

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

93. Jahrgang

1. Juli 1938

Heft 13

## Festigkeitsversuche an geschweißten Eckverbindungen.

Von Reichsbahnoberrat Taschinger, München.

Hierzu Tafel 17.

Geschweißte Eckverbindungen können hergestellt werden aus Walzprofilen oder Blechen. Bei jenen werden die Profilträger in der Ecke stumpf gestoßen und durch einseitige oder doppelte Laschen aus Flacheisen ausgesteift. Solche Verbindungen haben große Ähnlichkeit mit genieteten Ecken; lediglich die Niete sind ersetzt durch Schweißnähte. Geschweißte Eckverbindungen können aber auch gebildet werden durch Bleche, wobei der Steg der Eckverbindung durchgeht und in der Ecke gekantet oder gebogen ist. Auf diesen Steg wird oben und unten je ein Eckblech aufgelegt und mit Längsnähten mit dem Steg verschweißt; die Eckbleche sind mit entsprechenden Ausrundungen versehen. Gegen Eckverbindungen, die durch zusammengeschweißte Walzprofile und aufgesetzte Laschen hergestellt werden, kann eingewendet werden, daß der Kraftfluß sowohl in der Ecke als auch an den Übergängen zu den Laschen jeweils einen plötzlichen Richtungswechsel aufweist, der Spannungsspitzen zur Folge haben kann. Demgegenüber haben geschweißte Eckverbindungen, die nur aus Blechen bestehen, den Vorteil, daß der Kraftfluß sowohl im Steg als auch in den stark ausgerundeten Gurtblechen ohne plötzlichen Richtungswechsel umgeleitet wird. Eckverbindungen aus Profilträgern sind in der Regel billiger in der Herstellung als Blechträgereckverbindungen, weil bei ihnen nicht so lange Schweißnähte erforderlich sind. Aus wirtschaftlichen Gründen ist man leicht geneigt, ihnen den Vorzug zu geben. Da aber an Stellen mit plötzlicher Kraftlinienumlenkung, insbesondere bei den in Eisenbahnfahrzeugen auftretenden Wechselbeanspruchungen, leicht Anrisse auftreten können, erschien es erforderlich, durch Festigkeitsversuche zu prüfen, ob die einzelnen geschweißten Formelemente in ihrer Haltbarkeit merkliche Unterschiede gegeneinander aufweisen.

Eckverbindungen werden bei Eisenbahnfahrzeugen, insbesondere in den Drehgestellrahmen nicht nur auf Zug, sondern auch auf Druck und Verdrehung beansprucht. Will man also die einzelnen Ausführungsmöglichkeiten der Eckverbindungen miteinander auf ihre Festigkeitseigenschaften vergleichen, so müßte man die einzelnen Versuchsstücke so beanspruchen, daß diese Beanspruchungen der Wirklichkeit möglichst nahe kommen. Hierzu wären Dauerversuche auf einem Prüfstand erforderlich, auf welchem die einzelnen Eckverbindungen gleichzeitig sowohl auf Zug, Druck und Verdrehung beansprucht würden. Da aber bisher Dauerprüfmaschinen für derartige allseitige Beanspruchungen noch nicht vorhanden sind, müssen die einzelnen Versuchsstücke nacheinander auf Zug, Druck und endlich auf Verdrehung einer Dauerprüfung unterzogen werden. Eine Eckverbindung ist hinsichtlich ihrer Haltbarkeit für den Fahrzeugbau dann am besten zu bewerten, wenn sie bei sämtlichen drei Beanspruchungen die günstigsten Werte aufweist. Es wäre aber abwegig, etwa nur vergleichende dynamische Zugversuche anzustellen und daraus Folgerungen abzuleiten. Zum Beispiel wird sich eine aus Walzprofilträgern hergestellte Eckverbindung (vergl. Abb. 1) auf Zug wesentlich anders verhalten als auf Druck. Hier wird die zur Aussteifung angeordnete Laschenverbindung bei der Druckbeanspruchung sich erheblich ungünstiger verhalten als auf Zug. Bei der Druckbeanspruchung

wird die Lasche sich aufbiegen und dadurch das Aufreißen der Naht der die gesamte Druckbeanspruchung aufnehmenden Ecke, in der eine Schweißnaht liegt, begünstigen. Bei reiner Zugbeanspruchung ist die Ecke weit weniger gefährdet, da hier die Schweißnähte der aufgesetzten Lasche den Hauptteil der Scherbeanspruchung zu übernehmen haben.

Schweißverbindungen verhalten sich aber sehr verschieden, je nach dem sie durch ruhende (statische) oder schwellende bzw. schwingende Last beansprucht werden. So treten in einer Eckverbindung eines D-Zugwagen-Drehgestells, das täglich etwa 500 km zurücklegt, schon in etwa drei Monaten zwei Millionen Lastwechsel auf; von einem Güterwagen wird diese Lastwechselzahl in etwa fünf Jahren erreicht. Für die einwandfreie Güterprüfung der einzelnen Eckverbindungen sind daher neben den statischen Versuchen vor allem auch dynamische, also Dauerfestigkeitsversuche, erforderlich.

In Ermangelung von Dauerprüfmaschinen für die drei Belastungsfälle wurden daher statische Vergleichsversuche für die drei Beanspruchungsarten durchgeführt. Um

aber der in der Wirklichkeit auftretenden Schwellbeanspruchung möglichst nahe zu kommen und um festzustellen, von welcher Belastung aus bleibende Formänderung eintritt, wurden bei den einzelnen Versuchsstücken die Belastungen nicht stetig erhöht, sondern es wurde vor jeder Belastungssteigerung eine Lastabsenkung bis auf 50 kg vorgenommen und jeweils die sich ergebende Formänderung gemessen.

Die Versuche wurden in der mechanischen Stoffprüfstelle des Reichsbahnausbesserungswerkes München-Freimann durchgeführt. Die Versuchsstücke wurden in einer Universal-Prüfmaschine für Zug, Druck und Biegebeanspruchung der Firma Gebr. Amsler, Schaffhausen, geprüft. Bei dieser Prüfmaschine wird durch Öffnen eines Ventils das von einer elektrisch angetriebenen Pumpe geförderte Preßöl einem Druckzylinder zugeführt und durch Umstellen eines weiteren Hahnes in den Vorratsbehälter zurückgeleitet. An einer kreisförmigen Ablesevorrichtung kann die Höhe der jeweiligen Belastung des eingespannten Probestückes abgelesen werden. Die Einspannung der Versuchsstücke ist aus Abb. 2 zu erkennen.

Sämtliche Versuchsstücke wurden von einer in der Schweißung von Fahrzeugen erfahrenen Wagenbauanstalt hergestellt; für alle Versuchsstücke wurde ausschließlich St 37 verwendet, weil dieser Stahl zäher als St 52 ist und sich daher für die bei Eisenbahnfahrzeugen vorkommenden Wechselbeanspruchungen besser eignet. Für die Schweißung wurde ausschließlich die stark umhüllte Elektrode Arcan-Stabilent B'' 3,25 mm mit 44 bis 48 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit, 32% Dehnung und 6 bis 8 kg/cm<sup>2</sup> Kerbzähigkeit verwendet. Es wurde auf eine

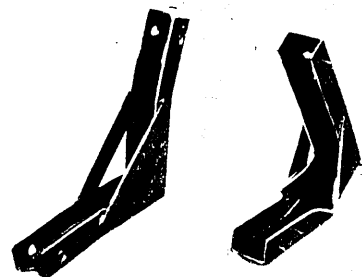


Abb. 1.

besonders sorgfältige Ausführung der Schweißung geachtet und alle Kanten und Kerben sämtlicher Probestücke durch Abschleifen beseitigt. Die fertigen Probestücke wurden durch einen schweißtechnischen Beamten des Reichsbahn-Zentralamtes einer sorgfältigen Prüfung unterzogen, damit die Gewähr bestand, daß sämtliche Formelemente hinsichtlich ihrer technischen Ausführung gleichwertig waren. Von jedem Formelement wurden 10 bis 15 Probestücke angefertigt, so daß für den Druck-, Zug- und Verdrehungsversuch eine größere Zahl von Probestücken zur Verfügung standen. Aus diesen wurden die Durchschnittswerte genommen, so daß etwa noch vorhandene, bei der Prüfung nicht erkannte kleine Baustoff- und Bearbeitungsfehler keinen nennenswerten Einfluß auf die Durchschnittsergebnisse jeder Versuchsgruppe ausüben konnten. Auf diese Weise wurde eine einwandfreie Unterlage für den Vergleich der einzelnen Formelemente geschaffen.

Insgesamt wurden sechs Versuchsgruppen von miteinander zu vergleichenden Formelementen gebildet. Bei jeder Versuchs-

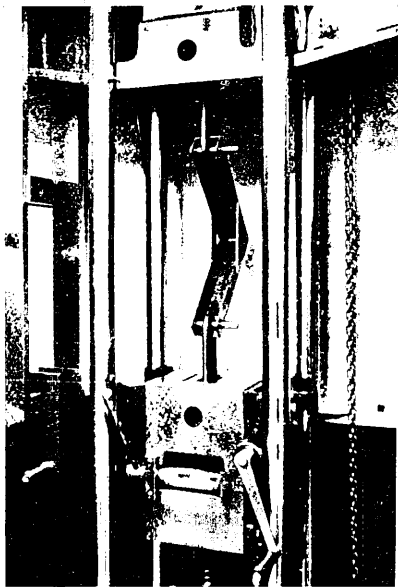


Abb. 2.

gruppe wurde darauf geachtet, daß die zu untersuchenden Probestücke gleiches Gewicht hatten, da die Untersuchung Anhaltspunkte geben sollte über die Haltbarkeit der einzelnen Formelemente bei gleichem Gewicht. Bekanntlich ist die Gewichtsfrage bei Eisenbahnfahrzeugen von überragender Bedeutung. Ergeben die Prüfversuche, daß eine Eckverbindung bei gleichem Gewicht eine größere Haltbarkeit aufweist, so kann man umgekehrt die gleiche Haltbarkeit zweier Versuchsstücke dadurch erzielen, daß man das Gewicht der besseren Eckverbindung entsprechend vermindert.

Auf diese Weise sind die Versuche auch geeignet, Erkenntnisse für den Leichtbau zu gewinnen.

Die Ecksteifigkeit einer Verbindung wird nicht nur vom Widerstandsmoment der verwendeten Träger beeinflusst, sondern auch vor allem vom Widerstandsmoment in der Diagonale der Eckverbindung. Es können also nur Formstücke miteinander verglichen werden, bei denen der senkrechte Abstand der Ecke von der äußeren Kante der Lasche oder des Deckbleches gleich ist. Außerdem können nur solche Formelemente miteinander verglichen werden, die entweder nur obere Eckaussteifung oder aber obere und untere Eckaussteifung haben.

In die Versuchsgruppe A (Taf. 17, Abb. 1) wurden fünf Probestücke aufgenommen mit oberer und unterer Eckaussteifung mit 120 mm senkrechter Entfernung der Ecke von der äußeren Laschenkante oder des Eckbleches und mit Schenkellängen von je 350 mm.

Probestück 1 ist eine aus Manstaedtprofilen Nr. 1446 hergestellte Eckverbindung, die in der Ecke durch eine Schweißnaht im Gehrungsschnitt verbunden sind. Auf dem oberen und unteren Flansch ist je eine Decklasche von 45,5 mm Breite aufgesetzt und etwa in der neutralen Faser mit den Flanschen durch Kehlnähte verschweißt. Die Ecken sind nicht umschweißt.

Probestück 2 ist die gleiche Eckverbindung wie Probestück 1 jedoch mit umschweißten Ecken.

Probestück 3 ist ebenfalls eine aus Manstaedtprofilen N. 1446 hergestellte Eckverbindung, bei der jedoch an Stelle der aufgeschweißten Decklaschen oben und unten Eckbleche eingesetzt sind, die durch Längskehlnähte mit dem Steg verbunden sind und die einen Ausrundungshalbmesser von 110 mm besitzen. Bei dieser Verbindung ist die Überlappung von Bauteilen vermieden; die Schweißnähte in den Flanschen sind von der Ecke 175 mm entfernt und an Stellen verlegt, an welchen der Kraftfluß noch keine Umlenkung erfährt.

Probestück 4 wird aus Blechen gebildet, also reine Blechträgerbauart. Auf das 60 mm hohe und 4 mm starke Stegblech ist je ein Ober- und Untergurtblech von 48 mm Breite und 5 mm Dicke aufgesetzt und durch Kehlnähte mit dem Steg verbunden. Die Stege stehen in der Ecke senkrecht zueinander in gleicher Weise wie bei den Probestücken 1 bis 3, sie sind durch eine Schweißnaht miteinander verbunden. Die Eckbleche sind mit einem Halbmesser von 110 mm ausgerundet. Um einen großen Blechverschleiß zu vermeiden, wird in der Entfernung von 175 mm von der Ecke ein Eckblech eingesetzt, so daß die Stumpfstöße dieses Eckbleches mit den Gurtblechen in gleicher Weise wie bei dem Probestück 3 in Zonen gelegt sind, in denen noch keine Umlenkung des Kraftflusses eintritt. Auch hier ist jegliche Überlappung vermieden; sämtliche Verbindungen sind durch Stumpfstöße hergestellt.

Probestück 5. Dieses Probestück unterscheidet sich von dem Probestück 4 dadurch, daß die Stumpfstöße der Gurtbleche mit den Eckblechen in eine Entfernung von 220 mm von den Schenkeln verlegt wurden, also in Zonen, die von der Kraftumlenkung weiter entfernt sind als beim Probestück 4. Die Stegbleche stoßen außerdem beim Probestück 5 nicht mehr senkrecht aufeinander, sondern es wurde ein mit einem Halbmesser von 50 mm gebogenes Stegblech zwischen die Stegbleche der Schenkel eingesetzt und dieses Bogenstück durch Stumpfnähte mit den Stegen verbunden. Auf diese Weise kann auch im Steg der Kraftfluß ohne plötzlichen Richtungswechsel umgeleitet werden.

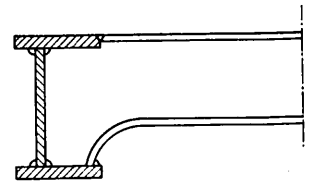


Abb. 3.

Zu den Versuchsstücken der Gruppe A ist vom konstruktiven Standpunkt aus noch zu sagen, daß die der Aussteifung dienenden Laschen aus Flacheisen nur dann auf die Flanschen der Profilträger aufgeschweißt werden können, wenn die Flanschen in einer Ebene liegen. Eckverbindungen entstehen im Wagenbau meist durch die Verbindung der Langträger mit den Querträgern. Da aber die Langträger meist anderen Festigkeitsbeanspruchungen genügen müssen als die Querträger, so sind ihre Stege meist nicht gleich hoch. Es liegen also die Flanschen der Eckverbindung nicht immer in gleichen Ebenen.

Meist wird man daher entweder nur die oberen oder die unteren Flanschen einer aus Langträger und Querträger sich bildenden Ecke in eine Ebene legen können. Die in dieser Ebene liegenden Flanschen können durch Laschen diagonalsteif gemacht werden; man hat aber nur Eckverbindungen mit einseitigen Laschen. Bei den in Blechträgerbauweise ausgeführten Probestücken 4 und 5 ist es aber nicht unbedingt erforderlich, daß die Eckbleche jeweils in einer Ebene liegen. Hat z. B. eine Querverbindung einen niedrigeren Steg als der Langträger, so kann man den Obergurt in eine Ebene legen und diesen in der Eckverbindung mit einer entsprechenden Ausrundung versehen (vergl. Abb. 3). Den Steg der Querverbindung wird man so ausschneiden, daß er am Ende die Höhe des Langträgersteges erreicht und sein unteres Eckblech wird ebenfalls heruntergezogen bis zur Ebene des unteren Langträgergurttes. Auf diese Weise wird ein allmählicher Übergang der Kräfte ohne plötzlichen Richtungswechsel erzielt.

Aber auch wenn die Stege gleiche Höhe besitzen, wie z. B. bei der Eckverbindung zwischen Drehstellwange und Kopfträger, können nicht immer obere und untere Laschen vorgesehen werden, da beim Drehgestell wegen der Anordnung der Bremsklotzaufhängung und des Bremsgestänges vielfach kein Platz mehr vorhanden ist für die Unterbringung der Laschen. Die Blechträgerbauweise ist auch hier im Vorteil, weil die Ausrundungen des unteren Eckbleches sich den räumlichen Verhältnissen anpassen kann. Man kann das Eckblech zwar nicht in der gleichen Weise ausrunden wie das obere Eckblech; man wird die Ausrundung kleiner ausführen und auf diese Weise im Untergurt gegenüber der reinen Profilbauweise eine größere Diagonalsteifigkeit erhalten.

In der Versuchsgruppe B (Taf. 17, Abb. 2) sind Eckverbindungen sowohl in Profilträgerbauweise als auch in Blechträgerbauweise einander gegenübergestellt.

Probestück 6 ist die gleiche Eckverbindung wie Probestück 1 jedoch nur mit oberliegender Lasche. Die Ecken sind wie beim Probestück 2 umschweißt.

Probestück 7 ist in gleicher Weise wie das Probestück 5 in reiner Blechträgerbauweise hergestellt. Das untere Eckblech ist jedoch mehr gegen die Ecke zugezogen und mit einem Halbmesser von nur 50 mm ausgeschnitten gegenüber der wesentlichen größeren Ausrundung des oberen Eckbleches, das einen Ausrundungshalbmesser von 110 mm entsprechend dem Probestück 5 besitzt.

Die beiden Probestücke 6 und 7 entsprechen den meist vorkommenden Ausführungsformen im Wagenbau (besonders im Drehgestellrahmenbau).

In die Versuchsgruppe C (vergl. Taf. 17, Abb. 3) sind Probestücke mit größerer Diagonalsteifigkeit eingereiht und zwar mit oberen und unteren Eckaussteifungen.

Probestück 8 ist aus den gleichen Manstaedtprofilen hergestellt wie das Probestück 1. Die äußeren Kanten der Laschen sind 160 mm senkrecht von der Ecke entfernt; die freien Schenkellängen betragen ebenfalls 350 mm in gleicher Weise wie bei der Versuchsgruppe A.

Probestück 9 entspricht der Bauweise des Probestückes 5, lediglich die Ausrundungen sind hier abweichend mit einem Halbmesser von 160 mm gewählt, so daß die Ausrundungen eine geringste Entfernung von 140 mm von der Ecke haben.

Für Eckverbindungen, die auf Zug oder Druck beansprucht werden, ist ein C-förmiger Trägerquerschnitt wegen der ungünstigsten Baustoffverteilung nicht vorteilhaft, da die Baustoffteile, die sich in der Nähe der neutralen Faser befinden, sich nur wenig an der Spannungsaufnahme beteiligen. Für solche Beanspruchungsarten ist es vielmehr zweckmäßiger, möglichst viele Baustoffteile in die äußere Faser zu bringen. Eine nach diesen Gesichtspunkten hergestellte Eckverbindung ist das Probestück 10 der Versuchsgruppe D (vergl. Taf. 17, Abb. 4), das in reiner Blechträgerbauweise hergestellt ist. Zwischen zwei in 37 mm Abstand zueinanderliegenden senkrechten Stegen von 70 mm Höhe und 4 mm Stärke ist ein 37 mm breiter und 5 mm starker Steg eingeschweißt. Die freie Schenkellänge beträgt 350 mm. Der äußere Steg ist in der Ecke mit 25 mm ausgerundet, während der innere Steg einen Ausrundungshalbmesser von 110 mm besitzt. Der Abstand der inneren Ausrundung von der Ecke beträgt 110 mm; die Stumpfstöße des Winkelstückes liegen 165 mm von der Ecke entfernt.

