\varepsilon = 20$ bis 25 % für einstufige Dehnung und $\varepsilon = 15$ bis 20 % für zweistufige Dehnung auf Niederdruck, 30 bis 40 % auf Hochdruck bezogen. $p_{migr} \cong 8$ at ist nur bei einstufiger Dehnung möglich, wobei $\varepsilon_{gr} = 70$ bis 80 %; bei zweistufiger Dehnung ist p_{migr} kleiner. δ_{ikl} gilt etwa bei $Z_i = 4\,C_1$. Wenn also $Z_{ix} = 4\,C_1$ wäre, so dürfte für $N_{igr} = (Z_{ix} \cdot V)_{gr} : 270$ der Wert $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$ zugrunde gelegt werden, um den größten stündlichen Dampfverbrauch zu bestimmen. Sonst ist ein Zwischenwert nach Abb. 25 zwischen δ_{ikl} und $1{,}3 \cdot \delta_{ikl}$ einzusetzen. Die „Arbeitslage", in der im Betriebe N_{igr} auftritt, hat meist noch ein $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$, fast stets bei P- und S-, seltener bei G-Lokomotiven; bei letzteren tritt N_{igr} gewöhnlich auf Steigungen ein, wo wegen großer Zugkraft δ_i nicht δ_{ikl} sein kann.

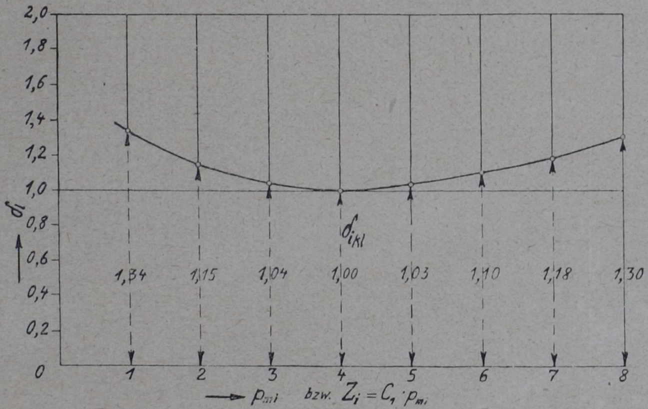

Abb. 25. Dampfverbrauch δ_i bei verschiedenen mittleren Drücken p_{mi}.

Die wirklichen Werte für δ_i bei günstigster Füllung an der Kesselleistungsgrenze — $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$ — sind in Zusammenstellung 16 (Spalte 11) angegeben. Hiernach ist δ_{ikl} am größten bei Sattdampflokomotiven mit einstufiger Dehnung und niedrigem Kesseldruck, am kleinsten bei Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung, hohem Kesseldruck und hohem Überhitzungsgrad. Bei zu großer Nässe des Sattdampfes oder bei schlechtem Zustand oder zu geringer Anstrengung der Lokomotive verlieren die angegebenen Verbrauchszahlen ihre Gültigkeit. Die für δ_i in Zusammenstellung 16 angegebenen Zahlengrößen gelten nur für die günstigste Dampfausnutzung, d. h. bei günstigster Füllung ε, bei dem „wirtschaftlich besten" V. Bei anderen Werten von ε und V steigt δ_i. Ist z. B. eine Sattdampfmaschine mit einstufiger Dehnung zu entwerfen, die bei $p_k = 13$ at abs $N_{igr} = 1000$ PS stündlich leisten soll, so ist der Dampfverbrauch für 1 PSi/st bei bester Dampfausnutzung (nach Zusammenstellung 16, Reihe 3, Spalte 11) $\delta_{ig} = 11{,}2$ kg und der gesamte stündliche Dampfverbrauch für die Lokomotive $\mathfrak{D} = 11{,}2 \cdot 1000 = 11\,200$ kg.

Zusammenstellung 16.

