

Die Beanspruchung der Rohrwalzverbindungen eines Heizrohrkessels.

Von Dr. Ing. L. Schneider, München.

In der Literatur ist über die Betriebsbeanspruchung der Walzverbindungen von Heizrohren, z. B. der Siede- und Rauchrohre eines Lokomotivkessels wenig zu finden. Im Laufe der Jahre wurden natürlich gewisse Erfahrungen gesammelt, die der Bemessung der Rohrwand- und der Rohrplattenstärken, sowie der Befestigung der Rohre in den Rohrplatten zugrunde gelegt werden.

Man kommt mit diesem rein empirischen Verfahren leidlich zurecht, solange es sich um vergleichbare Kesselabmessungen handelt. Ist ein Einblick in die Betriebsbeanspruchung der Einwalzstellen der Rohre aber auf jeden Fall nützlich, so müssen Überlegungen in dieser Richtung angestellt werden, sobald die gebräuchlichen Dampfdrücke oder Kesselabmessungen verlassen werden, will man nicht eine große Unsicherheit mit in Kauf nehmen.

durchschnittlichem Gewicht 60 kg im Rauchrohr ruhen. Die Rohre sind in den Rohrwänden meist durch Einwalzen und Bördeln oder mittels eines anderen Abdichtverfahrens fest eingespannt. An jeder Einspannstelle tritt ein Einspannmoment auf von der Größe $\frac{P \times l}{12}$, wenn P das Gewicht des Rohres und l die Rohrwandentfernung ist. Seine Größe ist 8,8 mkg beim Siederohr, 37,5 mkg beim Rauchrohr ohne Überhitzer und 66,5 mkg beim Rauchrohr einschließlich des Überhitzeranteils. Das Einspannmoment ruft an der Einwalzstelle eine Flächenpressung hervor (Abb. 2). Um sich ein Bild von der Größe des Flächendruckes zu machen, ist eine Annahme über die Verteilung des Druckes an der Einspannstelle nötig. Ist die Rohrwandstärke 26 mm und steigt der Auflagerdruck von Rohrwandmitte nach außen linear an, so

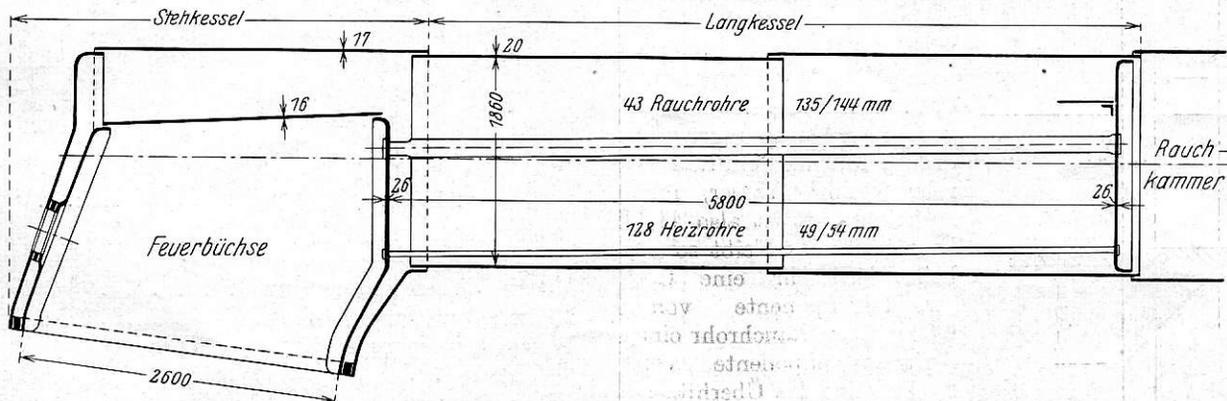


Abb. 1.

Beanspruchungen, die nicht in Wärmedehnungen begründet sind.

Beanspruchungen treten in den Rohreinwalzstellen von Heizrohrkesseln aus verschiedenen Gründen auf. Als Beispiel sei ein Lokomotivkessel gewählt, der enge Heizrohre (Siederohre) und weite Heizrohre (Rauchrohre) enthält, die letzteren zur Aufnahme der Überhitzerelemente bestimmt. Diese Rohre werden innen von den Heizgasen, außen vom Wasser gespült. Die in den Rauchrohren ruhenden Überhitzerbündel sind mit ihren Enden am Überhitzerkopf in der Rauchkammer befestigt. Die Elemente werden überwiegend von den Rauchrohren getragen. Dem Gewicht der Rohre und der Überhitzerelemente wirkt bei gefülltem Kessel der Auftrieb der Rohre im Wasser entgegen.

Siede- und Rauchrohre werden nur an ihren Enden von den Rohrplatten, im Lokomotivbau Rohrwände genannt, unterstützt.

Beim Transport von kalten Lokomotiven ist der Kessel in der Regel leer; die Rohre erfahren also keinen Auftrieb und liegen mit ihrem ganzen Gewicht in den Einwalzstellen auf.

Der Kessel, für den wir die folgenden Rechnungen durchführen, habe die in Abb. 1 eingetragenen Hauptabmessungen. Das Gewicht eines Siederohres 49/54 mm von 5,8 m Länge beträgt rund 18,2 kg, das Gewicht eines ebenso langen Rauchrohres 135/143 mm beträgt 77,5 kg. Zu letzterem kommt noch der Anteil eines Überhitzerelements, von dessen 70 kg

gilt für die Ermittlung der Auflagerkraft P der Siederohre die Gleichung

$$P \cdot 0,0173 = 8,8. \text{ Daraus } P = 508 \text{ kg.}$$

Der Außendurchmesser des Siederohres ist am Feuerbüchsende von 54 auf 40 mm eingezogen.

Also ermittelt sich ein größter Flächendruck p in kg/cm² aus der Gleichung

$$\frac{P}{2} \cdot 1,3 \cdot 4 = 508$$
$$p = 195 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Flächendruck an der Einspannstelle der Rauchrohre, die am Feuerbüchsende von 143 mm auf 115 mm Außendurchmesser eingezogen sind, erreicht ohne Berücksichtigung des Gewichts der Überhitzerelemente 290 kg/cm², mit dessen Berücksichtigung 514 kg/cm². An der Rauchkammerrohrwand sind die Rohre auf 60 mm bzw. 152 mm aufgeweitet. Die größten Flächendrucke betragen an dieser Stelle 130, 220 und 390 kg/cm².

Diese Werte ergeben unerwartet hohe Materialbeanspruchungen an der Einspannstelle der Rohre. Es ist freilich zuzugeben, daß die strengen Einspannbedingungen, wie bei den meisten „fest eingespannten“ Trägern auch hier nicht voll zutreffen. Dadurch daß die Rohre im durchgebogenen Zustand mit ursprünglich etwas Spiel eingewalzt werden, liegt die Tangente an die elastische Linie an der Einspannstelle nicht genau wagrecht.

Beim Transport leerer Kessel geraten die Rohre durch die Erschütterungen ins Zittern, d. h. sie führen Schwingungen aus. Die dabei auftretenden Massenkräfte $m \cdot b$ lassen sich rechnerisch nicht ermitteln; da sie aber proportional der Masse der Rohre sind, so kann man wenigstens sagen, in welchem Verhältnis sie sich bei verschiedenen Rohr-abmessungen ändern. Sie sind z. B. beim Rauchrohr ohne Überhitzerelement 4,26mal so groß als beim Siederohr. Diese Massenkräfte müssen ebenfalls von den Einspannstellen aufgenommen werden und rufen dort wie die Gewichte Einspannmomente und Flächendrücke hervor. Daß diese Erschütterungen für die Einwalzstellen eine Gefahr bedeuten können, geht daraus hervor, daß nach einem weiten Leertransport eines Kessels die Rohre in der Regel nachgewälzt werden müssen. Im Wasser liegend erzittern die Rohre nicht so stark, da die Schwingungen durch den Widerstand des Wassers gedämpft werden.

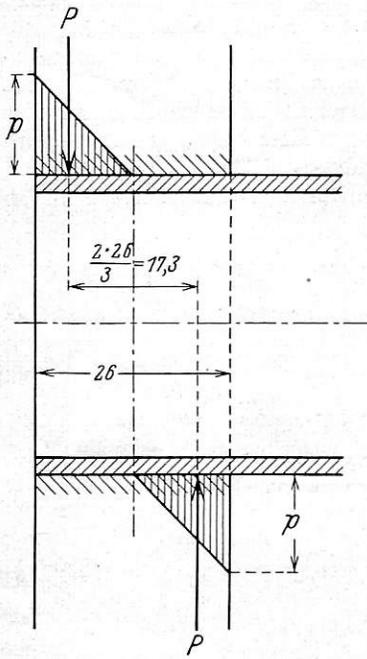


Abb. 2.

Im Betrieb ist der Kessel bis über die Rohre mit Wasser angefüllt. Die Rohre erfahren also einen Auftrieb entgegen der Wirkung der Schwerkraft. Dieser ist bekanntlich gleich dem verdrängten Wasservolumen mal dem spezifischen Gewicht des Wassers. Letzteres beträgt bei 200° Temperatur 0,86. Ein Siederohr der angegebenen Abmessungen verdrängt 13,2 dm³, ein Rauchrohr 93 dm³ Wasser, ihre Auftriebskraft ist also 11,4 bzw. 80 kg; es bleibt somit beim Siederohr eine Gewichtskomponente von 6,8 kg, beim Rauchrohr eine Auftriebskomponente von 2,5 kg ohne das Überhitzerelement oder eine Gewichtskomponente von 57,5 kg mit Berücksichtigung des Überhitzers übrig.

Wir ersehen daraus, daß die Einspannmomente und damit die Flächendrücke an den Einwalzstellen bei gefülltem Kessel etwas niedrigere Werte annehmen.

Beanspruchungen infolge Wärmedehnungen. Größe der Wärmedehnungen.

Eine weitere Beanspruchung der Einwalzstellen tritt infolge der Längenausdehnung der Rohre usw. durch die Erwärmung ein. Die Rohre werden im kalten Zustand in die Rohrwände eingezogen; Langkessel und Rohre haben dabei die gleiche Temperatur. Im Betrieb sind die Rohre aber wärmer als die Kesselbleche. Bei neuen oder gereinigten Kesseln ist der Unterschied geringer als bei älteren, mit Steinbelag auf den Rohren. Die mittlere Rohrtemperatur läßt sich angenähert folgendermaßen ermitteln:

Annahmen:

- Mittlere Heizgastemperatur in den Rohren 600°C*)
- Mittlere Wassertemperatur 200°C
- Wärmeübergangszahl Heizgase = Rohr . 25 cal/m²h°C
- Wärmeübergangszahl Rohr = verdampfen-
des Wasser 3000 cal/m²h°C
- Wasserberührte Rohrheizfläche = 1,1 × feuerberührte Rohr-

*) Vergl. Paul Conte, Etude experimentale de la chaudière locomotive. Revue générale d. chem. d. fer. 1923, I, S. 126.

heizfläche. Bezeichnet x (°C) die Temperaturdifferenz Gase = Rohr und y (°C) die Temperaturdifferenz Rohr = Wasser, so gilt, da der Temperatursprung in der Rohrwandung sehr klein und die von den Heizgasen in der Zeiteinheit an das Rohr übertragene Wärmemenge gleich ist der vom Rohr an das Wasser abgegebenen

$$25 \cdot x = 1,1 \cdot 3000 \cdot y$$

ferner $x + y = 600 - 200$ (Abb. 3).

Daraus ermittelt sich $y = 3,01^\circ$, d. h. die mittlere Rohrtemperatur ist rund 203° C.

Für mit Kesselstein belegte Rohre soll die Wärmeübergangszahl Rohr = Wasser mit 1000 cal/m²h°C angenommen werden; dann errechnet sich y zu 8,9°C, d. h. die mittlere Rohrtemperatur erreicht rund 209°C. Mit dieser Temperatur sei weiter gerechnet.

Zur angenäherten Ermittlung der mittleren Temperatur des Rundkesselbleches seien folgende Annahmen gemacht:

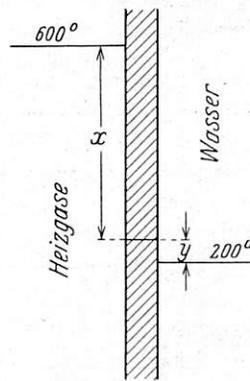


Abb. 3.

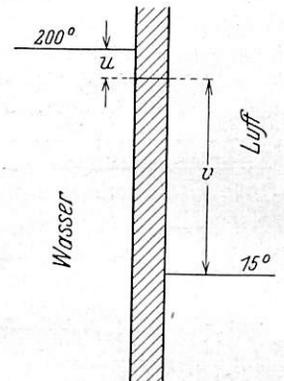


Abb. 4.

Annahmen:

- Mittlere Wassertemperatur 200°C
- Mittlere Lufttemperatur 15°C
- Wärmeübergangszahl Wasser = Kessel-
blech 400 cal/m²h°C
- Wärmeübergangszahl Kesselblech = Luft 10 cal/m²h°C.

Bezeichnet u die Temperaturdifferenz Wasser = Kesselblech und v die Temperaturdifferenz Kesselblech = Luft, so gilt wie oben:

$$400 \cdot u = 10 \cdot v$$

$$u + v = 200 - 15 \text{ (Abb. 4).}$$

Daraus findet man $u = 4,5^\circ$ C, d. h. die mittlere Temperatur des Kesselbleches ist 195,5°C.

Die angenäherte Differenz der Temperaturen der Rohre gegenüber dem Kesselblech beträgt somit höchstens

$$209 - 195,5 = 13,5^\circ \text{C.}$$

Der Längenausdehnungs-Koeffizient der eisernen Rohre sei im Bereich von 200°C $\lambda = 0,0126 \tau$ mm/m, wobei τ die Temperaturzunahme ist. Gegenüber dem Langkessel dehnen sich also die Rohre um $5,8 \cdot 0,0126 \cdot 13,5 = 0,99$ mm.

Die Feuerbüchseitenwände längen sich gegenüber der Stehkesselwand, weil sie wärmer sind und Kupfer überdies einen größeren Ausdehnungskoeffizienten besitzt als Eisen; die Wände „wachsen“, wie jedem Lokomotivbauer bekannt.

Da die Wärmeübertragung in der Feuerbüchse besonders lebhaft ist, muß deren Wandtemperatur höher angenommen werden, als sich bei den Rohren ergeben hat; sie sei für die Seitenwände zu 280° geschätzt*), während die Stehkesselwandtemperatur, wie vorhin, nur 195,5° betrage. Bei dieser Wandtemperatur werden, wie sich leicht nachrechnen läßt,

*) Dieser Wert läßt sich auch mit den 400° vereinbaren, die Durston als Temperatur der Feuerbüchsenrohrwand bei seinen Versuchen mit Schmelzpfropfen fand. S. Engineering 1893, Bd. 55, S. 396. Die Rohrwand muß heißer sein als die Seitenwände.

durch die Feuerbüchse etwa 40% der zur Verdampfung aufzuwendenden Wärme und durch die Rohre 60% übertragen, Zahlen, die für ein Verhältnis der indirekten zur direkten Heizfläche von 13:1 mit unseren Anschauungen übereinstimmen.

Ist die Länge der Feuerbüchseitenwand 2,4 m, so dehnt sie sich gegenüber 20° Temperatur um

$$2,4 \lambda' = 2,4 (0,01607 \cdot 260 + 0,000004 \cdot 67600) = 10,66 \text{ mm,}$$

worin λ' der Längenausdehnungskoeffizient des Kupfers ist. Die Stehkesselseitenwand dehnt sich auf die gleiche Länge nur um

$$2,4 \lambda = 2,4 (0,0116 \cdot 175,5 + 0,0000053 \cdot 30800) = 5,26 \text{ mm.}$$

Die Feuerbüchseitenwand streckt sich somit um 5,4 mm mehr als der Stehkessel. Das „Wachsen“ veranlaßt bekanntlich die Verwendung von Gelenkstehbolzen*) und beweglichen Deckenankern. In dem vollen berechneten Maß wird dieses Wachsen der Seitenwände nicht eintreten, da der Widerstand der gebogenen Stehbolzen und die Spreizkräfte der Rohre Kräfte äußern, unter deren Einfluß die Feuerbüchswände gestaucht werden. Wie groß diese Kräfte sind, läßt sich nicht angeben; aber selbst wenn man annimmt, daß die Beanspruchung der (kupfernen) Seitenwände bis zur zulässigen Druckbeanspruchung von 350 kg/cm² geht, so kann eine Seitenwand von 2,4 m Länge mit einem Elastizitätskoeffizienten

$$\text{von } 1150000 \text{ kg/cm}^2 \text{ äußerstens um } \frac{2400 \cdot 350}{1150000} = 0,73 \text{ mm}$$

nachgeben.

Rund- und Stehkessel werden unter dem Einfluß der Spreizkräfte der Rohre, des Dampfdruckes und der Reaktionskräfte der abgebogenen Stehbolzen gestreckt. Wird hierdurch die zulässige Zugbeanspruchung für Stahl von 600 kg/cm² erreicht und ist die Elastizitätszahl 2100000, so dehnt sich

$$\text{der Kessel auf } 5,8 + 2,4 = 8,2 \text{ m um } \frac{8200 \cdot 600}{2100000} = 2,34 \text{ mm}^{**}).$$

Wir erhalten also folgendes Gesamtbild:

| | |
|---|---------|
| Wärmedehnung der Rohre gegenüber dem | |
| Langkessel | 0,99 mm |
| Wärmedehnung der Feuerbüchse | 5,40 mm |
| Stauchung der Feuerbüchse | 0,73 mm |
| Streckung des Lang- und Stehkessels | 2,34 mm |

Die Rohre werden also im betriebsbereiten Kessel um 0,99 mm länger, während die Rohrwände um 5,4—0,73—2,34 = 2,33 mm zusammenrücken. Die Rohre haben also so weit durchzufedern, daß die gestreckte Rohrlänge $s = 5800,99$ mm bei einer Einspannweite von $g = 5800 - 2,33 = 5797,67$ mm beträgt. Dabei ist immer vorausgesetzt, daß die Rohrplatten eben bleiben; der Einfluß der Ausbauchung derselben soll später noch besprochen werden.

Horizontalschub der Rohre infolge der Wärmedehnungen des Kessels.

Das durchgebogene Rohr übt an den Einspannenden einen Horizontalschub auf die Rohrwände aus, der bei hinreichender Rohrlänge nach der Theorie des Bogens mit zwei Gelenken berechnet werden kann. Unter der Annahme, daß die elastische Linie des Rohres eben bleibt, gilt:

*) Vergl. Bewegliche Stehbolzen für Lokomotivkessel. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1922, S. 240.