Für die Verdrehungsbeanspruchung ist bekanntlich der Kastenträger die ideale Trägerform, weil er für diese Beanspruchung das allseits beste Widerstandsmoment besitzt und daher die beste Baustoffausnutzung gewährleistet. Die Probestücke der Versuchsgruppen A bis D sind, weil sie keine kastenförmigen Querschnitte besitzen, für Verdrehungsbeanspruchungen wenig geeignet. Für reine Verdrehungs-

beanspruchungen wird man am besten die Eckverbindungen ausbilden nach den Probestücken der Versuchsgruppe E (vergl. Taf. 17, Abb. 5).

Probestück 11 wird gebildet aus 4 mm starken Blechen, die zu einem Kastenträger zusammengeschweißt sind. Die Höhe der 21 mm voneinander entfernten beiden Stege beträgt 62 mm. Die Decklaschen sind 39 mm breit. Die innere Ausrundung ist von der Ecke 110 mm entfernt und hat einen inneren Ausrundungshalbmesser von 110 mm. Im Interesse der Gewichtsersparnis ist in den Eckblechen je eine größere Öffnung ausgeschnitten.

Probestück 12 wird gebildet durch ebenfalls 4 mm starke Bleche, deren Steghöhe jedoch nur 37 mm beträgt und die 21 mm voneinander entfernt sind. Die Decklaschen sind 45 mm breit. Die innere Ausrundung ist von der Ecke 130 mm entfernt und hat einen Ausrundungshalbmesser von 160 mm. In der Ecke ist eine gegenüber dem Probestück 11 mit Rücksicht auf die größere Eckausrundung größere Öffnung eingeschnitten.

Probestück 13 ist ebenfalls ein Kastenträger mit 4 mm starken Blechen. Die beiden Stege sind 62 mm hoch und 21 mm voneinander entfernt. Die Decklaschen sind (wie bei Probestück 12) 45 mm breit. Die innere Eckausrundung ist von der Ecke 130 mm entfernt; die innere Ausrundung besitzt einen Ausrundungshalbmesser von 160 mm.

In die Versuchsgruppe F (vergl. Taf. 17, Abb. 6) sind Probestücke aufgenommen, die der Verbindung eines Langträgers mit einem Querträger entsprechen.

Probestück 14 ist aus Manstaedtprofilen Nr. 1446 hergestellt mit oberen und unteren aufgeschweißten Decklaschen. Die Ecken sind umschweißt. Die Kehlnähte liegen etwa in der neutralen Faser.

Probestück 15 ist in reiner Blechträgerbauweise hergestellt. Die Bleche haben eine Stärke von 5 mm, die Steghöhe beträgt 60 mm; die Gurte sind 49 mm breit und haben in den Ecken einen Ausrundungshalbmesser von 148 bzw. 132 mm. Die Stumpfnähte in den Gurten liegen in Zonen, wo der Kraftfluß noch keinen Richtungswechsel aufweist.

In der nachfolgenden Übersicht sind für die einzelnen Probestücke die Gewichte beim Zug-, Druck- und Verdrehungs-

Übersicht.

Ver- suchs- gruppe	Probe- stück	Gewichte			Trägh. (cm <sup>4</sup> )	Widerst. (cm <sup>3</sup> )	Entfernung der Laschen bzw. inneren Aus- rundungen (mm)
		Zug	Druck	Verdr.			
		Versuche			Moment		
A	1	4,11	4,23	4,24	14,2	4,8	120
	2	4,13	4,24	—	14,2	4,8	120
	3	4,08	4,22	4,26	14,2	4,8	120
	4	4,18	4,29	4,38	12,3	4,3	120
	5	3,96	4,12	—	12,3	4,3	120
B	6	3,73	3,90	—	14,2	4,8	120
	7	3,79	3,92	—	12,3	4,3	120
C	8	4,30	4,46	—	14,2	4,8	160
	9	4,36	4,47	4,47	12,3	4,3	140
D	10	4,00	4,01	—	25,8	11,5	110
	11	4,36	4,36	—	11,78	6,04	110
E	12	3,61	3,73	—	10,75	4,78	130
	13	4,32	4,51	4,50	13,87	6,16	130
F	14	—	9,62	—	14,18	4,8	—
	15	—	10,01	—	13,23	4,5	—

versuch, die Trägheits- und Widerstandsmomente und die Entfernungen der Laschen bzw. der inneren Ausrundungen von den Ecken einander gegenübergestellt. Bei den Zugproben ist das Gewicht gegenüber dem der Druckproben um die Aussparungen, die für die Einspannung notwendig waren, geringer.

Sämtliche Versuche wurden so durchgeführt, daß die einzelnen Versuchsstücke in der Prüfmaschine mit einer Vorspannung von 50 kg eingespannt wurden, um ein Lösen aus der Einspannvorrichtung der Maschine auszuschließen. Sodann wurde der Abstand zwischen den Angriffspunkten A und B gemessen. Die Belastungen wurden zunächst um 200 kg auf 250 kg erhöht und die zwischen A und B eingetretene Dehnung bzw. das Maß des Zusammendrückens abgelesen. Die Last wurde jedesmal wieder auf 50 kg abgesenkt, dann wurde geprüft und gemessen, ob eine bleibende Formänderung durch die Last eingetreten war. Bis zum Eintritt einer bleibenden Formänderung von 1,0 mm wurde die Last immer um weitere 250 kg erhöht und jeweils wieder auf 50 kg abgesenkt. Bei jeder Last wurden die eingetretenen Formänderungen gemessen. Die Messungen wurden also vorgenommen bei folgenden Belastungen: 50—250, 50—500, 50—750, 50—1000, 50—1250 kg usw. Nach Eintritt einer bleibenden Formänderung von 1,0 mm wurden die Belastungen jeweils um 500 kg erhöht bis die Versuchsstücke an irgendwelchen Stellen Anrisse zeigten oder ausknickten. Auch hier wurden nach den einzelnen Belastungsstufen die Belastungen immer wieder auf 50 kg abgesenkt, die Belastungen wurden also nicht stetig erhöht, um der in Wirklichkeit auftretenden Wechselbeanspruchung möglichst nahe zu kommen.

Bei allen Versuchen wurde für jedes Probestück festgestellt:

- a) die bleibende Formänderung,
- b) die Last, bei der eine Zerstörung des Probestückes eintrat.

Zu den Meßergebnissen ist im einzelnen folgendes zu bemerken:

#### Versuchsgruppe A (Textabb. 4).

##### 1. Zugversuche.

Probestück 1: Bei zwei Proben rissen die beiden Laschenstirnnahte an einem Schenkel bei 3800 bzw. 4950 kg; bei einer Probe riß eine Laschenstirnnaht bei 4800 kg; im Mittel also 4517 kg Zugkraft. Sämtliche Stirnnahte wiesen in der Laschen spitze Anbrüche der Schweißnähte auf.

Probestück 2. Die Proben erlitten bei 5000, 5350 bzw. 6400, im Mittel also bei 5583 kg Zugkraft Anrisse an beiden Laschen, aber nur eines Schenkels an den rund um die Laschen spitze gelegten Schweißnähten.

Probestück 3. Bei diesen Proben rissen bei 2500, 2500, 2750, 2750 und 3100 kg, im Mittel also 2720 kg Zugkraft die Schweißnähte in den Gurten. Die Anrisse traten in einer Entfernung von 185 mm von der Bezugskante ein. Bei drei Versuchsstücken riß nur ein Gurt ein, bei zwei Versuchsstücken rissen beide Gurte ein.

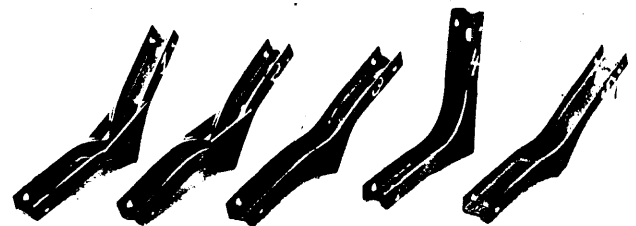
Probestück 4. Bei diesen Proben rissen bei 3500, 4800, 6700, 8200 kg, die Schweißnähte: eine Probe ertrug die Höchstlast von 9000 kg ohne Anbruch jedoch bei starker Dehnung. Die mittlere Last beträgt also 6440 kg. Die Anrisse traten in einer Entfernung von 135 bzw. 145, 125 und 150 mm von einer Ecke aus ein.

Probestück 5. Bei diesen Proben rissen bei 7000 kg, 8300 kg Zugkraft die Schweißnähte im Flansch im Abstand von 225 mm bzw. 220 mm von der Bezugskante. Drei Proben zeigten bei einer Höchstlast von 9600 kg starke Dehnungen aber keinerlei Anbrüche. Die mittlere vergleichbare Last beträgt daher im ungünstigsten Falle 8820 kg.

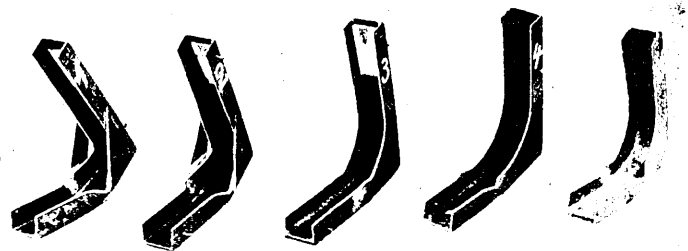
Die Zugversuche in der Versuchsgruppe A haben gezeigt, daß das Probestück 3, das aus Manstaedtprofilen mit eingesetztem Eckblech besteht, die geringste Festigkeit aufweist.

Die Anrisse traten am Übergang von den Flanschen zum Eckblech auf. Bauelemente nach Art der Probestücke 3 wurden versuchsweise am Anfang der Schweißtechnik im Fahrzeugbau angewendet. Sie wurden aber bald wegen ihrer geringen Festigkeitseigenschaften verlassen. Eckverbindungen in der Blechträgerbauweise (Probestück 4 und 5) sind nach dem Ergebnis der Zugversuche den Eckverbindungen in der Profilträgerbauweise (Probestück 1 und 2) erheblich überlegen. Insbesondere fällt die bedeutende Überlegenheit des Probestückes 5 auf. Wir führen diese Überlegenheit darauf zurück, daß der Kraftfluß sowohl im Steg als auch in den Gurten ohne

Abb. 4. Versuchsgruppe A.



Zug



Druck

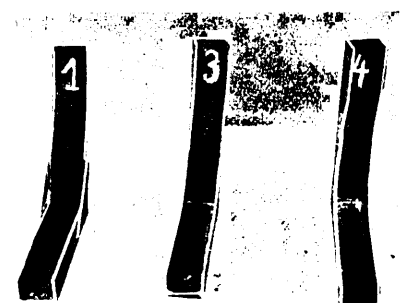
Umlenkung durchgeführt wird; die Ausbildung der Gurtbleche und des Steges entspricht am besten den auftretenden Zugbeanspruchungen.

Hinsichtlich der Lage der Anrisse ist folgendes zu sagen: In den Probestücken 1, 2 und 3 (Profilträgerbauweise) traten die Anrisse an Schweißnähten auf, bei den Blechträgerversuchsstücken 4 und 5 hingegen im gesunden Baustoffteil in mehr oder minder größerer Entfernung von den Schweißnähten. Beim Versuchsstück 4 waren die Anrisse etwa 40 mm, beim Versuchsstück 5 etwa 80 mm von der Schweißnaht im Flansch entfernt. Die Haltbarkeit der Schweißnähte ist daher im Gegensatz zu den Versuchsstücken 1 bis 3 sogar größer als im gesunden Baustoff.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, daß sich das Probestück 5 sowohl hinsichtlich der Belastungsbeanspruchungen und der Lage der Anrißstellen den in Profilträgerbauweise ausgeführten Probestücken erheblich überlegen ist.

##### 2. Druckversuche.

Probestück 1. Bei allen Proben knickten jeweils in einer Entfernung von 140 mm von der Bezugskante die beiden Gurte eines Schenkels bei etwa 1800 kg ein. Die Schweißnähte zeigten dabei keine Anrisse.



Verdrehung

Probestück 2. Auch bei diesen Probestücken knickten die beiden Gurte eines Schenkels jeweils in einer Entfernung von 140 mm von der Bezugskante jedoch erst bei etwa 2000 kg Belastung ein. Auch hierbei zeigten die Schweißnähte keine Anrisse.

Probestück 3. Bei diesen Proben trat bei 2300, 2200, 2160, 2250, 2200 im Mittel 2220 kg Drucklast in 195, 180, 190, 180, 150 mm von der Bezugskante die Ausknickung beider Gurte eines Schenkels anrißfrei ein.

Probestück 4. Bei sämtlichen Proben knickten die beiden Gurte eines Schenkels anrißfrei aus bei 1900, 1800, 1800, 1920, 1900 im Mittel 1865 kg Drucklast in 145, 145, 135, 130, 140 mm Entfernung von der Bezugskante.

Probestück 5. Bei sämtlichen Proben knickten an einem Schenkel die beiden Flanschen anrißfrei aus bei 2500, 2450, 2380, 2370, 2350 im Mittel 2410 kg Drucklast in 185, 195, 180, 195, 190 mm Entfernung von der Bezugskante.

Die Druckversuche ergaben insgesamt, daß bei der Druckbeanspruchung die Schweißnähte eines Probestückes nicht gefährdet sind, da der gesunde Baustoff bei einer bestimmten Last ausknickt. Die Drucklast, bei der die Ausknickung der Versuchsstücke eintrat, ist bei den Probestücken 1, 2 und 4 gleich hoch. Bei dem in idealer Blechträgerkonstruktion ausgeführten Probestück 5 liegt sie darüber und ist somit hinsichtlich der Drucksteifigkeit allen anderen überlegen.

Mit den Probestücken 1, 3 und 4 wurden Verdrehungsversuche angestellt. Die Versuche wurden so durchgeführt, daß das eine Ende eines Winkelstückes eingespannt und der andere, freie Schenkel in einem Abstand von 250 mm von der Ecke belastet wurde. Das Maß der Verdrehung wurde gemessen an der Längenänderung des Lotes vom Kraftangriffspunkt auf eine Bezugsebene. Die Profilwinkelstücke sind nur sehr wenig verdrehungssteif. Schon bei einem geringen Druck von 300 kg ist die Verdrehung sehr stark; sie beträgt beim Probestück 1 (Profilträgerbauart) 54,4 mm beim Probestück 3 (Profilträgerbauart mit eingesetztem Deckblech) 30,1 mm und beim Probestück 4 (reine Blechträgerbauart) 25,9 mm. Wenn auch hier die Blechträgerbauart die größte Verdrehungssteifigkeit der drei Probestücke ergab, so können solche Winkelstücke als nicht genügend verdrehungssteif angesehen werden. Bauelemente, die Verwindungsbeanspruchungen ausgesetzt sind, sind daher durch andere Formen zu ersetzen. Mit Rücksicht auf diesen Mangel wurden für Versuchsstücke aus Profilwinkeln keine weiteren Verdrehungsversuche durchgeführt.

### Versuchsgruppe B

(Probestücke mit nur oberer Eckaussteifung) (Textabb. 5).

#### 1. Zugversuche.

Probstück 6. Sämtliche Probestücke sind in den Schweißnähten aufgerissen. Der Anriß erfolgt bei einer Zugkraft von 3100, 3300, 3500, 3650 bzw. 3700 kg, im Mittel also bei 3450 kg.

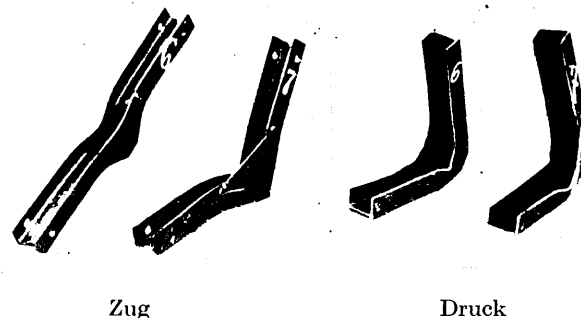
Probstück 7 (Blechträgerbauweise). Drei Proben ertrugen eine Höchstlast von 9800 kg ohne Anbruch bei starker Dehnung: zwei Proben erlitten Anrisse bei 8400 und 8600 kg in 250 bzw. 225 mm Entfernung von der Bezugskante. Die mittlere vergleichbare Zuglast beträgt 9280 kg; sie ist gegenüber dem vergleichbaren Probestück 6 um 160% höher, wobei besonders zu berücksichtigen ist, daß bei Probestück 6 sämtliche fünf Versuchsstücke, bei Probestück 7 jedoch nur zwei von fünf Versuchsstücken Anrisse aufweisen.

Vergleicht man die Ergebnisse der Versuchsgruppe B mit den Ergebnissen der Versuchsgruppe A (Probestück mit doppelten Ecklaschen oder Eckausrundungen), so erkennt man in welchem Maße die Ecksteifigkeit durch die Wahl von nur einer oder von zwei Laschen beeinflusst wird. Bei den Profil-

trägerbauarten (vergleichbare Probestücke 2 und 6) betrug bei den Probestücken 2 mit doppelten Ecklaschen die mittlere Bruchlast 5583 kg, während sie bei den Probestücken 6 mit nur einseitiger Lasche im Mittel auf 3450 kg sich verminderte. Die einseitig aufgeschweißte Lasche der Profilträgerbauweise schwächt also ganz erheblich die Ecksteifigkeit. Da aber bei der Profilträgerbauweise Eckverbindungen mit nur einseitigen Laschen im Wagenbau, insbesondere in den Drehgestellrahmen, meist angewendet werden müssen, so geht eindeutig daraus hervor, daß diese Art der Verbindungen merkliche Mängel aufweist.

Wesentlich günstiger liegen die Verhältnisse bei der reinen Blechträgerbauweise. Hier sind zu vergleichen die Meßergebnisse der Probestücke 5 (oben und unten liegenden Eckaussteifung mit gleichen Ausrundungshalbmessern) und Probestück 7 (obere Ausrundungshalbmesser 110 mm, untere Eckausrundung mit 50 mm Halbmesser und gebogenem Steg). Während im ersteren Fall die mittlere vergleichbare Zuglast 8820 kg betrug, ist sie bei den Probestücken 7 mit 9280 kg sogar noch größer geworden, d. h. die geringere Ausrundung des Untergurtes konnte die Meßergebnisse nicht ungünstig beeinflussen. Die Blechträgerbauweise in der Ausführung der Probe-

Abb. 5. Versuchsgruppe B.



stücke 7 ist daher der Profilträgerbauweise mit doppelter und einfacher Eckaussteifung bei Zugbeanspruchungen weit überlegen.