Zahlenwerte für z, z', δ_{ig} und β_{ig} bei Lokomotiven mit gesättigtem und überhitztem Dampf.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Laufende Nr.	Art und Ausnutzung des Dampfes	Abs. Kesseldruck p_k kg/qcm	Wärmegrade t_s bzw. $t_ü$ °C	Rauminhalt von 1 kg Dampf $\mathfrak{v}$ cbm/kg	Gewicht von 1 cbm Dampf $\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}}$ kg	Wärmeinhalt i'' in 1 kg des Dampfes WE	Wärmeinhalt $i'' \cdot \frac{1}{\mathfrak{v}}$ in 1 m³ des Dampfes WE	Mittlere spezif. Wärme c_{pm} WE	Verdampf.-ziffer z bzw. z'	$\mathfrak{D}/N_i = \delta_{ig}$ kg/PSi	$B/N_i = \beta_{ig}$ kg/PSi
1	Sattdampf, einstufige Dehnung	11	183,1	0,1822	5,489	667,1	3661	0,64	7,02	12,5	1,78
2		12	186,9	0,1678	5,960	668,1	3983	0,66	7,01	11,9	1,70
3		13	190,6	0,1557	6,425	668,9	4291	0,68	7,00	11,2	1,60
4		14	194,0	0,1452	6,889	669,7	4614	0,70	6,99	10,7	1,53
5		15	197,2	0,1360	7,352	670,5	4930	0,72	6,98	10,2	1,46
6	Sattdampf, zweistufige Dehnung	13	190,6	0,1557	6,425	668,9	4291	0,68	7,00	9,6	1,37
7		15	197,2	0,1360	7,352	670,5	4930	0,72	6,98	9,2	1,32
8	Überhitzter Dampf, einstufige Dehnung	13	300	0,2019	4,955	729,1	3610	0,55	6,42	7,4	1,15
9			325	0,2118	4,721	741,2	3491	0,54	6,32	7,0	1,11
10			350	0,2216	4,513	753,4	3400	0,53	6,22	6,7	1,08
11		15	300	0,1743	5,735	727,4	4175	0,56	6,44	7,2	1,12
12			325	0,1830	5,465	740,3	4046	0,55	6,32	6,85	1,08
13			350	0,1916	5,220	750,5	3930	0,53	6,23	6,55	1,05
14	Überhitzter Dampf, zweistufige Dehnung	15	300	0,1743	5,735	727,4	4175	0,56	6,44	7,0	1,09
15			325	0,1830	5,465	740,3	4046	0,55	6,32	6,7	1,06
16			350	0,1916	5,220	750,5	3930	0,53	6,22	6,4	1,03

Anmerkungen zur Zusammenstellung 16.

Zu Spalte 2 und 3: Die Größen sind angenommen.

Zu Spalte 4: t_s = Wärmestufe des gesättigten Dampfes; Hütte 1915, XXII, I. S. 417,

$t_ü$ = Wärmestufe des überhitzten Dampfes; angenommen.

Zu Spalte 5: $\mathfrak{v}$ für gesättigten Dampf aus Hütte 1915, XXII, I. S. 416.

$\mathfrak{v}$ für überhitzten Dampf nach Callendar

$\mathfrak{v} - \mathfrak{v}' = \frac{R \cdot T}{P} - C \cdot \left(\frac{273}{T}\right)^n$; darin ist:

$\mathfrak{v}'$ = Inhalt des flüssigen Wassers, aus dem 1 kg Dampf entstanden ist = 0,001 cbm/kg,
R = Gas-Festwert = 47,06
T = Wärmestufe über 273° = (t_s + 273), ($t_ü$ + 273),
P = Druck in kg/qm,
C = 0,075,
n = 10 : 3.

Zu Spalte 6: $\gamma = 1 : \mathfrak{v}$ aus Hütte 1915, XXII, I. S. 416 für gesättigten Dampf,

$\gamma = 1 : \mathfrak{v}$ errechnet aus Spalte 5 für überhitzten Dampf.

Zu Spalte 7: i'' für gesättigten Dampf aus Hütte 1915, XXII, I. S. 417.

i'' für überhitzten Dampf aus $i'' = t_s + c_{pm} (t_ü - t_s)$.

Zu Spalte 8: $i'' : \mathfrak{v}$ errechnet aus Spalten 6 und 7.

Zu Spalte 9: c_{pm} bei unveränderlichem Drucke; bei überhitztem Dampfe für die Wärmegrade zwischen t_s und $t_ü$; nach Z. V. D. I. 1907, I. S. 127.

Zu Spalte 10: Als Verdampfungsziffer wurde z = 7,0 bei Sattdampf für p_k = 13 at angenommen.[1]) Für andere Wärmegrade und Dampfdrücke steht die Verdampfungsziffer im umgekehrten Verhältnis zum Wärmeinhalte in Spalte 7; beispielsweise für Sattdampf von 12 at ist z = 668,9 · 7 : 668,1 = 7,01 oder für überhitzten Dampf von 13 at und 350° ist z' = 668,9 · 7 : 753,4 = 6,22.

