

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



15206

L. inv.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000298654

Wissenschaftliche  
Automobil-Wertung

Band 1-15

Lehrstuhl für Kraftfahrzeuge

Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin





*Z. v. L.*

Wissenschaftliche  
**Automobil-Wertung**

Berichte VI—X

des

Laboratoriums für Kraftfahrzeuge

an der

Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin

Von

A. RIEDLER

*Mit 176 Abbildungen*



BERLIN und MÜNCHEN

R. OLDENBOURG

1912

*F. 1a*

*33.*

# Automobil-Verwertung

---

Alle Rechte vorbehalten.

Copyright by A. Riedler.

---



III - 307388



# Inhalt

## der Berichte VI—X.

	Seite
<b>Bericht VI. Untersuchung eines Mercedes-Elektromobils.</b>	
Übersicht über die Versuchsergebnisse . . . . .	1
Fahr- und Steigungsdiagramm . . . . .	5
Energiediagramme . . . . .	6
Einzelheiten der Versuchsreihen:	
Eingeführte Leistung . . . . .	13
Reibungs- und Eisenverluste der Motoren . . . . .	14
Auslaufkurven . . . . .	15
Fahrwiderstände . . . . .	19
Fahr- und Bremsschaltung . . . . .	12
Bauart des Mercedes-Elektromobils . . . . .	25
Wirtschaftlichkeit der Elektromobilbetriebe . . . . .	28
 <b>Bericht VII. Wagentechnische Untersuchung des 35 PS-Büssing-Armeelastzuges. Von G. Becker.</b>	
Versuchsverfahren . . . . .	1
Ermittlungsverfahren . . . . .	3
Bezeichnungen . . . . .	6
Ergebnisse der Wagenuntersuchung . . . . .	8
Fahrdiagramm . . . . .	9
Überschußleistungen . . . . .	12
Steigungsdiagramm . . . . .	14
Wirtschaftliche Motorbelastung . . . . .	15
Beschleunigungsvermögen . . . . .	18
Energiediagramm . . . . .	21
Einzelergebnisse der Wagenuntersuchung . . . . .	24
Schlußfolgerungen . . . . .	36

**Bericht VIII. Untersuchung des 35 PS-Büssing-Motors.**

Vorbemerkungen . . . . .	1
Motor-Nutzleistungen, Motorreibungsverluste . . . . .	2
Betriebswirkungsgrad . . . . .	5
Spezifische Leistungen und Verluste . . . . .	6
Brennstoffverbrauch und Wirtschaftlichkeit . . . . .	7
Energiediagramm . . . . .	8
Kühlwasserwärme, Kühlerwirkung . . . . .	11
Energieverbrauch des Ventilators . . . . .	14
Volumetrischer Wirkungsgrad . . . . .	15
Ventilhub und Ventilquerschnitte . . . . .	15
Bauart des Motors . . . . .	17
Schlußfolgerungen . . . . .	21

**Bericht IX. Allgemeines über Lastkraftwagen. — Büssing-Lastkraftwagen. — Versuchsergebnisse des Armeelastzuges.**

Allgemeines über Lastkraftwagen . . . . .	1
Bauart der Büssing-Lastkraftwagen . . . . .	13
Allgemeine Bauart . . . . .	14
Bereifung . . . . .	17
Federung . . . . .	17
Schmierung, Lenkung, Triebwerksaufhängung . . . . .	24
Wagenaufbau, Rahmen . . . . .	26
Lastverteilung . . . . .	28
Triebwerk . . . . .	29
Schlußfolgerungen aus den Versuchsergebnissen . . . . .	33
Anhängewagen . . . . .	34
Triebwagen . . . . .	39

**Bericht X. Stoffwechsel und Pathologie der Schiebermotoren.**

I. Vorgeschichte der Schiebermotoren . . . . .	1
II. Kinematische Grundlagen . . . . .	12
III. Versuchsplan . . . . .	21
IV. Versuchsverfahren . . . . .	26
V. Einzelheiten zu den Versuchsreihen . . . . .	30
VI. Ergebnisse der Untersuchungen . . . . .	39
Motor-Nutz- und -Nennleistungen und Motorreibungsverluste . . . . .	39
Energieverbrauch der Steuerungen . . . . .	45
Betriebswirkungsgrad, thermischer und volumetrischer Wirkungsgrad . . . . .	47
Spezifischer Benzinverbrauch und Kühlwasserwärme . . . . .	50
Spezifische Arbeitsleistungen, Arbeitsdrücke und Verluste . . . . .	53



	Seite
Spezifischer Energieverbrauch der Steuerungen . . . . .	57
Energiediagramme . . . . .	58
Mischungsverhältnis . . . . .	63
Steuerungsquerschnitte . . . . .	66
Ventilbewegung . . . . .	73
Erläuterungen zu einzelnen Ergebnissen:	
Motor-Nutzleistungen u. a. . . . .	75
Wertung des Motorgeräusches . . . . .	90
VII. Bauart der untersuchten Schieber- und Ventilmotoren . . . . .	95
1. Daimler-Knight-Motor 96/130 (Coventry) . . . . .	95
2. Mercedes-Knight-Motor 100/130 (Untertürkheim) . . . . .	101
3. Daimler-Knight-Motor 101,6/129 (Coventry) . . . . .	105
4. Adler-Ventilmotor 90/125 (1909) . . . . .	108
"        "        86/135 (1912) . . . . .	111
VIII. Hauptergebnis der Versuche. Kennzeichnung der Knight-Schiebermotoren . . . . .	114

An den Laboratoriumsversuchen, deren Ergebnisse in den Berichten VI—X mitgeteilt und erörtert werden, sowie an der Auswertung und Darstellung der Versuchsergebnisse haben mitgearbeitet:

die Herren Dr.-Ing. Becker, Dr. Löffler,  
Dipl.-Ing. Roth, Bücking, Kraft und Schulz, ferner  
die Herren Wucherer, Czemetschka und Klein.

Für ihre mühevollen Tätigkeit sei ihnen an dieser Stelle bestens gedankt!

---

Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
der  
Königl. Technischen Hochschule  
zu Berlin

Bericht VI

Untersuchung eines  
Mercedes - Elektromobils

(System Lohner-Porsche)

der

Österreichischen Daimler-Motoren-Aktiengesellschaft  
in Wiener-Neustadt

---

*Mit 21 Abbildungen*



# Untersuchung eines Mercedes-Elektromobils

(System Lohner-Porsche)

der Österreichischen Daimler-Motoren-Aktiengesellschaft

in Wiener-Neustadt.

Bauart des Wagens: Seite 25—27.

Versuchsverfahren: Bericht I Seite 20—34.

## Übersicht über die Versuchsergebnisse

des

## Mercedes-Elektromobils.

Näheres  
Seite:

Erreichbare Höchstgeschwindigkeit			
bei Fahrt in der Ebene . . . . .	35 km/St.		4
(zugleich wirtschaftlichste Fahrgeschwindigkeit hinsichtlich Energieausnutzung).			
Leistungen und Verluste (in % der eingeführten Energie):			
	Bei Fahrgeschwindigkeiten von		
	15 km/St.	35 km/St.	
Nutzleistung des Wagens . . . . .	34 %	24,5 %	7
(verfügbar für Steigungen, Beschleunigungen, Luftwiderstand usw.)			
Radreifenverluste aller Räder . . . . .	43,5 %	61 %	7
(zugleich Eigenverbrauch des Wagens, da kein Übersetzungsgetriebe vorhanden ist).			