#### 2. Druckversuche.

Probstück 6. Bei diesen Proben knickten die beiden Flanschen der einzelnen Probestücke bei 1600, 1630, 1640, 1700 bzw. 1730 kg im Mittel also bei 1660 kg aus, und zwar lagen die Ausbeulungen des einen Flansches in unmittelbarer Nähe der Schweißnähte der Ecklasche, während die Ausbeulungen des anderen in 300, 280, 285, 285 bzw. 300 mm Entfernung von der Bezugskante liegen.

Probstück 7. Auch bei diesen Probestücken knickten die beiden Flanschen eines Schenkels bei einer Drucklast von 1670, 1840, 1850, 1900, 2200, im Mittel also 1890 kg ein, wobei die einen Flanschen etwa bei 190, 205, 195, 190 bzw. 195 im Mittel also bei 195 mm, die unteren Flanschen bei 240, 250, 250, 260 bzw. 250 im Mittel also 250 mm von der Bezugskante ausknickten. Da die Schweißnähte in den Flanschen in einer Entfernung von 130 mm von der Bezugskante liegen, sind die Ausbeulungen in größerer Entfernung von den Schweißnähten eingetreten; die Schweißnähte liegen daher in ungefährdeten Zonen.

Die Blechträgerbauweise ist gegenüber der Profilträgerbauweise hinsichtlich der Drucksteifigkeit im Durchschnitt etwa 11% überlegen. Während bei Eckverbindungen mit doppelten Laschen (Probestück 2) die vergleichbare durchschnittliche Drucklast etwa bei 2000 kg liegt, ist sie beim Probestück 6 mit einseitiger Lasche auf 1660 kg also um 17% gesunken. Auch bei der Blechträgerbauweise ist eine ähnliche Schwächung fest-

zustellen. Beim Probestück 5 (doppelte Eckaussteifung) beträgt die vergleichbare Drucklast 2420 kg gegenüber 1890 kg bei den Probestücken 7. Die Verminderung der Ecksteifigkeit ist 22%. Immerhin ist aber die Ecksteifigkeit der Blechträgerversuchsstücke noch um 11% größer als bei der Profilträgerbauweise.

### Versuchsgruppe C

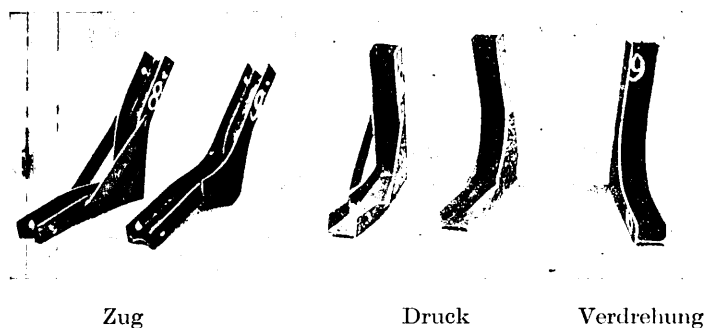
(Versuchsstücke mit doppelter Eckaussteifung, jedoch mit größerer Ecksteifigkeit als bei der Versuchsgruppe A) (Textabb. 6).

#### 1. Zugversuche.

Probestück 8. Bei diesen in Profilträgerbauweise ausgeführten Proben, bei denen die oberen und unteren Decklaschen in einer Entfernung von 160 mm angeordnet sind, riß jeweils die Schweißnaht einer der beiden aufgesetzten Laschen an einem Schenkel bei einer Zugkraft von 5300, 5700, 5750, 5900 bzw. 6200 kg im Mittel also bei 5770 kg.

Probestück 9. Bei diesen in Blechträgerbauweise ausgeführten Proben, wobei jedoch die obere und untere Eckausrundung von der Winkelecke nur 140 mm entfernt ist, hielten vier Probestücke einer Höchstlast von 9500 kg ohne irgendwelche Anrisse stand; es trat bei dieser Höchstlast lediglich eine starke Dehnung ein. An einer Probe riß bei 6500 kg Zuglast ein Gurt in einer Entfernung von 190 mm

Abb. 6. Versuchsgruppe C.



von der Bezugskante ein. Dieser Anriß liegt jedoch 60 mm von der Schweißnaht entfernt; also auch bei diesem Versuch hat die Schweißnaht stand gehalten. Die mittlere vergleichbare Zuglast beträgt 8900 kg gegenüber 5770 kg bei der Profilträgerbauweise trotz der geringeren Entfernung der Eckblechausrundung von der Winkelecke.

Vergleicht man die Ergebnisse der Versuchsgruppe C mit denen der vergleichbaren Probestücke der Versuchsgruppe A, so kann man feststellen, daß bei der Profilträgerbauweise die Vergrößerung der Laschenentfernung von 110 mm (Probestück 2) auf 160 mm (Probestück 8) eine Erhöhung der durchschnittlichen Drucklast von 5583 kg auf 5770 kg also um 187 kg brachte. Bei der Blechträgerbauweise brachte die Erhöhung der Eckblechausrundungsentfernung von 110 mm (Probestück 5) auf 140 mm (Probestück 9) eine Erhöhung der durchschnittlichen Drucklast von 8820 kg auf 8900 kg, das sind 80 kg; aber auch hier liegt die Zuglast erheblich höher als bei der Profilträgerbauweise.

#### 2. Druckversuche.

Probestück 8. Bei diesen Proben knickten beide Flanschen an einem Schenkel in unmittelbarer Nähe der Schweißnaht der Decklasche, bei einer Drucklast von 2660, 2680, 2680, 2700 bzw. 2900 kg; im Mittel also bei 2720 kg ein.

Probestück 9. Bei diesen Proben knickten beide Flanschen an einem Schenkel bei einer Drucklast von 2350, 2450, 2450, 2500 und 2570, im Mittel also bei 2470 kg ein, in einer Entfernung von 175, 190, 180, 170 und 175, im Mittel also

in 178 mm Entfernung von der Bezugskante, d. h. 48 mm von den Schweißnähten entfernt; die Schweißnähte sind daher in keiner Weise gefährdet.

Die Ergebnisse entsprechen den Messungen an den vergleichbaren Versuchsstücken der Gruppe A. Bei beiden Versuchsgruppen haben die Schweißnähte die Drucklasten ausgehalten, bei denen schon erhebliche Ausbeulungen eintraten. Während bei der Profilträgerbauweise durch die Erhöhung der senkrechten Entfernung der Laschen von 120 mm auf 160 mm eine Vergrößerung der Ecksteifigkeit von 2000 kg auf 2720 kg brachte, erhöhte sich durch die Erhöhung der senkrechten Entfernung der Ausrundung von 120 mm auf nur 140 mm die Ecksteifigkeit der vergleichbaren Probestücke der Blechträgerbauweise von 2420 kg auf 2470 kg, also um 50 kg.

Mit dem Versuchsstück 9 wurde auch ein Verdrehungsversuch durchgeführt. Die Verdrehungssteifigkeit ist aber auch hier sehr gering. Bei einer Drehkraft von 300 kg beträgt die Länge der Verdrehung 23,5 mm, bei 400 kg schon 31,4 mm. Die Probestücke 9 verhalten sich wegen des L-förmigen Querschnittes in gleicher Weise wie die Probestücke 1, 3 und 4.

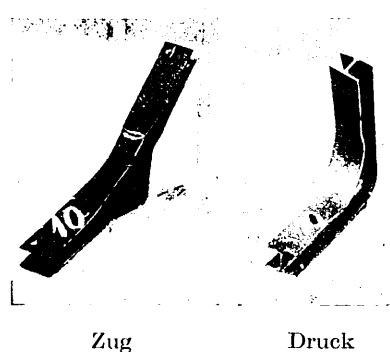
### Versuchsgruppe D

(Versuchsstücke mit einer für die Zug- und Druckbeanspruchung günstigen Baustoffverteilung) (Textabb. 7).

#### 1. Zugversuche.

Probestück 10. Vier Proben zeigten bei einer Höchstlast von 9600 kg keinerlei Anrisse, der innere Flansch wurde jedoch stark nach innen eingezogen. Bei einem Probestück riß bei einer Zugkraft von 9400 kg in einer Entfernung von 220 mm von der Bezugskante der innere Flansch ein, das ist etwa in 35 mm Entfernung von der Schweiß-

Abb. 7. Versuchsgruppe D.



naht. Durch die Formgebung des Probestückes ist also eine Erhöhung der Bruchlast von 8820 kg (Probestück 5) und 8900 kg (Probestück 9) auf im Mittel 9560 kg ohne Baustoffvermehrung erreicht worden, wobei sogar das Probestück 10 etwa 10% leichter ist als das Probestück 9.

#### 2. Druckversuche.

Probestück 10. Sämtliche Proben zeigten keine Anrisse, sondern nur Formänderungen, die hauptsächlich an den inneren Flanschen durch Ausweiten nach außen aufgetreten sind. Die Drucklast betrug 2750, 2750, 2980, 2900 und 2850 im Mittel 2846 kg. Auch hier ist trotz geringeren Gewichtes durch die Formgebung eine Erhöhung der Drucksteifigkeit von 2420 kg (Probestück 5) bzw. 2570 (Probestück 9) auf 2846 kg festzustellen.

### Versuchsgruppe E (Kastenträgerbauweise) (Textabb. 8).

#### 1. Zugversuche.

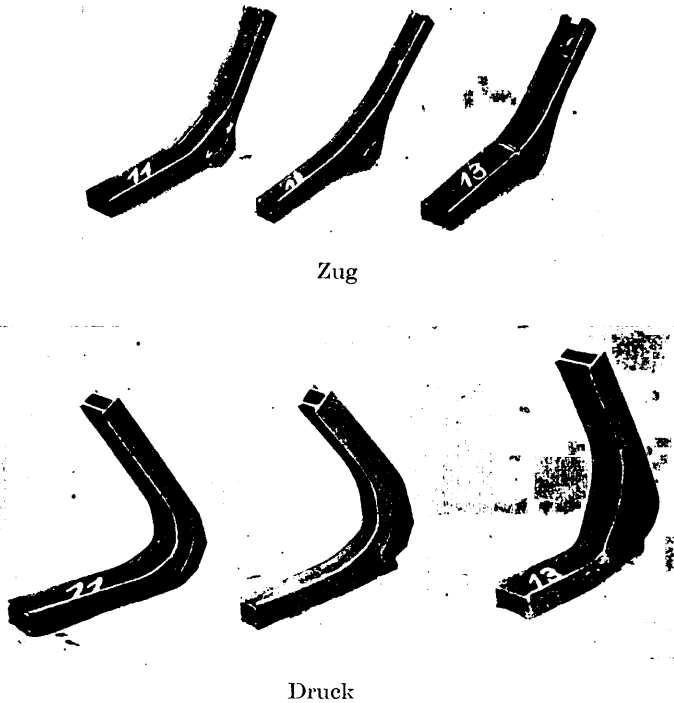
Probestück 11 mit 110 mm Ausrundungshalbmesser. Bei sämtlichen Proben sind in den Eckblechen Anrisse eingetreten, die von den Aussparungen ausgehen, und zwar bei Belastungen von 3400, 3500, 3600, 4000, 4200 kg, im Mittel also bei 3740 kg. Die beiden Schenkel sind ohne Anrisse jedoch stark nach außen gestreckt; die Schweißnähte unverletzt.

Probestück 12 mit 160 mm Ausrundungshalbmesser. Die sämtlichen Proben sind mit einer Zuglast von 9600 kg gestreckt worden, ohne daß irgendwelche Anrisse auftraten. Bei diesen Proben ist es gelungen, die Aussparungen sowohl hinsichtlich ihrer Größe als auch ihrer Lage richtig zu bemessen.



Probestück 13. Mit ebenfalls 160 mm Ausrundungshalbmesser, jedoch mit einer Reihe kreisrunder Aussparungen in den Gurten. Bei einer Probe trat bei 8000 kg Zuglast kein Bruch auf. Bei zwei Probestücken trat bei einer Zugkraft von 6800 und 7600 kg ein Anbruch der beiden Gurte auf, und zwar bei einem Gurt in einer Entfernung von der Bezugskante von 180 bzw. 175 mm und beim anderen Gurt bei 165 bzw. 175 mm desselben Schenkels. Bei zwei Proben trat ein Anriß auf bei einer Zuglast von 7800 und 8800 kg, wobei nur je ein Gurtanriß in 175 und 140 mm Entfernung von der Bezugskante eintrat.

Abb. 8. Versuchsgruppe E.



Alle Anbrüche gingen von den Bohrungen aus und traten über die Schweißnähte auf den inneren Steg über.

Die Aussparungen in den Gurten stellen also hinsichtlich ihrer Größe und ihrer Lage eine ungünstige Schwächung des Baustoffes der Gurte dar. Nur beim Versuchsstück 12 ist es durch richtige Bemessung der Aussparungen gelungen, auch bei hohen Beanspruchungen Anrisse zu vermeiden. Der Konstrukteur muß daher bei der Wahl der meist im Interesse der Gewichtsersparnis liegenden oder wegen der leichten Zugänglichkeit zu Apparaten erforderlichen Aussparungen hinsichtlich ihrer Größe und Lage größte Sorgfalt walten lassen. Der Gefahr des Anreißen kann am besten begegnet werden durch Umbördeln der Ränder oder durch Umschweißen der Aussparungen mit Gurten.

2. Druckversuche.

Probestück 11. Sämtliche Proben zeigten keine Anrisse. Die Formänderungen sind hauptsächlich bei Beginn der Ausrundungen der Gurte aufgetreten, während die Schenkel ziemlich unverändert blieben. Die Drucklast betrug 1280, 1300, 1380, 1400, 1450, im Mittel 1360 kg.

Probestück 12. Auch hier zeigten sämtliche Probestücke keine Anrisse. Die Formänderungen traten an gleichen Stellen auf wie bei den Probestücken 11. Die Drucklast betrug 2570, 2600, 2600, 2650 bzw. 2650, im Mittel 2620 kg.

Probestück 13. Diese Proben zeigten bei 2500, 2600, 2630, 2720 bzw. 2750, im Mittel also 2640 kg Drucklast in einer Entfernung von der Bezugskante von 160, 150, 160, 150, 155 mm leichte anrißfreie Einknickungen beider über den inneren Steg vorstehenden Gurtteile.

Vergleicht man die Ergebnisse der in Kastenträgerbauweise ausgeführten Eckverbindungen der Versuchsgruppe E (Probestück 12) mit den Ergebnissen der in Blechträgerbauweise mit C-förmigen Querschnitt ausgeführten Versuchsstücken der Versuchsgruppe A und C so kommt man zu folgendem Ergebnis. Es beträgt im Mittel

die vergleichbare mittlere Zuglast bei	
Probestück 5 . . . . .	8820 kg
„ 9 . . . . .	8900 kg
„ 12 . . . . .	9600 kg
die vergleichbare Drucklast bei	
Probestück 5 . . . . .	2410 kg
„ 9 . . . . .	2470 kg
„ 12 . . . . .	2620 kg

Man erkennt, daß die Kastenträgerbauweise hinsichtlich der Zugbeanspruchung günstiger ist als die in offener Blechträgerbauweise ausgeführten Eckverbindungen. Die Druckversuche haben ebenfalls für die Kastenträgerbauweise eine leichte Überlegenheit gezeigt. Da Kastenträger erheblich verwindungssteifer sind als C-förmige Träger, wurden mit dem Probestück 13 Verdrehungsversuche angestellt. Bei einer Drehlast von 300 kg beträgt die Länge der Verwindung nur 3,4 mm (bei Probestück 1 dagegen 54,4 mm) das Probestück 13 hat erst bei 800 kg Drehlast eine Verwindungslänge von 23,8 mm, bei 900 kg dagegen schon 57,2 mm.

Versuchsgruppe F

(Anschluß eines Querträgers an einen Langträger) (Textabb.9).

Die Probestücke wurden so geprüft, daß die beiden freien Enden des Langträgers eingespannt wurden und das freie Ende des senkrecht zum Langträger und in der Mitte desselben angeschweißten Profilträgers in einer Entfernung von 580 mm belastet wurde, und zwar so, daß in einem Fall der Kraftangriff auf die Gurtkanten bei obenliegendem Steg ( $\downarrow$ ) und das andere Mal bei unten liegendem Steg ( $\uparrow$ ) ansetzt.

Biegungsversuch I (Lastangriff bei obenliegendem Steg  $\downarrow$ ).

Probestück 14. Bei sämtlichen in Profilträgerbauweise ausgeführten Proben knickten die beiden Gurte des Querträgers anrißfrei aus, und zwar bei 800, 850, 850, 860 bzw. 870, im Mittel also bei 846 kg Druck in einer Entfernung von 195, 195, 185, 180 und 205 mm von der Bezugskante.

Probestück 15. Bei den in Blechträgerbauweise ausgeführten Probestücken knickten ebenfalls die beiden Gurte des Querträgers ohne Anrisse, ein und zwar bei 850, 850, 850, 875 und 900, im Mittel bei 865 kg Druck in einer Entfernung von 175, 185, 195, 180 und 195 mm von der Bezugskante.

Biegungsversuch II (Lastangriff bei untenliegendem Steg).

Probestück 14. Bei diesem Versuch knickten anrißfrei die beiden Gurtbleche aus bei einer Drucklast von 750, 775, 800, 900 und 920, im Mittel also bei 829 kg in einer Entfernung von 180, 190, 190, 190 und 180 mm von der Bezugskante.

Probestück 15. Bei vier Proben zeigte sich an der zugbeanspruchten Kante des einen Gurtbleches ein Anriß bei 700, 925, 925, 950 kg, bei einer Probe war kein Anriß vorhanden; bei 825 kg Druck trat aber eine starke Verformung des Querträgers ein. Die Ausknickung trat in einer Entfernung von 200, 195, 200, 195 und 210 mm von der Bezugskante ein.

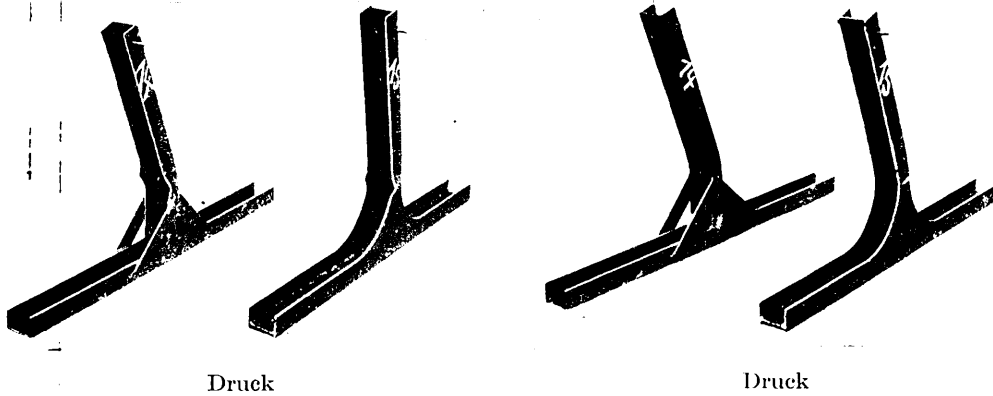
Die mittlere Druckbelastung beträgt daher 865 kg. Da die Anrißstellen in der Nähe der Schweißnaht liegen, müssen

diese von hier mehr gegen das freie Schenkelende des Querträgers gelegt werden.