Zu Spalte 11: Aus Versuchsreihen wurden Mittelwerte für δ_i gefunden und dann δ_{ig} nach besonderen Erwägungen gewählt.

Zu Spalte 12: Errechnet aus Spalten 10 und 11 nach $\beta_{ig} = \delta_{ig} : z$ und $\delta_{ig} : z'$.

Stündlicher Kohlenverbrauch Bkg/st.

B kg/st = $\mathfrak{D}$ kg/st : z, worin die Verdampfungsziffer z als bekannt gilt. Ist z (Wärmeinhalt in 1 kg Kohle: Wärmeinhalt in 1 kg Dampf) die Verdampfungsziffer bei Sattdampf und z' die Verdampfungsziffer bei überhitztem Dampf von 300 bis 350° C, so ist $z' \cong 0{,}9\,z$. 1 kg Kohle hat einen Wärmeinhalt von ($h \cdot \eta_k$) WE, worin h der Heizwert der betreffenden Kohle und η_k der Wirkungsgrad des Lokomotivkessels ist.

Der Wirkungsgrad des Lokomotivkessels ist $\eta_k = \eta_f \cdot \eta_c$. Darin ist: η_f Wirkungsgrad der Feuerung = 0,8 bis 0,9 und η_c Wirkungsgrad der Heizfläche = 0,6 bis 0,75. Wirkungsgrad des Kessels η_k = 0,48 bis 0,675,

[1]) Genauere Berechnung vgl. unten.

also $\eta_{kgr} \cong 0{,}65$. 1 kg Dampf hat für gesättigten und überhitzten Dampf die in Zusammenstellung 16 (Spalte 7) angegebenen Wärmeinhalte.

Soll z. B. die Verdampfungsziffer z für Sattdampf von 13 at Kesseldruck berechnet werden, wenn Ruhrkohle verbrannt wird, so ergibt sich hierfür: $z = (7650 \cdot 0{,}65) : 668{,}9 = 7{,}4$. Annähernd ist dann $z' = 0{,}9 \cdot 7{,}4 = 6{,}66$ bis 6,7 zwischen $t_ü = 300$ und 350^0. Im Mittel nimmt man der Einfachheit halber, ohne zu rechnen, für Sattdampf an, daß $z = 7$ bis 7,5 bei westfälischer Steinkohle von 7500 bis 8000 WE Heizwert und nicht zu viel Wasser, $z = 6{,}5$ bis 7,0 bei Saarkohle und schlesischer Kohle von 7000 bis 7500 WE Heizwert und nicht zu viel Wasser. Somit ist zur Erzeugung von 11 200 kg Sattdampf von 13 at Kesseldruck eine gesamte Kohlenmenge (westfälische) nötig von $11\,200 : 7{,}4 = 1514$ kg/st.

Mit dem geringsten Verbrauch $\beta_{ig} = B : N_i$ an Kohle für die Einheit der Leistung kann man aus dem bekannten N_{igr} den Verbrauch B kg/st $= \beta_{ig} \cdot N_{igr}$ errechnen. Werte für β_{ig} sind in Zusammenstellung 16, Spalte 12 für verschiedene Arten von Dampf und der Ausnutzung bei bestimmten Kesseldrücken aus der Beziehung $\delta_{ig} : z$ oder $\delta_{ig} : z'$ errechnet. Für $N_{igr} = 1000$ PS würde sich beispielsweise bei einer Zweizylinder-Sattdampflokomotive mit einfacher Dehnung bei 13 at Kesseldruck $B = 1000 \cdot 1{,}6 = 1600$ kg/st ergeben.

Auf 1 qm Rostfläche einer P- oder S-Lokomotive werden etwa $\varrho = 400$ bis 600, einer Tender- und G-Lokomotive $\varrho = 300$ bis 400 kg/qm stündlich, je nach Art der Kohle verbrannt. Für eine S-Lokomotive mit $B = 1500$ kg/st Verbrauch an Kohlen erhält also die Rostfläche R die bei verschiedenen Rostanstrengungen ermittelten folgenden Größen:

$\varrho^{kg/qm\text{-}st} = \ldots\ldots$	400	450	500	550	600
$R = (B : \varrho)$ qm $\ldots\ldots$	3,75	3,33	3,0	2,73	2,5