	Bei Fahrgeschwindigkeiten von		Näheres
	15 km/St.	35 km/St.	Seite:
Verluste zwischen Batterie und Fahrbahn . . . . .	51,5 %	55,5 %	8
(Eigenverluste der Motoren und Rollwiderstandsverluste an den angetriebenen Hinterrädern. Die gesamten Verluste sind bei beiden Fahrgeschwindigkeiten wenig verschieden, weil die Eigenverluste der Motoren mit der Geschwindigkeit abnehmen, während die Rollverluste wachsen.)			
Verfügbare Leistung am Felgenumfang . . . . .	77,5 %	85,5 %	8
(zur Überwindung der Fahrwiderstände).			
Überschußleistung . . . . .	30 %	0 %	8
(für Steigungen und Beschleunigungen).			
Aktionsradius des untersuchten Elektromobils auf guter Fahrbahn bei ununterbrochener Fahrt in der Ebene . . . . .		58 km	
mit Stillstand zur Erholung der Batterien . . . . .		70 „	
auf schlechter Fahrbahn . . . . .		30—15 „	
Motoren-Höchstleistung bei Fahrgeschwindigkeit von 35 km/St. . . . .		8,2 PS	24
(Mittelwert der Nutzleistung für beide Motoren ohne Überlastung).			
	Bei Fahrgeschwindigkeiten von		
	15 km/St.	35 km/St.	
Gesamt-Eigenverlust der Motoren . . . . .	22,5 %	14,5 %	8
der eingeführten Energie.			

Diese Eigenverluste sind im Gegensatz zu Benzinmotoren bei den höheren Fahrgeschwindigkeiten kleiner als bei den niedrigeren.

	Bei Fahrgeschwindig-		Näheres Seite:
	keiten von 15 km/St.	35 km/St.	
Rollverluste der Hinterräder . . .	29 %	41 %	8
„ „ Vordereräder . . .	14,5 %	20 %	8

Die Radreifenverluste der angetriebenen Hinterräder sind etwa zweimal so groß als die der Vorderräder.

Der Eigenverbrauch besteht nur in der Leistung zur Überwindung der Rollwiderstände an den Vorder- und Hinterrädern; er nimmt mit Fahrgeschwindigkeiten über 35 km (im Gefälle) rasch zu (s. Bild 15).

#### Luftwiderstandsverlust des Wagens

(mit 4sitziger geschlossener Karrosserie)	4 %	24,5 %	8
---	-----	--------	---

#### Befahrbare Steigungen für Dauerfahrt, ohne Anlauf:

mit dem 5. Schaltgang . . . . .	0,5 %	5
„ „ 4. „ . . . . .	2,7 %	5
„ „ 3. „ . . . . .	4 %	5
„ „ 2. „ . . . . .	1,0 %	5

auf kurzen Steilstrecken und mit Anlauf wesentlich mehr.

Mechanische Verluste der Motoren	1,2 %	1,6 %	7
Elektrische Verluste „ „	21,3 %	12,0 %	7

(Die elektrischen Verluste sind 10–20 mal so groß als die mechanischen. Die eigentlichen mechanischen Verluste sind noch kleiner, als angegeben, da die Bürstenreibungsverluste zu den elektrischen gezählt werden können.)

#### Höchster mechanischer Wirkungsgrad der Motoren in % der eingeführten Energie:

beim 5. Schaltgang . . . . .	86 %	11
„ 4. „ . . . . .	75 %	11
„ 3. „ . . . . .	81 %	10
„ 2. „ . . . . .	68 %	11

Die **Fahrprogramme** (Bild 1 u. 2) geben die Übersicht über die Leistungsfähigkeit und die Fahreigenschaften des Wagens im Bereiche der 5 Schaltgänge, und zwar zeigt

Bild 1: die nutzbaren Triebkräfte und den gesamten Fahrwiderstand bei Fahrt in der Ebene,

Bild 2: die befahrbaren Steigungen für Dauerfahrt mit dem betreffenden Schaltgang.

Die nutzbaren Triebkräfte sind in den Kurven  $P_2$ — $P_5$  für den 2. bis 5. Schaltgang dargestellt, und zwar als Kräfte, am Felgenumfang der Triebräder wirkend.

Die Fahrwiderstände sind durch besondere Versuche zur genauen Ermittlung der Rollwiderstände gemessen worden. Hierüber folgt noch ein besonderer Bericht im Zusammenhang mit anderen gleichartigen Versuchen.

Der Überschuß der nutzbaren Umfangskraft über den Fahrwiderstand auf horizontaler Bahn ist für Steigungen und Beschleunigung verfügbar.

Die Prüfstands- und Fahrversuche ergaben übereinstimmend:

Die obere Grenzgeschwindigkeit für den Mercedes-Wagen wird bei 35 km stündlicher Geschwindigkeit erreicht.

Die untere Grenzgeschwindigkeit, bei der noch gleichmäßige Fahrt ohne abwechselnde Verzögerung und Beschleunigung möglich ist, wird durch das Verhalten der Wagenmotoren bei etwa 8 km stündlicher Fahrgeschwindigkeit bestimmt.

Die Steigungskurven sind in Bild 2 dargestellt (Steigung in Hundertsteln der Weglänge). Sie sind für ein Fahrgewicht von 1900 kg (Eigengewicht des Wagens 1680 kg, Belastung 220 kg) ermittelt. Die Steigungen können daher in günstiger Weise nur mit dem 3. Schaltgang gefahren werden, und zwar ist dabei ohne Überlastung der Motoren und der Batterie eine Höchstdauersteigung von ungefähr 4 % befahrbar.

Mit dem 1. Gange ist überhaupt keine gleichmäßige Fahrt möglich. Dieser Gang ist nur für das Anfahren des Wagens zu verwenden.



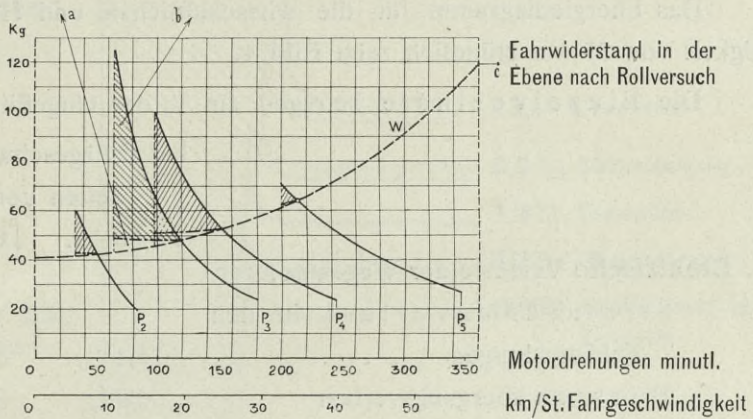
Bild 1.

### Fahrdiagramm

des Mercedes-Elektromobils.

Nutzbare Triebkräfte für den II., III., IV. und V. Schaltgang der Vorwärtsfahrt und Fahrwiderstand in der Ebene.

b für Steigungen verfügbar



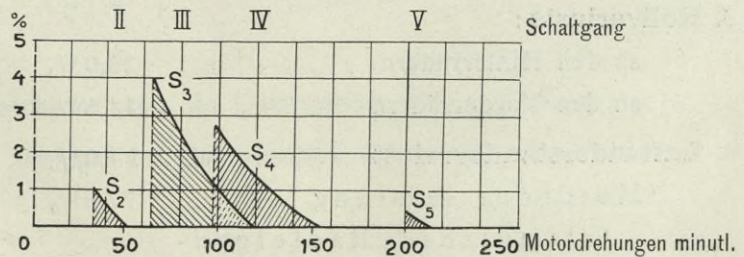
a Zunahme des Rollwiderstandes durch den Überschuss an Umfangskraft auf Steigungen.

Bild 2.

### Steigungsdiagramm

der befahrbaren Höchststeigungen.

Befahrbare Steigungen für Dauerfahrt (Schaltgänge II—V)



(1900 kg Fahrgewicht)

0 10 20 30 40 km/St. Fahrgeschwindigkeit

Die **Energiediagramme** (Bild 3 u. 4) geben Aufschluß über die Energieverteilung zwischen Batterie und Fahrbahn und die Übersicht über die Nutzleistungen und Verluste.

Die Diagramme zeigen die Motor-Nutzleistungen, die Einzelverluste und die zur Überwindung der Windverluste und Steigungen verfügbaren Wagen-Nutzleistungen. Grundlegend für die Energiediagramme ist die in beide Elektromotoren eingeführte elektrische Energie.