**) Vergl. Barkhausen, Berechnung und Ausbildung der Stehbolzen von Feuerkisten. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1921, S. 277. Barkhausen rechnet mit 100° Temperaturunterschied zwischen Feuerbüchsen- und Stehkesselseitenwand und kommt zu Verschiebungen beider Wände gegeneinander, die mit der Beobachtung an zwei G₈ I Lokomotiven gut übereinstimmen. Im vorliegenden Fall ist nur mit 280—195, 5 = 84,5° Temperaturunterschied gerechnet. Trotzdem nimmt die Verschiebung beider Wände gegeneinander ein Maß an, das nur bei Beanspruchung starrer Stehbolzen über die Fließgrenze hinaus möglich erscheint.

$$\Delta l = \int \frac{H \cdot z^2}{E \cdot \Theta} ds - \frac{s \cdot H}{f \cdot E}$$

darin ist $\Delta l = 2,33 + 0,99 = 3,32$ mm der Unterschied der gestreckten Rohrlänge gegenüber der Einspannlänge, H der Horizontalschub, z die Ordinate eines Bogenelementes der elastischen Linie zu der als X-Achse gedachten Bogensehne, E die Elastizitätszahl des Rohrerwerkstoffes, Θ das Trägheitsmoment des Rohres, s die Länge der elastischen Linie des Rohres und f der Materialquerschnitt des Rohres.

Das von der achsialen Normalkraft herrührende Glied $\frac{s \cdot H}{f \cdot E}$ sei einstweilen vernachlässigt.

Wir wollen nun die elastische Linie als Parabel mit der Spannweite g und dem Biegungspfeil h auffassen. Für ein Koordinatensystem XZ, dessen Ursprung mit einer Einwalzstelle des Rohres und dessen X-Achse mit der Bogensehne zusammenfällt, lautet die Gleichung der Parabel

$$z = \frac{4h}{g^2} (gx - x^2).$$

Setzt man diesen Wert für z in das Integral ein und ersetzt außerdem das Bogenelement ds durch das Sehnenelement dx, was bei einer sehr flachen Parabel zulässig ist, so kann man den Ausdruck für Δl integrieren und zwar ist:

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{H} = \int_0^g z^2 dx$$

oder

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l \cdot g^4}{16 H \cdot h^2} = \int_0^g (x^2 g^2 - 2x^3 g + x^4) dx = \frac{g^5}{3} - \frac{2g^5}{4} + \frac{g^5}{5}$$

oder

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{16 H \cdot h^2} = \frac{g}{30}.$$

Daraus:

$$H = \frac{15 E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{8 g \cdot h^2}.$$

Hierin sind alle Größen bekannt außer h. Dieses ermittelt sich aus der Gleichung der Parabel

$$s = g \cdot \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{2h}{g} \right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{2h}{g} \right)^4 \right]$$

Daraus:

$$\frac{s}{g} = 1 + \frac{2}{3} \left(\frac{2h}{g} \right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{2h}{g} \right)^4$$

oder

$$\frac{2}{5} \left(\frac{2h}{g} \right)^4 - \frac{2}{3} \left(\frac{2h}{g} \right)^2 + \left(\frac{s}{g} - 1 \right) = 0.$$

Daraus findet man schließlich mit $s = 5800,99$ und $g = 5797,67$ mm

$$\left(\frac{2h}{g} \right)^2 = 0,0008591 \text{ und}$$

$\frac{2h}{g} = 0,02931$ und ferner $h = 0,01465 \cdot g = 84,93$ mm. Mit diesem Wert für h ergibt sich ein Horizontalschub von

$$H = \frac{15 E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{8 g \cdot 8,493^2}.$$

Für ein Siederohr von den oben angegebenen Abmessungen ist $E = 2100000$, $\Theta = 13,441 \text{ cm}^4$, $\Delta l = 0,332 \text{ cm}$, $g = 579,767 \text{ cm}$, $h = 8,493 \text{ cm}$. Somit wird

$$H = \frac{15 \cdot 2100000 \cdot 13,441 \cdot 0,332}{8 \cdot 579,797 \cdot 72,13} = 421 \text{ kg (erste Annäherung).}$$

Die ringförmige Materialquerschnittsfläche eines Siederohres ist 4 cm², die spezifische Druckbeanspruchung infolge des Horizontalschubes also $\frac{421}{4} = 105 \text{ kg/cm}^2$. Infolge dieser Druckbeanspruchung wird das Rohr elastisch verkürzt, was

vorhin vernachlässigt wurde; es ändern sich also Δl , h und s um ein Geringes. Die elastische Verkürzung des Rohres von 5,8 m Länge ist

$$\Delta l = \frac{s \cdot H}{f \cdot E} = \frac{5800,99 \cdot 105}{2100000} = 0,29 \text{ mm.}$$

In der Formel für $\left(\frac{2h}{g}\right)^2$ tritt zu $\left(\frac{s}{g} - 1\right) = 0,00057271$

noch ein negatives Korrektionsglied der Größenordnung $\frac{\Delta l}{g}$,

da statt s zu setzen ist $s - \Delta l$.

$$\frac{\Delta l}{g} = \frac{0,29}{5797,67} = 0,0000500.$$

Mit dessen Berücksichtigung wird

$$\begin{aligned} h &= 81 \text{ mm,} \\ \Delta l &= 0,332 - 0,029 = 0,303 \text{ cm und} \\ H &= 422 \text{ kg (zweite Annäherung).} \end{aligned}$$

Die gleiche Rechnung, für ein Rauchrohr 135/143 mm durchgeführt, ergibt

$$\begin{aligned} \Theta &= 432 \text{ cm}^4 \\ H &= 13600 \text{ kg (zweite Annäherung)} \\ h &= 50,7 \text{ mm} \quad \text{,,} \quad \text{,,} \\ \Delta l &= 0,119 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Die errechneten Horizontalschübe treten nur auf, wenn die elastische Linie der Rohre, die Feuerbüchsenwände und die Rohrwände eben bleiben. Dies ist nicht durchwegs der Fall und deshalb sind die durchschnittlich auftretenden Horizontalschübe oder Spreizkräfte geringer. Immerhin können einzelne Rohre, besonders solche am unnachgiebigen Rand der Rohrplatten, die Einwalzstellen mit dem vollen berechneten Wert beanspruchen, d. h. Siederohre mit etwa 422 kg, Rauchrohre mit 13600 kg. Die Haftkräfte der Rohre in ihren Befestigungsstellen müssen diesen Schubkräften genügen, damit Undichtheiten vermieden bleiben.

Ausbeulen der Rohrwände.

Die Rohrwände beulen gegen die Mitte zu unter dem Einfluß des Dampfdruckes und der Spreizkräfte der Rohre aus. Ohne daß es möglich ist ein genaues Maß dafür rechnerisch zu ermitteln, kann man sich doch ein ungefähres Bild von der Größenordnung dieser Ausbeulung machen.

Eine am Rand eingespannte Platte von den Abmessungen der Rauchkammerrohrwand des Rechnungsbeispiels, nämlich 95 cm Halbmesser und 2,6 cm Stärke kann nach der Föppl'schen genauen Theorie der kreisförmigen Platte mit einer gleichmäßig verteilten Last p kg/cm² beansprucht werden, wenn die zulässige Beanspruchung $\sigma_{red} = 600$ kg/cm² nicht überschritten werden darf, wobei die Beziehung gilt:

$$\sigma_{red} = 0,68 \frac{95^2}{2,6^2} \cdot p = 600.$$

Daraus ergibt sich $p = 0,661$ kg/cm².

Dieser Wert von p ist gegenüber dem Dampfüberdruck auffallend klein.

Wäre die Rauchkammerrohrwand nur mit diesem Druck p belastet und ohne Rohrlöcher, so würde sie unter dem Einfluß von p in der Mitte um einen Biegungs Pfeil

$$f = 0,17 \cdot \frac{0,661 \cdot 95^4}{E \cdot 2,6^3}$$

durchfedern. Für $E = 2100000$ wird $f = 0,247$ cm.

In Wirklichkeit steht bei 16 at Kesselspannung die Rohrwand unter einem Dampfdruck von 356000 kg, was einem über die ganze ungebohrte Platte gleichmäßig verteilt gedachten Druck von 12,5 kg/cm² entspricht.

Ebenso wie die Rauchkammerrohrwand federt auch die Feuerbüchsenrohrwand durch. Die Summe der Biegungs Pfeile braucht nur 3,32 mm zu betragen um die unter dem Einfluß

der Wärmedehnungen durchgebogenen Rohre wieder zu strecken. Da die mit vielen Löchern versehenen Rohrwände nachgiebiger sind als die Wände aus dem vollen Material, muß eine Anzahl Rohre in der Nähe der Kesselachse gerade Form annehmen und an der gegenseitigen Verankerung der Rohrwände gegen den Dampfdruck teilnehmen. Der Dampfdruck sucht von diesen Rohren die Rohrwände nach außen abziehen. Anders sind die Verhältnisse am eingespannten Plattenrande, wo die Rohre große Spreizkräfte auf die Rohrplatten ausüben und die letzteren auf die Rohre hinaufgeschoben zu werden drohen. Dazwischen gibt es Rohre, deren Befestigungsstellen in keiner Richtung auf Schub beansprucht sind. Die Beanspruchung der Walzstellen eines Heizrohrkessels ist also sehr verschieden. Man ist aber in der Lage die größten auftretenden Schubkräfte rechnermäßig zu bestimmen.

Beanspruchung durch den Dampfdruck. Erforderliche Haftwerte der Rohre.

Die Beanspruchung der Einwalzstellen der mittleren Rohre durch den Dampfdruck ist nicht bedeutend. Bei den heute üblichen Größen der Überhitzerflächen reichen die Rauchrohre bis unter Mitte Rohrwand. Hat man den auf die schraffierte Fläche

(Abb. 5) treffenden Dampfdruck P und die von den Rauch- und Siederohren dargebotene Haftfläche in den Einwalzstellen, nämlich $d \pi \delta$, worin d der

Rohraußendurchmesser und δ die Plattenstärke sind, ermittelt, so ist der zur Aufnahme des Dampfdruckes erforderliche Haftwert

$$= \frac{P}{\sum d \pi \delta}$$

Die Ausrechnung ergibt Werte in der Größenordnung 10 kg/cm² für die Rauchkammer- und 17 kg/cm² für die Feuerbüchsenrohrwand.

Wesentlich höher sind die Beanspruchungen der nahe am Plattenrand gelegenen Rohrwalzstellen durch die Spreizkräfte. Wie oben angegeben, erreichen letztere bei den Siederohren den Wert von 422 kg, bei den Rauchrohren 13600 kg. An der Rauchkammer ist das Siederohr auf 60 mm, das Rauchrohr auf 152 mm Außendurchmesser aufgeweitet. Die Haftwerte müssen somit

$$\text{für ein Siederohr } \frac{422}{6 \cdot \pi \cdot 2,6} = 8,6 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{für ein Rauchrohr } \frac{13600}{15,2 \cdot \pi \cdot 2,6} = 110 \text{ kg/cm}^2 \text{ erreichen.}$$

Die erforderlichen Haftwerte für die Feuerbüchsenrohrwand, wo die Rohre auf 40 bzw. 115 mm Außendurchmesser eingezogen sind, berechnen sich

$$\begin{aligned} &\text{für ein Siederohr zu } 12,9 \text{ kg/cm}^2, \\ &\text{für ein Rauchrohr zu } 145 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Es soll nun untersucht werden, ob durch die üblichen Einwalzverfahren wirklich Haftwerte von dieser Größe gewährleistet werden.

Auswertung von Versuchen über Haftwerte von eingewalzten Rohren.

Für Rohre der bei Lokomotivkesseln gebräuchlichen Abmessungen liegen nur wenig Versuche über den Haftwert

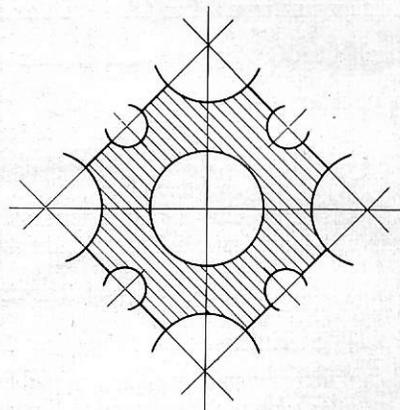


Abb. 5.

vor. Nach den von J. Lang*) veröffentlichten Feststellungen des Eisenbahnversuchsamtes Grunewald u. a. ergeben sich Haftwerte (Haftkraft in kg je cm² Haftfläche) von folgender Größe:

Rohre glatt eingewalzt.

| Rohr- durchmesser | Rohrplatten- baustoff | Rohrplatten- dicke cm | Haftwert kg/cm ² | Mittlerer Haftwert kg/cm ² |
|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------|--------------------------------|---|
| Lokomotivversuchsammt Grunewald: | | | | |
| 40,5/45,5 | Kupfer | 2,3 | 106 | (139) |
| 40,5/45,5 | Kupfer | 2,3 | 173 | |
| 40,5/45,5 | Stahl | 2,6 | 132 | (135) |
| 40,5/45,5 | Stahl | 2,6 | 140 | |
| 125/133 | Kupfer | 2,4 | 45 | (65) |
| 125/133 | Kupfer | 2,4 | 85 | |
| Hannoversche Maschinenbau A.-G. | | | | |
| 45/50 | Stahl | 2,5 | 92 | (92) |

Rohre mit drei Rillen eingewalzt:

Lokomotivversuchsammt Grunewald:

| | | | | |
|---------|--------|-----|-------|-------|
| 125/133 | Kupfer | 2,4 | 76,3 | (100) |
| 126/133 | Kupfer | 2,4 | 123,7 | |

Neuere Haftversuche wurden für den Wasserrohrkessel-Verband durchgeführt vom Bayerischen Revisionsverein München**). Hiernach kann man bei richtiger Wahl des Walzdruckes (ca. 35 at) und geeigneter Vorbereitung der glatten Rohrenden und der Rohrplattenlöcher mit ziemlich sicher erreichbaren Haftwerten rechnen. Die Versuche erstrecken sich über Rohre, die ohne und solche die mit Überstand eingewalzt sind und es wird gezeigt, daß bei Rohren ohne Überstand die Haftkraft der Rohrplattenstärke direkt proportional ist. Ich habe deshalb nicht, wie vielfach üblich, den Haftwert auf das cm Rohrumfang sondern auf das cm² Rohrauftfläche bezogen. Die Versuche des Bayerischen Revisionsvereins sind allerdings nicht mit Rohren und Rohrplatten der bei Lokomotivkessel gebräuchlichen Abmessungen durchgeführt sondern mit weiteren Rohren und dickeren Platten, wie sie bei ortsfesten Wasserrohrkesseln vorkommen. Die uns interessierenden Ergebnisse sind im folgenden zusammengestellt:

Rohre 76/84 mm, Rohrplatte 3 cm, Rohre und Platte: Stahl
Rohrstärke 4 mm = 4,8% des äußeren Rohrdurchmesser.

A. Rohr- und Lochleibung rau gedreht. Ohne Überstand.
Haftkraft kg . . 7330 6840 7360 7570 7980 6300 7360
Haftwert kg/cm² 93 89 93 96 102 80 93
Mittlerer Haftwert aus Versuchsreihe A = 92 kg/cm².

B. Rohr gefeilt, Lochleibung fein gedreht. Ohne Überstand.
Haftkraft kg . . 9240 6870 6320 7720 6180 7640 8310
Haftwert kg/cm² 116 87 80 96 78 96 105
Haftkraft kg . . 6530 7670 7240 6830 7320
Haftwert kg/cm² 83 96 91 87 91
Mittlerer Haftwert aus den Versuchsreihen A und B = 92 kg/cm²

C. Rohr gefeilt, Lochleibung fein gedreht. Mit 10 mm Überstand.
Haftkraft kg . . 10300 10100 13640 10700 13400 9550
Haftwert kg/cm² 130 127 173 135 170 120
Mittlerer Haftwert aus Versuchsreihe C = 142 kg/cm².

*) J. Lang, Verankern und Abdichten von Rohren in Rohrwänden und Flanschen. Maschinenbau 1926, S. 216.

**) K. Ries, Die Ergebnisse von Versuchen über das Einwalzen von Rohren. Zeitschr. d. Bay. Rev. Ver. 1928, Nr. 16 bis 18.

Ebenfalls im Auftrage des Wasserrohrkessel-Verbandes führte E. Siebel*) Versuche in der gleichen Richtung durch. Während Ries hauptsächlich den Einfluß des Walzdruckes erforschte, dehnte Siebel die Einwalzversuche auf verschieden legierte Stähle aus. Auch er legte seinen Versuchen Rohre mit und ohne Überstand für ortsfeste Wasserrohrkessel zugrunde.

Rückschlüsse auf die Verhältnisse bei Lokomotivkesseln zu ziehen erlauben die Versuche Siebels mit Siemens-Martin-Stahlrohren von 75,5/83,5 und von 78,5/83,5 mm Durchmesser und Siemens-Martin-Stahlplatten von 20 und von 30 mm Dicke.

Im einzelnen ergeben die Siebelschen Versuche:

A. Rohre 75,5/83,5 mm Durchmesser (dickwandiges Rohr)
Rohrwandstärke 4 mm = 4,8% des äußeren Rohrdurchmessers

Rohrplatte 2 cm stark.

Ohne Überstand:

Haftkraft kg . . 5000 4500 4600 4100

Haftwert kg/cm² 95 85 87 77

Mittlerer Haftwert 86 kg/cm².

Mit 10 mm Überstand:

Haftkraft kg . . 7200 8000

Haftwert kg/cm² 137 152

Mittlerer Haftwert 144 kg/cm².

Rohrplatte 3 cm stark.

Ohne Überstand:

Haftkraft kg . . 7600 7200

Haftwert kg/cm² 97 92

Mittlerer Haftwert 94 kg/cm². Dieser Haftwert stimmt mit dem aus den Riesschen Versuchen berechneten von 92 kg/cm² fast vollkommen überein.

Mit 10 mm Überstand:

Haftkraft kg . . 10500 11200

Haftwert kg/cm² 133 143

Mittlerer Haftwert 138 kg/cm². Auch dieser Wert stimmt mit dem aus den Riesschen Versuchen berechneten von 142 kg/cm² sehr gut überein.