Für G-Lokomotive mit $B = 800$ kg/st gilt die Zahlenreihe:

$\varrho^{kg/qm\text{-}st} = \ldots\ldots$	300	350	400
$R = (B : \varrho)$ qm $\ldots\ldots$	2,67	2,28	2,0

Bei Heißdampflokomotiven dienen etwa 10 % der Rostfläche zur Überhitzung: $R_ü = 0{,}1\,R_{gz}$, $R_w = 0{,}9\,R_{gz}$. $R_ü$ und R_w müssen bei Berechnung der Heizflächen für Heißdampfmaschinen eingeführt werden, weil $H_{gz} = H_ü + H_w$ ist.

Bei G-Lokomotiven läßt man geringere Verbrennung zu, um den Kessel zu schonen, wobei auch sein Wirkungsgrad verbessert wird, Das Reibungsgewicht, das bei G-Lokomotiven hoch sein muß, gestattet so große Kessel, daß sie nicht zu hoch beansprucht zu werden brauchen. Die Leistung der G-Lokomotiven muß auf Steigungen viel mehr erhöht werden, als die der P-Lokomotiven; man muß also auf Steigungen viel mehr Kohlen verbrennen können, der Rost darf demnach auf der Wagerechten nicht schon mit dem Höchstwerte von ϱ beansprucht werden.

Ein Güterzug von $G_{gz} = 1000$ t fahre auf $1 : \infty$ mit $V = 40$, auf 5 ‰ Steigung mit 25 km/st, ein Personenzug von $G_{gz} = 350$ t auf $1 : \infty$ mit $V = 75$, auf 5 ‰ Steigung mit 50 km/st; welche Leistungen werden in diesen Fällen verlangt?

Wird für beide Zugarten die vereinfachte Gleichung $w_{gz}^{kg/t} = 2{,}5 + (V^2 : 2000)$ benutzt, so ist:

auf $1:\infty$:

$Z = 1000\ (2{,}5 + 40^2 : 2000) = 3300$ kg und $N = (3300 \cdot 40) : 270 = 490$ PS für den Güterzug,

$Z = 350\ (2{,}5 + 75^2 : 2000) = 1860$ kg und $N = (1860 \cdot 75) : 270 = 516$ PS für den Personenzug;

auf 5 ‰ Steigung:

$Z = 1000\ (5 + 2{,}5 + 25^2 : 2000) = 7810$ kg und $N = (7810 \cdot 25) : 270 = 798$ PS für den Güterzug,

$Z = 350\ (5 + 2{,}5 + 50^2 : 2000) = 3063$ kg und $N = (3063 \cdot 50) : 270 = 567$ PS für den Personenzug.

Der Unterschied der Leistungen ist also für die G-Lokomotive viel größer (308 PS) als für P-Lokomotive (51 PS).

Die feuerberührte Heizfläche kann man nach dem für bestimmte Bauarten annähernd unveränderlichen Verhältnis $H:R$, oder nach dem davon abhängigen Verhältnisse $\mathfrak{D}:H$ und $N_{igr}:H$ bestimmen. Bei der Annahme von ϱ kg/qm-st = 400 bis 500 wählt man für deutsche Steinkohle $H:R = 50$ bis 70 für P- und S-Lokomotiven und Sattdampf, $H_w:R_w = 50$ bis 60 für P- und S-Lokomotiven und Heißdampf; für G-Lokomotiven bei $\varrho = 300$ bis 400 kg/qm stündlich $H:R = 60$ bis 70 bei Sattdampf und $H_w:R_w = 60$ bis 70 bei Heißdampf.

Ist z. B. für eine Sattdampf-P-Lokomotive $R = 3{,}0$ qm, so ist die Heizfläche $H = (50$ bis $60) \cdot 3{,}0 = 150$ bis 180 qm; gilt dieselbe Rostfläche für eine G-Lokomotive, so ist $H = (60$ bis $70) \cdot 3{,}0 = 180$ bis 210 qm. Bei einer Heißdampf-P-Lokomotive mit $R_{gz} = 3{,}0$ qm ist $R_w = 0{,}9 \cdot 3{,}0 = 2{,}7$ qm, also, da $H_w : R_w = 50$ bis 60, $H_w = (50$ bis $60) \cdot 2{,}7 = 135$ bis 162 qm. Die Überhitzer-Heizfläche $H_ü$ ist in der Regel[1]) etwa 30 % von H_w, daher $H_ü = (135$ bis $162) \cdot 0{,}33 = 44{,}55$ bis 53,46 qm.