Das Energiediagramm für die Fahrgeschwindigkeit von 15 km, die im Stadtverkehr am häufigsten benutzt wird, ist für den 3. Schaltgang in Bild 3 dargestellt.

Das Energiediagramm für die wirtschaftlichste und Höchstgeschwindigkeit von 35 km stündlich zeigt Bild 4.

Die Einzelverluste betragen (in % der eingeführten Energie):

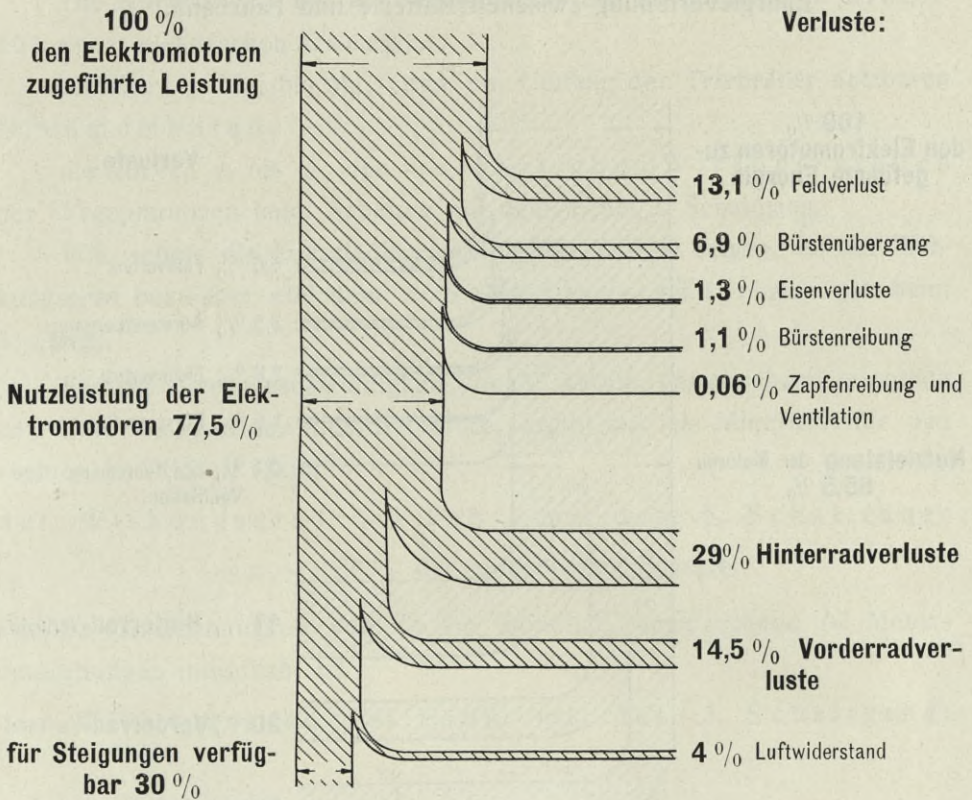
	bei Fahrgeschwindigkeiten von:		Näheres
	15 km/St.	35km/St.	Seite:
<b>1. Elektrische Verluste der Wagenmotoren:</b>			
Stromwärmeverlust in den			
Feldwicklungen . . . . .	13,1 %	6,6 %	
Bürstenübergangsverlust . . . . .	6,9 %	3,5 %	
Eisenverluste (Hysteresis und			
Wirbelstromverlust) . . . . .	1,3 %	2,8 %	17
<b>2. Mechanische Verluste der Wagenmotoren:</b>			
Bürstenreibungsverlust . . . . .	1,1 %	1,5 %	17
Lagerreibungs- und Ventilations-			
verlust der umlaufenden Motorteile	0,06 %	0,11 %	17
<b>3. Rollverluste:</b>			
an den Hinterrädern . . . . .	29,0 %	41,0 %	19
an den Vorderrädern . . . . .	14,5 %	20,0 %	19
<b>4. Luftwiderstandsverlust . . . . .</b>			
Motornutzleistung . . . . .	77,5 %	85,5 %	9
(als nutzbare Radfelgenleistung).			

**Bild 3.**

### Energie-Diagramm

des Mercedes-Elektromobils für den III. Schaltgang.

Energieverteilung zwischen Batterie und Fahrbahn.



Fahrgeschwindigkeit des Elektromobils: 15 km stündlich.

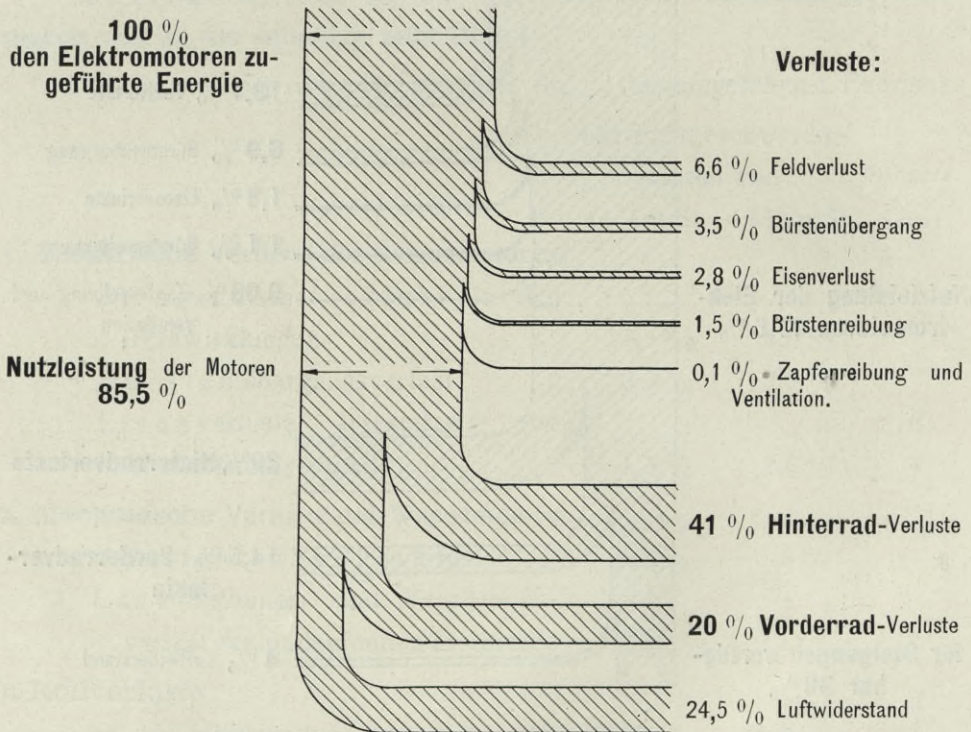
Drehzahl des Elektromotors: 92 minutlich.

**Bild 4.****Energie-Diagramm**

des Mercedes-Elektromobils für seine Höchstgeschwindigkeit.

V. Schaltgang.

Energieverteilung zwischen Batterie und Fahrbahn.



Höchst-Fahrgeschwindigkeit für den V. Schaltgang:

35 km stündlich,

Drehzahl des Elektromotors: 215 minutlich.

Beim Mercedes-Elektromobil ist kein Übersetzungstriebwerk vorhanden. Die Elektromotoren sind in die Radnaben eingebaut, und die Räder werden unmittelbar angetrieben.

Über die Verluste der Motoren und über die Verwendbarkeit der Schaltgänge unter Berücksichtigung dieser Verluste geben Bild 5 und 6 Aufschluß.

Bild 5 gilt für den (von hinten aus gesehen) rechten Motor,

Bild 6 für den linken Motor.

Die Kurven  $L_{12}$  bis  $L_{15}$  entsprechen der in die Motoren eingeführten elektrischen Energie,

die Kurven  $M_{d1}$  bis  $M_{d5}$ : den am Umfang der Triebräder nutzbaren Drehmomenten,

die Kurven  $\eta_2$  bis  $\eta_5$ : den mechanischen Wirkungsgraden der Wagenmotoren beim Arbeiten mit dem 2. bis 5. Schaltgang.