Die Überlegenheit der Blechträgerbauweise ist bei diesen Probestücken nur geringfügig. Die Versuchsstücke haben jedoch den Nachteil, daß der unter der Last ausweichende Schenkel

risse allgemein bei geringeren Zugbeanspruchungen auf und außerdem stets in den Schweißnähten. Wenn also schon bei statischen Belastungen die Schweißnähte durch Anrisse gefährdet sind, um so viel größer wird diese Gefahr bei dynamischer Beanspruchung.

Abb. 9. Versuchsgruppe F.



die Schweißnaht zu gering beansprucht, so daß bei keinem Belastungsversuch die Schweißnähte aufrissen. Ein einwandfreier Vergleich ist daher nicht möglich.

*Das allgemeine Ergebnis der angestellten Versuche ist folgendes:*

Die in idealer Blechträgerbauweise hergestellte Eckverbindung ist, wenn sie auf Zug beansprucht wird, der Normalprofilträgerecke mit aufgeschweißter Laseche um ein Bedeutendes überlegen. Wenn Anrisse eintreten, so erfolgen diese bei der Blechträgerbauweise erst bei erheblich höheren Zugkräften und liegen dann in Zonen, die von den Schweißnähten weit genug entfernt sind. Anders hingegen ist das Verhalten der Profilträgerecken. Bei diesen treten die An-

laschenschweißnähte und können daher zum Absprengen der Laschen führen.

Aus den Verdrehungsversuchen können allgemeine Folgerungen nicht abgeleitet werden, weil einmal die offenen Profilstücke sich für reine Verdrehungsversuche nicht eignen, ferner die Einspannung, wie sie für die geprüften Bauteile im ganzen Baustück in der Wirklichkeit besteht, in der Prüfmaschine nicht nachgebildet werden konnte.

Wenn auch die im praktischen Betriebe auftretenden, wirklichen Beanspruchungen mit den vorhandenen Prüfmaschinen nicht ermittelt werden können, so geben die angestellten, behelfsmäßig durchgeführten Versuche dem Konstrukteur doch schon wertvolle Anhaltspunkte für die Formgebung der Bauelemente.

## Über den Wagenlauf zweiachsiger Güterwagen.

Von Reichsbahnrat P. Schöning VDI, WVV, Dipl.-Ing. E. Sperling WVV, und techn. Reichsbahninsp. E. Gullasch WVV.

Hierzu Tafel 18.

Es werden die Laufeigenschaften zweiachsiger Güterwagen im geraden Gleis behandelt und Gesichtspunkte, die beim Entwurf zur Erreichung einer ausreichenden Laufgüte bei höheren Fahrgeschwindigkeiten zu beachten sind, angegeben. Sodann werden die verwendeten Meßeinrichtungen besprochen.

Im Rahmen der allgemeinen Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit bei der Deutschen Reichsbahn wurde auch die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit für zweiachsige Güterwagen gefordert. Es erübrigt sich, auf die Gründe näher einzugehen, die zu dieser Forderung führten. Sie sind in der einschlägigen Literatur hinreichend behandelt\*).

Der Einführung einer höheren Fahrgeschwindigkeit bei Güterwagen stellen sich bei dem vorhandenen Wagenpark in bezug auf die Laufeigenschaften wesentliche Schwierigkeiten entgegen, da nach den Erfahrungen ein befriedigender Wagenlauf mit einfachen Mitteln nicht zu erzielen ist. Die Schwierigkeiten liegen in erster Linie bei den waagerechten Laufeigenschaften quer zum Gleis, da der Lauf in senkrechter Richtung in einfacher Weise durch die Wahl einer entsprechenden Feder verbessert werden kann. Die senkrechten Stöße nehmen bei steigender Fahrgeschwindigkeit im allgemeinen keine betriebsgefährlichen Eigenschaften an, wenn auch mit Rücksicht auf Schonung des Gleises und des Ladegutes eine weichere Federung erwünscht wäre. Dagegen nimmt die Laufgüte waagrecht

quer zum Gleis mit steigender Fahrgeschwindigkeit wesentlich ab und wird unter Umständen betriebsgefährlich. Der schlechte Lauf äußert sich im allgemeinen in Dauerschwingungen, die zur Beschädigung des Untergestelles (Langträgerrisse), zum Heißlaufen der Lager oder bei kurzachsständigen Wagen (etwa unter 4 m) möglicherweise sogar zur Entgleisung führen können.

Im folgenden wird daher das Wesen des waagerechten Wagenlaufes quer zum Gleis erörtert, und es werden die Mittel behandelt, welche beim Entwurf neuer Güterwagen zu berücksichtigen sind und mit denen auf Grund von Erfahrungen sich bei zweiachsigen Güterwagen ein befriedigender Wagenlauf im geraden Gleis erzielen läßt. In Gleisbogen sind, soweit sie richtig liegen und mit richtiger Geschwindigkeit durchfahren werden, bei Güterwagen lauftechnisch keine Schwierigkeiten.

Ein im Gleis frei rollender Radsatz führt bekanntlich infolge der kegelförmigen Laufflächenneigung einen Wellenlauf (Sinuslauf) aus und beeinflußt dadurch die Laufeigenschaften des Wagens in waagerechter Richtung ausschlaggebend. Die Wellenlänge  $l$  eines im Gleis frei rollenden Radsatzes ist bei

\*) Lichtenfeld, Verkehrstechn. Woche, Heft 39/40, Sept./Okt. 1936.



gleichbleibender Laufflächenneigung,  $l = 2\pi \sqrt{\frac{re}{2\gamma}}$  \*). Darin bedeutet  $r$  = Halbmesser des Rades,  $e$  = Abstand der Rollkreise,  $\gamma$  = Laufflächenneigung (z. B.  $\frac{1}{40}$ ,  $\frac{1}{20}$ ). Bei einheitlicher Laufflächenneigung ist demnach die Wellenlänge von der Geschwindigkeit theoretisch unabhängig. Infolge der Rückwirkung der mit der Achse gekoppelten Wagenmasse, der Wirkung der Rückstellkräfte der Gehänge und der Kreiselwirkung der Radsätze wird jedoch die Wellenlänge im allgemeinen mehr oder weniger gestreckt, da die Achse am freien Pendeln gehindert wird. Durch Vergrößerung der Rückstellkräfte der Gehänge kann das Auftreten eines ausgesprochenen Sinuslaufes der Achse verhindert, oder es kann zum mindesten die Wellenlänge vergrößert werden. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit steigt die Wellenlänge im allgemeinen merklich an. Mittelwerte aus einer Reihe von Beobachtungen ergaben, daß die Wellenlängenzunahme  $l_2 - l_1$  mit steigender Fahrgeschwindigkeit  $V$  in km/h etwa  $0,25 (V_2 - V_1)$  beträgt.

Mit zunehmendem Laufwege der Wagen wird die Laufflächenneigung der Radsätze steiler und weicht immer mehr von der Form des geraden Kegels ab. Bei eingelaufenen Radsätzen ist die Ermittlung der Wellenlänge nach der Formel von Klingel nicht brauchbar. Auf Grund zahlreicher Messungen der Wellenlänge bei Fahrversuchen mit zweiachsigen gedeckten Güterwagen (Gl-Wagen) kann zur Ermittlung der Wellenlänge eine Erfahrungsformel angegeben werden. Die Wellenlänge  $l$  wird angenähert  $= 2\pi \sqrt{\frac{re}{2\gamma}} \cdot C \sqrt[3]{\gamma + 0,25 (V - 90)}$  \*\*);  $V$  in km/h,  $r$  und  $e$  in m. Die Frequenz des Sinuslaufes der Achse beträgt  $f = \frac{V}{3,61}$  in Hz, so daß man auch die voraussichtliche Frequenz der dem Wagenkasten von der Achse aufgezungenen Schwingung ermitteln kann.

Die waagerechte Schwingung des Wagenkastens quer zum Gleis ist im Regelfalle eine erzwungene Schwingung, die ausschlaggebend von der Achsschwingung beeinflusst wird, so daß die Heftigkeit der Schwingungen des Wagenkastens durch Resonanzerscheinungen stark anschwellen kann. Die von der Achse erzwungenen Schwingungen des Wagenkastens nehmen bei den zweiachsigen Wagen im allgemeinen eine Form an, die sich auf drei grundlegende Schwingungsarten zurückführen lassen und zwar:

1. auf Querschwingungen des Wagenkastens in Kreisbogen, die in Ebenen senkrecht zum Gleis liegen und die der Pendelbahn der Gehänge entsprechen,
2. auf Drehschwingungen des Wagenkastens (Schlingern)\*\*\* um seine senkrechte Mittelachse und
3. auf Drehschwingungen um eine waagerechte Längsachse.

Im folgenden werden die unter 1. genannten Schwingungen kurz mit Querschwingungen, die unter 2. mit Drehschwingungen (Drehen) und die unter 3. mit Wankschwingungen (Wanken) bezeichnet.

Zu 1., Querschwingungen:

Infolge der Aufhängung des Wagenkastens in den Federaugen an Gehängen schwingen alle Massenpunkte auf einer Bahn mit gleichem Halbmesser = Pendellänge, so daß die Eigenschwingungszahl der Querschwingungen nach der Formel für das mathematische Pendel berechnet werden kann:

$$f_q = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_w}}; f = \text{Frequenz in Hz, } l_w = \text{wirksame Pendellänge}$$

\*) Klingel, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1883, Heft 4.

\*\*\*) C schwankt zwischen 2,8 und 3,5 je nach der Art und Form der Schienen des Oberbaues.

\*\*\*\*) Vergl. Meinecke, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 13 vom 1. Juli 1937.

länge,  $g$  = Erdbeschleunigung. Die wirksame Pendellänge  $l_w = l \sin \alpha$ . Darin bedeutet  $l$  die Gehängellänge und  $\alpha$  die Neigung der Gehänge gegen die Waagerechte. Zum Beispiel wäre bei Gehängen einer Länge von 200 mm (das sind  $\sim 120$  mm Bolzenmittenabstand), die unter  $45^\circ$  gegen die Waagerechte geneigt sind;  $20 \cdot \sin 45^\circ = 14,15$  cm und die Frequenz  $f_q =$

$$= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{981}{14,15}} = 1,33 \text{ Hz.}$$

Zu 2., Drehschwingungen:

Die Drehschwingungen erfolgen um die durch den Schwerpunkt gehende senkrechte Achse, wobei der Wagenkasten wieder in den Federaugen an den Gehängen hängt (Abb. 1).

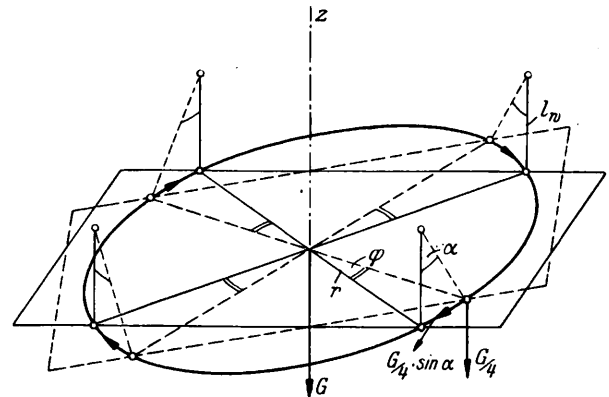


Abb. 1.

Das Rückstellmoment  $M_r$  je Wagenecke ist bei der vereinfachten Annahme (beide Gehänge einer Feder zu einem vereinigt gedacht, ferner die Rückstellkräfte in Längsrichtung unberücksichtigt gelassen, die elastische Verformung der Schienen und Radsätze wird bei diesen Betrachtungen gleichfalls vernachlässigt, da erfahrungsgemäß ihr Einfluß auf die Eigenschwingungszahl des Wagenkastens unwesentlich ist) nach Abb. 1  $\frac{G}{4} \sin \alpha r$  und für den ganzen Wagen

$$4 \frac{G}{4} \sin \alpha r = G \sin \alpha r. \text{ Es ist annähernd bei kleinem Winkel } \alpha$$

$$l_w \sin \alpha = r \varphi, \sin \alpha = \frac{r \varphi}{l_w}, M_r \text{ wird dann } = G \frac{r^2 \varphi}{l_w} = c_m \varphi,$$

$$\text{für } \varphi = 1 \text{ wird } c_m = \frac{G r^2}{l_w}, c_m \text{ ist das Drehmoment gemessen}$$

in cm kg, das notwendig ist, um den Wagenkasten um den Winkel  $\varphi$ , gemessen im Bogenmaß, zu verdrehen. Die Eigenschwingungszahl eines Drehschwingers ist  $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_m}{J}}$ , im

$$\text{vorliegenden Falle } f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Gr^2}{l_w J_z}}, J_z \text{ ist das Massenträgheitsmoment des Wagens ohne Radsätze bezogen auf die z-Achse.}$$

Zum Beispiel bei einem Glr-Wagen ist  $J_z$  des leeren Wagenkastens  $\sim 15500$  mkg $s^2$ \*,  $G \sim 11000$  kg,  $r = 3,635$  m,  $l_w =$

$$= 0,1415 \text{ m: } f_z \text{ wird dann } \frac{3,635}{2\pi} \sqrt{\frac{11000}{0,1415 \cdot 15500}} \sim 1,3 \text{ Hz.}$$

Die Rückstellkräfte der Gehänge in Wagenlängsrichtung wirken im geringen Maße im Sinne der Erhöhung des Rückstellmomentes bei der Drehschwingung.

Zu 3., Wankschwingungen (Wanken):

Die reinen Wankschwingungen erfolgen etwa um die Wagenlängsachse in Höhe der Federaugen. Nach Abb. 2 ist das Rückstellmoment je Feder  $M_r = c_f \cdot e \cdot \alpha = c_f e^2 \alpha$ , für

\*) Professor Baumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. März 1936.

\*) Professor Baumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. März 1936.

\*) Professor Baumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. März 1936.

\*) Professor Baumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. März 1936.

den ganzen Wagen  $M_{rw} = 4 c_f e^2 a$ , für  $a = 1$ ,  $M_{r1} = c_m = 4 c_f e^2$ . Die Eigenschwingungszahl der Wankbewegungen ist dann  $f_x = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_m}{J_x}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 c_f e^2}{J_x}} = \frac{e}{\pi} \sqrt{\frac{c_f}{J_x}}$ ; darin bedeutet  $c_f =$  die Federkonstante der Tragfeder in kg/cm. Zum Beispiel bei einer 1650 mm langen Blattragfeder (neunlagig mit einem Stahlquerschnitt von 120 · 16 mm) beträgt  $c_f \sim 625$  kg/cm,  $e = 97,8$  cm,  $J_x = J_s + m d^2$ ,  $m = 1100 \frac{\text{kg s}^2}{\text{m}}$ ,  $J_s \sim 2350$  mkg $s^2$ \*,  $d = 0,5$  m;  $J_x = 2350 + 1100 \cdot 0,5^2 = 2625$  mkg $s^2$ .  $f_x$  wird dann  $\sim \frac{97,8}{\pi} \sqrt{\frac{625}{262500}} \sim 1,5$  Hz.

Bei den Wankbewegungen ist die Verwindungssteifigkeit des Wagenkastens nicht ohne Einfluß auf die Heftigkeit der Wankbewegungen. Die beiden Achsen eines Wagens schwingen im allgemeinen nicht phasengleich, so daß beim Wanken der Wagenkasten mehr oder weniger verwunden werden muß.

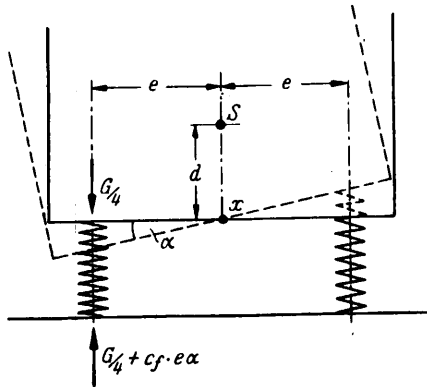


Abb. 2.

Die vereinfachten Formeln der Eigenschwingungszahlen der drei Schwingungsarten sind zusammengestellt:

$$f_u = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_w}}; f_z = \frac{r}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{l_w J_z}}; f_x = \frac{e}{\pi} \sqrt{\frac{c_f + c_w}{J_s + m d^2}}$$

( $c_w =$  Anteil der Konstante der Verwindungssteifigkeit).

Die Eigenschwingungszahl der Querschwingungen kann durch Änderung der wirksamen Gehängelänge verändert werden. Sie steigt durch Verkürzung der Gehängelänge.

Die Eigenschwingungszahl der Drehschwingungen steigt durch Vergrößerung des Achsstandes, Verkürzung der wirksamen Gehängelänge und Verkleinerung des Massenträgheitsmomentes = Verkleinerung der Massenüberhänge.

Die Eigenschwingungszahl der Wankbewegungen steigt mit Vergrößerung der Federkonstante der Abfederung und Wagensteifigkeit, Verkleinerung des Massenträgheitsmomentes in bezug auf die Wagenlängsachse und Verkleinerung des Schwerpunktsabstandes von der Achse der Wankbewegungen.

Wenn ein zweiachsiger Wagen nur mit der Schwingungsweite der Achsschwingung schwingen würde, würden seine waagerechten Laufeigenschaften im allgemeinen befriedigen, da bei der Frequenz der Achsschwingung die Querbeschleunigungen des Wagenkastens verhältnismäßig klein sein würden. Die an zweiachsigen Fahrzeugen beobachteten Schwingungen sind jedoch mitunter recht heftig. Das zeitweise Anschwellen der Schwingungsheftigkeit ist daher auf Resonanzerscheinungen zwischen der Achsschwingung und den drei behandelten Schwingungsarten zurückzuführen. In der Regel werden bei einem fahrenden Fahrzeug alle drei Schwingungsarten nebeneinander auftreten und die eine oder die andere je nach der

Resonanzlage sich stärker ausbilden. Am heftigsten werden wohl die Schwingungen, wenn Resonanz gleichzeitig bei zwei oder allen drei Schwingungsarten eintritt.

Zur Erzielung eines befriedigenden Wagenlaufes wird man daher zu erreichen suchen, daß die Eigenschwingungszahl des Wagenkastens nicht mit der Achsschwingung zusammenfällt. Da man die Achsfrequenz nur verkleinern kann, muß man versuchen, die Eigenfrequenz der Wagenkastenschwingungen zu erhöhen. Da die Wankbewegungen bei beladenen Wagen im allgemeinen die niedrigste Eigenfrequenz besitzen, wird der schlechte Wagenlauf bei wenig verwindungssteifem Wagen sich in erster Linie durch heftiges Wanken des Wagenkastens bemerkbar machen.