Gewöhnlich soll bei Lokomotiven durch 1 qm Heizfläche 60 bis 65 kg Dampf erzeugt werden. $\mathfrak{D}:H$ ist $= (\varrho \cdot z) : (H:R)$ und $N:H = (\varrho \cdot z) : (\delta_i \cdot H:R)$. Die in den beiden Gleichungen vorkommenden Werte sind nach früheren Erklärungen zu wählen, also $\mathfrak{D}:H$ und $N:H$ zu berechnen. Aus $N:H$ ergibt sich die Heizfläche H nach $N_{igr} : (N:H)$. Wäre z. B. für eine Sattdampf-P-Lokomotive einfacher Dehnung mit $p_k = 13$ at und 900 PS Höchstleistung bei $\varrho = 450$, $z = 7{,}0$ und $H:R = 50$, $\delta_i = 11{,}2$ kg, so würde $N:H = (450 \cdot 7) : (11{,}2 \cdot 50) = 5{,}62$ sein und $H = 900 : 5{,}62 = 160$ qm.

6. Berechnungsbeispiel.

Aufgabe: Eine Lokomotive, die mit Tender 110 t wiegt, soll einen Wagenzug aus zehn vierachsigen D-Wagen von je 40 t, also $G_w = 400$ t, $G_{gz} = 510$ t auf $1:\infty$ mit $V = 90$ km/st bei bester Ausnutzung des Dampfes an der Grenze der Leistung des Kessels befördern. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit sei $V_{gr} = 110$ km/st. Die Lokomotive soll nach vier Arten der Ausnutzung des Dampfes, nämlich als Sattdampfmaschine mit ein- und zweistufiger Dehnung, sowie als Heißdampfmaschine mit ein- und zweistufiger Dehnung, jedesmal mit zwei Zylindern ausgeführt, durchgerechnet werden. Die bei 90 km/st zu leistende Zugkraft am Triebrade beträgt nach der „Studiengesellschaft" $Z_e = 2310$ kg[2]),

[1]) Bei Schmidt'schem Großrohrüberhitzer.

[2]) Vgl. Zusammenstellung 15, Reihe 1, Spalte 11, auf S. 74.

$Z_i = Z_e + Z_1$,[1]) worin Z_1 der Kraftverbrauch für das Triebwerk $\cong 250$ kg, also $Z_i \cong 2310 + 250 \cong 2560$ kg. $N_e = 2310 \cdot 90 : 270 = 770$ PS und $N_i = 2560 \cdot 90 : 270 = 853$ PS.

I. Reibungsgewicht G_r und Zahl der Kuppelachsen.

Der zulässige Raddruck der Kuppelachsen sei 8,0 t; die Lokomotive allein wiegt für $N_e = 770$ PS, je nach Art und Ausnutzung des Dampfes 50 bis 60 t. Hierfür sind vier Achsen erforderlich; um genügend Zugkraft für das Anfahren auf Steigungen zu haben, werden zwei Kuppelachsen gewählt. Demnach ist das Reibungsgewicht $G_r = 32$ t und die Reibungszugkraft $Z_r = \mu \cdot 32000$ kg $= 6400$, 5330 und 4560 kg bei $\mu = 200$, 167 und 143 kg/t. Bei $\mu_m = 167$ wird $p_a = (5330 - 2{,}5 \cdot 510) \cdot g : (1000 \cdot 510) = 0{,}0795$ m/sek². Daß Z_r wirklich erreicht wird, setzt genügend große Werte des ersten Zugkraftkennzeichens C_1 und des größten mittleren Dampfdruckes $p_{mi\text{-}gr}$ voraus; dann muß $Z_{gr} \leqq C_1 \cdot p_{mi\text{-}gr}$ sein.

II. Triebraddurchmesser D.

Als die zulässige Umdrehungszahl beeinflussende Bauart wird die mit vorderem Drehgestell, zwei äußeren Zylindern ohne überhängende Feuerkiste gewählt, bei der $n = 320$ zulässig ist; dies ergibt $D = 1{,}989$ m für $V = 120$ und $D = 1{,}824$ m für $V = 110$.