Wie schon die Energiediagramme (Bild 3 u. 4) zeigen, ist der Wirkungsgrad bei Fahrt mit dem 5. Schaltgang günstiger als beim 3. Gang.

Für die Grenzgeschwindigkeit von 35 km/St., entsprechend minutlich 215 Umdrehungen der Elektromotoren, ergibt sich als Mittelwert für den rechten und linken Motor

der Wirkungsgrad bei Fahrt mit dem 5. Schaltgang:

$$\eta_5 = \sim 85,5 \text{ \% der eingeführten Energie.}$$

Für die Geschwindigkeit von 15 km stündlich, entsprechend 92 Motorumdrehungen minutlich, ist

der Wirkungsgrad bei Fahrt mit dem 3. Schaltgang:

$$\eta_3 = \sim 77,5 \text{ \%}$$

Auffällig ist der ungünstige Wirkungsgrad beim Fahren mit dem 4. Schaltgang. Er beträgt im Mittel nur

$$\eta_4 = \sim 70 \text{ \%}$$

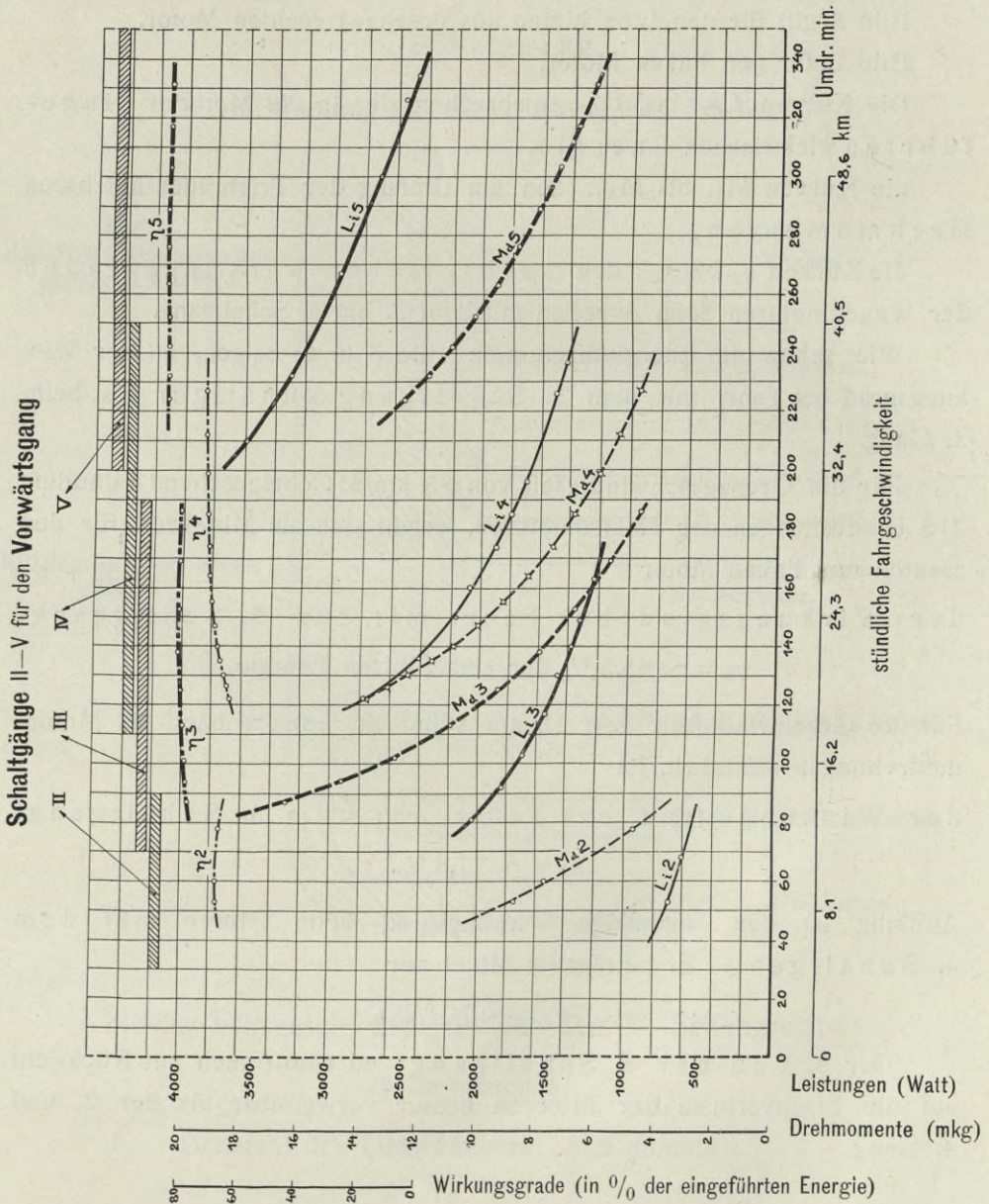
Der 3. und der 5. Schaltgang sind somit auch mit Rücksicht auf die Eigenverluste der Motoren besser verwendbar als der 2. und 4. Gang.

Bild 5.

# Eingeführte Leistungen, Drehmomente und Wirkungsgrade

für Vorwärtsfahrt mit dem II., III., IV. und V. Schaltgange.

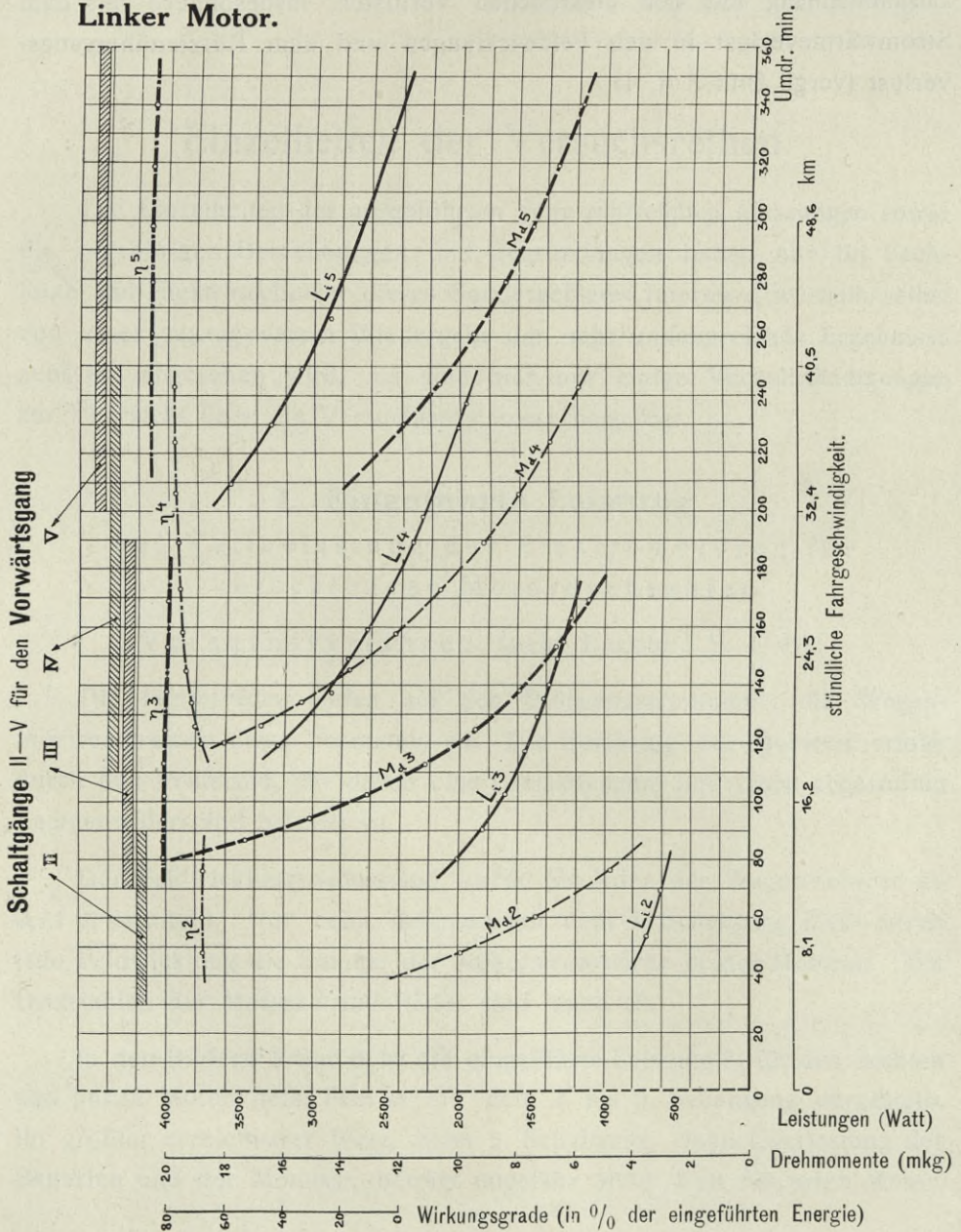
Rechter Motor.