Die für zweiachsige Wagen theoretisch ermittelten Schwingungszahlen der einzelnen Schwingungsarten, entsprechen annähernd den auf Versuchsfahrten mit Schwingungsmessern ermittelten Werten. Mit dem Auftreten der theoretisch ermittelten Eigenfrequenz bei Dauerschwingungen (1,2 bis 1,8 Hz) war ein schlechter Wagenlauf waagrecht quer zum Gleis verknüpft, was auf Resonanzerscheinung schließen läßt.

Da die erwähnten Mittel zur Verbesserung des Wagenlaufes im geraden Gleis aus konstruktiven Gründen sich nur im begrenzten Maße anwenden lassen, wird es nicht immer möglich sein, die Resonanzerscheinung der Achs- und Wagenkastenschwingung bei Güterwagen mit großer Belastungsspanne, zu verhindern. Man wird daher versuchen müssen, die Heftigkeit der Schwingungen im Resonanzfalle zu dämpfen.

Im folgenden seien als Ergebnis eingehender Versuche die Mittel behandelt, welche zur Verbesserung des Laufes zweiachsiger Güterwagen in seitlich waagerechter Richtung im geraden Gleis führen. Nach diesen Gesichtspunkten gebaute Wagen sind den Anforderungen in der Praxis gewachsen.

Zunächst dachte man daran — wie bei den D-Zugwagen —, die seitlichen Schwingungen an der Wurzel, nämlich beim Radreifen, zu bekämpfen. Mit Radreifen einer Kegelneigung von 1:40 — 1:20 im Vergleich zu Reifen mit einer Neigung von 1:20 — 1:10 ist es bekanntlich möglich, die Wellenbahn einer freilaufenden Achse von 17 m auf 24 m zu strecken, und dementsprechend die Achsfrequenz zu verkleinern. Mit neuen Reifen 1:40 — 1:20 konnte man auch den Lauf zweiachsiger Güterwagen seitlich waagrecht erheblich verbessern. Es stellte sich aber heraus, daß diese Radreifen bei beladenen Güterwagen (ausgelastet) verhältnismäßig schnell verschleifen. Hierbei erhalten sie einen steileren Laufkegel, der in Kürze den bisher üblichen Kegel von 1:20 erreicht. Dies trifft besonders für die kurzachsständigen Wagen von 4,5 m Achsstand und weniger zu, z. B. für Om-, O-, G-, K-, V-Wagen und andere, von denen die ersten drei Arten den größten Anteil aller Güterwagen (etwa zusammen 425000 Stück von 554000 vorhandenen Güterwagen) stellen. Auch bei Wagen größeren Achsstandes (z. B. Glr- und R-Wagen von 7 m Achsstand und Glhs-Wagen von 7,7 m Achsstand) zeigte sich bei Radreifenverschleißversuchen mit voll ausgelasteten Wagen ein großer Verschleiß des ursprünglichen Laufkegels 1:40 — 1:20, der nach verhältnismäßig kurzer Laufzeit zu schlechten Laufergebnissen führte. Wie Vergleichsversuche zeigten, waren diese Wagen im Vergleich zu gleichartigen Wagen mit ursprünglichen Radreifen 1:20 — 1:10 dann kaum noch im Vorteil. Praktisch würde das bedeuten, daß die Radreifen 1:40 — 1:20 innerhalb eines Jahres etwa zweimal (je nach Auslastung des Wagens) abgedreht werden müßten, was im Hinblick auf sparsame Stoffwirtschaft unerwünscht ist. Außerdem ist ein Erfolg nur bei gewissenhaftester Überprüfung des Radreifenzustandes dieser Wagen gegeben.

Bei den nun folgenden Maßnahmen zur Verbesserung des Laufes zweiachsiger Güterwagen in seitlich waagerechter Rich-

\* Professor Baumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., vom 15. März 1936.

tung ging man davon aus, jeden möglichen Radreifenzustand und weiterhin auch jede vorhandene Schienenform als gegeben zu betrachten und trotzdem zu versuchen, auch bei den ungünstigsten Verhältnissen den Lauf dieser Wagen befriedigend zu gestalten.

Zur Verkleinerung der Achsfrequenz war es also notwendig, die von der Neigung des Radreifens abhängige Wellenlänge zwangsläufig zu strecken. Das ist auf zwei Wegen möglich:

1. durch Führung der Achse in Längsrichtung,
2. durch größere Rückstellkräfte in den Gehängen.

Beide Maßnahmen sollen verhindern, daß der Radsatz entsprechend der durch die Kegelform bedingten verschiedenen Rollkreisdurchmesser abwechselnd rechts und links vorzieht.

Zu 1. wurden zwei Verfahren angewendet:

Erstens durch Führung des Achslagergehäuses zwischen den Achshaltern in Längsrichtung mit möglichst geringen Spielen. Führt man die Achse — vom Lagerchalenspiel abgesehen — auch quer zum Gleis, so hat man eine vollkommen „feste“ Achse. Tatsächlich haben auch Wagen mit diesen festen Achsen im Neuzustand im Vergleich zu sonst gleichartigen Wagen mit freien Achsen auch bei Radreifen ungünstigster Kegelform seitlich waagrecht befriedigende Laufeigenschaften beim Lauf im geraden Gleis ergeben. Versuche zeigten, daß die Größe des Querspieles hierbei an Bedeutung zurücksteht.

Dies Verfahren ist jedoch aus drei Gründen nicht durchführbar:

Feste Achsen kann man nur für Wagen bis 4,5 m Achsstand anwenden, da Wagen mit festen Achsen größeren Achsstandes nicht mehr den Bestimmungen der TE entsprechen. Daß diese Bestimmungen in bezug auf das radiale Einstellen der führenden Achse notwendig sind, konnte durch Versuche nicht bestätigt werden, da Bogenlaufversuche mit freien Lenkachsen auch bei genügenden Spielen keine radiale Einstellung der führenden Achse ergaben.

Der Verschleiß der Achshaltergleitbacken kann nicht verhindert werden, auch wenn diese dauernd geschmiert werden. Dies ist bei der großen Masse der Güterwagen überhaupt nicht durchführbar. Notwendige Kleinstspiele von 0,5 bis 1 mm zwischen Achslagergehäuse und Achslagergleitbacke lassen sich bereits beim Neubau von Güterwagen in Reihenfertigung kaum noch herstellen. Wegen der großen Drücke und des ständigen Arbeitens ist der Verschleiß in den Achshalterführungen groß und steigt schnell. Ein Spiel von 2,2 mm längs bei wenig verwindungssteifen Wagen genügt, wie gemessen wurde, um die Führung fast wirkungslos zu machen. Quer zum Gleis sind dann beim Schwingen des Wagens die an den Achshaltern angreifenden Biegungskräfte wegen unmittelbarer Übertragung der Wagenkastenmassendrucke auf die Achslager derart groß, daß sich die Achshalter bald verbiegen.

Wegen dieser Massendrucke wird bei Gleitlagern durch das taktmäßige Anschlagen der Lagerchalensirnfläche gegen den Bund des Schenkels — wie die Versuche gezeigt haben — das Lager vom Bund aus zusätzlich beansprucht und erwärmt. Das Lagermetall wird zunächst weggequetscht, schließlich von dieser Stelle aus bis zur Schmelztemperatur erhitzt. Das Lager läuft heiß. Bei seitlich waagrecht sehr schlecht laufenden ausgelasteten Om- und O-Wagen zeigt sich diese Erscheinung häufig sogar bei der Achse mit Spielen (Lenkachse). Bei einer Großuntersuchung von Heißläufern der Gattung der Om-Wagen wurde bei 80 v. H. „Bundreibung“ als Ursache des Heißlaufens festgestellt. Diese wiederum war, wie ermittelt wurde, eine Folge des lauftechnisch ungünstigen Radreifenzustandes.

Bei Wagen mit Gleitlagern wird die feste Achse allein noch bei Wagen mit geringen Massenüberhängen (Schotterwagen) erprobt. Gleichfalls laufen noch Versuche mit festen Achsen

bei Rollenlagern und zwar bei Kübelwagen. Versuchsweise wurde bei einem zweiachsigen Wagen von 6,2 m Achsstand nur eine Achse festgelegt, um der TE zu genügen. Diese Maßnahme brachte weder bei der vorlaufenden noch bei der nachlaufenden Achse für den Lauf in seitlich waagerechter Richtung einen Erfolg.

Um dieselbe Wirkung (Vergrößerung der Wellenlänge) ohne eine Verschleißmöglichkeit unter Verzicht auf eine Verkleinerung des Achslagergehäusequerspieles zu erzielen, wurden Versuche mit Achslenkern ausgeführt. Diese Lenker greifen auf der einen Seite an der Achsbuchse und auf der anderen Seite am Wagengestell mit Gelenken an. Die Achse bleibt stets senkrecht zur Wagenlängsachse.

Lauftechnisch günstige Ergebnisse wurden bisher bei Rollenlagern erzielt. In der Abb. 3 ist eine versuchsmäßige Ausführung bei einem Kübelwagen mit Rollenlagern zu ersehen.

Die Verkleinerung der Achsfrequenz wird auch durch Vergrößerung der Rückstellkräfte der Gehänge erzielt. Das vorhandene Gehänge der Güterwagen neuerer Bauart (Glhs-Wagen) ist gegen die Waagerechte unter etwa  $60^\circ$  geneigt. Beim Pendeln der Achse aus der Mitte entstehen Rückstellkräfte, die die Achse wieder in die Mittelstellung zurückbringen wollen. Macht man die Rückstellkräfte so groß, daß sie dem

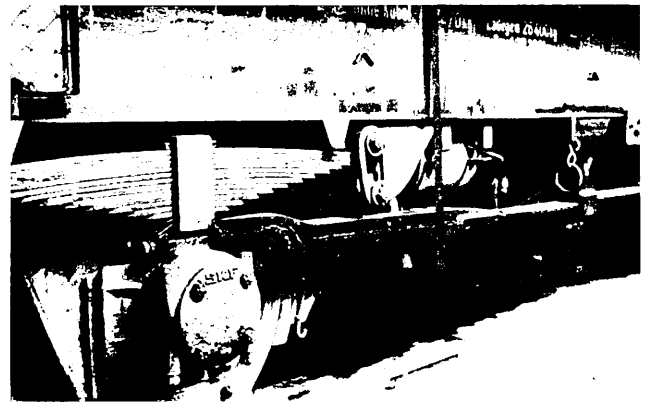


Abb. 3.

Auslenken des Radsatzes einen kräftigen Widerstand entgegen setzen, so streckt man die Wellenbahn der Achse gleichfalls zwangsläufig. Die Achse wird teilweise gleiten, wenn die Rollkreise infolge Anlaufens der kegelförmigen Radreifen verschieden sind. Man kann größere Rückstellkräfte einfach durch Flacherlegen des Gehänges auf  $45^\circ$  bzw.  $35^\circ$  erreichen. Versuche ergaben auch, daß der Lauf bei in sich steifen Wagen (Bühne oder Kasten) seitlich waagrecht hierdurch merkbar besser wurde. Der flache Winkel von  $35^\circ$  wurde für Wagen von 6 m Achsstand gewählt. Dagegen war für Wagen von 7 m Achsstand der Winkel von  $45^\circ$  ausreichend.

Das elastische Einfahren in Gleisbogen und Weichen blieb bei dem Wagen von 6 m Achsstand mit einem Gehängewinkel von  $35^\circ$  gegen die Waagerechte bei den festgesetzten Geschwindigkeiten hinreichend gewahrt. Die bei starken Auflaufstößen durch das Vorscheitlen der Achse auftretenden größeren Gehängekräfte wurden beim 6 m-Wagen durch Einschränkung des bisherigen Längsspieles der Achse begrenzt, wobei das elastische Einfahren in Gleisbogen usw. nicht benachteiligt wurde, wie die Versuche ergaben.

Durch ein Flacherlegen eines Gehänges gegebener Länge wird gleichzeitig auch die wirksame Pendellänge verkürzt. Hierdurch wird einer weiteren Forderung entsprochen, nämlich der Erhöhung der Eigenfrequenz der Wagenkastenschwingung (Quer- und Drehschwingung). Unter dem gleichen Gesichtspunkt hatte es sich, wie die Versuche ergaben, als zweckmäßig

erwiesen, die bisherige Gehängelänge von 210 mm mit einem Bolzenmittenabstand von 145 mm zu verlassen und einheitlich für neue Güterwagen der Normalbauart eine Gehängelänge von  $\sim 200$  mm mit einem Bolzenmittenabstand von 120 mm zu wählen. Dies Gehänge gestattet auch bei beschränkten Platzverhältnissen die Anwendung eines flachen Winkels, was bei gegebener Federlänge nur durch Versetzen der Federböcke möglich ist.

Bereits früher durchgeführte Versuche wiesen auf die Notwendigkeit einer Erhöhung der Eigenfrequenz der Dreh-schwingungen des Wagenkastens hin. Der Gl-Wagen mit einem ursprünglichen Überhang (ohne Puffer) von 1,9 m (ohne Bremserhaus) und 2,25 m (mit Bremserhaus) bei 7 m Achsstand lief waagrecht erheblich besser (bis 90 km/h ausreichend), sobald der Überhang auf 1,25 m verkürzt wurde. Eingehende Versuche an G-Wagen hatten ergeben, daß bei gegebener Kastenlänge weitestgehende Vergrößerung des Achsstandes unter gleichzeitiger Verkleinerung des Überhanges von ausschlaggebender Bedeutung für die Verbesserung der Laufeigenschaften seitlich waagrecht ist. Zum Beispiel ließ sich bei den G-Wagen ohne Bremserhaus mit einem Achsstand von 5,3 m (ursprünglich 4,5 m) unter Anwendung der bisher er-

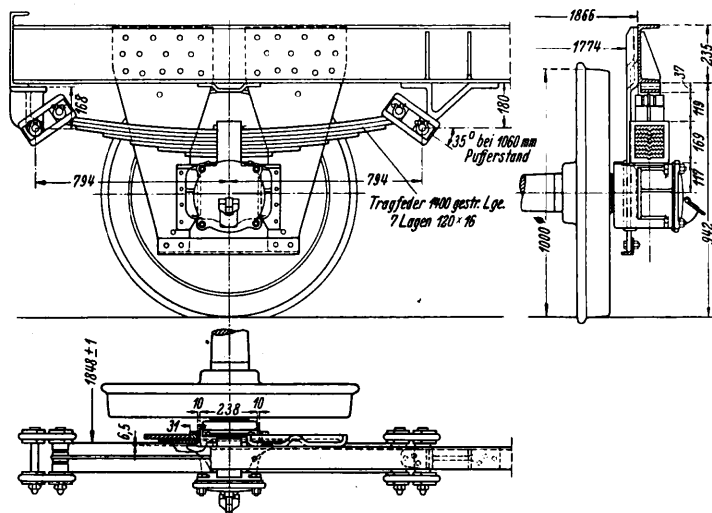


Abb. 4. Ghs-Wagen-Laufwerk.

wählten Mittel (flacher Gehängewinkel, kürzere Schaken) für eine Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h noch kein ausreichender Wagenlauf waagrecht quer zum Gleis erzielen. Erst nach weiterer Vergrößerung des Achsstandes auf 6 m unter gleichzeitiger Verwendung einer kürzeren etwas härteren Feder, deren äußerer Federbock in Sonderausführung unmittelbar unter dem Kopfstück angebracht ist, ließen sich bei 90 km/h Fahrgeschwindigkeit günstige Laufergebnisse erreichen (siehe Abb. 4).

Ähnlich verhielt es sich beim Om-Wagen, dessen Achsstand von 4,5 auf 5,4 m beim Wagen ohne Bremserhaus und auf 6 m beim Wagen mit Bremserhaus vergrößert wurde, und bei Kalkwagen (von 4,0 auf 5,0 m).

Zur Bekämpfung der Wankbewegungen galt es, neben der Wagensteifigkeit eine Abfederung mit großer Dämpfung (Blattfeder) zu wählen, deren Federkonstante (kg/cm) möglichst hoch ist. Das bedeutete die Wahl einer etwas härteren Feder (mit einer spezifischen Federung von  $\sim 16,5$  mm/t und auch  $\sim 12,5$  mm/t) als bei den bisherigen Ghs-Wagen mit einer spezifischen Federung von  $\sim 21$  mm/t. Andererseits war man bestrebt, die Federung auf jeden Fall weicher als die Federung ( $\sim 9$  mm/t) bei der großen Masse der bisherigen Güterwagen zu gestalten, da bei höheren Geschwindigkeiten die senkrechten Beschleunigungen beim Überfahren von Schienenstößen usw. zumal beim leeren oder wenig beladenen Wagen mit harter

Federung sehr unangenehm werden und zu einer Beschädigung empfindlicher Ladegüter führen würden. Auch wirken die Stöße des voll beladenen Wagens zermürend auf den Oberbau. Die gewählten Längen von 1650 mm mit neun Lagen bei Gl-Wagen und 1400 mm bei G-Wagen mit sieben Lagen (Stahlquerschnitt 120 . 16 mm) werden den Forderungen in bezug auf geringes Wanken und noch günstigen senkrechten Lauf gerecht, zugleich war es möglich, die bisher verlangte Tragfähigkeit von 17,5 t beizubehalten.

Wie die Versuche ergaben, ist das Abschwächen der Wankbewegungen an eine sehr wesentliche Forderung im Aufbau des Wagenkastens oder der Bühne (bei offenen Wagen) nämlich: an eine möglichst große Verwindungssteifigkeit gebunden. Über die Verwindungssteifigkeit und das von der damaligen Versuchsabteilung für Wagen in Grunewald entwickelte Verfahren zur Ermittlung ihrer Größe (Wagenverwindungskonstante) ist bereits eingehend geschrieben worden\*). Es stellte sich heraus, daß z. B. Kühlwagen mit einer Verwindungskonstante von etwa 200 kg/mm, deren doppelte Seitenwände zum Tragen mitherangezogen wurden\*\*) und deren Laufwerk nach den bisher behandelten Gesichtspunkten ausgebildet war, erheblich besser liefen als z. B. ein nicht so steifer Glhs-Wagen (Verwindungskonstante etwa 54 kg/mm) mit gleichem Laufwerk. Ganz besonders konnte man bei Plattformwagen, z. B. R- und Sm-Wagen mit Verwindungskonstanten von etwa 3 kg/mm und 2,2 kg/mm, beobachten, wie die Bühne während der Fahrt ständig im Takte des Wankens verwunden wurde. Auch stand das bisherige schlechte Laufergebnis zumal beim Sm-Wagen von 8 m Achsstand nicht im Einklang mit dem Ergebnis, das mit gleichen Mitteln bei Wagen von nur 7 m Achsstand aber größerer Steifigkeit erreicht worden war.

Erst nachdem es gelungen war, die Steifigkeit eines Plattformwagens (z. B. des R-Wagens) durch ein räumliches Sprengwerk (Abb. 1, Taf. 18) auf etwa 8,5 kg/mm zu erhöhen, wurden die Wankbewegungen geringer und damit der Lauf besser. Ein nach diesen Gesichtspunkten gebauter R-Wagen der bisherigen Ladelänge, der sowohl diagonal in der Ebene der Bühne als auch räumlich (Abb. 2, Taf. 18) versteift worden war, erreichte bei 8 m Achsstand eine Verwindungskonstante von etwa 40 kg/mm.