B. Rohre 78,5/83,5 mm Durchmesser (dünnwandiges Rohr),
Rohrwandstärke 2,5 mm = 3% des äußeren Rohrdurchmessers.

Rohrplatte 2 cm stark.

Ohne Überstand:

Haftkraft kg . . 2700 6500 3800 3100

Haftwert kg/cm² 52 124 72 59

Mittlerer Haftwert 77 kg/cm².

Mit 10 mm Überstand:

Haftkraft kg . . 4000 5700

Haftwert kg/cm² 76 109

Mittlerer Haftwert 92 kg/cm².

Rohrplatte 3 cm stark.

Ohne Überstand:

Haftkraft kg . . 4900 6100 6500 7200 6000 6200

Haftwert kg/cm² 62 77 82 91 76 78

Mittlerer Haftwert 78 kg/cm².

Mit 10 mm Überstand:

Haftkraft kg . . 8100 6500

Haftwert kg/cm² 103 82

Mittlerer Haftwert 92 kg/cm².

Anwendung der Versuchsergebnisse auf Lokomotivkessel.

Leider sind der von J. Lang veröffentlichten Haftversuche so wenige, daß die Bildung von Mittelwerten fast unzulässig erscheint. Das Ergebnis des Versuches mit dem

*) E. Siebel, Das Einwalzen von Rohren. Mitt. d. Kaiser Wilhelminstituts für Eisenforschung. Düsseldorf 1929, Verlag Stahleisen.

45/50 mm Rohr stimmt mit den Versuchen von Ries und von Siebel überein.

Nach dem bis jetzt vorliegenden Versuchsmaterial kann man für glatt eingewalzte, verhältnismäßig dickwandige Rohre, d. h. solche, deren Wandstärke angenähert 5% des Außendurchmessers beträgt, und bei Rohrplattenstärken von 20 mm mit einem Haftwert von 85 kg/cm² rechnen; bei dünnwandigen Rohren, d. h. solchen, deren Wandstärke angenähert 3% des Außendurchmessers beträgt und ebenso starken Rohrplatten mit 75 kg/cm². Für Rohrplatten von 30 mm Stärke liegen die Werte eine Kleinigkeit höher, etwa bei 95 kg/cm² für dickwandige Rohre und bei 80 kg/cm² für dünnwandige Rohre.

Diese geringen Unterschiede je nach der Rohrplattenstärke erklären sich durch das Ausweichen des Werkstoffes an der Plattenoberfläche beim Einwalzen, das verhältnismäßig um so mehr in Erscheinung tritt, je mehr die Stärke der Platten abnimmt.

Die Siederohre der Lokomotivkessel haben Durchmesser von 38,5/44,5 bis 65/70 mm also Wandstärken von etwa 3,6 bis 6,7%, in der Regel von 4,6 bis 5% des Rohraußendurchmessers. Die Rauchrohre weisen Durchmesser von 125/133 bis 162/170 mm, also Wandstärken von etwa 2,4 bis 3% des äußeren Rohrdurchmessers auf. Bis mehr Versuche mit Lokomotivkesselrohren vorliegen, muß also auf die dickwandigen bzw. dünnwandigen Wasserrohre zurückgegriffen werden.

Die eisernen Rohrwände von Lokomotivkesseln zeigen Stärken von 13, meist aber 16 bis 26 mm, kupferne solche von 22 bis 28 mm. Wenngleich Siebel feststellt, daß eine Erhöhung der Festigkeit des Plattenwerkstoffes über diejenige des Rohrwerkstoffes die Haftkraft günstig beeinflusst, scheint sich aus den von Lang veröffentlichten Versuchen zu ergeben, daß sich Kupfer als Rohrplattenwerkstoff eisernen Rohren gegenüber nicht wesentlich anders verhält als Eisen. Siebel gibt an, daß nach bisher unveröffentlichten Versuchen von Lang bereits mit Rohren von 16 mm Durchmesser an, die ohne Überstand eingewalzt wurden, die von ihm an größeren Rohren gefundenen Beziehungen in befriedigender Weise Geltung behalten. Wir dürfen somit die oben für 20 bis 30 mm Plattenstärke gefundenen Haftwerte auf die Verhältnisse des Lokomotivkessels anwenden.

Wie früher ermittelt, werden Siederohre nur mit geringen Haftwerten, im durchgerechneten Fall nur mit höchstens 17 kg/cm², beansprucht, während sie Beanspruchungen von 85 bis 95 kg/cm² gewachsen sind. Es genügt somit völlig, solche Rohre glatt, ohne Schulter, und ohne Überstand einzuwalzen. Das Dichthalten der Siederohre in den Rohrwänden wird durch Schubkräfte nicht gefährdet. Bei eisernen Feuerbüchsen hat man mit der Einlage eines 1,6 bis 2,4 mm starken Kupferrohrstückes*) (in Amerika liner oder sleeper genannt) zwischen Rohr und Lochleibung, Aufdornen und Stauchen, statt dessen auch leichtes Walzen der Rohre, mit darauffolgendem elektrischen Verschweißen der Bördel mit der Feuerbüchsenrohrwand besseres Dichthalten erzielt als mit dem einfachen Einwalzen.

Anders liegen die Dinge bei den Rauchrohren. Für die Verankerung gegen den Dampfdruck genügt allerdings auch für sie das glatte Einwalzen ohne Überstand. Aber es treten sehr hohe Spreizkräfte auf. Glatt eingewalzte Rohre ohne Schulter genügen diesen Anforderungen nicht mehr. Da die Spreizkräfte die Rohre durch die Rohrplatten nach außen durchzuschieben trachten, hat ein Rohrüberstand auf der Außenseite keine Wirkung. Die Rohre sind deshalb auf der Wasserseite mit Schulter oder Wulst zu versehen. Am

*) Vergl. Superheater flue hole liners. The Railw. Eng. 1922, S. 134 und P. C. Dewhurst a. a. O.

aufgeweiteten Ende kann ein Wulst vermieden werden, wenn sich das Walzen etwas in das Rohr hinein erstreckt*). Hierdurch erreicht man bei dünnwandigen Rohren Haftwerte von etwas über 90 kg/cm². Aber selbst solche Haftwerte genügen in manchen Fällen noch nicht, sondern die Rohre müssen mit Rillen (etwa drei Rillen 2 × 0,5 mm) eingewalzt werden. Nach den Versuchen von Siebel steigen dadurch die Haftwerte auf ungefähr den doppelten Betrag der entsprechenden glatten Einwalzungen, also für dünnwandige Rohre auf 150 bis 160 kg/cm². Wie die Rechnung ergab, müssen von Rauchrohren Haftwerte von 145 kg/cm² in der Feuerbüchsenrohrwand und von 110 kg/cm² in der Rauchkammerrohrwand, bei dünnwandigen eisernen Büchsen noch höhere, erreicht werden.

Berechnet wurde nur ein Beispiel. Zum besseren Eindringen in die verschiedenartigen Verhältnisse empfiehlt es sich noch andere Kessel durchzurechnen, z. B. einen ungewöhnlich langrohrigen, einen ungewöhnlich kurzen Kessel etwa einer Garratt-Lokomotive großer Leistung, einen kleinen Kessel einer Baulokomotive, einen Kessel mit Kleinrohrüberhitzer und Kessel mit eisernen Feuerbüchsen.

Praktische Erfahrungen**) stimmen mit den vorstehend gewonnenen Erkenntnissen gut überein. Es wird geklagt, daß bei langen Rohren die Vibrationen Rohrrinnen verursachen, allerdings erst bei Rohrwandentfernungen von über 4,9 m¹); das Durchhängen langer Rohre (Länge = 100facher Außendurchmesser) verursache Schubbewegungen in der Rohrplatte²); die Pfeilhöhe der Rohre kann nahe der Kesselaußenwand so groß werden, daß sich der Kesselstein zwischen Rohr und Kesselwandung festsetzt und durch Ausspülen nicht mehr entfernt werden kann³); Beobachtungen zeigten, daß sich die Rohre durch die Rohrwände schieben, was auf große Schwankungen in der Lokomotivleistung und Feuerbüchsenstemperatur zurückgeführt wird⁴); besonders schwierig ist es die Rauchrohre dicht zu halten⁵); es empfiehlt sich zur Vermeidung der schädlichen Temperaturschwankungen den Kessel nicht auskühlen zu lassen oder im Heizhause auf dem Rost ein niederes Feuer oder im Aschkasten eine Glut zu unterhalten⁶); eiserne Rohrwände sollen bei Rohren, deren Länge größer als der 70fache Außendurchmesser ist, mindestens 16 mm stark sein⁷); eine besondere gegenseitige Verankerung der Rohrwände durch Ankerrohre wird für überflüssig gehalten, da die Rohre z. T. selbst als Anker wirken⁸); Stegrisse der Feuerbüchsenrohrwand treten fast stets an den Ecken und an den äußeren Rohrreihen auf⁹).

Schlußfolgerung.

Am meisten Beachtung ist der Befestigung der Rauchrohre in der Feuerbüchsenrohrwand zu schenken. Die Rauchrohre sollen hier auf der Wasserseite mit Schulter aufsitzen und auf der Feuerseite umgebördelt sein. Rillen sind nicht notwendig, wenn die Schulter gut aufsitzt. An der Rauchkammerrohrwand empfehlen sich Rillen besonders für die außen liegenden, stark auf Knickung beanspruchten Rauchrohre. Als Befestigung der Siederohre in der Feuerbüchse wie in der Rauchkammerrohrwand genügt glattes Einwalzen mit Bördel, jedoch ohne Schulter. Ein Überstand der Siederohre der Rauchrohre in der Rauchkammer (üblich sind 15 bis 19 mm) ist vom Standpunkt der Festigkeit und Dichtheit der Verbindung unnötig. Die Deutsche Reichsbahn gibt den Siederohren der neuen Einheitslokomotiven nur mehr 3 mm

*) Vergl. O. Berndt, Befestigung und Haften von Heiz- und Wasserröhren in Kesselrohrwänden. Z. V. D. I. 1924, S. 809. (Kugelwalze von Steinmüller.)

**) P. C. Dewhurst, Steel fireboxes and tubes in locomotive boilers. The Journal of the Inst. of Loc. Eng. Vol. IX, Nr. 40. ¹) S. 419. ²) S. 374. ³) S. 375. ⁴) S. 376. ⁵) S. 376, S. 407. ⁶) S. 420, S. 436. ⁷) S. 374, S. 432. ⁸) S. 376, S. 411. ⁹) S. 411.

Überstand. Mit den steifen Rauchrohren soll man möglichst weit vom Plattenrand und den Feuerbüchsen entfernt bleiben. Wenn dies nicht durchführbar, sollen die äußeren Rauchrohre am Feuerbüchsende stärker eingezogen, am Rauchkammerende weniger aufgeweitet werden, um die Stegstärke am gefährdeten Plattenrand zu vergrößern. Die breite Feuerbüchse ist der langen gegenüber im Vorteil, da die Gesamtdehnung der Seitenwände gegenüber dem Stehkessel geringer ausfällt, obwohl, wie amerikanische Lokomotiven zeigen, auch sehr lange Feuerbüchsen nicht unbedingt eine

Gefahr bedeuten. Ihre Haltbarkeit auf längere Zeit steht allerdings noch in Frage. Nicht der Dampfdruck, sondern die Temperaturen und die Wärmedehnungen werden der Feuerbüchse und den Rohreinwalzstellen gefährlich. Bei überlegter Formgebung und Anordnung der Stehbolzen und Anker, geeigneten Baustoffen und entsprechenden Abmessungen sowie einer dem heutigen Stand der Erkenntnis genügenden Befestigung der Rohre in den Rohrwänden ist der alte Stephenson'sche Lokomotivkessel noch über 20 at hinaus (22 at sind bereits ausgeführt) verwendbar.

Die elektrische Beleuchtung von Gepäckwagen System „Lorenz“.

Von Reichsbahnoberrat M. Breuer.

Die Gepäckwagen der Deutschen Reichsbahn wurden bis vor kurzer Zeit vorwiegend mit Gas beleuchtet. Mit fortschreitender Einführung der elektrischen Zugbeleuchtung ging man dazu über, die Packwagen für D-Züge und bei Neubauten auch die Personenzugpackwagen mit elektrischer Maschinenbeleuchtung auszurüsten. Aus naheliegenden Gründen kam dabei dasselbe System wie für die Personenwagen*) zur Anwendung, obwohl die Betriebsbedingungen, wie aus den nachstehenden Bemerkungen hervorgeht, nicht ganz übereinstimmen.

Zunächst ist der Strombedarf für die elektrische Beleuchtung eines Packwagens viel geringer als der für Personenwagen. Mit 100 bis 200 Watt — je nach Größe des Wagens — kann man allen billigen Ansprüchen für die „Beleuchtung“ Genüge leisten. Es kommt aber ein wichtiger Stromverbraucher hinzu, der im Personenwagen nicht erforderlich ist, nämlich die Wärm- oder Kochplatte für das Zugpersonal. Während der Sommerzeit ist der Ofen im Gepäckwagen außer Betrieb. Wenn man dann Speisen und Getränke wärmen und aus Gründen der Feuersicherheit flüssige Brennstoffe nicht anwenden will, so bleibt nur die elektrische Beheizung der Kochplatte übrig. Diese benötigt aber zu einer ausreichenden Wärmewirkung etwa 400 bis 500 Watt, also ein Mehrfaches des Beleuchtungsstromes. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, die Schaltung so einzurichten, daß der Strom für die Kochplatte nur der laufenden Dynamo, nicht aber der Batterie entnommen werden kann. Nur so kann eine Erschöpfung der letzteren sicher vermieden werden. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes ergibt sich dann für die Gepäckwagen eine Maschinenleistung von fast gleicher Größe wie für zweiachsige Personenwagen.

Die Ansprüche an die genaue Einhaltung der Lampenspannung sind bei der Gepäckwagenbeleuchtung nicht so hoch wie beim Personenwagen. Man wird also im Packwagen Lampen und Batterie ohne Benutzung eines besonderen Lampenspannungsreglers parallel schalten können.

Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit muß die elektrische Beleuchtungseinrichtung des Packwagens möglichst einfach und billig gestaltet werden. Andernfalls würden die Beschaffungskosten der Beleuchtungsanlage in einem zu sehr fühlbaren Mißverhältnis zu denen des ganzen Packwagens stehen.

Im folgenden soll nun ein neues Beleuchtungssystem beschrieben werden, das zunächst für solche Verhältnisse berechnet ist, wie sie bei den Gepäckwagen vorliegen, das jedoch auch für andere Zwecke passend ausgestaltet werden kann. Wegen seiner neuen, vom Hergebrachten stark abweichenden Einzelheiten, dürfte dieses System besondere Beachtung verdienen. (Der elektrische Teil ist von Dr. K. Schmidt bei der C. Lorenz AG. entworfen, der Antrieb nach Angaben des Verfassers M. Breuer gebaut worden).

Als Generator dient eine Wechselstrom-Mittelfrequenzmaschine, die weder Schleifringe noch Kollektor trägt. Der Antrieb wird vom Achslagerzapfen des Wagens abgeleitet und zwar unter Zwischenschaltung eines Stirnrad-

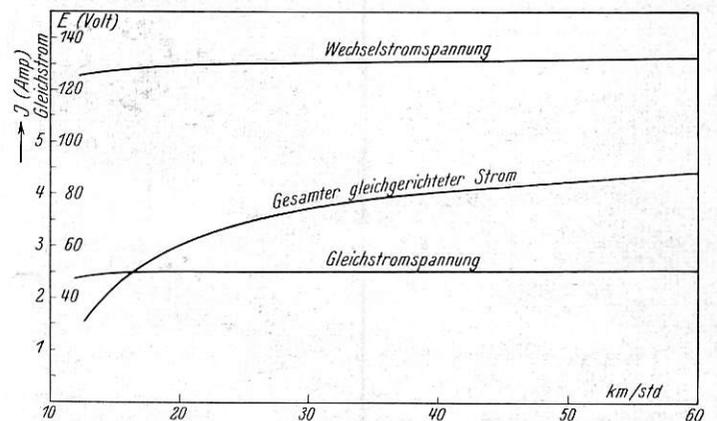


Abb. 1. Spannungsverlauf bei steigender Drehzahl.

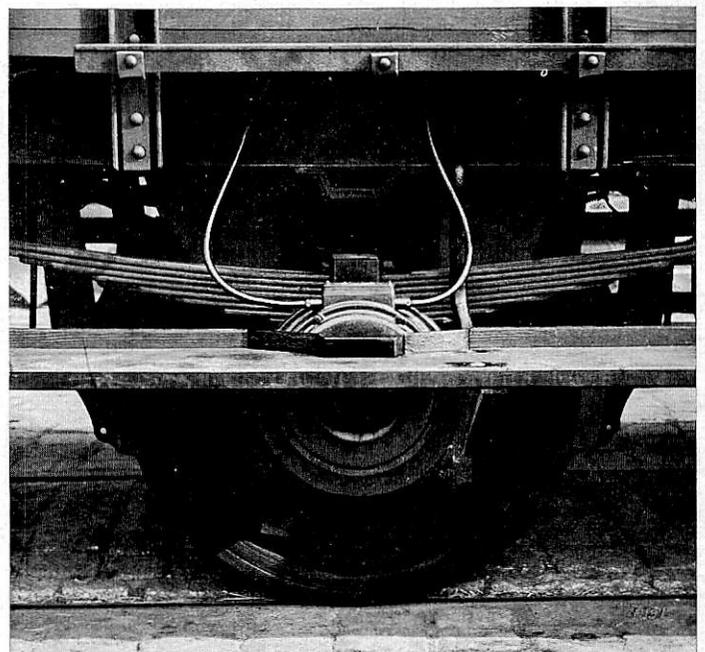


Abb. 2. Dynamo vor dem Wagenachslager.

vorgelegtes mit Rutschkupplung. Der erzeugte Mittelfrequenzstrom wird über einen Transformator einem Glühkathodengleichrichter, der aus vier kleinen Röhren besteht, zugeführt. Der Gleichrichter arbeitet unmittelbar auf die Batterie und die Lampen.

*) Vergl. Glasers Annalen. Jubiläums-Sonderheft vom 1. Juli 1927, S. 119 ff.

Auf den ersten Blick erscheint die Erzeugung von Wechselstrom und seine nachträgliche Gleichrichtung als ein Umweg. Dieser erweist sich jedoch aus nachstehenden Gründen als durchaus gerechtfertigt.