# Bild 6. Eingeführte Leistungen, Drehmomente und Wirkungsgrade

für Vorwärtsfahrt mit dem II., III., IV. u. V. Schaltgange.

Linker Motor.



Der 3. Schaltgang ist vor allem für das Befahren von Steigungen, der 5. Gang für das Fahren in der Ebene und im Gefälle zu verwenden.

Der hohe Wirkungsgrad bei höchster Fahrgeschwindigkeit steht im Zusammenhang mit den elektrischen Verlusten, insbesondere mit dem Stromwärmeverlust in den Feldwicklungen und dem Bürstenübergangsverlust (vergl. Bild 3 u. 4).



## Einzelheiten der Versuchsreihen.

Die Einzelheiten der ausgeführten sehr zahlreichen Messungen sowie die zugehörigen Berechnungen und Begründungen haben nur für Fachleute und Elektrotechniker dieses Sondergebietes Interesse, weshalb selbst von einer auszugsweisen Wiedergabe der sehr umfangreichen Ergebnisse zunächst abgesehen wird. Es sind hier nur einige Vervollständigungen zur Übersicht über die Versuchsergebnisse beigefügt.

### 1. Eingeführte Leistung

bei Vollbelastung der Elektromotoren für  
verschiedene Motordrehzahlen.

Versuchsverfahren (siehe Bericht I S. 4—6):

Die Hinterräder laufen auf den Prüfstandstrommeln; die Wagenmotoren treiben diese Trommeln an. Die Belastung der Motoren erfolgt durch den Prüfstand, der durch eine Bremsdynamo und einen abgestuften Lampenwiderstand belastet ist.

Der Feldwicklungswiderstand wurde für jeden der Wagenmotoren zu  $0,11 \Omega$  ermittelt. Nur beim Arbeiten mit dem 4. Schaltgang fließt durch jede Feldwicklung die Summe der Ankerstromstärke beider Motoren. Die Drehzahlen der Motoren und Räder sind identisch.

In den Bildern 5 und 6 ist die eingeführte Leistung  $L_i$  für den rechten und linken Motor beim Fahren mit dem 2. bis 5. Schaltgang dargestellt. Ihr größter erreichbarer Wert, beim 5. Schaltgang, ohne Überlastung der Batterien und der Motoren, beträgt ungefähr 3600 Watt für jeden Motor.

## 2. Reibungs- und Eisenverluste der Motoren.

Diese wurden durch Auslaufversuche für jeden Motor getrennt ermittelt. Der Wagen wurde zu diesem Zwecke an den Hinterrädern hochgehoben und die Hauptstromerregung der Wicklungen in Fremderregung umgeschaltet, um die Auslaufkurven bei konstanter Erregerstromstärke aufnehmen zu können.

Bild 7 und 8 zeigen die Auslaufwerte für den rechten und linken Wagenmotor, links die Meßwerte für die eingeführte Leistung bei der Erregerstromstärke  $i = 31$  bzw.  $31,5$  Ampère, rechts die Auslaufkurven für verschiedene Erregerstromstärken.

Aus den Leistungswerten und der zugehörigen Auslaufkurve ergeben sich die Motorkonstanten

$$\begin{array}{l} \text{für den rechten Motor: } C = 0,066 \text{ Watt,} \\ \text{„ „ linken „ } C = 0,063 \text{ „} \end{array}$$

Die Reibungs- und Eisenverluste für verschiedene Erregerstromstärken sind mit Hilfe der Auslaufkurven und der Motorkonstanten ermittelt.

Bild 9 und 10 zeigen die Werte für den rechten und linken Motor in Funktion der Stromstärke bei verschiedenen Motordrehzahlen.

Die Reibungs- und Eisenverluste nehmen mit der Drehzahl erheblich zu. Da aber ihr Wert gegenüber dem Stromwärmeverlust in den Feldwicklungen und dem Bürstenübergangsverlust nur klein ist, so hat diese Zunahme nur untergeordnete Bedeutung.

Für die Grenzgeschwindigkeit des Mercedes-Wagens von 35 km stündlich, entsprechend minutlich 215 Umdrehungen des Motors, ist die Verlustsumme für beide Motoren wenig mehr als 4% der eingeführten Energie (vergl. Energiediagramme 3 und 4).

Der Motorreibungsverlust ist aus den Auslaufkurven ohne Erregung ermittelt und in den Bildern 11 und 12 in Funktion der Motordrehzahl dargestellt.

Der Verlust ist unabhängig von der Erregung, nimmt mit der Drehzahl zu und ist sehr klein gegenüber den elektrischen Verlusten.

# Eingeführte Leistungen und Auslaufkurven

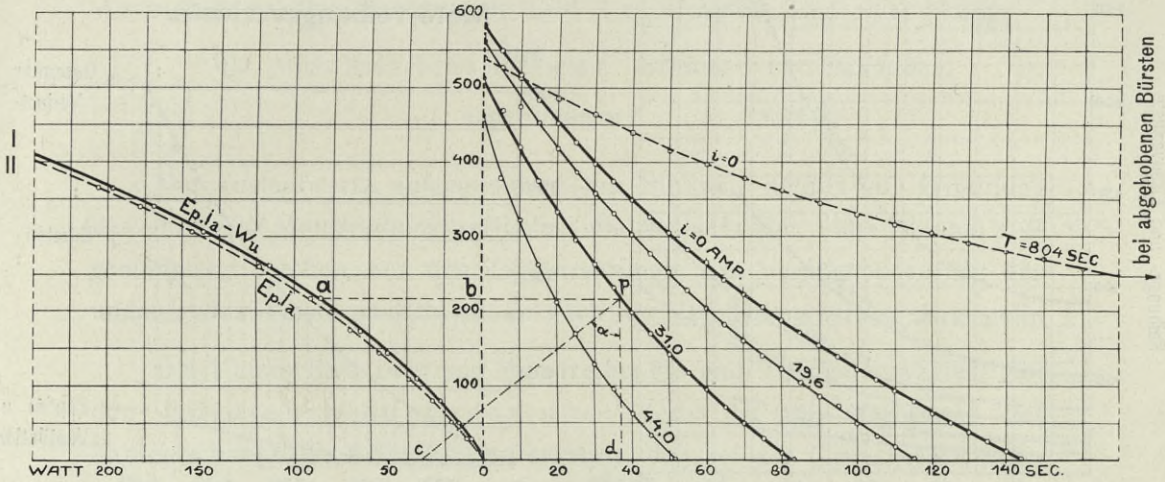
für verschiedene Erreger-Stromstärken der Feldwicklungen des Mercedes-Elektromobils.

**Bild 7: Rechter Motor.**

Eingeführte Leistungen  
 $i = 31$  Amp.

Umdr.  
 min.