Die Laufeigenschaften dieses R-Wagens fielen entsprechend günstig aus. Der Wagen war für eine Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h auch am Zugschluß geeignet. Wanken war kaum festzustellen.

Es besteht die Absicht, diese Erfahrungen (Bekämpfung des Wankens durch Erhöhung der Verwindungssteifigkeit) auch auf offene Wagen anderer Bauart (Om, Sm) und auch auf gedeckte Wagen (Heranziehen der Seitenwände als tragende Bauteile bei diagonalen Versteifung des Untergestelles, z. B. bei G-Wagen) anzuwenden.

Da die Form der Radreifen und der Schienen infolge Verschleißes einem ständigen Wechsel unterworfen ist, ist es nicht immer möglich, kurzzeitig auftretende Resonanzschwingungen zwischen Achsschwingung und einer oder mehrerer der erwähnten Schwingungsformen zu verhindern. Hierbei ist noch zu berücksichtigen, daß die Werte der Eigenschwingungszahl des Wagenkastens wegen der immerhin möglichen verschiedenen Lastzustände vom leeren (Gesamtgewicht etwa 12 t) bis zum voll beladenen Wagen (etwa  $12 + 17,5 = 30$  t) erheblich von einander abweichen können. Da es aus betrieblichen und verkehrlichen Gründen nicht angebracht ist, das Ladegewicht herabzusetzen, wählte man den Weg, durch Dämpfung die Heftigkeit der Wagenkastenschwingung zu mildern. Durch

\*) Schinke, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. Juni 1936, Heft 12, S. 251.

\*\*) Taschinger, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 15. März 1937, Heft 6.

Einführung einer (gegenüber Regelgehängen) größeren Reibung in den Gehängen konnte man in vielen Fällen günstige Ergebnisse erzielen und zwar auch dann, wenn bei gegebener Kastenlänge eine Einschränkung des Überhangs durch Vergrößerung des Achsstandes, z. B. bei Gl-Wagen (Gll, Glrhs, Gltrhs) nicht angängig war. Auf Grund dieser Erwägungen wurde (von der Versuchsabteilung für Wagen in Grunewald) die Dämpfungsschake entwickelt, die in ihrer ursprünglichen Form bereits in einem früheren Aufsatz\*) kurz erläutert worden ist. Sie unterscheidet sich von der gewöhnlichen Schake einmal dadurch, daß der Bolzen im Schakenstein nicht abrollt, sondern es reiben beide Teile aufeinander bei annähernd gleichen Halbmessern. Außerdem ist die Reibungsfläche bereits im Neuzustand wegen der rechteckigen Form des Steines erheblich größer als bei der Regelschake, bei der wegen der größeren Krümmung der Schakenrolle im Vergleich zur Schake anfänglich nur Punktberührung auftritt. Ursprünglich glaubte man, auf eine weitere zusätzliche Reibung durch Anpressung der geteilten Schakenhälften gegen den Stein mit einer Schraube nicht verzichten zu können. Die Erfahrung lehrte es anders. Besonders wiesen günstig verlaufene Fahrten mit Regelschaken bei unbeladenen Wagen darauf hin, daß im Vergleich zu Regelschaken nur ein weiteres geringes Maß von Dämpfung notwendig sei. Die Dämpfungsschake mit zusätzlicher Seitenreibung brachte für den unbeladenen Wagen sogar eine geringe Laufverschlechterung. Eingehende Versuche führten auch bei dem Normalgüterwagen mit Vollast zu dem Ergebnis, daß die

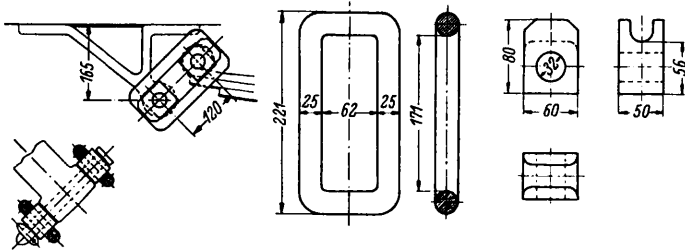


Abb. 5. Rechteckschake.

Dämpfung bereits zu stark ist, und bessere Ergebnisse bei Fortfall der zusätzlichen Seitenreibung erzielt werden. Bei Wagen großer Steifigkeit (z. B. Kühlwagen mit doppelten Wänden) wurden auch mit stark dämpfenden Schaken noch günstige Laufresultate erzielt. Ein schwingungsdämpfendes Gehänge verlangt je nach dem Grad der Dämpfung einen mehr oder weniger steifen Wagenkasten, da die Schwingungsenergie infolge der schnelleren Abbremsung sich in Wanken umsetzen kann. Die Beziehung zwischen Wanken und Verwindungssteifigkeit wurde bereits erläutert.

Die Dämpfungsschake in einfacher Ausführung (Rechteckschake) ist in ihrer neuesten Form in Abb. 5 dargestellt.

Es wurden die Reibungsverhältnisse der drei erwähnten Schakenarten durch Pendelversuche ermittelt, wobei man auch die Schaken des Görlitz III-Schwer-Drehgestelles mit einbezog. Das Verhältnis des Dämpfungswiderstandes der Regelschaken: Rechteckschaken (Dämpfungsschaken ohne Seitenreibung): D-Zugwagenschaken: Dämpfungsschaken mit Seitenreibung beträgt etwa 1:1,5:1,5:2,5.

Der Dämpfungswiderstand der einzelnen Schakenarten wurde auf folgende Weise bestimmt: Die Rückstellkraft eines senkrechten Gehänges von der Länge  $l$  in Richtung der Schwingungsbahn ist vom Ausschlagwinkel  $\alpha$  abhängig. Sie kann aus der Bedingung abgeleitet werden, daß das Moment der senkrecht zum Gehänge wirkenden Rückstellkraft  $P_R$  gleich dem Moment des Eigengewichtes der Masse  $G$  bezüglich ihres Aufhängepunktes sein muß; es ergibt sich  $P_R \cdot l = G \cdot l \cdot \sin \alpha$ ,  $P_R = G \cdot \sin \alpha$ .

\*) Taschinger, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 6.

Als Federkonstante  $c$  der vorliegenden Schwingung bezeichnen wir die Rückstellkraft, die bei der Auslenkung des Gehänges um 1 cm auf der kreisförmigen Bahn auftritt; es ist  $l = 1 \cdot \alpha$  und die Federkonstante  $c = \frac{G \cdot \sin \alpha}{1 \cdot \alpha}$ . Für kleine

Ausschlagwinkel  $\alpha$  kann man  $\sin \alpha \sim \alpha$  setzen, so daß  $c = \frac{G}{l}$  wird. Bei den Ausschwingversuchen wurden die Amplituden der aufeinander folgenden Schwingungen ermittelt und aus der Energiegleichung der reibungsgedämpften Schwingung der Dämpfungswiderstand errechnet.

Die Energiegleichung der reibungsgedämpften Schwingung lautet  $\frac{c \cdot a_1}{2} \cdot a_1 - R \cdot a_1 = \frac{c \cdot a_2}{2} \cdot a_2 + R \cdot a_2$ ,  $a_1 - a_2 = \frac{2R}{c}$ .

Darin sind  $a_1$  und  $a_2$  die Amplituden zweier aufeinander folgender Schwingungen und  $R$  der am Hebelarm  $l$  wirkende Dämpfungswiderstand.

Bei den Ausschwingversuchen wurde die Frequenz  $f$  der Schwingung mit  $\sim 0,59$  Hz ermittelt, das Gewicht der am Gehänge befestigten Masse betrug 3200 kg. Die Federkonstante  $c$  kann auch aus der Formel für die Eigenschwingung

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

ermittelt werden. Es wird  $0,59 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c \cdot 981}{3200}}$ ,

daraus  $c = 45$  kg/cm und die der Federkonstante  $c$  entsprechende Pendellänge

$$l = \frac{3200}{45} = 71 \text{ cm.}$$

Die Amplitudenunterschiede  $a_1 - a_2$  wurden in einem Abstand von 17 cm vom Aufhängepunkt mit 1,5, 2,25, 2,25 und 3,75 mm ermittelt, so daß entsprechend der Pendellänge von 71 cm die Amplitudenunterschiede bei den einzelnen Schakenarten 6,25, 9,4, 9,4 und 15,6 mm betragen.

Der am Hebelarm  $l = 71$  cm wirkende Dämpfungswiderstand  $R$  kann mittels der Formel  $a_1 - a_2 = \frac{2R}{c}$  berechnet werden,

$$\text{und zwar wird } R_1 = \frac{0,625}{2} \cdot 45 = 14 \text{ kg,}$$

$$R_2 = R_3 = \frac{0,94}{2} \cdot 45 = 21 \text{ kg und } R_4 = \frac{1,56}{2} \cdot 45 = 35 \text{ kg.}$$

Diese Dämpfungswiderstände der einzelnen Schakenarten ermöglichen die Berechnung der Reibungswerte zwischen Schake und Stein. Es ist nach Abb. 6  $R \cdot l = G \cdot \mu \cdot r$  bei Schaken ohne Seitenreibung und  $R \cdot l = G \cdot \mu \cdot r + N \cdot \mu_s \cdot s$  bei Schaken mit Seitenreibung.

Da das Reibungsmoment  $G \cdot \mu \cdot r$  bei Dämpfungsschaken mit und ohne Seitenreibung gleich ist, kann der Wert  $N \cdot \mu_s \cdot s = R \cdot l - G \cdot \mu \cdot r$  gesetzt werden. Darin bedeutet  $N$  den normalen Anpressungsdruck,  $\mu_s$  den Reibungswert und  $s$  den mittleren Hebelarm. Es wird bei Regelschaken  $14 \cdot 71 = 3200 \cdot \mu_1 \cdot 1,3$ ,  $\mu_1 = 0,24$ ; bei Rechteck- und D-Zugwagenschaken  $21 \cdot 71 = 3200 \cdot \mu_{2/3} \cdot 1,3$ ,  $\mu_{2/3} = 0,36$  und bei Dämpfungsschaken mit Seitenreibung, da  $\mu_{2/3} = \mu_4$  ist, der Normalwert  $N \cdot \mu_s \cdot s = 35 \cdot 71 - 3200 \cdot 0,36 \cdot 1,3 = 980$  kg/cm.

An Hand dieser versuchsmäßig ermittelten Reibungswerte kann man für jedes Gehänge den Dämpfungswiderstand, der der gegebenen Gehängelänge und Gehängekraft entspricht, rechnerisch ermitteln.

Zusammenfassung: Was ist mit den behandelten Maßnahmen bei Neubaugüterwagen der Normalbauart im Vergleich zur bisherigen Ausführung erreicht worden?

Gl-Wagen sind unter Beibehaltung der Kastenlänge ohne Änderung des Achsstandes oder des Überhangs und ohne Ein-

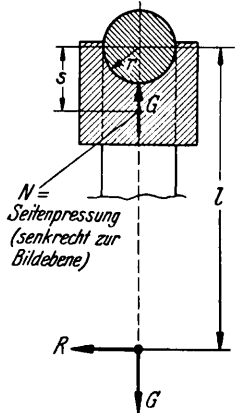


Abb. 6.

schränkung der Tragfähigkeit von bisher 17,5 t — bei den bisherigen Glhs-Wagen von 7 m und 7,7 m Achsstand mit Regel-schaken war beides notwendig — mit dem neuen Laufwerk (120er Dämpfungsschaken in Rechteckform unter 45°) für eine Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h bei jedem Radreifenzustand geeignet. Folgende Tafel erläutert das soeben Gesagte:

Gattung	Art der Ausführung	Achsstand m	Überhang (ohne Luffer) m	in v. H. des Achsstandes	Lade-fläche m <sup>2</sup>	Trag-fähigkeit t	Geeignet für km/h
---------	--------------------	----------------	--------------------------------	--------------------------	-------------------------------	---------------------	----------------------

a) bisherige Ausführung von Glhs-Wagen:

1 Glhs <sup>1)</sup> . . .	geschweißt	7,0	1,25	~ 18	24,2	15,75	90
(jetzt Ghs)							
1 Glhs <sup>1)</sup> . . .	genietet	7,7	1,9	~ 25	29,4	15,75	90

b) neue Ausführung von Glhs-Wagen:

1 Glhs <sup>1)</sup> . . .	geschweißt	7,0	2,25	~ 32	29,4	17,5	90
----------------------------	------------	-----	------	------	------	------	----

1) Mit Bremsrhaus.

Hierbei ist noch zu bedenken, daß nach den Versuchen Wagen mit Vollast mit dem neuen Laufwerk denen der bisherigen Ausführung lauftechnisch sogar überlegen sind.

Weiterhin gelang es, R-Wagen, die in ihrer bisherigen genieteten Ausführung am Zugschluß bei Versuchsfahrten kaum für 50 km/h geeignet waren, auch mit eingelaufenen Radreifen bei jedem Lastzustand (0 bis 17,5 t) am Zugschluß für eine Fahrgeschwindigkeit von 90/h geeignet zu machen. Die gleiche Geschwindigkeit wurde auch für G- und damit auch V-Wagen erreicht.

Bei den Wagen bisheriger Ausführung trat schon etwa ab 50 km/h beim Lauf im geraden Gleis anhaltendes taktmäßiges Schwingen auf, das mit geringer Geschwindigkeitszunahme (etwa bei 60 km/h) sich zu großer Heftigkeit steigerte. Dies führte bei den vollausgelasteten Wagen in der warmen Jahreszeit im allgemeinen zum Heißlaufen der Lager, wenn der Wagen lose gekuppelt war oder am Schluß lief. Auch spielte es eine Rolle, ob der Wagen hierbei zwischen schwingungstechnisch-ähnlichen Einheiten lief. Durch die behandelten Maßnahmen wurde das taktmäßige Schwingen auch für Schlußläufer unterbunden. Erst bei höheren Geschwindigkeiten (75 bzw. 90 km/h für die langachsständigen Wagen) traten schnell abklingende Einzelschwingungen oder kleinere Schwingungsgruppen auf, die auf eine Verstimmung von Achsschwingung zur Wagenkastenschwingung schließen lassen.

In der folgenden Tafel werden einige Neubauwagen mit den jetzt erreichten Geschwindigkeiten mit der bisherigen Ausführung verglichen.

Gattung	Art der Ausführung	Achsstand m	Überhang m	in v. H. des Achsstandes	Wagenverwindungskonstante kg/mm	Geeignet für km/h
2 R <sup>1)</sup> . . .	genietet	7,0	1,9	~ 27	~ 3	55
2 Rs <sup>1)</sup> . . .	geschweißt	8,0	1,4	~ 18	~ 40	90
2 (1) . . .	genietet	4,5	1,65	~ 37	~ 53	65 (mit geringer Last)
2 Ghs <sup>1)</sup> . . .	genietet <sup>2)</sup>	6,0	0,9	~ 15	~ 65	90 (auch mit Vollast)
2 Om <sup>1)</sup> . . .	genietet	4,5	1,65	~ 37	~ 10	{ 65 leer 50 mit Vollast
2 Om <sup>1)</sup> . . .	genietet <sup>2)</sup>	5,4	1,35	~ 25	—	{ 75 leer 65 mit Vollast

1) Ohne Handbremse.  
2) Versuchsausführung.

Meßeinrichtungen und Verfahren zur lauftechnischen Untersuchung von zweiachsigen Wagen.

Über Meßeinrichtungen und Meßverfahren wurde bereits ausführlich berichtet\*), so daß im folgenden nur die Weiterentwicklung der Meßverfahren behandelt zu werden braucht.

Die Laufeigenschaften der Wagen wurden zunächst durch vergleichende gefühlsmäßige Beurteilung des Wagenlaufes (besonders waagrecht quer zum Gleis) festgestellt und die Güte des Wagenlaufes mit Urteilsnoten von 2 bis 5 bewertet. Als Anhalt für die Bewertung dienten die vom Schwingungsmesser, Bauart Grunewald, aufgezeichneten Schwingungsausschläge, die mit den in Abb. 7 dargestellten Musteraus-schlägen auf der

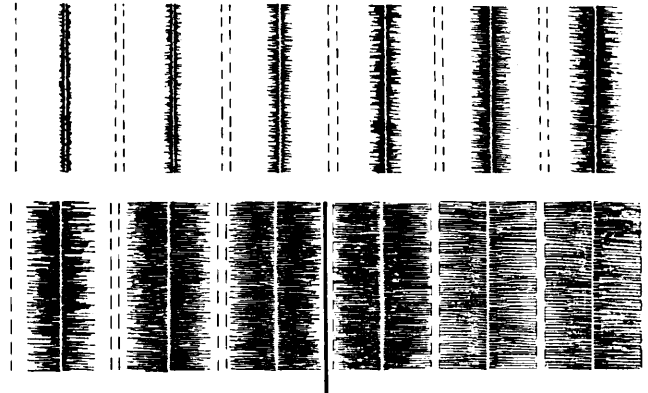


Abb. 7. Vergleichstafel.

Vergleichstafel verglichen wurden. Außerdem wurden durch oszillographische Aufzeichnung der Relativbewegungen der einzelnen Wagenteile gegeneinander mittels Verschiebemeßbrücken die Schwingungen der Wagen größtmäßig untersucht. Mit Beschleunigungsmessern von Professor Langer und Dr. Ing. Thomé wurden die Schwingungsvorgänge durch Bestimmen der Beschleunigungen gemessen.

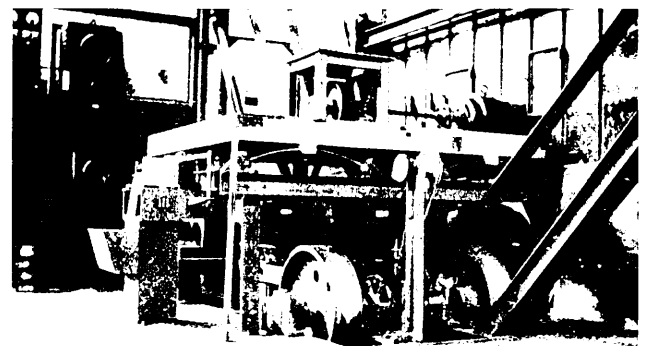


Abb. 8. Schütteltisch.

Anfang 1934 wurde in der Versuchsabteilung für Wagen der Schwingungsmesser Bauart „Waas“\*\*) eingeführt. Der Schwingungsmesser Bauart „Waas“ ermöglicht die Aufzeichnung des Schwingungsverlaufes und die größtmäßige Auswertung der aufgezeichneten Schwingungsausschläge. Die genaue Auswertung der Aufzeichnungen des Schwingungsmessers Bauart „Waas“ ist in der Regel wegen überlagerter Schwingungen jedoch sehr umständlich und nur bei einfachen Schwingungen, die einer Sinusschwingung nahe kommen, leicht auszuführen.

Zur Eichung der verwendeten Schwingungs- und Beschleunigungsmesser wurde von der Wagenversuchsabteilung Grunewald ein Schütteltisch gebaut (Abb. 8). Der Schüttel-

\*) Lutteroth, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom 1. Februar 1932.