Es sei hier daran erinnert, daß auch in den Ankerwicklungen der Gleichstrommaschinen Wechselströme entstehen, die erst durch den Kollektor für den Außenstromkreis gleichgerichtet werden. Bei dem Lorenz-System tritt der Glühkathodengleichrichter an Stelle des Kollektors. Während nun aber Kollektormaschinen ihre Polarität mit der Drehrichtung ändern, ist der vom Gleichrichter gelieferte Strom von der Fahrtrichtung unabhängig. Damit entfallen die besonderen Polwechseinrichtungen mit ihren Störungsmöglichkeiten.

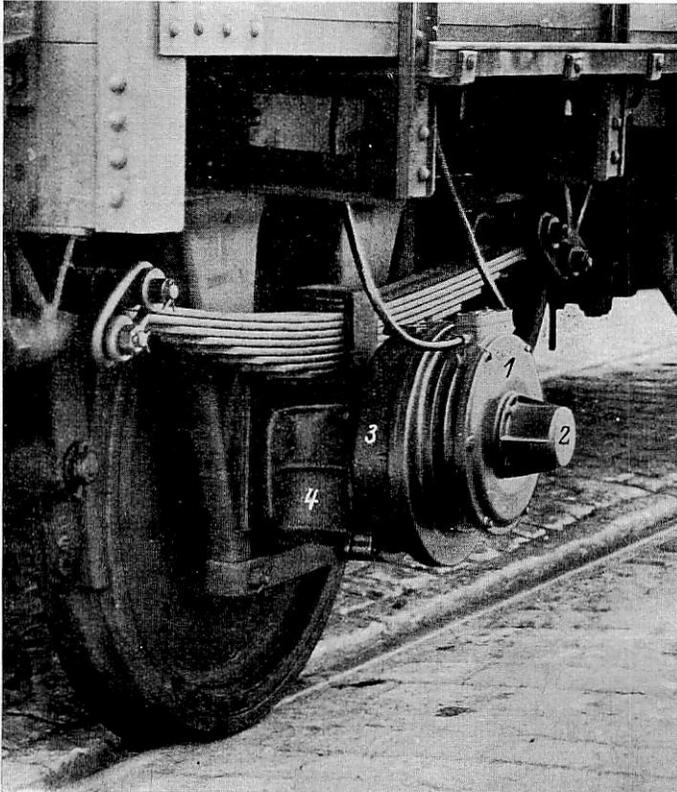


Abb. 3. Seitenansicht (Laufbretter abgenommen).

- | | |
|----------------------|-------------------|
| 1 Dynamo | 3 Getriebekasten |
| 2 Fliehkraftschalter | 4 Wagenachslager. |

Auch der Fortfall des Kollektors ist sehr zu begrüßen. Die Einfachheit des Generators, dessen Rotor lediglich ein genutetes Blechpaket ohne Wicklungen ist, kann wohl nicht überboten werden.

Der Stator besitzt zwei Erregerspulen, die in der Maschine ein zweipoliges, im Raume feststehendes Feld erzeugen. In den Polen selbst sind Nuten untergebracht, in denen die Mittelfrequenzwindungen liegen. Die Wicklungen liegen also vollkommen fest und sind so bemessen, daß selbst ein dauernder Kurzschluß der Maschine nicht schadet. Der Rotor besitzt Zähne, die je nach ihrer augenblicklichen Stellung zu den Statornuten den Kraftlinienfluß durch die Windungen stärken oder schwächen und dadurch in letzteren die Mittelfrequenzströme induzieren. Die Frequenz beträgt bei der höchsten Fahrgeschwindigkeit etwa 800 Hertz.

Der höchst stabile Aufbau des wicklungslosen Rotors ermöglicht die Anwendung hoher Drehzahlen und damit eine sehr schmale und leichte Bauform des Generators. Der Generator wird von der Batterie aus fremd erregt. Um zwecklosen Verbrauch zu vermeiden, wird der Erregerstrom erst eingeschaltet, wenn die Dynamo bereits mit ausreichender

Drehzahl läuft. Bei geringerer Drehzahl und Stillstand ist die Erregung abgeschaltet. Zur selbsttätigen Ausführung dieser Schaltungen dient ein sehr einfacher und betriebssicherer Fliehkraftschalter — der einzige bewegliche Kontakt in der ganzen Anlage —.

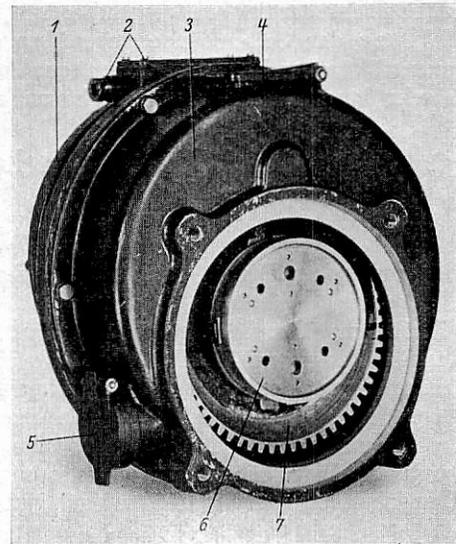


Abb. 4. Getriebekasten, Rückansicht.

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1 Dynamo | 4 Schmierdeckel |
| 2 Kabeleinführung | 5 Ölstandsanzeiger |
| 3 Getriebekasten | 6 Oldhamkupplung |
| 7 Antriebszahnrad. | |

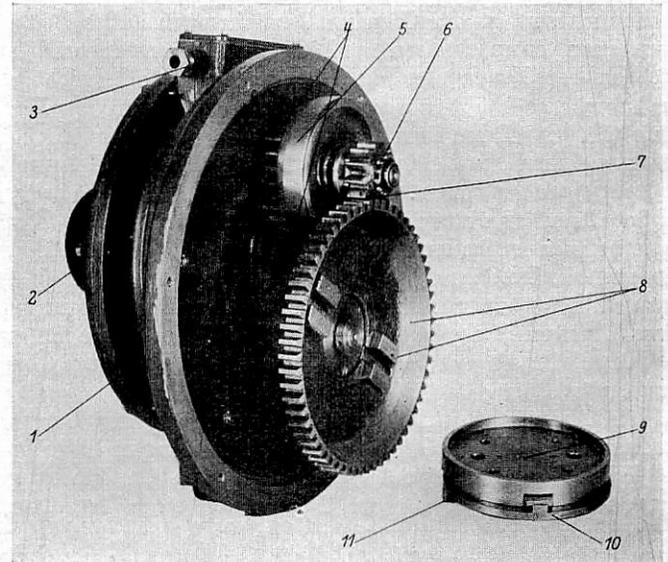


Abb. 5. Getriebe (geöffnet).

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| 1 Dynamo | 7 Ritzel |
| 2 Fliehkraftschalter | 8 Zahnrad mit Kupplungsklauen |
| 3 Kabeleinführung | 9 Oldhamkupplung, Führungsplatte |
| 4 Zahnräder | 10 Oldhamkupplung, Kupplungs- |
| 5 Konuskupplung | scheibe |
| 6 Kugellager | 11 Mitnehmer. |

In sehr eleganter Weise ist die Spannungsregelung bei wechselnder Drehzahl gelöst: Durch passende Berechnung der Selbstinduktion im Wechselstromkreis ist es gelungen, den durch Erhöhung der Umlaufzahl entstehenden Spannungszuwachs nahezu vollständig abzudrosseln. Es ist dabei zu beachten, daß proportional mit der steigenden Drehzahl auch die Frequenz des Wechselstromes — und damit die Drosselwirkung der Selbstinduktion — anwächst!

Zur Regelung der Spannung sind also auch keine beweglichen Organe oder Kontakte vorhanden. Der Erfolg der Spannungsregelung ist aus Abb. 1 klar ersichtlich.

Die Dynamo ist an einem gewöhnlichen Wagenachs-lager an Stelle des Deckels befestigt und wird über ein zwei-faches Stirnradgetriebe in Umdrehung versetzt (s. Abb. 2 bis 5). Zwischen beiden Räderpaaren liegt eine Rutschkupplung, die den Zweck hat, plötzlich auftretende Stöße, wie sie beim Schleifen der Räder infolge zu starken Bremsens oder beim

Schlittenführungen (s. Abb. 4 und 5) und gestattet ohne weiteres eine geringe Verlagerung der Achsen.

Der Achszapfen erhält an seiner Stirnseite eine Führungs-platte für die Kupplungsscheibe, die mit zwei Mitnehmern in das gegenüberliegende Kupplungsstück eingreift. Die gesamte Montage der Maschine an den Wagen besteht also nur darin, daß die Stirnseite des Wellenzapfens vier Schraubenlöcher für die Befestigungsschrauben der Führungsplatte erhält, worauf die Kupplungsscheibe eingesetzt und die Maschine auf den Zentrierrand des Achslagerge-häuses gesetzt und mit vier Schrauben befestigt wird. Beim ersten Anbau an einen beliebigen aus dem Verkehr gezogenen Packwagen wurden für diese Arbeit nur zwei Stunden benötigt.

Das Gesamtgewicht der Maschine nebst Getriebe beträgt etwa 60 kg.

Dieses geringe Gewicht und der geringe Raumbedarf ermög-lichte den Anbau vor Kopf des Achslagers (s. Abb. 3). Hier-durch wieder wurde der Fortfall des Riemenantriebes erreicht, der sonst bekanntlich häufige Störungen verursacht*).

Die Maschine ist vollkommen geschlossen, so daß keinerlei Staub oder Feuchtigkeit in das Innere dringen kann.

Das große Zahnrad taucht in den Ölsumpf des Achslagers und vermittelt die Schmierung der übrigen Getriebeteile.

Die Anlage arbeitet wie folgt:

Bei der Geschwindigkeit von etwa 8 km schließt der Zentri-fugalkontakt (Abb. 7 und 8) die Erregerwicklung an die Batterie, die Maschine wird erregt und gibt sodann Wechselstrom-spannung. Der Transformator Tr (s. Schalt-schema Abb. 6) liegt unmittelbar durch Ver-mittlung des Schalters Sch an den Klemmen U-V der Dynamo.

Parallel zur Erregerwicklung J-K liegt ein Widerstand W_4 , der den Zweck hat, etwa auf-tretende Funken zu vermeiden. Im Schaltkasten selbst ist noch ein Vorschaltwiderstand W_1 , W_2 ange-bracht, über den, wenn keine Lampen brennen, der Erregerstrom fließt; es wird also die Erregung der Maschine geschwächt und somit auch der Ladestrom der Anlage. Wird die Lampengruppe I mittels des Schalters S_1 an die Batterie angeschlossen, so wird zu gleicher Zeit der Widerstand W_1 kurzgeschlossen und das Feld verstärkt; ebenso schließt im Lampenkreis II der Schalter S_2 zu gleicher Zeit den Widerstand W_2 . Sind also sämtliche Lampen eingeschaltet, so ist der gesamte Widerstand $W_1 + W_2$ kurzgeschlossen und die Maschine voll erregt. Dasselbe geschieht auch, wenn der Kocher eingeschaltet wird; es wird dann ebenfalls der Widerstand W_1 und W_2

*) Der unmittelbare Anbau der Dynamo an den Achslager-kasten ist patentiert. D. R. P. 398 333 und Auslandpatente.

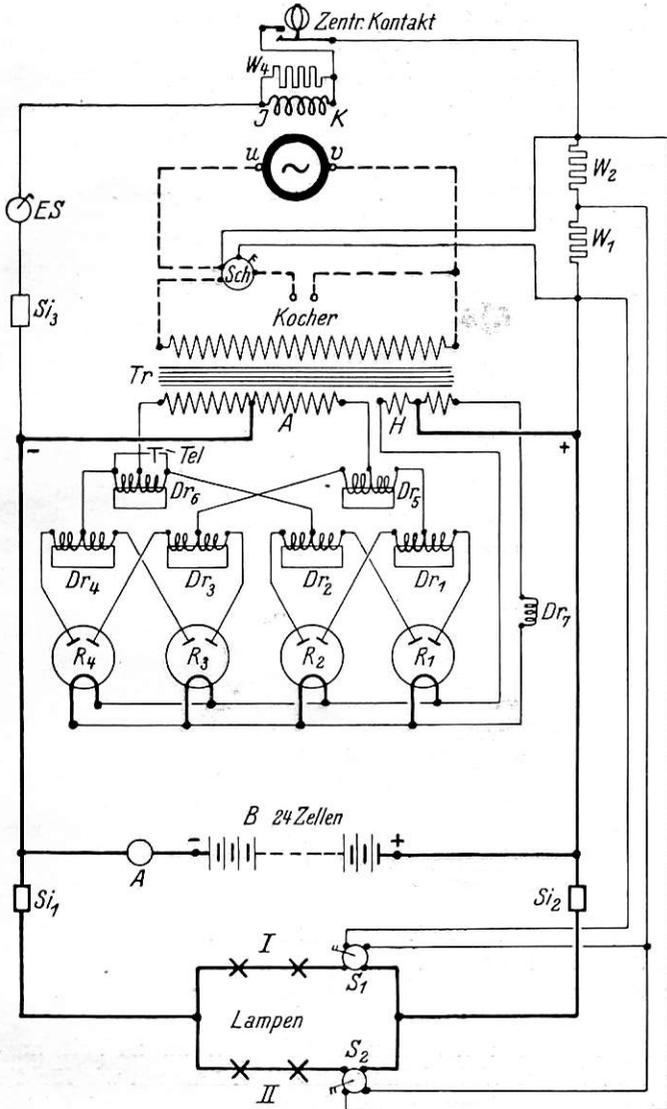


Abb. 6. Schaltbild.

Heranfahren an andere Wagen vorkommen können, abzu-fangen. Die Getrieberäder nebst Rutschkupplung sind in einem Gehäuse gelagert, das den gleichen Zentrierrand besitzt wie der normale Achslagerdeckel, so daß das Gehäuse nebst Inhalt und mit der daran sitzenden Dynamo ohne weiteres an Stelle des Achslagerdeckels angeschraubt werden kann. Dies erleichtert den nachträglichen Anbau ungemein. Bei der Übertragung des Drehmoments vom Zapfen der Wagenachse auf die im Gehäuse gelagerten Zahnräder ist zu beachten, daß durch Abnutzung des Gleitlagers die Mitte des Zapfens ihre relative Lage zum Achslagerkasten und damit auch zu den Zahnrädern etwas ändern kann. Ferner hat der Zapfen auch etwas Spiel in axialer Richtung. Um diese Änderungen der gegenseitigen Lage der treibenden und getriebenen Teile unschädlich zu machen, ist zwischen beide eine Oldhamsche Kupplung geschaltet. Diese besteht aus zwei gekreuzten

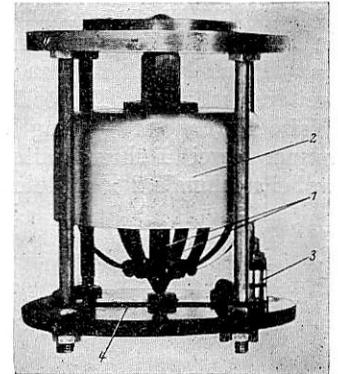


Abb. 7. Flihkraftschalter in Ruhelage.

Federnde Reifen 1 drücken die Spindelspitze gegen die Feder 4, so daß der Kontakt bei 3 geöffnet ist.

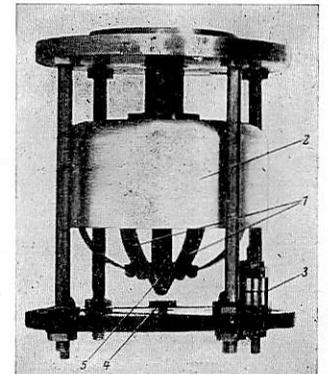


Abb. 8. Flihkraftschalter bei raschem Lauf.

- 1 Federnde Reifen mit Schwunggewichten
- 2 Glocke zur Hubbegrenzung zu 1
- 3 Kontakt, geschlossen
- 4 Blattfeder mit Spurplättchen
- 5 Spindelspitze, abgehoben.

über den Schalter Sch kurzgeschlossen und zugleich die Zuleitung zum Transformator unterbrochen (s. unten).

Der bei Beleuchtungsbetrieb an die Wechselstrommaschine angeschlossene Transformator Tr trägt die Anodenwicklung A und die Heizwicklung H für die Glühkathoden der Gleichrichterröhren. Damit die letzteren eine Gleichstromspannung von 50 V abgeben, muß die Anodenspannung des Transformators etwa 2×70 V betragen. Die Anodenwicklung wie die Heizwicklung ist in der Mitte angezapft und führt in üblicher Weise zur Batterie.

Es werden, wie bereits erwähnt, vier Gleichrichterröhren in Parallelschaltung verwendet (s. Abb. 9). Bekanntlich ist das Parallelschalten von Gleichrichterröhren nicht ohne weiteres möglich. Ermöglicht wird es hier in einwandfreier Weise durch Verwendung von Differentialdrosselspulen, die immer zwei Röhren miteinander zwangsweise verbinden, wobei nochmals 2×2 Röhren durch Differentialdrosseln ver-

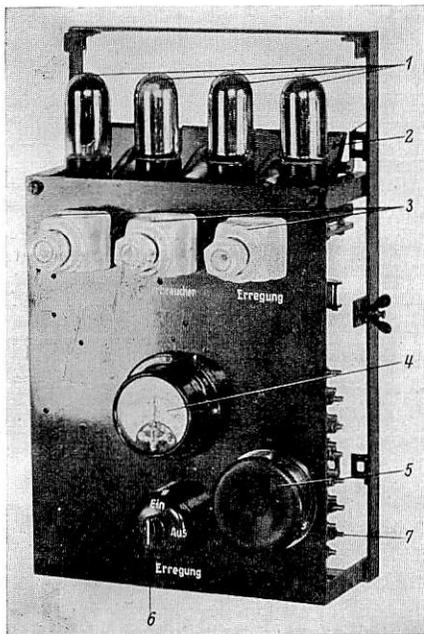


Abb. 9. Apparatafel (Schutzkasten abgenommen).

- | | |
|-----------------------|----------------------------|
| 1 Gleichrichterröhren | 5 Summer (künftig fallend) |
| 2 Spiegel | 6 Schalter |
| 3 Sicherungen | 7 Klemmbrett. |
| 4 Strommesser | |

Hinter der Tafel liegen die Drosselspulen und der Transformator.

bunden werden müssen. Die Verwendung mehrerer Röhren hat gegenüber der Verwendung nur einer Röhre folgende Vorteile:

1. Der Anschaffungspreis ist niedrig, da es sich um marktgängige Röhren handelt. (Preis eine Röhre rund 6,50 *R.M.*. Der gesamte Röhrensatz kostet also nur etwa 26,— *R.M.*)

2. Da die Normalröhren aufs höchste entwickelt sind, haben sie eine verhältnismäßig hohe Brenndauer; garantiert werden bei Maximallast 1000 Stunden; da sie im Durchschnitt weit unter der höchst zulässigen Belastung arbeiten, werden höhere Betriebsstundenzahlen erzielt.