Auslaufkurven für Erregerstromstärken  
 $i = 0, 19,6, 31$  u.  $44$  Amp.



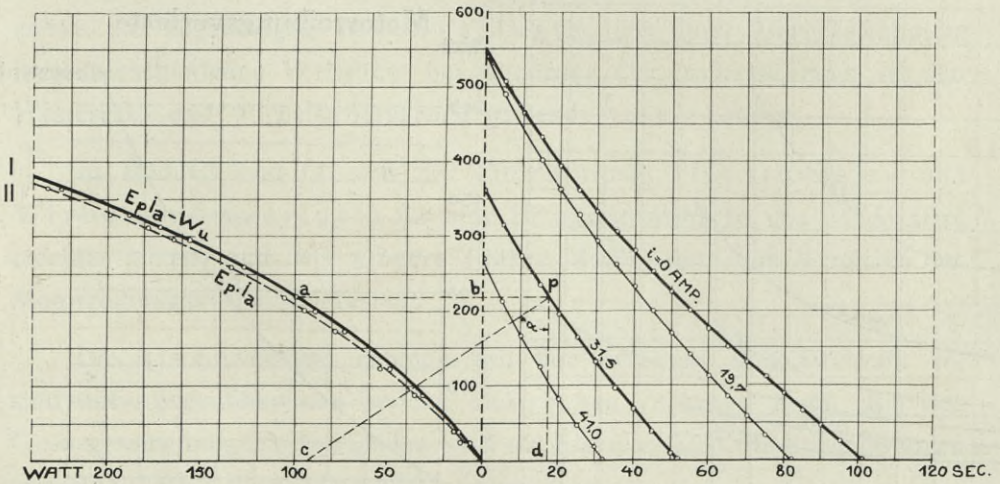
I. Leistung abzügl. Bürstenübergangsverlust. II. Leistung.

**Bild 8: Linker Motor.**

Eingeführte Leistungen  
 $i = 31,5$  Amp.

Umdr.  
 min.

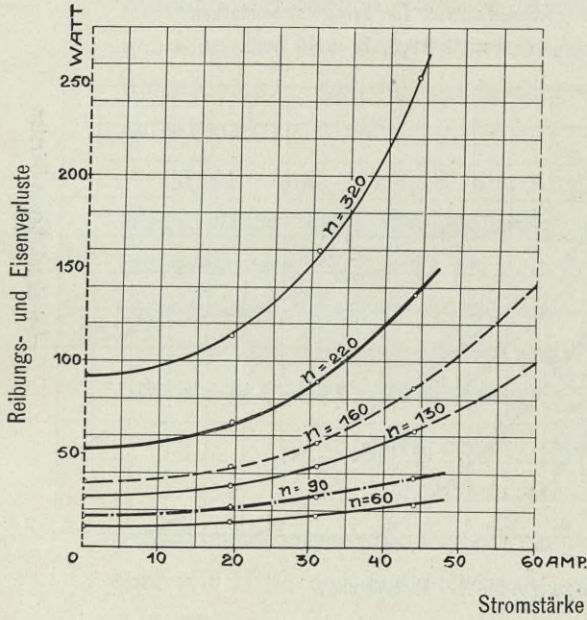
Auslaufkurven für Erregerstromstärken  
 $i = 0, 19,7, 31,5$  u.  $41$  Amp.



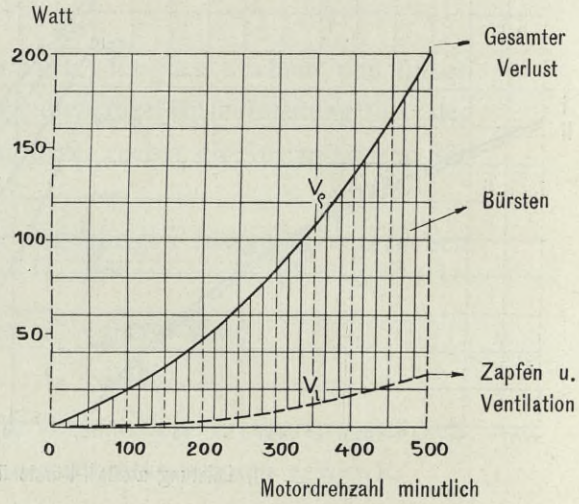
I. Leistung abzügl. Bürstenübergangsverlust. II. Leistung.

# Reibungs- und Eisenverluste beider Nabenmotoren des Mercedes-Elektromobils bei verschiedenen Drehzahlen.

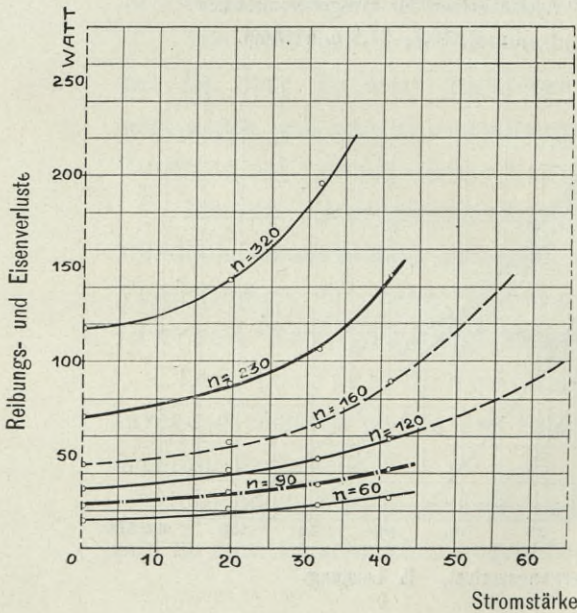
**Bild 9: Rechter Motor:**



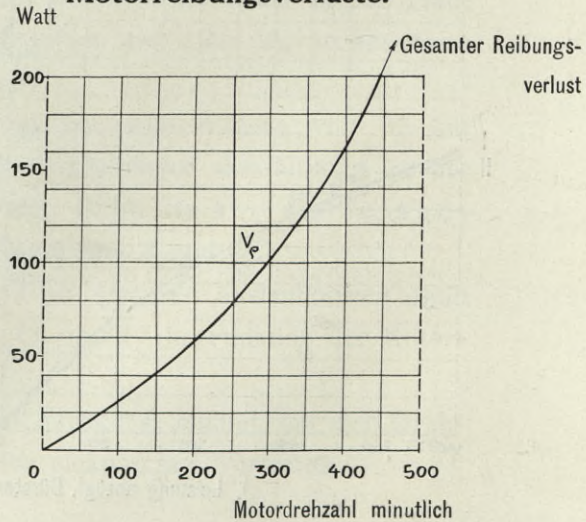
**Bild 11: Motorreibungsverluste.**



**Bild 10: Linker Motor.**



**Bild 12: Motorreibungsverluste.**



Für die Grenzgesehwindigkeit von 35 km stündlich ist der gesamte Motorreibungsverlust für beide Motoren ungefähr 110 Watt, also nur wenig mehr als 1,5 % der eingeführten Energie (vergl. Energie-diagramme Bild 3 und 4).

Bürstenreibungs-, Zapfenreibungs- und Ventilationsverluste sind für den rechten Wagenmotor aus den zwei Auslaufkurven ohne Erregung in Bild 7 zu ermitteln, und zwar beträgt

die Auslaufzeit bei aufgelegten Bürsten: 140 Sekunden,  
„ „ „ abgehobenen „ 804 „

Die Auslaufwerte, aufgenommen mit Bürsten, dienen zur Ermittlung des gesamten Motorreibungsverlustes; die Auslaufwerte, ohne Bürsten aufgenommen, ergeben nur den Zapfenreibungs- und Ventilationsverlust der umlaufenden Teile. In Bild 11 ist auch der Ventilationsverlust dargestellt.

Der Unterschied zwischen Motorreibungs- und Ventilationsverlust gibt den Bürstenreibungsverlust. Dieser ist ein Vielfaches des Zapfenreibungs- und Ventilationsverlustes, der bei der Grenzgesehwindigkeit von 35 km (215 Motordrehungen minutlich) nur ungefähr 4 Watt beträgt.