\*\*) VDI vom 28. November 1936, Nr. 48, S. 1442.



tisch ermöglicht die Erzeugung von Schwingungen mit Schwingungswerten und Frequenzen, wie sie in der Regel bei Eisenbahnfahrzeugen vorkommen. Es können zugleich waagerechte und senkrechte Schwingungen mit verschiedenen Frequenzen und Schwingungsweiten und außerdem Schwingungen mit hoher Frequenz und kleinen Schwingungsweiten erzeugt werden. Eine Schreibvorrichtung ermöglicht die genaue Aufzeichnung der Bewegung des Schütteltisches, so daß die Aufzeichnungen der auf dem Schütteltisch aufgestellten Schwingungsmesser mit den Aufzeichnungen der Schütteltischbewegung verglichen, und somit die Geräte geeicht werden können.

Auch für den Schwingungsmesser Grunewald konnten in bestimmten Grenzen gesetzmäßige Eichkurven aufgestellt werden. Sämtliche von der Versuchsabteilung für Wagen in Grunewald verwendeten Geräte wurden in bezug auf die Messung der Schwingungsgrößen in Einklang gebracht.

Durch zahlreiche vergleichende Messungen wurde festgestellt, daß das früher übliche Beurteilungsverfahren der Laufeigenschaften nach Gütenoten sich mit den Größenwerten der Schwingungsvorgänge in eine gesetzmäßige Abhängigkeit bringen läßt. Auf Grund von Messungen der Schwingungsweite und Frequenz bzw. der Beschleunigungen kann die Laufgüte der Wagen eindeutig bestimmt und nur durch eine einzige Größe = Gütenote festgelegt werden.

Die Beurteilung der Laufeigenschaften eines zweiachsigen Wagens allein nach der Schwingungsweite ist nicht brauchbar. Ebenso führt die Beurteilung des Wagenlaufes allein nach der Beschleunigung nicht zum Ziel und ergibt keinen brauchbaren Vergleich. Neben der Beschleunigung muß auch die Schwingungsweite und Frequenz der Schwingungen zur Beurteilung der Laufeigenschaften herangezogen werden. Ein auf dieser Grundlage aufgebautes Beurteilungsverfahren erwies sich als zweckmäßig und wurde bei der Beurteilung der Laufeigenschaften zweiachsiger Wagen allgemein eingeführt. Bei der Annahme einer Sinusschwingung ist daher die Grundlage der Laufbeurteilung die Schwingungsleistung  $L$  je Masseneinheit  $= 8\pi^3 f^3 a^2$ , darin bedeutet  $f$  = Frequenz der Schwingung und  $a$  = Schwingungsweite.

Auf Grund umfangreicher Untersuchungen und Vergleichsmessungen wurde weiter festgestellt, daß Gütevergleichsnote, die linear mit der Schwingungsleistung steigen, nicht der üblichen auf Erfahrung beruhenden Beurteilung der Laufeigenschaften entsprechen. Dagegen stehen Urteilvergleichswerte, die nach der Beziehung  $L^{0,15}$  steigen, vollkommen mit den früheren Urteilvergleichswerten in Einklang;  $L$  bedeutet die Schwingungsleistung je Masseneinheit. Es konnte für die Ermittlung des Urteilvergleichswertes = Wertungszahl  $W_z$  folgende Beziehung aufgestellt werden:  $W_z = 1,2(8\pi^3 f^3 a^2 C)^{0,15}$ ;  $C$  ist von der Häufigkeit des Auftretens der betreffenden Schwingungsgrößen abhängig. Bei gleichbleibenden taktmäßigen Schwingungen oder bei Mittelwerten der aufgetretenen Schwingungen beträgt  $C = 1$ . Oft müssen jedoch die häufiger vorkommenden Größtwerte zur Beurteilung des Wagenlaufes herangezogen werden. Dann wird  $C$  nach dem Anteil der zur Auswertung herangezogenen Schwingungen an der Gesamtzahl der mit gleicher Frequenz auf der gesamten Meßstrecke möglichen Schwingungen bestimmt.

Beispiel: Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h beträgt die Frequenz der Wagenschwingung waagrecht quer zum Gleis etwa 1,5 Hz. Zur Auswertung wurden auf 1 km Meßstrecke jedoch nur 25 Schwingungen herangezogen, da die übrigen Schwingungen entweder sehr klein waren oder über-

haupt nicht aufgetreten sind. Dann beträgt  $C = \frac{25 \cdot 90}{1000 \cdot 3,6 \cdot 1,5} =$

$= 0,417$ . (Die Anzahl der möglichen Schwingungen ist  $\frac{1000 \cdot 3,6 \cdot 1,5}{90}$ ).

Eine nach diesen Gesichtspunkten durchgeführte Beurteilung der Laufeigenschaften zweiachsiger Wagen erfaßt die Eigenschaften der Wagenschwingungen, ermöglicht einen einwandfreien Vergleich der Laufeigenschaften verschiedener Wagen untereinander und schaltet die gefühlsmäßige (subjektive) Beurteilung weitestgehend aus.

Die Laufeigenschaften zweiachsiger Personenwagen werden als ausreichend bezeichnet, wenn die Wertungszahl  $W_z$  nicht größer als 3,25 ist. Bei zweiachsigen Güterwagen werden die Laufeigenschaften im allgemeinen bis zu einer Wertungszahl  $W_z = 4$  als ausreichend bezeichnet. Bei einer Wertungszahl  $= 4,75$  wird der Wagenlauf mit „nicht betriebsfähig“ beurteilt. Die Grenzen der ausreichenden Laufeigenschaften (waagrecht quer zum Gleis) wurden nicht willkürlich festgesetzt, sondern auf Grund umfangreicher Untersuchungen bestimmt. Ein Güterwagen, der besser als 4 läuft, kann in Beziehung auf seine Laufeigenschaften unbedenklich im Betriebe verbleiben. Dagegen werden an einem Wagen, dessen

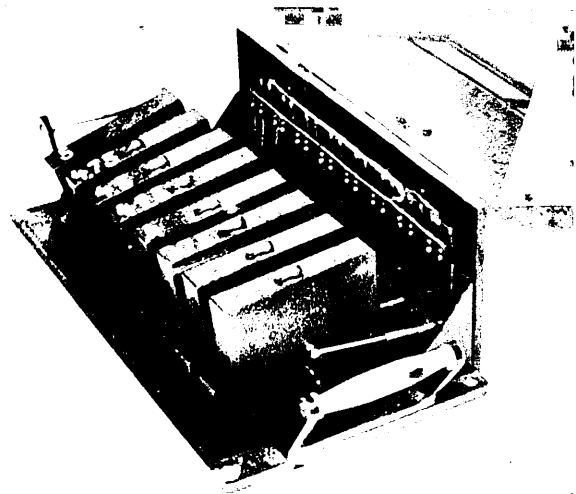


Abb. 9. Kippklötze für Beschleunigungsmessung.

Laufurteil 4,75 lautet, in kurzer Zeit entweder am Wagen selbst (Heißläufer, Achsschenkelbruch u. ä.) oder auch an seinem Ladegut Schäden auftreten, welche die Herausnahme des betreffenden Wagens aus dem Betriebe bedingen.

Da die Ermittlung der Wertungszahl auf Grund der Messungen mit den Schwingungsmessern Bauart „Grunewald“ oder „Waas“ zeitraubend ist, wurden zur Messung der waagerechten Laufeigenschaften zweiachsiger Wagen kippende Massenklötze entwickelt (Abb. 9).

Bei zweiachsigen Wagen treten im allgemeinen waagerechte Schwingungen nur in einem bestimmten Frequenzbereich auf, so daß man für diesen Frequenzbereich in der Lage ist, mit Kippklötzen die waagerechten Laufeigenschaften genügend genau zu ermitteln.

Die Kippklötze stellen eine Reihe auf die Spitze gestellter Pendel dar, die verschieden geneigt liegen. Eine schematische Darstellung eines Kippklotzes ist in Abb. 10 wiedergegeben.

Ein Abheben des Kippklotzes von seiner Auflage in A bzw. B tritt ein, wenn das Moment (um Punkt 0)  $m \cdot b \cdot l \cdot \cos \alpha > m \cdot g \cdot a$  ist; darin bedeutet  $m$  die Masse des Kippklotzes,  $b$  die waagerechte Beschleunigung des Wagenkastens oder der Unterlage, auf der der Kippklotz aufgestellt ist und  $g$  die Erdbeschleunigung. Ein Kippen des Klotzes von A nach B kann daher nur

dann erfolgen, wenn  $b > \frac{m \cdot g \cdot a}{m \cdot l \cdot \cos \alpha} = \frac{g \cdot a}{l \cdot \cos \alpha}$ ; da  $a = l \cdot \sin \alpha$  ist, wird  $\frac{g \cdot l \cdot \sin \alpha}{l \cdot \cos \alpha} = g \cdot \tan \alpha$ . Außerdem muß die kinetische Energie  $\frac{m \cdot v^2}{2}$ , die sich aus der dem Kippklotz aufgezwungenen Schwingungsgeschwindigkeit  $v$  ergibt, mindestens so groß wie die potentielle Energie  $mgh$  bezüglich des höchsten Punktes sein.  $\frac{m \cdot v^2}{2} > m \cdot g \cdot h$  oder  $v^2 > 2gh = 2gl(1 - \cos \alpha)$  und  $v > \sqrt{2gl(1 - \cos \alpha)}$ . Ein Kippen des Kippklotzes tritt daher nur dann ein, wenn die dem Kippklotz erteilte Geschwindigkeit  $v$  größer als  $\sqrt{2gl(1 - \cos \alpha)}$  ist. Das Kippen des Kippklotzes ist daher nicht nur von seiner Neigung  $\alpha$ , sondern auch von dem Schwerpunktsabstand  $l$  des Kippklotzes vom Drehpunkt  $O$  abhängig. Da die Bewegung der Kippklötze auf einer kreisförmigen Bahn erfolgt, muß für  $l$  der Trägheitsradius  $l_{red}$  eingesetzt werden. Nur dann kann man in der aufgestellten Beziehung

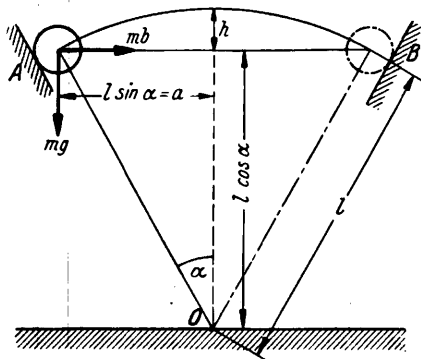


Abb. 10.

mit der Gesamtmasse des Kippklotzes rechnen. Bei der Annahme einer Sinusschwingung muß die dem Kippklotz erteilte Beschleunigung

$$2\pi f v > 2\pi f \sqrt{2gl_{red}(1 - \cos \alpha)}$$

sein. Man sieht hieraus, daß die Beschleunigung, bei der ein Kippen der Klötze eintritt, nicht nur von der Kippklotz-Neigung  $\alpha$ , sondern auch von der Frequenz und den Kippklotz-abmessungen abhängt; z. B.  $\alpha = 15^\circ$ ,  $l_{red} = 6$  cm:

Erste Bedingung:

$$b > g \cdot \tan \alpha = 981 \cdot 0,268 = 255 \text{ cm/sec}^2.$$

Zweite Bedingung:

- a) bei 1 Hz,  $b > 2\pi \cdot 1 \sqrt{2 \cdot 981 \cdot 6 \cdot (1 - 0,966)} = 126 \text{ cm/sec}^2.$   
 b) bei 2 Hz,  $b > 2\pi \cdot 2 \sqrt{2 \cdot 981 \cdot 6 \cdot (1 - 0,966)} = 251 \text{ cm/sec}^2.$

c) bei 3 Hz,  $b > 2\pi \cdot 3 \sqrt{2 \cdot 981 \cdot 6 \cdot (1 - 0,966)} = 377 \text{ cm/sec}^2.$

d) bei 2,03 Hz,  $b > 2\pi \cdot 2,03 \sqrt{2 \cdot 981 \cdot 6 \cdot (1 - 0,966)} = 255 \text{ cm/sec}^2.$

Die Eigenschwingungszahl eines Pendels mit der Pendellänge  $l_{red} = 6$  cm beträgt  $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{981}{6}} = 2,03$  Hz. Man sieht hieraus, daß bis zur Eigenschwingungszahl eines Pendels bzw. eines Kippklotzes, der in seinen Abmessungen dem Pendel gleicht, ein Kippen des Klotzes nur bei einer bestimmten Beschleunigung erfolgen wird. Das Kippen ist bis zu dieser Eigenfrequenz, die sich auch aus der Kippdauer des Klotzes ergibt, von der Frequenz der Unterlage unabhängig. Die Kippklötze sind daher bis zu der Eigenschwingungszahl ohne weiteres als Beschleunigungsmesser zu gebrauchen, da der von A nach B kippende Klotz bereits wieder vollständig zur Ruhe gekommen ist, bevor ihm der Impuls von B nach A erteilt wird. Gemessen und ausgewertet werden jeweils nur die Ausschläge, die bis zur Höchstlage des Kippklotzes gehen. Ein geringes Abheben der Kippklötze von ihrer Auflage bei A und B, wie es bei Zitterschwingungen häufig vorkommt, wird nicht gemessen. Die Schwingungsleistung, die sich aus den Zitterschwingungen ergibt, ist wesentlich kleiner als die Schwingungsleistung der im Aufsatz behandelten Wagenkastenschwingungen.

Aus diesem Grunde sind die Beschleunigungsmesser von Langer und Thom nicht in dem Maße brauchbar wie die Kippklötze, da bei Zitterschwingungen das Erkennen der Größe der Beschleunigung der Grundschwingung nicht möglich ist.

Die Kippklötze sind so ausgebildet, daß sie in ihrer Lage von B bis zum Höchstpunkt einen Stromkreis schließen und in der Lage von A bis zum Höchstpunkt den Stromkreis öffnen. Beim Schließen der einzelnen Stromkreise der betreffenden Kippklötze werden Schreiber- und Zählwerkmagnete betätigt, welche die Ausschläge aufzeichnen bzw. zählen. Ein Satz Kippklötze besteht aus acht Klötzen, die unter Zugrundelegung einer mittleren Frequenz der Wagenschwingung von 1,5 Hz für Beschleunigungen geeicht sind, die den Wertungszahlen 3,25, 3,5, 3,75, 4,0, 4,25, 4,5, 4,75 und 5,0 entsprechen. Fluchtlinientafeln ermöglichen dann die Ermittlung der Wertungszahl für die tatsächliche Frequenz, die sich schnell aus der Anzahl der Kippklotzausschläge auf 1 km Laufweg und der Fahrgeschwindigkeit ermitteln läßt.

## Verschiedenes.

### 76. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure im NSBDT.

Die Tagung fand vom 27. bis 31. Mai 1938 in der Stadt der Auslandsdeutschen, Stuttgart, statt. Der Führer der deutschen Technik, Generalinspektor Prof. Dr. Ing. Todt, Reichswalter des NSBDT, hat den Vorsitz des VDI ab 1. Januar 1939 übernommen. — Die Hauptvorträge betrafen das heute besonders wichtige Gebiet des Verkehrswesens. Im Vortrag „Entwicklungsrichtungen im Kraftfahrzeugwesen“ gab Prof. Dr. Ing. W. Kamm, Stuttgart, besonders einen Überblick zu den Aufgaben, die dem deutschen Kraftfahrzeugbau durch die Reichsautobahnen gestellt sind. Diese erstrecken sich auf Erhöhung der Fahrleistungen nach Dauer- und Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit. Fahrwiderstände, Verschleiß und Unterhaltungskosten sind zu vermindern. Der Fahrleistungsaufwand ist durch strömungsgünstige Formgebung der Kraftfahrzeuge zu senken. Dabei ist auf gute Fahrtrichtungshaltung Rücksicht zu nehmen. Um den hohen Leistungsverlust aus dem Rollwiderstand der Niederdruckreifen und die vom Reifen aufzunehmende Walkarbeit zu vermindern, wird man zum Hochdruckreifen zurückkehren müssen, ohne aber dabei auf die beim Niederdruckreifen vorhandenen Fahrnehm-

lichkeiten zu verzichten. Die Motoren sind Brennstoffen niedriger Klopfwerte anzupassen, der Leichtbau der Fahrzeuge ist zur Verringerung des Rollwiderstandes und der Reifenabnutzung, zur Verwendung kleinerer Bremsen, fortzuentwickeln, die Getriebe sind dem Schnellverkehr anzupassen. Der weiteren Einführung der Luftkühlung bei den Motoren und der Entwicklung des Zweitaktverfahrens in Verbindung mit Schiebersteuerungen sei Aufmerksamkeit zuzuwenden. Den zweiten Hauptvortrag hielt Dr. Ing. F. Münzinger, Berlin, „Entwicklungsrichtungen im Bau von Kraftmaschinen für Verkehrsmittel und ortsfeste Anlagen“, in dem auch auf den Lokomotivbau eingegangen wurde. Bei diesem sei das Hauptstreben auf das Herausbringen schnellerer und stärkerer Dampflokomotiven gerichtet. Ein Nachteil der heutigen üblichen Dampflokomotive sei ihr hoher Wärmeverbrauch, der etwa 8700 WE/PSH betrage. Auch bei der Turbinenlokomotive mit Luftkühlung des Kondensators habe man noch 7100 WE/PSH, die auf 5800 WE/PSH bei Kesseldrücken von 60 at heruntergingen. Eine Verbesserung auf 4000 WE/PSH bringt der Einzelachsantrieb mit schnelllaufender Kolbendampfmaschine, wie solchen die Schweizerische Lokomotivfabrik Winterthur in Vorschlag gebracht hat. Dieser Antrieb hat auch den Vorteil, daß von den großen teuren Rädern mit 2300 mm Durchmesser auf solche mit 1200 mm

Durchmesser zurückgegangen werden kann. Bei der Entwicklung neuartiger Lokomotiven komme es vor allem darauf an, ob auf kleinen Brennstoff- oder kleinen Wasserverbrauch während der Fahrt der Hauptwert gelegt wird und ob die Lokomotive mit dem üblichen Wasser gespeist werden soll. Bei schnellen Lokomotiven, die lange Strecken ohne Kohlen- und Wasseraufnahme durchfahren sollen, dürfte die Entwicklung auf Frischdampfdrücke von etwa 60 at, mechanische Roste, Zwanglaufkessel, Luftkondensation, Einzelachsantriebe mit schnelllaufenden Kolbenmaschinen und Kondensatentölung mit Aktivkohle hinauslaufen.