3. Die Lagerhaltung ist bei Verwendung mehrerer Röhren billiger, da im allgemeinen höchstens zwei Röhren zur Reserve pro Anlage gehalten werden müssen.

4. Die Betriebssicherheit ist bei mehreren parallelgeschalteten Röhren eine höhere, da die Anlage auch beim Durchbrennen einer Röhre betriebsfähig bleibt. Mit dem gleichzeitigen Durchbrennen mehrerer Röhren braucht man praktisch nicht zu rechnen.

Im Schaltkasten (Abb. 10) sind Schlöcher angebracht, durch die man die Röhren beobachten kann. Alle Röhren sollen gleichmäßig arbeiten, was an ihrem Glimmlicht zu erkennen ist. Versagt eine Röhre, so ertönt ein Summer T; die Röhre muß dann durch eine neue ersetzt werden.

(Der Summer wird neuerdings nicht mehr gebraucht, da die Differentialdrosselspulen selbst bei unsymmetrischer Belastung einen deutlich vernehmbaren Ton abgeben.)

Durch den im Schaltkasten angebrachten Schalter kann die Anlage außer Betrieb gesetzt werden, indem die Erregerleitung unterbrochen wird. Die Licht- und Erregerleitung sind durch Sicherungen geschützt. Für die Maschinenleitung ist ein besonderer Schutz infolge der Kurzschlußsicherheit der Maschine nicht nötig. Um die Gleichrichterröhren gegen Erschütterungen zu schützen, sind sie federnd aufgestellt. —

Wie bereits erwähnt, liefern die Gleichrichter eine Spannung von ~ 50 Volt, die zur Speisung von je zwei in

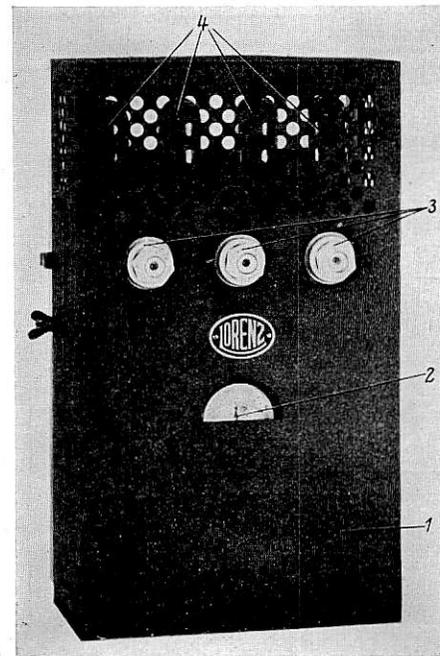


Abb. 10. Apparatekasten.

- | | |
|----------------------------|------------------------|
| 1 Schutzkasten (abnehmbar) | 3 Sicherungen |
| 2 Strommesser | 4 Gleichrichterröhren. |

Reihe geschalteten normalen Glühlampen zu 24 Volt ausreicht. Auf diese Weise können dieselben Lampen wie für die sonstige Zugbeleuchtung verwendet werden. Eine niedrigere Spannung als 50 Volt am Gleichrichter zu wählen, erschien mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad des letzteren unzumutbar.

Beachtenswert ist nun noch der Betrieb der Kochplatte. Da die Kochplatte mit Absicht nicht von der Batterie aus gespeist werden soll, ist auch eine Gleichrichtung ihres Betriebsstromes nicht erforderlich. Man kann sie vielmehr unmittelbar an die Klemmen der Wechselstrommaschinen anlegen. Die Abzweigungsstelle liegt also noch vor dem Transformator und den Drosselspulen. Die oben beschriebene durch Drosselwirkung erzielte Spannungsregelung, die zum Betriebe der Beleuchtung unerlässlich ist, fällt also beim Kochbetrieb fort. Die Kochplatte erhält vielmehr bei wachsender Fahrgeschwindigkeit auch steigende Spannung. Sie ist so gebaut, daß sie die höchste vorkommende Spannung und den davon abhängigen Strom aushält. Mit steigender Geschwindigkeit wächst die Leistung der Kochplatte bis über 1000 Watt an (näheres s. Abb. 11). Bemerkenswert ist nun der Umstand,

daß diese hohe Kocherleistung ohne Vergrößerung der Abmessungen des Generators möglich ist. Diese zunächst befremdende Tatsache erklärt sich aus folgendem Sachverhalt.

Die Rücksicht auf ausreichende Batterieladung beim Beleuchtungsbetrieb führt zu der Forderung, daß der Generator schon bei relativ geringer Fahrgeschwindigkeit die zur Ladung

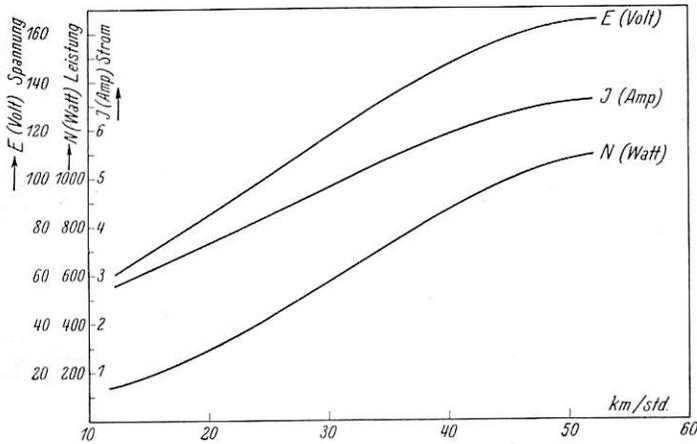


Abb. 11. Leistungsschaubild für den Betrieb der Kochplatte.

ausreichende Spannung liefern muß. Auf dieser Forderung baut sich die Berechnung des Generators auf, der bekanntlich bei höherer Drehzahl nicht voll ausgenutzt werden kann. Jede Steigerung der Generatorspannung, die nun infolge erhöhter Drehzahl bei größeren Fahrgeschwindigkeiten von selbst — also ohne Vergrößerung der Maschinenmaße — eintritt, kommt dem Kochbetrieb zugute. (Für die Beleuchtung tritt der Spannungszuwachs nicht in Wirksamkeit, da er, wie

oben gezeigt, durch Drosselwirkung ausgeglichen wird.) Daß die Kochplatte bei höherer Geschwindigkeit besonders gut wirkt, wird das Personal bald merken und sich beim Anwärmen der Speisen und Getränke danach richten.

Die Schaltung ist bei der ersten Anlage so gewählt worden, daß die Beleuchtung während des Kochbetriebs von der Batterie aus gespeist wird, so daß der Gesamtmaschinenstrom für den Kochbetrieb zur Verfügung steht. Mit Hilfe des Schalters Sch wird beim Einschalten der Kochplatte der Transformator abgeschaltet; gleichzeitig wird der Vorschaltwiderstand $W_1 + W_2$ im Erregerkreis überbrückt und damit der Erregerstrom auf seinen Höchstwert gebracht. Durch die so erreichte kräftige Wirkung der Kochplatte ist die Dauer ihrer Beanspruchung nur kurz, so daß eine Erschöpfung der Batterie durch den geringfügigen Strom für die Beleuchtung nicht zu befürchten ist.

Der erste mit dieser Einrichtung ausgerüstete Gepäckwagen ist seit Anfang Juli 1929 in Betrieb und hat sich bisher gut bewährt. Die Ausrüstung weiterer zehn Wagen ist im Bau. Die einzige Änderung, die sich als zweckmäßig erwiesen hat, besteht darin, daß die Kochplatte mit dem Transformator in Reihe geschaltet und mit einem Überbrückungsschalter versehen wurde. Durch den Transformator fließt also jetzt auch während des Kochbetriebes Strom, so daß die Batterieladung hierdurch nicht unterbrochen wird. Wird nach Beendigung des Kochens durch den Überbrückungsschalter die Kochplatte kurz geschlossen, so steigt die Ladespannung etwas — aber nur unbedeutend — an.

Durch diese neue Schaltung wird die Batterieladung so verbessert, daß sie jetzt auch bei den besonders schwierigen Nahgüterzügen ausreicht, um während der Stillstandzeiten die Beleuchtung des Packwagens zu speisen.

Der Einfluß der Zuglänge auf die Fahrzeit bei Neigungswechseln.

Von Ing. Dr. techn. K. Koref.

Hierzu Tafel 16.

Nach Prof. Lomonossoff (Lokomotivversuche in Rußland) ist der Einfluß der endlichen Zuglänge auf die Fahrzeit beim Übergang auf verschiedene Neigungen sehr geringfügig im Verhältnis zur gesamten Fahrzeit; er äußert sich in einem gewissen Zeitgewinn durch Verzögerung des Geschwindigkeitsabfalles beim Einfahren in eine größere Steigung und einem Zeitverlust beim Verlassen dieser Steigung, gegenüber den ohne Berücksichtigung der Zuglänge mit irgendeinem der bekannten Verfahren ermittelten Fahrzeiten.

Die zugehörige Zeichnung im Buche Prof. Lomonossoffs ist aber nicht richtig; die Geschwindigkeit welche der Zug erreicht, wenn er gerade ganz auf die Steigung aufgefahren ist, sinkt dann nicht wieder auf die Linie der theoretischen Geschwindigkeit — hier mit $V'(l)$ bezeichnet — sondern bleibt beträchtlich höher, als wirkliche Geschwindigkeitslinie $V(l) > V'(l)$. Infolge des langsamen Abfallens der Anfangsgeschwindigkeit V_a bis zum vollständigen Auffahren der ganzen Zuglänge, ferner wegen des Höherliegens von V auf der weiteren Steigungslänge, ergibt sich die Zulässigkeit längerer Rampen oder die Möglichkeit, schwerere Züge mit Anlauf über eine Rampe zu befördern.

Die Berechnung aus dem s/V Diagramm, wobei der Zug einfach als Massenpunkt betrachtet wird, ergibt ungünstigere Beurteilung der Ausnützung der Bewegungsenergie des Zuges. Insbesondere bei langen Güterzügen ergaben durchgeführte Probefahrten den Unterschied zwischen der üblichen theoretischen Berechnung der $V'(l)$ -Linie und der wirklich gefahrenen $V(l)$ derart beträchtlich, daß z. B. über eine Rampe von $10\%_{00}$ Steigung ein Zug von 940 t Wagengewicht mit einer Lokomotive befördert werden konnte, während die Belastung für die Be-

harrungsgeschwindigkeit (V_z) nur 780 t wäre und theoretisch bei 940 t die Geschwindigkeit am Ende der Rampe gerade Null wird; bei den Fahrten tritt eine kleinste Geschwindigkeit von ~ 10 km/h etwas hinter dem oberen Brechpunkte ein.

Zeigt sich also die Berücksichtigung des Einflusses der „endlichen Zuglänge“ — entgegen der angeführten Ansicht Prof. Lomonossoffs — dennoch wünschenswert, so ist andererseits eine genaue Integration der Bewegungsgleichung unmöglich, eine schrittweise Integration sehr umständlich und von fraglichem Werte, falls nach langwieriger Rechnung herauskommt, daß der behandelte Fall nicht durchführbar ist. Ein einfaches Näherungsverfahren, dessen fallweise Wiederholung mit geänderten Annahmen keinen erheblichen Zeitaufwand erfordert, wäre daher gut verwendbar.

Prof. Lomonossoff bemerkt, „daß der Einfluß der endlichen Länge des Zuges gleichwertig ist einer allmählichen Veränderung der Steigung in den Grenzen der Zuglänge“.

Diese Bemerkung führt nun zu einem sehr einfachen zeichnerischen und rechnerischen Näherungsverfahren. Der Zug wird hierbei als Massenpunkt an der Zugspitze angesehen, die Massenverteilung als gleichmäßig angenommen. Die Lokomotive kann allerdings nicht eigens berücksichtigt werden.

Wieder ist das Strahlsche s/V -Diagramm der Ausgangspunkt. Man berechnet nach irgendeinem der bekannten Verfahren, z. B. mit dem logarithmischen Sonderrechnenschieber, den Verlauf der theoretischen Linie $V'(l)$ und zeichnet sie in beliebigem Maßstabe für l (Meter) und V' (km/h) auf. Aus $V'(l)$, welches für eine große Stufe (von der Anfangsgeschwindigkeit V_a bis zur charakteristischen V_z als geradlinig verlaufend

angenommen werden kann, ergibt sich der Tangens des Neigungswinkels von $V'(l)$ zu

1) $\text{tg } \varphi = \frac{dV'}{dl} = \text{konst. } (\geq 0)$.

Für die Fahrt in der Steigung ist $\text{tg } \varphi < 0$, $V'(l)$ fällt. Nun gilt dieses $\frac{dV'(l)}{dl}$ erst von jenem Punkte der Rampe, wo sich eben der ganze Zug in der Steigung befindet; bezeichnen wir die Zuglänge in Metern mit L , so gilt die Beziehung

1) $\frac{dV'}{dl} = \text{konst.}$ erst von $l=L$ an.

Wir wollen die Rampensteigung mit $\sigma_1^{0/00}$, die vorhergehende Neigung mit σ_0 , die nachfolgende mit σ_2 bezeichnen. Dann läßt sich der allmähliche Übergang der Steigung von σ_0 zu σ_1 ausdrücken durch die Beziehung

2) $\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{L} l$.

Wenn der Zug beim Einfahren in die Steigung σ_1 noch einen Zugkraftüberschuß zur Verfügung hat oder mit anderen Worten noch in Beschleunigung begriffen ist, so kommt dies im s/V -Diagramm durch die Ordinate s_a kg/t bei der Geschwindigkeit V_a zum Ausdruck, falls $\sigma_0=0$ ist, bzw. $s_a \pm \sigma_0$. Dann ist die ideale Steigung

2a) $\sigma_1 = (s_a \pm \sigma_0) + \frac{\sigma_1 - (s_a \pm \sigma_0)}{L} l$.

Auf dieser veränderlichen Steigung denken wir uns nun anstatt des Zuges den Ersatzmassenpunkt bewegt. Dann wird auch die Ableitung $\frac{dV}{dl}$ in den Grenzen $l=0$ bis $l=L$ dem gleichen linearen Gesetze folgen; wir bezeichnen die absoluten Werte von $\frac{dV}{dl}$ für $l=0$ und für $l=L$ mit κ_1 und κ_2 und erhalten.

3) $\frac{dV}{dl} = \kappa_1 - \frac{\kappa_1 - \kappa_2}{L} l$.

κ ergibt sich aus der Grundformel für die Berechnung von $V'(l)$ $\Delta l = \frac{\Delta V \cdot V_m^*}{0,12 \Delta s_m}$

zu $\frac{\Delta V}{\Delta l} = \frac{0,12 \Delta s_m}{V_m}$; beim Übergange zur Grenze mit $\lim \Delta V \rightarrow 0, \lim \Delta l \rightarrow 0$ erhalten wir

4) $\left(\frac{dV}{dl}\right)_{l=0} = \frac{0,12 (s_a - \sigma_0)}{V_a} = \kappa_1$

für $l \geq L$ wird

5) $\left(\frac{dV}{dl}\right)_{l=L} = \frac{dV'}{dl} = \text{konst.} = \kappa_2$

Für den ersten Abschnitt der Steigung, deren ganze Länge wir mit S_S bezeichnen wollen, von $l=0$ bis $l=L$ erhalten wir analytisch aus Gl. 3)

6) $V = V_a + (\kappa_1 - \frac{\kappa_1 - \kappa_2}{2L} l) l$

und für $l=L$

7) $V_L = V_a + \frac{\kappa_1 + \kappa_2}{2} L$.

Aus der theoretischen Linie $V'(l)$ ergibt sich mit Gl. 5)

8) $V'_L = V_a + \kappa_2 L$.

Man findet die wirkliche Geschwindigkeit nach Ablauf der Zuglänge um den Unterschied

9) $V_L - V'_L = \frac{\kappa_1 - \kappa_2}{2} L$

größer.

*) Organ 1929, Seite 29.

Ist $\kappa_1 > 0$, so erhält man aus

10) $\frac{dV}{dl} = \kappa_1 - \frac{\kappa_1 - \kappa_2}{L} l_0 = 0$.

Die Stelle, an welcher die Geschwindigkeit, welche anfangs noch ansteigt, wenn eine Anfangsbeschleunigung besteht, ihren Höchstwert erhält, ist:

11) $l_0 = \frac{\kappa_1}{\kappa_1 - \kappa_2} L$

und:

12) $V_{\text{max}} = V_a + \frac{\kappa_1^2}{2(\kappa_1 - \kappa_2)} L$

Die analytische Behandlung ist noch ziemlich umständlich; rascher führt das zeichnerische Verfahren zum Ziele, s. Taf. 16.

Man bestimmt aus der theoretischen $V'(l)$ -Linie mit Hilfe des Poles P 1 (auf der l -Achse) κ_2 , aus dem Vorlauf von $V'(l)$ vor dem Brechpunkte κ_1 , zeichnet die Zuglänge L ein und erhält den gebrochenen Linienzug $\frac{dV}{dl}$, dessen Integrallinie die gesuchte Linie $V(l)$ ist. Die Maßstäbe für l und V sind willkürlich.

Will man den Verlauf von $V(l)$ bis $l=L$ genauer erhalten, integriert man graphisch in kleineren Zwischenstufen Δl , deren erste bis $l=l_0$ reicht, falls $\kappa_1 < 0$ ist. Begnügt man sich mit der Feststellung von V_L , so erhält man $V(l)$ bis $l=L$ einfach als Integrallinie für das ganze Intervall von $l=0$ bis $l=L$; dies entspricht der Einschaltung einer Steigung von

$\sigma_{im} = \frac{(s_a - \sigma_0) + \sigma_1^{0/00}}{2}$ von $l=0$ bis $l=L$.

Im Abschnitte II ist $V(l) \parallel V'(l)$ um den Unterschied $V_L - V'_L$ höher. So erhalten wir die Geschwindigkeit am oberen Brechpunkte V_e .

Im Abschnitte III wird wieder κ_3 aus $V'(l)$ bestimmt und angenommen, daß sich κ_1 auf Zuglänge linear auf κ_3 ändert. Diese Gerade gibt im Schnittpunkte mit der l -Achse den Ort der kleinsten Geschwindigkeit V_{min} , welche zeichnerisch wieder leicht gefunden wird.