Die Motorreibungsverluste, von den in Bild 9 und 10 dargestellten Reibungs- und Eisenverlusten abgezogen, ergeben für jede Erregerstromstärke die zugehörigen Eisenverluste, die unter Berücksichtigung ihres verschiedenen Verhaltens bei Änderung der Drehzahl noch in den Hysterisis- und Wirbelstromverlust getrennt werden können.

In Bild 13 und 14 sind die Einzelverluste (Hysterisis- und Wirbelstromverlust) für eine Erregerstromstärke von 31 Ampère (rechter Motor) und 31,5 Ampère (linker Motor) und zum Vergleich der Motorreibungsverlust dargestellt.

Die Eisenverluste nehmen mit der Erregung und Drehzahl zu, sind aber gegenüber den andern elektrischen Verlusten klein. Bei der Grenzgesehwindigkeit von 35 km sind die Eisenverluste für beide Motoren ungefähr 2,8 % der eingeführten Energie.

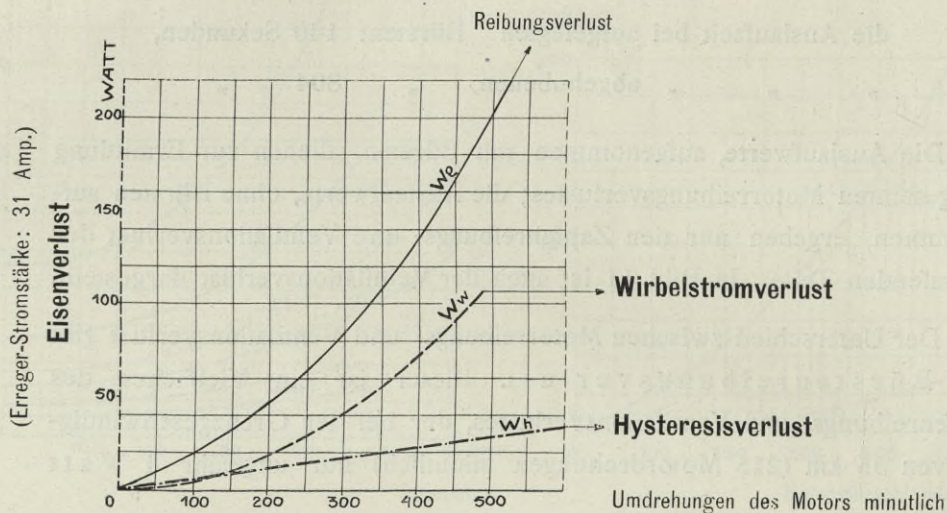
## Eisenverluste beider Nabenmotoren

des

Mercedes-Elektromobils (Bauart Lohner-Porsche)

bei verschiedenen Drehzahlen.

**Bild 13: Rechter Nabenmotor.**



**Bild 14: Linker Nabenmotor.**

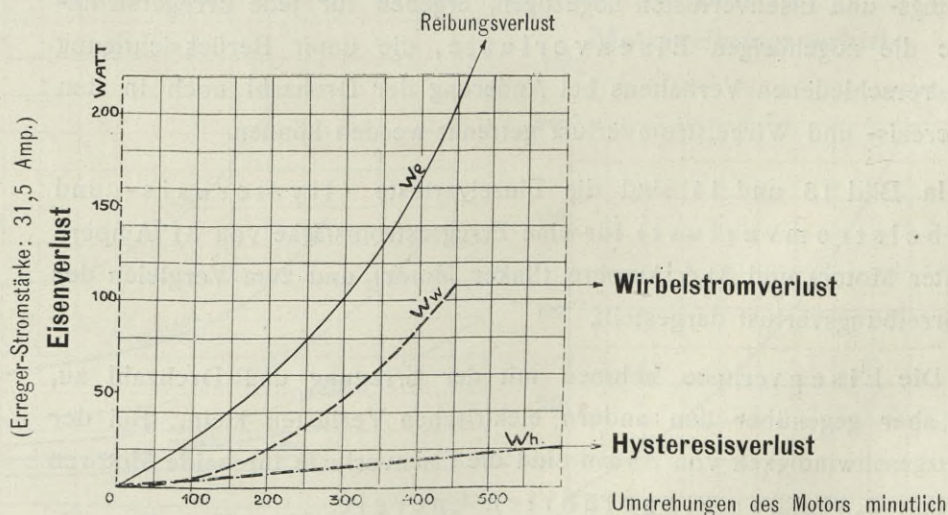
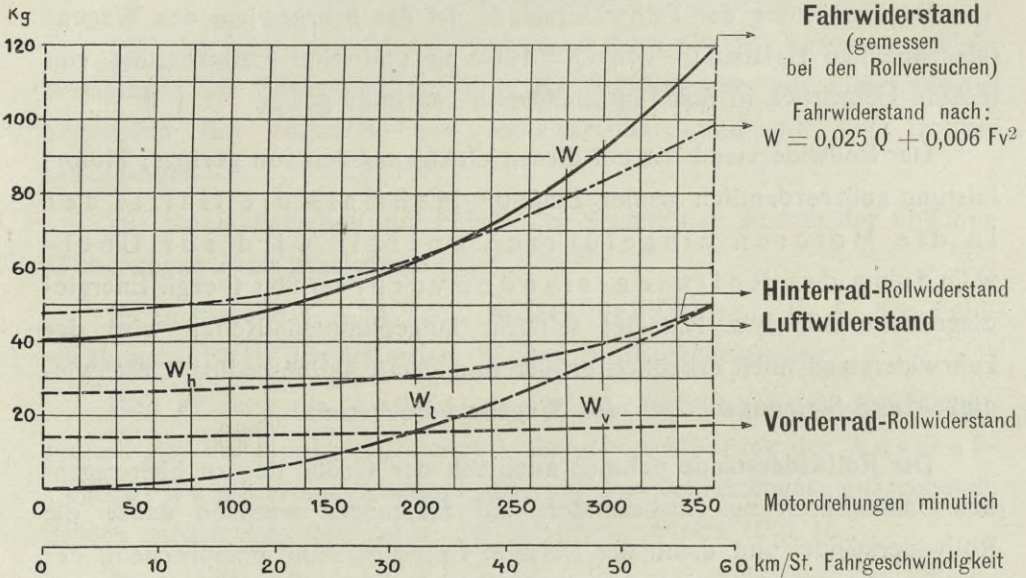


Bild 15.

## Fahrwiderstände

des Mercedes-Elektromobils.

(Rollwiderstände der Vorder- und Hinterräder und Luftwiderstand.)



### 3. Fahrwiderstände.

Die Rollwiderstände an den Vorder- und Hinterrädern sind in Bild 15 abhängig von den Motordrehzahlen bzw. Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Sie nehmen bei den verhältnismäßig geringen Fahrgeschwindigkeiten des Mercedes-Wagens nur wenig mit der Fahrgeschwindigkeit zu. Der Rollwiderstand der angetriebenen Hinterräder ergab sich fast im ganzen Fahrbereiche dieses Wagens ungefähr doppelt so groß als an den Vorderrädern.

Außerdem ist der Luftwiderstand des Wagens für eine Luftdruckfläche des Wagens  $F = 2,5 \text{ qm}$  (geschlossene 4 sitzige Karosserie) eingezeichnet (siehe Bericht I S. 35). Die Summe aus den Rollwiderständen der Räder und dem Luftwiderstande ergibt den zu überwindenden Fahrwiderstand  $W$  bei Fahrt auf ebener Bahn.

Nur zum Zwecke des Vergleichs ist noch die Fahrwiderstandskurve für Fahrt in der Ebene eingetragen, die nach der im Lokomotivbetrieb üblichen Formel

$$W = 0,025 Q + 0,006 F v^2$$

berechnet ist.