Nach Erfahrungwerten ist $D = 0{,}8 + 0{,}011 \cdot V_{gr}$ für $n = 240$ bis 320 oder $D = 0{,}21 \sqrt{V_{mg}}$. Die beiden Angaben liefern $D = 2{,}01$ für $V_{gr} = 110$ und $D = 1{,}992$ für $V_{mg} = 90$; gewählt ist $D = 1{,}980$. Die Stärke der Reifen ist 75 mm, also der Durchmesser der Felgen 1,83 m.

III. Dampfzylinder.

Anwendung von zwei Zylindern bei den vier (a bis d) Dampf- und Dehnungsarten.

IV. Dampf-

---

a) Sattdampf, einstufige Dehnung.

Kesseldruck $p_k = 13$ at abs

Meist vorkommende Höchstleistung	853 PSi
6% Zuschlag für höhere Leistungen	+ 51 „
	$\cong$ 904 PSi

𝔇/N$_i$ Dampfverbrauch für die Leistungseinheit

1 PSi/st kostet an Dampf bei günstiger Füllung	11,2 kg	
904 „ kosten „ „ „ „ „ „	10125 „	(Arbeitsdampf)
5% Zuschlag für Heizung und Luftpumpe	+ 506 „	(Heizdampf)
Gesamtdampfverbrauch 𝔇 =	10631 kg/st	

𝔇/B Verdampfungsziffer

1 kg Kohle erzeugt 7,0 kg Sattdampf

Gesamtkohlenverbrauch $B = \frac{10631}{7{,}0} = 1519$ kg/st

[1]) Vgl. S. 98.

Der Kolbenhub sei $s = 0{,}6^m$, die Zugkraft $Z_{e\,mg} = 2310$ bzw. $Z_{i\,mg} = 2560$ kg[1]).

a) Sattdampf, einstufige Dehnung.

Annahme: $p_{mi} = 4{,}0$ bis $4{,}2$ at

$Z_{i\,mg} \cdot D = d^2 \cdot p_{mi} \cdot s$, also $d = 46$ bis $44{,}8$ cm.

$J = 46^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 199$ bis $J = 44{,}8^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 188$

$C_1 = (20 \cdot 199) : (\pi \cdot 1{,}98) = 641$ bis $C_1 = (20 \cdot 188) : (\pi \cdot 1{,}98) = 608$

$C_2 = 641 : 32 = 20{,}0$ bis $C_2 = 608 : 32 = 19{,}0$

b) Sattdampf, zweistufige Dehnung[2])

Annahme: $p_{mi} = 3{,}8$ bis $4{,}0$ at

$Z_{i\,mg} \cdot D = d_n^2 \cdot p_{mi} \cdot 0{,}5 \cdot s$, also $d_n = 66{,}7$ bis 65 cm.

$J = 66{,}7^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 419$ bis $J = 65^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 398$

$C_1 = 0{,}5 \cdot (20 \cdot 419) : (\pi \cdot 1{,}98) = 678$

bis $C_1 = 0{,}5 \cdot (20 \cdot 398) : (\pi \cdot 1{,}98) = 640$

$C_2 = 678 : 32 = 21{,}1$ bis $C_2 = 640 : 32 = 20{,}0$

c) Heißdampf, einstufige Dehnung.

Annahme: $p_{mi} = 3{,}6$ bis $3{,}8$ at

$Z_{i\,mg} \cdot D = d^2 \cdot p_{mi} \cdot s$, also $d = 48{,}5$ bis $47{,}1$ cm.

$J = 48{,}5^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 221$ bis $J = 47{,}1^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 209$

$C_1 = (20 \cdot 221) : (\pi \cdot 1{,}98) = 710$ bis $C_1 = (20 \cdot 209) : (\pi \cdot 1{,}98) = 671$

$C_2 = 710 : 32 = 22{,}2$ bis $C_2 = 671 : 32 = 21{,}0$

d) Heißdampf, zweistufige Dehnung[2]).

Annahme: $p_{mi} = 3{,}4$ bis $3{,}6$ at

$Z_{i\,mg} \cdot D = d_n^2 \cdot p_{mi} \cdot 0{,}5 \cdot s$, also $d_n = 70{,}5$ bis $68{,}5$ cm.

$J = 70{,}5^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 468$ bis $J = 68{,}5^2 \cdot \pi \cdot 0{,}6 : 20 = 442$

$C_1 = 0{,}5 \cdot (20 \cdot 468) : (\pi \cdot 1{,}98) = 753$

bis $C_1 = 0{,}5 \cdot (20 \cdot 442) : (\pi \cdot 1{,}98) = 711$

$C_2 = 753 : 32 = 23{,}5$ bis $C_2 = 711 : 32 = 22{,}2$

kessel.