Kommen Neigungen von geringerer Länge als L^m vor, so gilt die Übergangsgerade natürlich nur bis zum Ende dieser kurzen Neigung; von da an wird mit der nächsten Neigung weiter gezeichnet. Ist $V_1 \leq V_{\kappa}$, muß zuerst $\frac{dV'}{dl}$ für $V < V_{\kappa}$ bestimmt werden; die Übergangsgerade gilt dann, bis wieder V_{κ} erreicht ist; von da ist $\frac{dV'}{dl}$ für $V > V_{\kappa}$ gültig.

Nach diesem Verfahren würden sich die Ergebnisse der letzten Beispiele im angeführten Werke Prof. Lomonossoffs im günstigen Sinne ändern.

Die Zeit erhält man am raschesten aus der Beziehung:

$\Delta t = 0,06 \frac{\Delta l}{\Delta V}$ Minuten.

Das Verfahren ist hiermit vollständig durchgeführt. Trotzdem soll noch der nähere Zusammenhang mit dem s/V -Diagramm behandelt werden, weil dabei auch die Beschleunigung in Erscheinung tritt und ein Problem der technischen Mechanik ohne diese nicht vollständig behandelt erscheint.

Die Festlegung der $V'(l)$ -Linie ohne Berücksichtigung der Zuglänge nach dem zeichnerischen Verfahren von Lipetz*) (siehe Lomonossoff) kann für unsere Aufgabe entsprechend umgestaltet werden; man hat dann ein rein zeichnerisches

*) Aus dem Jahre 1911; Strahls Verfahren ist mit diesem wesensgleich, das s/V -Diagramm ist hierbei um 90° gedreht, so daß das Ziehen der Normalen nach Lipetz den Parallelen nach Strahl entspricht.

Verfahren zur Beantwortung der Frage nach dem Einfluß der endlichen Zuglänge.

Die Beschleunigung ist (s. o.):

$$B \text{ km/h}^2 = V \frac{dV}{dl} = 0,12 \Delta s_m.$$

$$b \text{ m/sk}^2 = \frac{B}{3 \cdot 6^2} = \frac{\Delta s_m}{108}.$$

Die Beschleunigung $V \frac{dV}{dl}$ ist aber auch gleich der Subnormalen der Linie $V(l)^*$. Lipetz zeichnet für eine Stufe ΔV den Strahl vom Ursprung bzw. von $\sigma^0/00$ zum Punkte Δs_m auf der Kurve des s/V -Diagramms, V ist dann senkrecht auf diesem Strahl.

Die rechtwinkligen Dreiecke zwischen V , l und $V \frac{dV}{dl} =$ Subnormale und dem erwähnten Strahl vom Ursprung des s/V -Diagramms bzw. von $\sigma^0/00$, der V -Achse und Δs_m (ΔMNO) (vergl. Taf. 16) sind gleich, wenn zwischen den Maßstäben von $V \dots \alpha$, $l \dots \beta$ und $s \dots \gamma$ die Beziehung besteht:

$$\beta = \frac{108 \alpha^2}{\gamma}.$$

Wird im Abstände l im s/V -Diagramm eine Parallele zu s gezogen, so schneiden die Strahlen zu den Punkten der s -Linie auf ihr die Größe $\frac{dV'}{dl} \left(\frac{\Delta V'}{\Delta l} \right)$ ab. Die Winkel φ zwischen Strahl und Wagrechter ändern sich, während der Zug in die Steigung einfährt. $\omega = \frac{dV}{dl}$ hat richtigerweise die Dimension $\frac{1000}{h}$, d. h. die einer Winkelgeschwindigkeit.

Die veränderliche ideale Steigung zwischen V_a und V_L ist in das s/V -Diagramm eingezeichnet. Die mittlere ideale Steigung ist wieder $\sigma_{im} = \frac{s_a - \sigma_0 + \sigma_1}{2}$.

Man entnimmt der Zeichnung, mit welcher Annäherung $\frac{dV'}{dl}$ als konstant angesehen werden kann. Das Anlaufproblem hat besonders für große Steigungen Bedeutung, andererseits wird für kleinere Steigungen und entsprechend größere Belastung — das s/V -Diagramm ist dann niedriger — die Annäherung ebensogut.

In der Abbildung ist maßstäblich die Aufgabe dargestellt, welche den Anlaß zu dieser Arbeit gab.

Durch die Streckenverhältnisse ist die Höchstlast für Güterzüge für die regelmäßig verwendete Güterzuglokomotive zu 940 t bestimmt; zwei Lokomotiven befördern den Zug in einer langen Steigung von $15^0/00$ mit der Beharrungsgeschwindigkeit $V_{\kappa} = 13 \text{ km/h}$. Voraus geht eine Strecke von Horizontalen, geringen Gefällen und einer Steigung von $10^0/00$ in einer Länge von 1020 m, an die Hauptsteigung schließt sich eine kurze Steigung von $6^0/00$ und 80 m Länge, und eine Horizontale von 500 m Länge in die Station. Es können erfahrungsgemäß unter

*) Vergl. Organ 1924, Seite 119.

günstigen Umständen Züge von 940 t mit einer Lokomotive über die Rampe befördert werden, wobei bei einer Einlaufgeschwindigkeit von $V_a = 35 \text{ km/h}$, eine kleinste Geschwindigkeit von $V_{\min} \cong 10 \text{ km/h}$ eintritt. Ohne Berücksichtigung der Zuglänge wäre dies unmöglich, die Geschwindigkeit fällt auf Null am Ende der langen Steigung. Es wird also eine zweite Lokomotive, die nur wegen 210 t Überschreitung beigegeben werden müßte, erspart.

Die beste der bei den Probefahrten erzielten V -Linien ist nebst ihrer Differentialkurve eingezeichnet. Der Unterschied gegenüber der konstruierten Linie ist aus der Unmöglichkeit, das theoretische s/V -Diagramm bei der Fahrt zu befolgen und aus der nie gleichförmigen Massenverteilung im Zuge zu erklären.

Für Güterzüge in der fraglichen Strecke und Fahrtrichtung kommt ein durchschnittliches Gewicht von 1,5 t je Meter in Betracht; die Länge eines 940 t-Zuges beträgt 620 m.

Auf dem Wege $L = 620 \text{ m}$ in der Steigung wird ein Geschwindigkeitsgewinn von $\sim 58\%$ gegenüber dem üblichen Verfahren festgestellt; der Zeitgewinn beträgt $\sim 16\%$ bis $l = L$ und er nimmt noch zu, während der Zug die Rampe bewältigt. Der Gewinn an Belastung beträgt $\frac{210}{730} 100 \cong 29\%$.

Die Vernachlässigung der kurzen Übergangsteigung von $6^0/00$ ergibt die punktierte V -Linie; es wurde die Geschwindigkeitsstufe von $V_1 = 17 \text{ km/h}$ bis 30 km/h gewählt und man erhält im Punkte $l = S + L^m$ nun nicht genau 30 km/h . Der nur geringfügige Unterschied könnte durch Wiederholung des Verfahrens mit einer Stufe $V = 17$ bis 28 km/h verbessert werden, er ist jedoch ohne besonderen Einfluß auf das Ergebnis.

Zum Schlusse noch eine Bemerkung über die Beschleunigungskurve $B: V(l)$ ist ein gebrochener Linienzug, so daß B als Subnormale gezeichnet an jedem Eckpunkte einen Sprung aufweisen würde. Bestimmen wir zeichnerisch B aus $B: \frac{dV}{dl} = V:1$, so entspricht B der richtigen Subnormalen als Projektion der zur Tangente der $V(l)$ -Kurve senkrechten Normalen.

Schließlich ergibt sich bei gegebener Zuglänge als genügende Näherung die Abänderung des Streckenprofils, indem man vom unteren Brechpunkte mit einer mittleren Steigung $\sigma_{im} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$ in der Länge L rechnet, dann die volle Rampensteigung anschließt, worauf vom oberen Brechpunkte an wieder eine mittlere, L^m lange, Steigung $\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$ angenommen

wird; für die volle Steigung bleibt die Länge $S - L^m$ übrig.

Mit Rücksicht auf Witterungseinflüsse, veränderliche Zugwiderstände, Zustand der Lokomotive und nicht immer der theoretischen Forderung entsprechende Führung der Lokomotive empfiehlt es sich eine kleine Vergrößerung der Anfangsgeschwindigkeit zuzulassen; hierbei ist bei handgebremsten Zügen zu beachten, daß das Bremsverhältnis auch bei der höheren Geschwindigkeit den Vorschriften entspricht.

Berichte.

Werkstätten; Stoffwesen.

Kraftbetriebene Anhebevorrichtung für die Güterwagen-ausbesserung in Bahnbetriebswerken.

Bei der Ausbesserung der Güterwagen in Bahnbetriebswerken ist vielfach ein Anheben der Wagen mindestens auf einer Seite zum Auswechseln von Tragfedern, Wiederherstellung heiß-

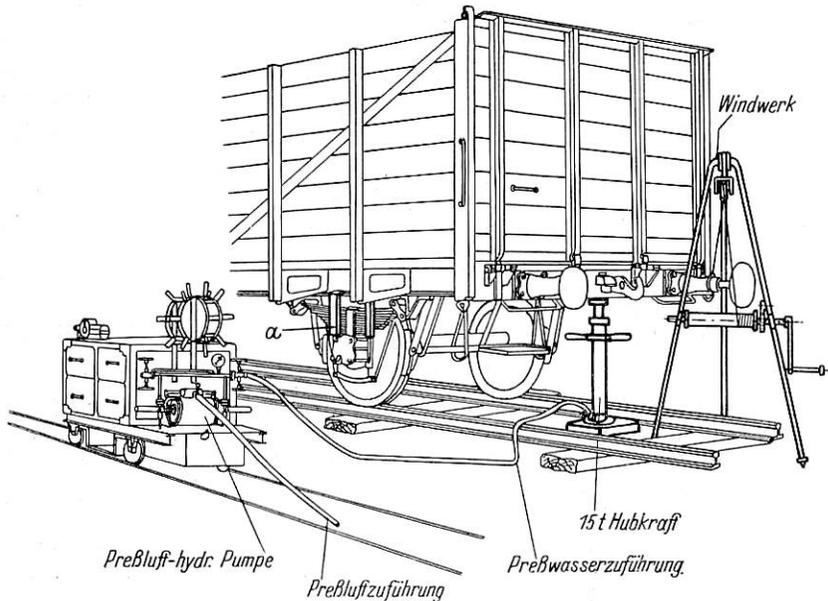
gelaufener Lager, Auswechseln von Radsätzen usw. notwendig. Die Verwendung von Zahnstangenwinden, wie dies vielfach noch geschieht, ist zeitraubend, auch vom Standpunkt der Sicherheit aus nicht unbedenklich.

Inzwischen ist für Einhebungszwecke das vorzügliche kraft-

betriebene Gerät der Maschinenfabrik „Deutschland“ geschaffen worden*). Es lag nahe, dieses Gerät auch bei der raschen Wiederherstellung von Güterwagen anzuwenden. Bei einem Betriebswerk der Reichsbahndirektion Essen wird diese Anwendung mit gutem Erfolg durchgeführt. Wie die Abbildung zeigt, ist die druckluft-

Fuße des Hubzylinders ist in die Preßwasserleitung ein Ventil eingeschaltet. Nachdem der Wagen angehoben ist, wird dieses Ventil abgesperrt, um jede Unfallgefahr auszuschließen. Die im Bild mit „a“ bezeichneten Klammern verhüten beim Hochnehmen ein Umkippen der Federn.

Auf einem besonderen Anhänger können schwere Ersatzteile wie Puffer, Federn usw. untergebracht werden, so daß unnötige Wege fast ausgeschlossen sind. Ein zusammenklappbares Windwerk gestattet das Hochnehmen schwerer Teile. Reichsb.-Baum. Putze.



Auswechseln von Lagerschalen, Federn usw. mit preßlufthydraulischer Vorrichtung und Auswechseln von Puffern.

betriebene Preßpumpe in eine fahrbare Werkbank eingebaut. Diese besteht aus einem Rahmen aus Winkel- und T-Eisen, die teils genietet, teils zusammengeschweißt sind. Die Werkbank ruht auf zwei Doppel-T-Trägern, die die Lager, bzw. die Achsen des Wagens aufnehmen. Die fahrbare Werkbank enthält ausziehbare Fächer zur Aufnahme des erforderlichen Werkzeugs und der am meisten gebrauchten Ersatzteile, wie Splinte, Schrauben, Unterlagsscheiben usw. Durch die Mitführung dieser Ersatzteile und Werkzeuge werden unnötige Wege zum Ersatzteillager und zur Werkzeugausgabe erspart. Ein Schraubstock ermöglicht es, kleinere Arbeiten an Ort und Stelle ausführen zu können. Die Einzelteile der preßlufthydraulischen Vorrichtung wie Wasserbehälter, Schläuche für Luft und Preßwasser und Gestell zur Aufnahme von Unterlagklötzen sowie der hydraulische Hubzylinder sind übersichtlich angebracht, so daß die Vorrichtung rasch in Betrieb gesetzt werden kann. Der hydraulische Hubzylinder ist mit einer großen Fußplatte versehen, um ein Eindringen in die Unterlage (Erdreich) und das Unterlegen von Holzbohlen möglichst zu vermeiden. Vorteilhaft wird zwischen zwei Ausbesserungsgleisen ein Feldbahngleis gelegt, auf dem die fahrbare Werkbank läuft. Die schadhafte Wagen bleiben an Ort und Stelle stehen, das Umstellen bzw. Zuführender Schadhafte Wagen zu den festen Ausbesserungsständen wird erspart. Neben dem Feldbahngleis liegt eine Preßluftleitung, die zu bremstechnischen Untersuchungen dient und in die alle 20 m ein Entnahmestutzen eingebaut ist. Die preßlufthydraulische Vorrichtung kann an diese Leitung angeschlossen werden.

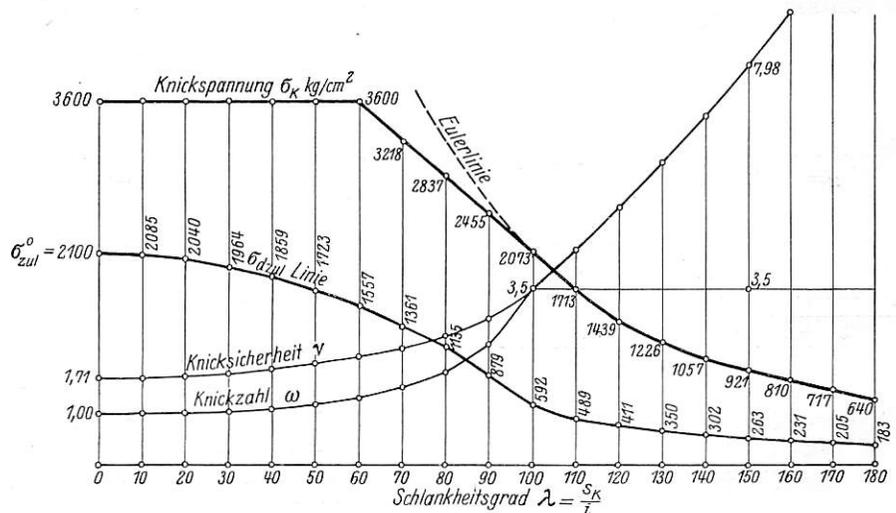
Der Hubzylinder hat eine Hubkraft von 15 t, so daß sowohl leere wie auch beladene Güterwagen leicht angehoben werden können. Die Hubkraft kann aber auch durch Auswechseln des Hubzylinders (größerer Kolbenquerschnitt) beliebig erhöht werden. Bevor die Güterwagen auf einer Seite angehoben werden, wird die gegenüberliegende Achse festgelegt, damit ein selbsttätiges Verfahren des Wagens ausgeschlossen ist. Am

höchstens zu dritt oder viert in ungefähr 8 Minuten durch den, mit einer Anwärms- und Abkühlungskammer ausgestatteten Ofen gezogen. Die Brenner liegen an beiden Seiten der Bahn und ermöglichen eine gleichmäßige Erwärmung der Bleche.

Selbsttätige Temperaturkontrolle und Vorsorge zur Verhinderung der Oxydation der Bleche, teilweise durch Einhalten eines höheren Druckes im Ofen, sind vorgesehen. 90% der in der amerikanischen Automobilindustrie zur Verwendung gelangenden Bleche werden auf diese Weise normalisiert. Fk. (Eng. 1929, Juni.)

Vorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für die Lieferung von Stahlbauwerken aus Baustahl St 52.

Mit Verfügung vom 6. Juni 1929 hat die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft vorläufige Vorschriften für die Lieferung von Stahlbauwerken aus dem neuen Baustahl St 52 herausgegeben.



Knickspannungslinie, σ_{dzul} Linie, Knicksicherheit γ und Knickzahl ω für St 52.

*) Organ 1927, Seite 405; vergl. auch Organ 1925, Seite 242, wo eine unmittelbar mit Preßluft betriebene, jedoch ortsfeste Einrichtung beschrieben ist.

Für die Güteprüfung des Baustahls St 52 und seine Bearbeitung gelten die vorläufigen Fertigungsvorschriften für Eisenbauwerke der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Eine be-

stimmte chemische Zusammensetzung ist für St 52 nicht vorgeschrieben. Bei Dicken von 18 mm soll jedoch der Kohlenstoffgehalt 0,2%, bei größeren Dicken 0,25% nicht überschreiten. Der Stahl muß sich für Schmelzschweißung eignen und soll möglichst widerstandsfähig gegen Rost sein. Als Spannung an der Streckgrenze wird als Abnahmebedingung bei Dicken bis 18 mm einschließlich $\sigma_s = 36 \text{ kg/mm}^2$, bei größeren Dicken = 35 kg/mm^2 verlangt. Als Streckgrenze ist bei scharfer Ausprägung die Spannung verstanden, bei der trotz zunehmender Formänderung die Kraftanzeige unverändert bleibt oder zurückgeht. Ist die Streckgrenze nicht scharf ausgeprägt, so gilt jene Spannung als Streckgrenze bei der die bleibende Dehnung 0,2% der ursprünglichen Meßlänge beträgt. Bei Dicken bis 18 mm einschließlich muß die Bruchspannung σ_B 52 bis 62 kg/mm^2 , bei größeren Dicken 52 bis 64 kg/mm^2 betragen. Bei Rundeisen und kleineren Profilen wird σ_B von 50 kg/mm^2 nicht beanstandet.