In der Fachsitzung „Kraftverkehrstechnik“ erörterte A. Callsen, Stuttgart, „Anlaßprobleme des Verbrennungsmotors“, die ungemein vielseitig sind und eigentlich nur im Einzelfall richtig zu lösen sind. Die verschiedenen Arten der Anlasser — Impuls- und Durchdreh-Anlasser — ihr Verwendungsbereich und die Mittel zur Erleichterung des Anlaßvorganges wurden angegeben. — Ladeeinrichtungen für Hochleistungsverbrennungsmotoren zu ihrer Leistungssteigerung durch Vorverdichtung der Ladung mittels Gebläse behandelte von der Nüll, Berlin, wobei auch der Abgasturbolader für Dieselmotoren in Schnelltriebwagen Erwähnung fand. Beachtenswert ist die Entwicklung des Kreiselladers an Stelle von Rootsgebläsen im Kraftfahrzeugtriebwerk, der sich durch geringes Gewicht, geringen Raumbedarf, einfache Handhabung, geringe Geräuschbelastigung, niedrigen Preis auszeichnet. Schon bei geringer Drehzahl wird die Motorleistung heraufgesetzt, bei 50% der Höchstdrehzahl läuft der Motor vollaufgeladen. Mit Antrieb durch Abgasturbine kann der Auspuff in Anpassung an die Belastungsverhältnisse des Motors vom Führerstand aus regelbar gemacht werden. Der Einbau eines Laders ist bei Fahrzeugen vertretbar, die große Leistungen über lange Strecken, wie es bei den Autobahnen der Fall ist, und über Steilstrecken bewältigen sollen. W. Riedel, Berlin, sprach über „Drehschiebergesteuerte Verbrennungskraftmaschinen“, die noch in der Entwicklung begriffen sind. Die Verwendung von Drehschiebern an Stelle von Tollerventilen hat den Vorteil, daß keine ungleich beschleunigten Teile vorhanden sind, wodurch eine Drehzahlsteigerung möglich ist, die zu höheren Motorleistungen führt. Auch ist die Freigabe großer Querschnitte möglich. Konstruktive Schwierigkeiten bietet die Abdichtung zwischen Schieber und Zylinderkopffläche und die Wärmeabführung. Eine Übersicht zu den heutigen Strömungsgetrieben und -kupplungen in der Kraftfahrttechnik“ wurde von F. Kugel, Heidenheim gegeben. Erwähnt wurde, daß das Strömungsgetriebe in Triebwagen und Lokomotiven bereits in großem Maß Eingang gefunden hat, während dies beim Kraftwagen, wenigstens in Deutschland, weniger der Fall ist. Ein Vorzug der Getriebe ist eine höhere Ausnutzung der Motorleistung und eine Verbesserung der Fahreigenschaften. Anschließend machte Prof. Föttlinger Mitteilung zu seinen neuen Entwicklungsarbeiten dieser Getriebe, die auf Erhöhung der Drehzahl zu Verringerung des Volumens und dadurch der Bauhöhe gerichtet sind. Eine neue turbomechanische Kupplung mit langsam laufendem geteiltem Planetengetriebe hat so geringe Abmessungen, daß ihr Volumen nur  $\frac{1}{6}$  und ihr Durchmesser nur 55% des Sinclair-Getriebes ist. Eine weitere Neuschöpfung ist ein turbomechanischer Wandler mit automatischer fünffacher Steigerung des Drehmoments, der mit einem Zahnradgetriebe verbunden ist.

Die Lagerfrage bei Verbrennungsmotoren behandelte Steiner, Neckarsulm. Danach hat das Aluminiumlager im Triebwerk von Verbrennungskraftmaschinen beachtliche Fortschritte aufzuweisen. Eingehendes Studium der teils widerspruchsvollen Forderungen an die Eignung der Lager hat zur Ausführung von Verbundlagerschalen geführt, bei denen die Gleitfläche aus einer verhältnismäßig dünnwandigen Schale aus einer weichen Aluminiumlegierung besteht, die auf einer Stützschale aus einer Aluminiumlegierung mit hoher Festigkeit und geringer Wärmedehnung aufliegt. Versuche mit derartigen Verbundlagerschalen in den verschiedenartigsten Lagerprüfmaschinen haben eindeutig gezeigt, daß unter gleichen Bedingungen die Aluminiumlagerschalen den heutigen Lagerwerkstoffen gleichkommen, in mancher Beziehung sogar überlegen sind. Die Dicke von Aluminiumlagerschalen darf etwa ähnlich wie bei Rotgußschalen mit Weißmetallausguß gewählt werden. Bei verhältnismäßig geringen Wandstärken können auch Stützschalen aus Stahl, der mit Aluminium plattiert ist, verwendet werden. Praktische Versuche im Motor mit den Verbundlagerschalen haben allen Anforderungen entsprochen. Laufzeiten von

60000 bis 80000 km konnten ohne Anstände in Personenwagenmotoren erreicht werden. Auch an schnelllaufenden Fahrzeug-Dieselmotoren hat man schon mit Kurbelzapfen von 100 mm Durchmesser Dauervollastversuche während rund 2000 Std. ohne Schwierigkeiten durchgeführt.

Aus einer weiteren Darlegung sei mitgeteilt, daß die röntgenographischen Verfahren zur Ermittlung von Eigenspannungen z. B. nach einer Wärmebehandlung oder nach Kaltverformungen in der letzten Zeit auch auf dynamisch belastete Körper ausgedehnt sind. Hierzu wurde von der Firma Müller eine neue Röntgenröhre mit besonderem Aufnahmeverfahren entwickelt. Das Ergebnis der Messung der Spannungsverteilung am Bohrloch eines Prüfstabes aus Kohlenstoffstahl während eines Verdrehdauer-versuchs auf einer Schenkschen Maschine wurde mitgeteilt.

In der Fachsitzung „Schweißtechnik“ beschäftigte sich der Vortrag von Graf, Stuttgart, vornehmlich mit der Schweißbarkeit der Stähle höherer Festigkeit, wie z. B. St 52. Der Gleisbau zeige, daß hochwertige Schweißverbindungen auch mit Stählen hoher Festigkeit und mit hohem Kohlenstoffgehalt ausgeführt werden können. Die Entwicklung der Schweißverbindungen im Gleisbau sei weiter vorgeschritten als im Brückenbau. Hier sind noch weitere Erkenntnisse erforderlich. H. Schulz, Dortmund, sprach zur Frage der Schweißrissigkeit bei Stahl St 52. Hierbei handelt es sich nicht um Fehler, die meist ihren Grund in der Ausführung des Schweißens oder der Konstruktion haben, sondern um eine Eigenschaft des zu verschweißenden Stahles. Die Erkenntnis, daß bei einem zu hohen Kohlenstoffgehalt des Stahles St 52 beim Schweißen Härtungserscheinungen in den der Schweißbenachbarter Werkstoffzonen auftreten könnten, hätten dazu geführt, den Kohlenstoffgehalt im Stahl St 52 nach oben mit 0,20% zu begrenzen. Zur Frage, wie die verschiedenen legierten Sorten des Stahles St 52 auch verschieden stark zu dieser Härtung und damit zur Schweißrissigkeit neigen könnten, sei festzustellen, daß bei den jetzt von der Deutschen Reichsbahn zugelassenen Zusammensetzungen die Neigung zur Schweißrissigkeit praktisch überall die gleiche ist. Ferner ist die Gefahr des Auftretens von Rissen in Schweißens des Stahles St 52 als Folge von Härtungs- oder Spannungserscheinungen um so größer, je größer die Abmessungen der geschweißten Stücke werden. Diese Gefahr, die besonders in kälteren Monaten besteht, läßt sich dadurch mindern, daß die zu verschweißenden Stücke schwach z. B. auf 200° angewärmt werden. Für die Rißneigung von Schweißens spielen auch die einzelnen Bedingungen des Schweißvorganges wie z. B. die Elektrodenstärke eine Rolle. Seegers, Mainz-Gustavsburg, führte aus, daß im Hoch- und Brückenbau fast nur vollwandige Konstruktionen geschweißt werden. Geschweißte Fachwerke seien erst in sehr kleiner Anzahl ausgeführt worden. Die Anwendung der Schweißung ermöglicht vielfach Werkstoffeinsparungen. So hat bei einer größeren Reichsautobahnbrücke, die sowohl genietet als auch geschweißt mit genieteten Stößen und Anschlüssen angeboten wurde, die Gewichtsersparnis durch Schweißen, auf das ganze Bauwerk bezogen, 6,6% betragen. Auch hier harren noch eine Reihe wichtiger Fragen der Klärung, so daß zur Zeit noch bei weitem nicht überall geschweißt werden kann. — Die Hauptversammlung des VDI 1939 findet in Dresden statt. Przygode.

#### 40. Mitgliederversammlung des Verbandes Deutscher Elektrotechniker im NSBDT.

Die Tagung fand vom 22. bis 25. Mai 1938 in der Hansestadt Köln statt. Der neue Vorsitzende des VDE Direktor Dr. Ing. Rissmüller eröffnete die Hauptsitzung im Gürzenich mit einem Dank an den ausscheidenden Vorsitzenden Reichspostminister Dr. Ing. E. h. Ohnesorge, dem zum Dank für seine Verdienste die Siemens-Stephan-Plakette verliehen wurde. Unter den übrigen Auszeichnungen sei nur die Ernennung zum Ehrenmitglied des Verbandes von Conrad Zehme, den früheren tatkräftigen Leiter der ETZ und anerkannten Vorkämpfer auf dem Gebiete der elektrischen Zugförderung erwähnt. Der Geschäftsführer des VDE, Direktor Dipl.-Ing. Blendermann, hob in seinem Bericht besonders hervor, daß durch die Durchführungsverordnung zum Energiewirtschaftsgesetz die VDE-Vorschriften in das Gesetzgebungswerk des Reiches verankert worden seien. Der Festvortrag von Direktor Dr. Ing. E. h. R. Bingel über „Die Elektrotechnik industrieller Anlagen“ legte in großen Zügen die Be-

deutung der Elektrotechnik auf allen Gebieten der Industrie dar. Von den im letzten Jahr in Deutschland erzeugten 50 Milliarden Kilowattstunden wurde etwa drei Viertel durch Elektromotoren in mechanische Arbeit umgewandelt.

Der VDE steht durch seine „Umstell-Vorschriften“, durch seinen „Ausschuß für den Vierjahresplan“ in vorderster Front des Kampfes um Deutschlands Rohstoff-Freiheit. Der Wille, zum Besten des deutschen Volkes immer noch Besseres einzusetzen und die Entwicklung voranzutreiben, zeigte sich in den 60 Fachberichten, die in 15 Gruppen gehalten wurden. — Bei den Starkstromkabeln werden an die Isolation des Leiters außerordentliche Ansprüche gestellt. Deren Eigenschaften und Verhalten im Betrieb festzustellen, ist die Grundlage aller weiteren Entwicklung. Die Wärme, die sich beim Stromdurchgang im Kabel bildet, beeinflußt in erster Linie die Wirksamkeit und Lebensdauer der Isolation. Drei Vorträge beschäftigen sich mit dieser Frage. F. Kaiser erörterte die „Ausnutzung der Belastungsmöglichkeit von Kabeln durch Verwendung von Temperatur-Überwachungseinrichtungen“. Die Entwicklung der Elektrizitätswirtschaft geht dahin, die vorhandenen Betriebsmittel höher auszunutzen. Bei Kabeln ist dies in manchen Fällen durch den Einbau bereits bewährter Temperatur-Überwachungseinrichtungen an Stelle von Strommessern möglich. Meßergebnisse von Einrichtungen mit Teilleitern bei der Bewag wurden mitgeteilt, so auch an einem 30 kV-Kabel der Reichsbahn. Stromspitzen bis 330 A auf einem Kabel mit 95 mm<sup>2</sup> Querschnitt, dessen Normalbelastung 200 A beträgt, wurden festgestellt. Die Temperatur stieg im Höchstwert bis 46° bei einer Erdbodentemperatur, die einschließlich der Erwärmung durch andere Kabel etwa 18° betrug. In dem Vortrag von Loser, Köln, „Das thermisch stabilisierte Kabel (TH-Kabel)“ wurde ein neues Betriebsverfahren angegeben, das die bewährten Massekabel vor den Schädigungen durch schwankende Belastung schützt und dadurch ihren betriebssicheren Anwendungsbereich auf höchste Spannungen erweitert. Die Leiter sind in zwei Teile aufgespalten und führen in Zeiten niedriger Belastung einen solchen zusätzlichen Heizstrom, daß sich die Kabeltemperatur während des Betriebes nicht ändert. Die für die zusätzliche Heizung aufzuwendende Energie beläuft sich durchschnittlich auf etwa 60% der unvermeidlichen Stromwärmeverluste. Im Rahmen des Vierjahresplans war sehr beachtlich der Vortrag von Ludendorff, München, „Isolierte Leitungen und Kabel neuartigen Aufbaus: Versuche der Deutschen Reichsbahn mit deutschen Werkstoffen“. Bei der immer noch starken Einfuhr von rund 80000 t Blei im Jahre 1937, wiewohl die Eigenerzeugung um das Doppelte auf 215000 t stieg, muß das Bestreben aller Hersteller und Verbraucher von Kabeln, die im Bleibedarf vornehmlich in Frage kommen, sein, Kabel zu bauen und zu erproben, die die Verwendung von Blei erübrigen. Bei den anderen Baustoffen haben Buna und Zellstoff bereits Vormachtstellung erlangt. Die Deutsche Reichsbahn bemüht sich, die seit 1935 in mühseliger Laboratoriumsarbeit gefundenen Lösungen Blei-, Kautschuk- und Baumwollfreier Kabel und Leitungen praktisch zu erproben, wobei keine Mittel gescheut wurden. Bei der teilweisen Umstellung auf deutsche Werkstoffe durfte die erste Forderung des Bahnbetriebes, die der Sicherheit, nicht leiden. Gleichwohl mußten alle Möglichkeiten nachdrücklich verfolgt und ausgenutzt werden, und es konnten für elektrisch betriebene und beheizte Fahrzeuge mehrfach technische Fortschritte verzeichnet werden. Bei beweglichen Schaltleitungen mit den Querschnitten von 2, 5, 16 und 25 mm<sup>2</sup> wurde die Isolation aus einer Schicht plastizierter Äthylzellose hergestellt, über der eine zweite Schicht aus polymeren Vinylchloriden aufgebracht ist. Letztere schützt gegen mechanische Einwirkungen. Im gleichen Aufbau wurde ein Kabel für 15 kV Betriebsspannung von rund 5 m Länge und 95 mm<sup>2</sup> Querschnitt hergestellt, mit dem zwei Verschiebelokomotiven seit Ende des Vorjahres ausgerüstet und anstandslos im Betrieb sind. Schwieriger liegen die Verhältnisse auf dem Gebiet der Erdkabel, da trotz aller Be-

mühungen noch kein Austauschstoff für Blei mit gleicher Wasser- undurchlässigkeit gefunden worden ist. Der erste Schritt zur Bleiersparnis war eine bis zur Grenze der Herstellungsmöglichkeit gehende Bleimantelschwächung. Als Ausgleich für die Schwächung wird der Bleimantel durch mehrere zusätzliche Lagen von Papier und Bitumen gopolstert. Die hiermit erfaßten Kabel entsprechen etwa einem Anteil von zwei Dritteln des Gesamtverbrauchs. An Stelle der Polsterung durch Papierbitumen wurde auch ein Mantel aus einer hierfür geeigneten thermoplastischen Kunstmasse (Polyvinylchlorid) in 2,5 mm Stärke über den 4 mm dicken Bleimantel aufgespritzt. Der Versuch mit einem Kabel für 15 kV Betriebsspannung von 1.120 mm<sup>2</sup> Querschnitt in einer Länge von 250 m zur Speisung eines Fahrleitungsabschnittes ist begonnen worden. Auch bleilose Kabel für 1 kV in 200 m Länge, 4.10 und 4.6 mm<sup>2</sup> Querschnitt, sind mit Mänteln auf der Grundlage von Polyvinylchlorid und Polykrylat, Eisenbewehrung und Bitumenschutz verlegt worden und ohne Anstände im Betrieb. Auch Versuche mit bleifreien Hochspannungskabeln für 15 kV mit einem Querschnitt von 120 mm<sup>2</sup> zur Verlegung im Erdboden wurden aufgenommen. Den Feuchtigkeitsschutz übernimmt hier ein Mantel aus Azetylzellolosebändern, die durch Eisenbänder mechanisch gesichert sind. Hierzu sind noch andere Versuche getreten. Wieweit sich die neuen Kabelbauarten bewähren, wird allein der praktische Betrieb entscheiden, dies gilt besonders von Erdkabeln. — Wild, Berlin, sprach über blitzsichere selbsttragende Luftkabel für Fernmeldezwecke. Bei Luftkabeln neuerer Bauart wird zwischen Bleimantel und Bewehrung kein isolierende, sondern ein leitendes Polster verwendet, und damit das Auftreten eines Lichtbogens verhindert, der sonst in den Bleimantel ein Loch schmilzt oder ihn eindrückt. Ferner wird die Stromverdrängung ausgenutzt und für gute Mast-Erdungen gesorgt. Die Erfahrungen mit den neuen Kabeln sind sehr gut.

Im Vortrag „Neuere Stromrichter-Steuerverfahren“ (Krahl, Berlin) wurde auch auf die Verbindung des Drehreglers zur Verschiebung der Phasenlage bei der Gittersteuerung mittels Wechselspannung mit einem Öldruckschnellregler eingegangen, die sich dadurch auszeichnet, daß das Regeln gleitend ohne die Betätigung auch nur eines einzigen Kontaktes erfolgt. Eine so ausgerüstete Regelung kann daher außerordentlich empfindlich eingestellt werden. Der Öldruckregler kann mit Meßwerken für die verschiedensten Aufgaben ausgerüstet werden. Auch zur Spannungsregelung bei Bahn-Stromrichtern hat man in letzter Zeit begonnen, Anlagen mit selbsttätiger Regelung auszuführen. Spannungs-konstanthaltung an der Sammelschiene genügt meist den Erfordernissen. Als Beispiel wurde eine Grubenbahn angeführt, die wegen der erheblichen Spannungsabfälle in den langen Fahrleitungen einen Ausgleich durch stromabhängige Spannungserhöhung verlangte. Ein Meßwerk mit Öldruckregler wurde zur Spannungsregelung zwischen 1300 und 1200 V eingebaut. Die beiden 1400 A-Gefäße werden gemeinsam über Summenwandler und Summendrehregler geregelt. Diese Steuerungsart ist auch bei parallel arbeitenden Gleichrichtern u. a. bei acht Stück mit je 5000 A und 830 V angewendet worden.

Zur „Werkstoff- und Werkstück-Untersuchung mit Röntgenstrahlen in der Elektrotechnik“ sprach Feuerhake, Berlin. Insbesondere wurde auf den Bau transportfähiger Röntgen-Geräte für die Zwecke der Werkstoff-Untersuchung, die Sondergeräte sind, eingegangen. Die Geräte müssen tragbar, hochspannungssicher und strahlengeschützt sein. Für Eisen bis etwa 20 mm Dicke sind Spannungen von etwa 100 kV, bis rund 80 mm 200 kV, darüber hinaus bis etwa 115 mm bis zu 300 kV erforderlich. Die Schaltungen der Geräte, die Zuleitungen zur Röntgenröhre, die Bauweise der Röhren, die Schalt- und Regeleinrichtung wurden beschrieben. Unter den Anwendungsbeispielen wurde gezeigt, wie Röntgenbilder von mit Vergußmasse gefüllten Kabel-Endverschlüssen etwa vorhandene Fehler wie Drahtbrüche, schlechte Lötstellen usw. aufdecken. Przygode.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.*

**Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.**

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter & Co., Wiesbaden.