---

b) Sattdampf, zweistufige Dehnung.

Kesseldruck $p_k = 15$ at abs

Meist vorkommende Höchstleistung	853 PSi
6% Zuschlag für höhere Leistungen	+ 51 „
	≅ 904 PSi

𝔇/N$_i$ Dampfverbrauch für die Leistungseinheit

1 PSi/st kostet an Dampf bei günstigster Füllung	9,2 kg	
904 „ kosten „ „ „ „ „	8317 „	(Arbeitsdampf)
Zuschlag für Heizung und Luftpumpe	+ 506 „	(Heizdampf)

Gesamtdampfverbrauch 𝔇 = 8823 kg/st

𝔇/B Verdampfungsziffer

1 kg Kohle erzeugt 7,0 kg Sattdampf

Gesamtkohlenverbrauch $B = \frac{8823}{7{,}0} = 1260$ kg/st

[1]) Wie S. 80 berechnet. [2]) $d_h = (0{,}73$ bis $0{,}67) \cdot d_n$, vgl. S. 70.

B/R Rostanstrengung (Brenngeschwindigkeit)

$$B/R = 500;\ R = \frac{1519}{500} = 3{,}04\ m^2 \ \textbf{Rostfläche}$$

H/R Bei $H/R = 50$ ist die **Heizfläche** $H = 50 \cdot 3{,}04 = 152\ m^2$
" $H/R = 60$ " " " $H = 60 \cdot 3{,}04 = 183\ m^2$

c) Heißdampf, einstufige Dehnung.

Kesseldruck $p_k = 13$ at abs

Meist vorkommende Höchstleistung	853 PSi
6 % Zuschlag für höhere Leistungen	+ 51 "
	≅ 904 PSi

𝔗/Nᵢ Dampfverbrauch für die Leistungseinheit

1 PSi/st kostet an Dampf bei günstigster Füllung	7,0 kg	($t_ü = 325^0$ C)
904 " kosten " " " " "	6328 "	(Arbeitsdampf)
Zuschlag für Heizung und Luftpumpe	+ 506 "	(Heizdampf)

Gesamtdampfverbrauch $\mathfrak{D} = 6834$ kg/st

𝔇/B Verdampfungsziffer

1 kg Kohle erzeugt 6,32 kg Heißdampf von $t_ü = 325^0$ C
1 " " " 7,0 " Sattdampf (Heizdampf)

Für den Arbeitsdampf (Heißdampf) $= \frac{6328}{6{,}32} = 1002$ kg/st Kohle
" " Heizdampf (Sattdampf) $= \frac{506}{7{,}0} = 72$ " "

Gesamtkohlenverbrauch $B = 1074$ kg/st

B/R Rostanstrengung (Brenngeschwindigkeit)

$B/R = 500;\ R = \frac{1074}{500} = 2{,}15\ m^2$ **Rostfläche** (für die gesamte Dampfmenge)
etwa $^1/_{10}$ dient zur Überhitzung: $R_ü = 0{,}215\ m^2$
" $^9/_{10}$ " " Wasserverdampfung: $R_w = 1{,}935$ "

H/R	bei $H_w/R_w = 50$	bei $H_w/R_w = 60$
Wasserverdampfende Heizfläche H_w =	$50 \cdot 1{,}935 = 97\ m^2$	$60 \cdot 1{,}935 = 116\ m^2$
Überhitzerheizfläche $H_ü \cong 30\%\ H_w$ =	29 "	35 "
Gesamtheizfläche $H_{gz} = H_w + H_ü$ =	$126\ m^2$	$151\ m^2$

D. Berechnung schmalspuriger Dampflokomotiven.

Beziehung zwischen Triebachslast und Zugkraft hängt vor allem von den Witterungsverhältnissen ab.

Reibung zwischen Triebrad und Schiene μ:

1. auf Flachlandstrecken mit schwachen Krümmungen
$\mu = {}^1/_5 \div {}^1/_6$, d. h. etwa $200 \div 165$ kg/t für P-Lokomotiven
$\mu = {}^1/_6 \div {}^1/_7$, d. h. etwa $165 \div 140$ kg/t für gemischte Lokomotiven;