Die Bruchdehnung δ ($= \frac{\text{Verlängerung } \Delta l}{\text{ursprüngliche Meßlänge } l_0} \cdot 100\%$) muß beim langen Proportionalstab mindestens 20% längs der Walzrichtung betragen. Bei Teilen, die auch quer zur Walzrichtung auf Zug oder Druck beansprucht werden, wie z. B. bei Knotenblechen muß die Dehnung beim langen Proportionalstab in der Walzrichtung mindestens 20% und quer dazu mindestens 18% betragen. Beim kurzen Proportionalstab müssen die Dehnungswerte um 20% höher sein.

Zum Faltversuch sind Flachstäbe von möglichst 30 bis 50 mm Breite oder Rundstäbe unter der Presse kalt um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der Dicke des Probestabes ist, bis zu einem Winkel von 180° zu biegen. Die Probe gilt als bedingungsgemäß, wenn kein Anbruch auf der Zugseite auftritt, Bleche unter 5 mm Dicke müssen sich kalt nach jeder Richtung hin scharf zusammenbiegen lassen ohne Anrisse auf der Zugseite zu bekommen. Bei Niet- und Bolzenstahl muß die Scherfestigkeit zwischen 36 und 48 kg/mm^2 liegen. Ein Stück Nietstahl dessen Länge gleich dem doppelten Durchmesser ist, soll sich im warmen der Verwendung entsprechenden Zustand bis auf die Hälfte seiner Länge zusammenstauchen lassen, ohne Risse zu zeigen.

Bei der Entwurfsbearbeitung ist für St 52 ein Elastizitätsmaß von 2100000 kg/cm^2 anzunehmen. Gelingt es bei Brücken nicht, die geltenden Bestimmungen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über die Durchbiegung und Überhöhung (siehe Berechnungsgrundlagen für eiserne Eisenbahnbrücken) einzuhalten, so ist die Überhöhung der Hauptträger so zu wählen, daß bei möglicher Ausnützung der zulässigen Beanspruchungen die Durchbiegung unter der Wagerechten mit Rücksicht auf das Einsinken der Betriebsmittel das Maß von 1/1800 der Stützweite nicht überschreitet. Die zulässigen Spannungen bei Druckstäben können für den Baustahl St 52 um 50% höher gewählt werden, als für Flußstahl St 37.

Die Knickspannungslinie, die σ_d zul.-Linie, die Linie der

Knicksicherheit ν und der Knickzahl ω für St 52 gehen aus der Abbildung, die ω -Werte aus der Tabelle hervor.

Knickspannungen σ_K und Knickzahlen ω

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|--|--|
| B a u s t a h l St 52 | | | |
| $\sigma_s = 3600 \text{ kg/cm}^2$ $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$ | | | |
| Schlankheitsgrad $\lambda = \frac{s_K}{i}$ | Knickspannung σ_K $\lambda \leq 60; \sigma_K = 3600$ $\lambda \geq 60 \leq 100$ $\sigma_K = 5890,5 - 38,175 \lambda$ $\lambda \geq 100; \sigma_K = \frac{20726000}{\lambda^2}$ kg/cm^2 | Knickzahl ω $= \frac{\sigma \text{ zul}}{\sigma d \text{ zul}}$ | $\frac{\Delta \omega}{\Delta \lambda}$ |
| 0 | | 1,00 | 0,001 |
| 10 | | 1,01 | 0,002 |
| 20 | | 1,03 | 0,004 |
| 30 | 3600 | 1,07 | 0,006 |
| 40 | | 1,13 | 0,009 |
| 50 | | 1,22 | 0,013 |
| 60 | | 1,35 | 0,019 |
| 70 | 3218 | 1,54 | 0,031 |
| 80 | 2837 | 1,85 | 0,054 |
| 90 | 2455 | 2,39 | 0,116 |
| 100 | 2073 | 3,55 | 0,074 |
| 110 | 1713 | 4,29 | 0,082 |
| 120 | 1439 | 5,11 | 0,089 |
| 130 | 1226 | 6,00 | 0,095 |
| 140 | 1057 | 6,95 | 0,103 |
| 150 | 921 | 7,98 | 0,111 |
| 160 | 810 | 9,09 | 0,111 |
| 170 | 717 | 10,2 | 0,130 |
| 180 | 640 | 11,5 | |

St 52 wird wie folgt gekennzeichnet: Jedes Stab- und Formeisen erhält nach dem Warmsägeschnitt einen Stempel St 52 und nach dem Erkalten einen durchgehenden Farbstreifen aus silberglänzender Aluminiumfarbe. Bleche erhalten gleichfalls im warmen Zustand einen Stempel St 52 und nach dem Erkalten im Abstände von rund 1 m Farbkreise aus silberglänzender Aluminiumfarbe. Der Nietstahl wird vor Kopf mit silberglänzender Aluminiumfarbe gekennzeichnet. D1.

Lokomotiven und Wagen.

Preßluftschmiervorrichtung für Radreifen Bauart Rößger. *)

Die in der Abb. 1 dargestellte Vorrichtung besteht aus einem durch Preßluft betriebenen Düsensystem. Die Druckluft, die dem Hauptluftbehälter der Lokomotiven entnommen wird, wird durch die Düsen a und b geleitet und erzeugt in dem Hohlraum c und in dem Schnüffelrohr d einen weiteren Luftstrom, dessen Luft der Atmosphäre entnommen wird, er befördert das Schmieröl aus dem Rohr e in den Hohlraum c, aus dem es durch den Druckluftstrom an die zu schmierende Stelle geworfen wird. Die Abmessungen und die gegenseitige Anordnung der Düsen sind so getroffen, daß der Luftstrom geschlossen bleibt, um die gewünschte Saugwirkung zu erzielen. Um Schmutzeinfall in das Schnüffelrohr zu verhindern, ist die Mündung nach unten abgebogen. Der Luftbedarf ist äußerst gering und die Vorrichtung arbeitet schon bei 1,5 atm Überdruck. Die Zuführung des Öls in das Rohr e geschieht mittels Schmierdochten, die nach Bedarf einreguliert werden können.

Als Schmiermittel wird Abfallöl verwendet, wie es von

*) D. R. P. Nr. 455, 503.

Achsbüchsen z. B. anfällt. Der Ölverbrauch ist sehr gering, er beträgt bei guter Schmierung 0,1 g/km und Vorrichtung.

Die Vorrichtung ist unabhängig von der Witterung. Sie arbeitet selbst im Winter bei 30° Kälte und starkem Schneefall einwandfrei. Die ganze Unterhaltungsarbeit besteht lediglich darin, daß ungefähr alle vier Wochen eine leicht zu bewerkstellende Spülung mittels Putzöl erfolgt, um die unvermeidlichen Rückstände, die das Abfallöl mit sich führt, herauszuschwemmen.

Die Vorrichtung wird z. B. an Lokomotiven der Gattung Gt 55.13 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft auf der Strecke Schiltach - Schramberg mit gutem Erfolg verwendet (vergl. Abb. 2). Die Vorder- und Hinterachsen dieser Lokomotiven sind seitlich verschiebbar und naturgemäß besonders starker Abnutzung unterworfen. Die genannte 9 km lange Strecke ist normalspurig, läuft dem sehr engen Schiltachtal entlang, weist fast ausnahmslos Kurven von R = 100 m auf, in die überall Leitschienen eingebaut sind. Seit dem mehr als vor zwei Jahren erfolgten Einbau der Schmiervorrichtung an diese Lokomotiven wurde der Verschleiß der Spürkränze derart abgemindert, daß die Lokomotiven im Verhältnis zu früher sehr hohe Kilometerzahlen aufweisen, und zwar bis zum

dreifachen Betrag. Der Erfolg der Schmierung macht sich auch bei den übrigen Rädern der Lokomotiven und denen der übrigen Fahrzeuge, die ständig auf der Strecke verkehren bemerkbar. Zweifellos ist die Schmierung auch für den Oberbau von erheblichem Wert. Schleudern der Lokomotiven, wie man dies vermuten könnte, tritt nicht ein.

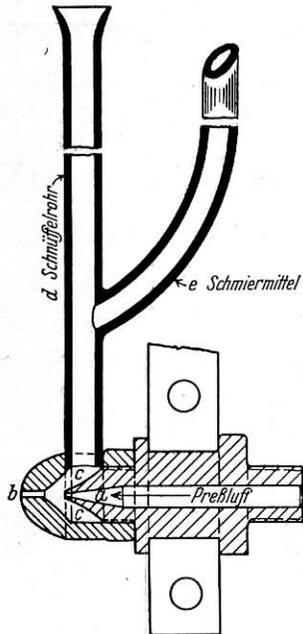


Abb. 1. Schnitt durch die Vorrichtung.

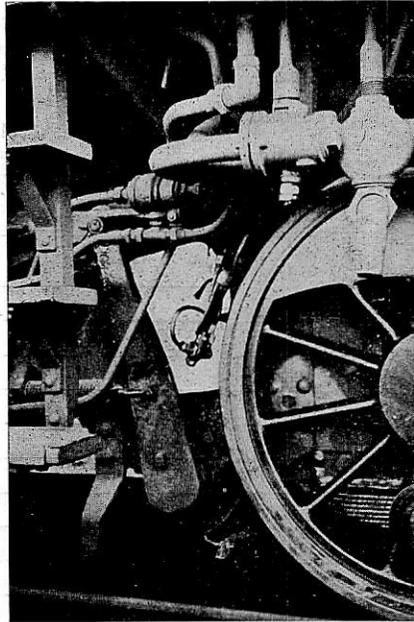


Abb. 2. Anbringung der Vorrichtung an einer Hinterachse einer Gt 55¹³ Lok.

Durch die oben angeführten Leitschienen wurden die Spurkränze auch auf ihrer Innenseite stark in Mitleidenschaft gezogen. Durch geeignete Einstellung der Spritzdüsen (wobei Innen- und Außenseite der Spurkränze bestrichen wurde) war es möglich, auch hier bedeutende Besserungen zu erzielen.

Die Vorrichtung kann auch zur Schmierung von Zahnrädern, Schneidwerkzeugen, Gleitbahnen, Zahnstangen u. dergl., verwendet werden.

Stahl- oder Holzwagen.

Im Bulletin du Congrès des Chemins de Fer Nr. 5, 1929 wird die Antwort veröffentlicht, die die belgischen und französischen Eisenbahnen zum Artikel VIII des Fragebogens der 11. Sitzung der Internationalen Eisenbahnvereinigung gegeben haben. Dieser Fragebogen stellt verschiedene Fragen über die Stahlwagen und ihren Vergleich mit den Holzwagen. Zu den Fragen wird folgende Stellung genommen:

Die Zweckmäßigkeit der Stahlkonstruktion wird einstimmig von den belgischen und französischen Eisenbahnverwaltungen anerkannt. Die Gründe für diese Auffassung sind die erhöhte Widerstandsfähigkeit der Stahlwagen gegen schwere Stöße, der ruhige Lauf infolge der festeren Konstruktion und die leichte Verwendbarkeit normter Einzelbauteile.

Die Baubestrebungen bei den Stahlwagen zielen darauf ab, an Stelle eines ursprünglich leichten Aufbaues, der auf

einem schweren Fahrgestell sitzt, eine kräftige Eisenkonstruktion zu verwenden nach dem Grundsatz, daß alle Wagenteile zur Erhöhung des Widerstandsvermögens gegen Stöße beitragen müssen. Der Wagenkasten wird demgemäß als eine Art Brückenträger durchgebildet und zwar von der Form des Gitterträgers bis zu der des querwanddurchgezogenen Rohres umrunden Querschnitts.

Die Konstruktion der Stahlwagen ist verschiedene Wege gegangen. Von einfachen Blech- und Formeisennietungen bis zu gut durchgebildeten Gestaltungen, die nur mit Hilfe von Schweißungen erzielt werden können, ist bei den verschiedenen Ausführungen Gebrauch gemacht worden. Alle Gesellschaften haben das Drehgestell der Pennsylvania-Bauart angenommen. Die mechanische Schmierung der Achslager entwickelt sich gleichzeitig mit dem Rollenlager. Die Pufferung wird in verschiedenen Zusammensetzungen von Federn mit Gummitteilen ausgeführt. Die selbsttätige Kupplung hat wegen der R.J.C.-Vorschriften im Fernverkehr noch keinen Eingang gefunden. An Wagen für den Nahverkehr sind von der Staatsbahn die selbsttätige Kupplung Boirault und von der Nordbahn die Kupplung Henricot verwendet. Besondere Sorgfalt wurde auf die Durchbildung der Kopfschwellen der Fahrgestelle gelegt. Es finden sich aus Blech- und Formeisen hergestellte Kopfschwellen und Stahlfußschwellen. Der Wagenboden wird allgemein aus Wellblech mit einer Auflage aus Magnesiazement hergestellt. Um die Gewichte herabzusetzen, werden vielfach Leichtmetalle verwendet und zwar für Verkleidungsbleche, Türen, Schlösser und Inneneinrichtungen. Die Verwendung von Reineisen und gekupferten Blechen wird wegen ihres großen Rostwiderstandsvermögens empfohlen. Hinsichtlich des Anstriches ist ein Teil der Eisenbahngesellschaften noch beim Lackierverfahren verblieben, ein anderer zum Spritzverfahren mit Zellulosefarben übergegangen. Nach den bisherigen Erfahrungen muß das Spritzverfahren noch peinlicher gehandhabt werden als das Lackierverfahren, aber die Unterhaltung des Anstriches scheint billiger zu werden.

Bei der Innenausstattung hat man sich zum völligen Ausschluß des Holzes für Verkleidungen noch nicht überall entschließen können. Die Schwierigkeit besteht hauptsächlich darin, daß in Metall allein nur schwer künstlerisch befriedigende Wirkung der Innenausstattung zu erreichen ist. Die Heizungsanlagen müssen wegen der geringeren Wärmedichtheit der Metallwände reichlich bemessen werden. Die Abort- und Waschräume sind nach den Forderungen neuzeitlicher Hygiene ausgestattet.

Ein Vergleich der Stahlwagen mit den Holzwagen ist zahlenmäßig schwer durchführbar, weil vergleichbare Wagen kaum zu finden sind. Will man dennoch die zuletzt gebauten Holzwagen mit den neuen Stahlwagen vergleichen, so ergibt sich, daß für den Stahlwagen die Gewichte bezogen auf ein Meter Länge, den Sitzplatz und ein Quadratmeter Bodenfläche noch, wenn auch um ein geringes, höher sind als für den Holzwagen. Das Gesamtgewicht eines Stahlwagens fällt etwa 3 bis 5 t höher aus als das eines Holzwagens. Bei Verwendung von Stahl hoher Festigkeit und von Leichtmetallen werden die Gewichte noch gesenkt werden können.

Die Erfahrungen im Betriebe bestätigen die Erwartungen. Die Fahrsicherheit bei hohen Geschwindigkeiten ist bei den Stahlwagen größer als bei den Holzwagen und zwar hauptsächlich wegen der höheren Schwerpunktslage und der vergrößerten Schwingungsamplitude. Die Stahlwagen fahren geräuscharm. Wie sich bereits bei mehreren Anlässen zeigte, sind die Stahlwagen gegen Stöße sehr widerstandsfähig. Eb.

Buchbesprechungen.

Technologisches Handbuch der Elektrotechnik und der Elektrochemie, eine Enzyklopädie der Elektrotechnik, herausgegeben von Alfred Schlomann. Berlin 1929. In Leinen gebunden RM 45.—; für VDI- und VDE-Mitglieder RM 40.—.

Je mehr die Elektrotechnik sich verzweigt und je rascher sie sich weiter entwickelt, um so stärker wird für jeden Ingenieur, auch für den Elektroingenieur, das Bedürfnis nach einem Nachschlagewerk, das ihm über einen Begriff, eine Maßeinheit, einen Vorgang oder einen Apparat aus dem Gebiete der Elektrotechnik rasch Auskunft gibt. Ein solches Werk kann entweder sachlich

nach Art eines Lehrbuchs oder alphabetisch nach Art eines Lexikons geordnet sein. Im ersten Falle findet man die gewünschte Auskunft im Zusammenhang mit verwandten Begriffen, verliert aber Zeit, um in einem umfangreichen Werke gerade die Stelle zu finden, wo der betreffende Begriff erläutert ist. Im andern Falle ist zwar das Auffinden leicht, aber man wird, da die Auskunft aus dem Zusammenhang herausgerissen ist, oft mehrere Stichworte aufsuchen müssen. Durch die Wahl einer kombinierten Anordnung hat der Verfasser es verstanden, die Vorteile beider Anordnungen zu vereinigen und die Nachteile zu vermeiden.

Das Buch enthält zunächst auf 158 Seiten ein alphabetisch geordnetes Verzeichnis von etwa 30000 Stichworten, dann auf 1492 Halbseiten einen „systematisch technologischen Teil“, der sich von einem Lehrbuch äußerlich dadurch unterscheidet, daß die Schlagwörter durch Ausrücken und Fettdruck hervorgehoben sind. Will man sich z. B. über den Strombelag unterrichten, so findet man bei der beschriebenen Anordnung nicht nur augenblicklich die Stelle, wo der Begriff erläutert ist, sondern unmittelbar vorher die Erläuterung des Begriffs Durchflutung, unmittelbar dahinter die Maßeinheiten Amperewindungen und Amperewindungen je cm, die Lehre vom magnetischen Kreis usw.

Wesentlich erhöht wird der Wert des Buchs durch die zahlreichen Abbildungen, die trotz ihrer Kleinheit dank der Beschränkung auf das wesentliche und der sauberen Ausführung ihren Zweck voll erfüllen.

Die Gliederung des Stoffes lehnt sich an ein vom VDE aufgestellte Systematik der Elektrotechnik an. Ihrem Umfange nach stehen die einzelnen Hauptabschnitte aber nicht in dem Verhältnis, an das man in der elektrotechnischen Literatur sonst gewöhnt ist. So wäre z. B. eine wesentlich ausführlichere Behandlung der Hauptabschnitte Kraftanlagen und Leitungsnetze erwünscht. Sie sind auf je 20 Seiten beschränkt worden, während z. B. jedem der Abschnitte Meßtechnik und elektrooptische Anwendungen etwa das Zwölfwache gewidmet ist. Über Heizkraftwerke und Energiewirtschaft, sowie über Leitungsbau (Sicherheitsgrad, Mastbeanspruchung, Befestigung, Ausschwingungsbild, Abstand, Durchhang, Kabelverlegung) ist nur wenig Auskunft zu finden. Elektrische Zugförderung und Kraftstellwerke sind nicht behandelt. Dagegen geht die Besprechung der elektrooptischen Anwendungen sehr ins Einzelne, so daß sich der Eisenbahner sogar über Spezialfragen wie Stellwerkbeleuchtung unterrichten kann. Bedauern wird er, daß die Fernmeldetechnik nicht mit aufgenommen ist, was nach dem Titel Handbuch der „Elektrotechnik“ enttäuscht. Nach dem Vorwort scheint man für diesen Teil der Elektrotechnik die Herausgabe eines besonderen Bandes hierüber erwarten zu dürfen.

Mit Recht betont der Verfasser die wirtschaftliche Bedeutung scharfer Begriffsbestimmungen. Denn nur durch diese kann zeitraubenden Erörterungen, die durch Mißverständnisse entstehen, vorgebeugt werden. Einige Begriffserklärungen erscheinen nicht ganz unbedenklich. Belastung eines Leuchtkörpers wird z. B. als gleichbedeutend mit seinem spezifischen Effektverbrauch, gemessen in W/H. K., erklärt. Damit eine Glühlampe wenig Watt je Kerze braucht, muß ihr Leuchtkörper aber gerade stark belastet werden. Unter Freileitungsdraht versteht Verfasser blanke Drähte, welche Gleichwohl definiert er wetterbeständige Freileitungsdrähte als solche, deren Umhüllung Im Abschnitt Kraftanlagen werden drei Strom„arten“ unterschieden: Lichtstrom, Kraftstrom und Bahnstrom, obwohl sich diese Begriffe überschneiden.

Während sich der Verfasser bei rein wissenschaftlichen Begriffen zumeist auf anerkannte Erklärungen stützen konnte, stand ihm für Begriffe der praktischen Elektrotechnik vielfach keine einheitliche Meinung der Fachleute zur Verfügung. Einer der wichtigsten Begriffe, der Begriff Starkstromtechnik ist z. B., obwohl es schon seit Jahrzehnten Errichtungsvorschriften für Starkstromanlagen gibt, noch immer strittig und nur gefühlsmäßig abgegrenzt (vergl. Webers Erläuterungen). Das Handbuch sagt darüber: In der Starkstromtechnik wird die energetische Seite der Elektrizität als die wesentliche betrachtet. Sie umfaßt daher alle Geräte und Einrichtungen, die eine Umwandlung erheblicher Energiemengen bezwecken, sowie deren Hilfsmittel. Und an einer andern Stelle: „Die Starkstromtechnik befaßt sich mit der Erzeugung und Verwertung elektrischer Energie.“ So weit wird man ihm folgen können, nicht aber, wenn weiter gesagt wird: „Unter Starkstrom versteht man dabei elektrischen Strom, dessen Stärke größer als 1 Ampere ist.“ Wenn man hier eine Ziffer festsetzen will, so müßte man, um der Definition treu zu bleiben, schon eine Leistungsgröße festlegen.

Es kann auch nicht anerkannt werden, daß die „Schwachstromtechnik jetzt richtiger Fernmeldetechnik genannt“ wird. So schwach ist die Schwachstromtechnik denn doch nicht, daß man diese beiden Begriffe gleichsetzen könnte. Es bliebe dann die Frage offen, wohin die vielen, zu Tausenden hergestellten und benutzten Apparate gerechnet werden sollen, bei denen die Energieumsetzung quantitativ und vielfach auch qualitativ un-

wesentlich ist, die aber auch keine Nachrichtenübermittlung bezwecken, wie Taschenlampen, Grubenlampen, elektrische Uhren, elektrische Rechenmaschinen, Registrierapparate, Apparate für psychotechnische Messungen usw. Blockapparate und sonstige elektrische Sicherheitseinrichtungen bezwecken in erster Linie Abhängigkeiten zu schaffen, erst in zweiter Linie eine Fernmeldung. Eine Aufteilung der Elektrotechnik in Starkstromtechnik und Fernmeldetechnik wäre unlogisch und muß schon deswegen Lücken lassen, weil der Einteilungsgesichtspunkt nicht gewahrt ist.

Es ist schade, daß verschiedene grundlegende Arbeiten des VDE, z. B. die Errichtungsvorschriften und die Zusammenstellung der Begriffserklärungen noch nicht soweit ausgereift waren, daß sie bei Fertigstellung des Handbuchs schon hätten berücksichtigt werden können. Es wären dann manche Begriffserklärungen wohl etwas anders abgefaßt worden (z. B. Hoch- und Niederspannung, Stecker). Jedenfalls ist es sehr zu begrüßen, daß der Verfasser sich nicht gescheut hat, auch solche Begriffe zu erklären, über die in der Fachwelt noch keine Einigkeit besteht, und dadurch einen Anstoß gegeben hat, die Meinungen zu klären. Auch die angeführten Beispiele sollen nur zeigen, wie berechtigt der vom Verfasser im Vorwort ausgesprochene Wunsch ist, daß die Kommissionen, die der Begriffsnormung dienen, durch tätige Mitarbeit dazu beitragen mögen, das sehr nützliche Handbuch weiter auszubauen.

E. Besser.

Taschenbuch für den Maschinenbau, herausgegeben von H. Dubbel, 5. Auflage, Berlin 1929, Julius Springer. Zwei Bände mit zusammen 1758 Seiten und etwa 2800 Abbildungen. Preis 26 *RM.*

Das seit 1914 bereits in fünf Auflagen erschienene Dubbelsche Taschenbuch für den Maschinenbau trägt vorwiegend den Charakter eines zusammenfassenden Lehrbuches für jene Gebiete des Maschinenbaus, welche auf unseren Mittel- und Hochschulen als Grundlagen gelehrt werden.

Die Schwierigkeiten der Herausgabe eines solchen Taschen- und Lehrbuches sind sehr groß und erfordern die Mitarbeit zahlreicher Ingenieure mit jahrzehntelanger Berufs- und zweckmäßig auch Lehr-Erfahrung auf den einzelnen Sondergebieten. Die Hauptstärken des Werkes sind einerseits die gründliche Darstellung der Mathematik, Mechanik, Wärme- und Elektrotechnik, welche letztere zweckmäßig in den ersten Band einzureihen wäre, andererseits die vorzüglichen, zahlreichen neuzeitlichen Abbildungen, welche den maschinentechnischen Abschnitten beigegeben sind, und endlich die eingestreuten Beispiele, welche die üblichen Berechnungsverfahren zeigen. Wertvoll erscheint die Bearbeitung des immer umfangreicher werdenden Abschnittes „Maschinenteile“ durch mehrere Mitarbeiter. Dem Kapitel „Planeten- und Differentialgetriebe“ dürften einige, dem Kraftwagenbau entnommene Zeichnungen hinzuzufügen sein. Die weitere Einteilung des Werkes trennt nicht wie sonst üblich nach Kraft-, Arbeits-, Verkehrs- usw. Maschinen, sondern faßt die Dampferzeuger, die wichtigsten Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolben- und umlaufender Bewegung zusammen. Dazwischen sind an passenden Stellen Schwungräder, Massenausgleich, Kondensation, Abwärmeverwertung usw. eingeschoben. Das Gegebene trägt den neueren Fortschritten und Bestrebungen bestens Rechnung. Das Dubbelsche Taschenbuch stellt ein für den technischen Unterricht und den Ingenieur der Praxis gleich wertvolles Hilfsmittel dar.

Professor Georg Lotter, Breslau.

Der neuzeitliche Waggonbau von der Vorbereitung bis zur Inbetriebnahme. Ein Hilfs- und Nachschlagebuch für das Berechnungs-Entwurfs- und Werkbüro des Wagenbaues. 630 Seiten mit 352 Bildern und 13 Tafeln. Preis in Ganzleinen geb. 25.— *RM.* Verlag Laubsch und Everth, Berlin SW 68.

Wohl keiner der im Wagenbau Tätigen wird vorstehendes Werk ganz unbefriedigt auf die Seite legen können. Es hat jedem etwas zu sagen.

Dem Verkäufer bringt es eine Fülle von Winken. Man kann ruhig sagen, daß in den einschlägigen Ausführungen nichts vergessen ist von dem, was bei Angeboten zu beachten ist, gleichviel ob es sich um In- oder Auslands- oder auch Überseeesgeschäfte mit verzögerter Zahlungsweise handelt.

Dem Teilkonstrukteur bietet es neben einer Sammlung bei der Entwicklung der Teile zu gebrauchender Ansätze Beschreibungen der im Eisenbahnfahrzeugbau verwendeten Sonderausrüstungen (der verschiedenen Luftbremsen- und Heizungs-

arten usw.). Es eröffnet weiter das Verständnis der in den Technischen Vereinbarungen in jahrzehntelanger Zusammenarbeit von den vereinigten Bahnverwaltungen herausgestellten Vorschriften und Bestimmungen und vermittelt so Erkenntnisse, die bis jetzt nur durch das Studium alter Jahrgänge des „Organs“ oder der „Annalen“ gewonnen werden konnten. Daneben bemüht es sich durch Schilderung der einzelnen Arbeitsgänge auch das richtige Gefühl für zweckmäßiges Entwerfen zu wecken bzw. zu fördern: es ist mit einem Wort so recht geeignet, das Einfühlen und Einlernen in das ganze Fach zu erleichtern.

In ähnlicher Weise führt es dem Betriebsmann vor Augen, worauf es bei der Herstellung und dem Zusammenbau der einzelnen Teile hauptsächlich ankommt; welche Fehler sich bei mangelnder Vorsicht einschleichen, und welche Folgen daraus für das fertige Fahrzeug sich ergeben könnten.

Man ersieht, der Verfasser breitet hier seine reichen, in jahrzehntelanger Arbeit gesammelten Erfahrungen in uneigennützigster Weise vor den Fachgenossen aus, und es empfiehlt sich, sie sich zu nutze zu machen.

Für die zweite Auflage würde es sich freilich empfehlen, folgende kleine Schönheitsfehler zu beseitigen:

Es wäre zu begrüßen, wenn die Bilder das nächste Mal etwas größer und übersichtlicher sein würden. Auch einige Druckfehler wären zu berichtigen.

Auffällig ist, daß das „Görlitzer“ Drehgestell (Abb. 199) nicht in seiner neuesten Ausführung erscheint, desgl. der Faltenbalg (Abb. 196). Der „Internationale“ mit seiner Brückenordnung, sowie die neue zweiteilige Brücke der Reichsbahn fehlen ganz. Für die „Rathgeberschere“ (Abb. 229) ist inzwischen eine neuere Ausführung (Feder oben) herausgekommen.

Es fehlen Angaben über Kesselwagen für zähflüssiges Gut, die eines besonderen Heizmantels bedürfen. Zu berichten wäre noch über Rollschmel, Großgaskesselwagen, Tiefladewagen u. dgl. Sehr knapp weggekommen sind auch die Selbstentlader.

Sehr wertvoll ist es, daß im zweiten Teil des Werkes die Normung, der Austauschbau und die Fließfertigung so eingehend behandelt werden. Das Werk wird dadurch gewiß viel dazu beitragen, daß die in diesen Bestrebungen verfochtenen Grundsätze rascher bekannt, und ihre Vorteile für die wirtschaftliche Fertigung allgemein anerkannt werden.

Wenn übrigens Seite 556 vorträgt: „Im Wagenbau ist das Fließarbeitsverfahren gegenwärtig noch im Anfangszustand begriffen,“ so kann dies nur mit Einschränkungen gelten; die großen deutschen Wagenbauanstalten wickeln auch bei nur mäßigen Stückzahlen die anfallenden Aufträge bereits nach dem Fließverfahren ab. Vielleicht ist es aber dem Einfluß des Buches beschieden, auch anderen Ortes die Zweckmäßigkeit dieses Verfahrens ins rechte Licht zu stellen. Schneider.

Der Eisenbetonbau. Ein Leitfaden für Schule und Praxis von C. Kersten. Teil II: Anwendungen im Hoch- und Tiefbau. Mit 609 Textabbildungen. Zwölfte, verbesserte Auflage. Berlin 1929. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis geh. 6,00 *R.M.*, geb. 7,00 *R.M.*

Trotz des geringen Umfangs enthält das Büchlein die bemerkenswertesten Anwendungsformen des Eisenbetons im Hoch-, Grund-, Mauerwerks-, Behälter- und Wasserbau sowie die wichtigsten Grundsätze, die beim Entwurf beachtet werden müssen. Der Inhalt ist übersichtlich gegliedert, die Darstellungsweise ist klar und leicht verständlich, die technischen Neuerungen der letzten Jahre sind berücksichtigt. Der beabsichtigte Zweck, dem Leser einen allgemeinen Überblick über die vielseitige Verwendungsmöglichkeit und Anpassungsfähigkeit der Eisenbetonbauweise zu geben, ist vollkommen erreicht. Nicht nur der Anfänger, sondern auch der Fachmann wird manche wertvollen Erkenntnisse und Anregungen aus der mit zahlreichen Quellennachweisen versehenen Veröffentlichung schöpfen und verwerten können. Sch.

Die wirtschaftliche Bemessung von Plattenbalken von Dr. Ing. Leopold Berger. Mit 16 Textabbildungen. Berlin 1928. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis geheftet 6,00 *R.M.*

Der Zeitforderung nach Sparsamkeit Rechnung tragend führt der Verfasser den schon mehrfach, aber unzulänglich behandelten Versuch, die wirtschaftlichsten Abmessungen von auf reine Biegung oder auf Biegung mit Längsdruck beanspruchten Plattenbalken zu bestimmen, zu einer brauchbaren Lösung, die

praktisch ausführbare Querschnitte mit richtigen Verhältnissen von Steghöhe zu Stegbreite sowie ausreichende Abstände der Eiseneinlagen gewährleistet. Die abgeleiteten Formeln können ohne jede Schätzung angewendet werden und ihr Geltungsbereich ist für den Fall einfacher Zugbewehrung unbeschränkt. Für die Bedürfnisse der Ausführung wurden genügend genaue, kurze Näherungsformeln aufgestellt. Die Darstellung des Rechnungsganges an mehreren Beispielen erleichtert ihre Anwendung. Die Abhandlung ist besonders deshalb wertvoll, weil die auf Vorkriegspreisen aufgebauten Erfahrungsregeln für die Bemessung von Plattenbalken heute infolge einer wesentlichen Verschiebung der Preisverhältnisse nicht mehr brauchbar sind. Sch.

Fertigkonstruktionen im Beton- und Eisenbetonbau von Professor Dr. Ing. A. Kleinlogel, Privatdozent a. d. Techn. Hochschule Darmstadt. Baukonstruktionen aus fabrikmäßig hergestellten Eisenbeton-Fertigteilen aus folgenden Gebieten; Allgemeiner Hochbau, Hallen- und Industriebau, Kirchenbauten, Siedlungsbau, Gewächshäuser, Brückenbau, Stützmauer, Ufer- und Hafenumauern, Talsperren, Eisenbahnbau, Kanäle. Mit 140 Textabbildungen. Berlin 1929. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis steif geheftet 8,60 *R.M.*

Die werkstückmäßige Ausführung von Eisenbetonbauten aus Einzelteilen hat schon weite Verbreitung gefunden. Für die Einführung dieser Bauart in Deutschland waren hauptsächlich wirtschaftliche Notwendigkeiten ausschlaggebend. Professor Kleinlogel zeigt in seiner Veröffentlichung die Eigenart sowie die Vor- und Nachteile dieser Bauweise und gibt einen umfassenden Überblick über das bisher auf diesem Gebiete im In- und Ausland Geschaffene. Wir erfahren, daß mit solchen Fertigteilen nicht nur im Hochbau für Decken, Wände, Dächer- und Hallenbauten, sondern auch im Tief- und Eisenbahnbau für Brücken, Stützmauern, Bahnsteigeinfassungen und Verladebühnen vorbildliche, nachahmenswerte Bauwerke errichtet worden sind. Es läßt sich erkennen, daß diese Bauweise nicht nur wirtschaftliche Vorteile bietet, sondern dass sie auch berufen ist, die unangenehmen Zufälligkeiten, die bei der Herstellung von Eisenbetonbauten in Erscheinung treten können, zu mildern oder ganz auszuschalten. Das wertvolle, den fortschrittlichen Geist der Eisenbetoningenieure kennzeichnende Buch ist ein Beweis dafür, daß die Entwicklungsmöglichkeiten des Eisenbetonbaues noch nicht erschöpft sind. Vielleicht könnte in der nächsten Auflage noch die im Bauingenieur 1927, Heft 12 veröffentlichte Dachkonstruktion der Straßenbahnhalle in Dresden aufgenommen werden. Die dort angegebene Lösung zeigt die Möglichkeit, auch durchlaufende Träger aus Einzelteilen zu schaffen. Sch.

Vom VDI-Verlag wird seit Januar d. J. eine neue Fachzeitschrift herausgegeben: „**Technische Mechanik und Thermodynamik. Monatliche Beihefte zur VDI-Zeitschrift**“, unter der Schriftleitung von Professor Dr. Ing. M. Jakob. Bezugspreis für den Jahrgang zu 12 Heften *R.M.* 24.—, für Mitglieder des Vereins *R.M.* 21,60.

Die neue Zeitschrift behandelt speziell das Gebiet der auf physikalisch-experimenteller Forschung beruhenden Arbeiten und bildet ein Gegenstück zu der im gleichen Verlag erscheinenden Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, die für solche Aufgaben geschaffen worden ist, die nur mit besonderem mathematischem Rüstzeug erfolgreich bewältigt werden können.

Das Bedürfnis nach einer solchen Zeitschrift hatte sich um so stärker fühlbar gemacht, als die wissenschaftlichen Arbeiten im Verein deutscher Ingenieure durch neue Ausschüsse für Schwingungslehre, Hydraulik, Wärmeforschung u. a. einen kräftigen Anstoß erhielten, ohne daß es möglich war, die Ergebnisse dieser Arbeiten in genügend ausführlicher Form durch Veröffentlichungen den daran interessierten Fachleuten zugänglich zu machen. — Als Fachgebiete, bzw. Gegenstände, für die die Zeitschrift nach den Forschungsarbeiten der letzten Zeit besondere Veröffentlichungen erwarten läßt, seien genannt: die Statik im Bauwesen und im Flugzeugbau, die Wärmespannungen in Maschinen, die Messung strömender Gasmengen, die Schaufelschwingungen in Turbinen, die der technischen Schwingungslehre nahe verwandte technische Akustik, der Wärmeübergang beim Kondensieren von Dampf, die Gasstrahlung in Feuerungen, die Vorgänge in den Zylindern der Verbrennungskraftmaschinen und dergleichen.