Bei Ermittlung der Fahrwiderstände ist das Fahrgewicht des Wagens (einschließlich Belastung) von  $Q = 1900$  kg und eine Luftpressung von 6 Atm. Überdruck in den Luftschläuchen zugrunde gelegt.

Der Rollwiderstand hat bei diesen Elektromobilen von geringer Motorleistung außerordentlich großen Einfluß. Mehr als die Hälfte der in die Motoren eingeführten Energie wird zur Überwindung des Rollwiderstandes verbraucht (vergl. Energie-diagramme Bild 3 u. 4). Bei schlecht aufgepumpten Reifen wird der Fahrwiderstand noch erheblich größer und damit Aktionsradius, Geschwindigkeit und Steigungsbereich des Wagens herabgesetzt.

Die Rollwiderstände nehmen auch mit der Größe der zu übertragenden Umfangskraft zu. Insbesondere auf Steigungen wachsen daher die Rollwiderstände und damit der gesamte Fahrwiderstand entsprechend der zunehmenden Umfangskraft (siehe Fahrdiagramm Bild 1).

Die nutzbaren Triebkräfte  $P_2$  bis  $P_5$  (Fahrdiagramm Bild 1) am Felgenumfang sind als Mittelwerte aus den nutzbaren Drehmomenten  $M_{d2}$  bis  $M_{d5}$  (Bild 5 u. 6) bestimmt. Die Kurven zeigen den für Hauptstrommotoren kennzeichnenden Verlauf. Es sind große Anzugsmomente möglich, die aber mit wachsender Fahrgeschwindigkeit rasch abnehmen. Die große Anzugskraft des Wagens ist auch für großen augenblicklichen Fahrwiderstand ausreichend. Die Leistung für Dauersteigungen ohne Überlastung von Batterie und Motor ist jedoch gering. Dies zeigen insbesondere die Steigungskurven Bild 2, Seite 5, die gleichfalls für das Fahrgewicht von 1900 kg ermittelt wurden.

Der mechanische Wirkungsgrad ist in Bild 5 und 6 für die Schaltgänge II bis V dargestellt. Hierbei ist der Stromwärmeverlust in den Ankerwicklungen vernachlässigt.



Die in Bild 9 und 10 dargestellten Verluste sind abhängig von der die Feldwicklungen der Motoren bei den einzelnen Schaltgängen durchfließenden Stromstärke.

#### 4. Schaltung und Bremsung.

Bild 16 zeigt das Schaltungsschema für den Betrieb der Elektromotoren im Zusammenhang mit den Schaltgängen der Geschwindigkeitsstufen für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt und mit den Bremschaltgängen.

Die Kontaktlamellen und Finger der Schaltwalze sind in der üblichen Weise abgewickelt gezeichnet.

Es entsprechen:  $A_1 A_2$  den Ankern der Motoren,  $F_1 F_2$  den Feldwicklungen,  $B_1 B_2$  den Batterien,  $W$  den Bremswiderständen.

Bild 17 zeigt die Abänderung der Schaltung des rechten Motors (im Bilde mit II bezeichnet) für die Ausführung der Auslaufversuche mit Fremderregung. Die auf den Kontaktfingern angegebenen Zahlen entsprechen den Zahlen im Schaltungsschema Bild 16.

Die verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten des Mercedes-Elektromobils sind im Bild 18 besonders dargestellt.

Für die Vorwärtsfahrt dienen:

1. Gang: nur für das Anfahren des Wagens. Beide Batterien sind parallel, Anker und Felder der beiden Motoren mit vorgeschaltetem Widerstand hintereinander geschaltet.

2. Gang: Batterien parallel, Anker und Felder ohne Widerstand hintereinander geschaltet.

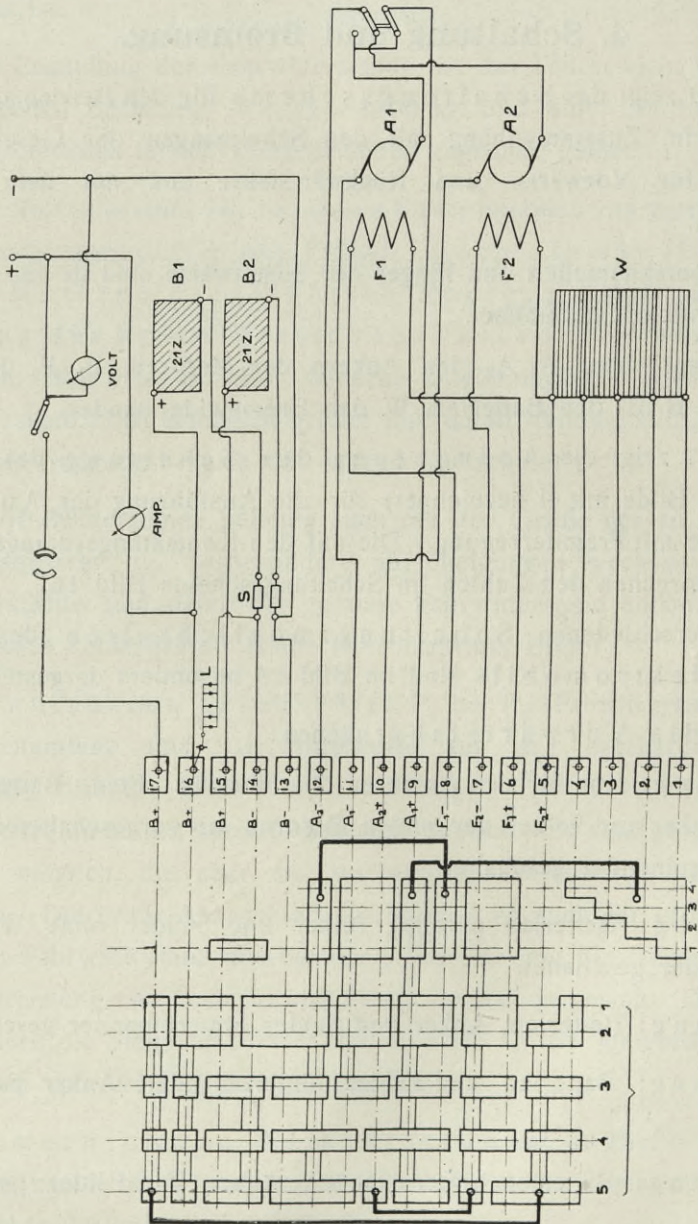
3. Gang: Batterien, Anker und Felder hintereinander geschaltet.

4. Gang: Batterien und Felder hintereinander, Anker parallel geschaltet.

5. Gang: Batterien hintereinander, Anker und Felder parallel geschaltet.

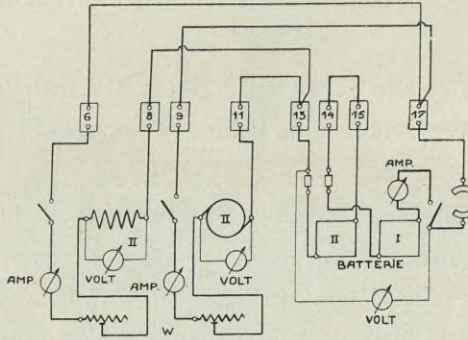
Bild 16.

### Schaltungs-Schema des Mercedes-Elektromobils für 5 Schaltgänge und 4 Bremsstufen.

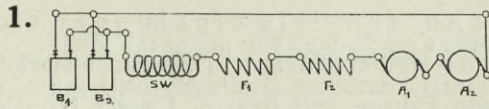


## Bild 17. Schaltungsschema

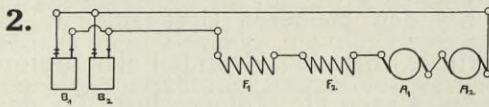
für den rechten Motor des Mercedes-Elektromobils mit Fremderregung.



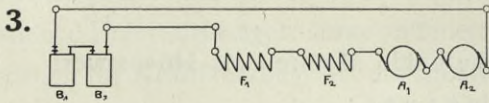
**Bild 18.  
Vorwärtsfahrt:**



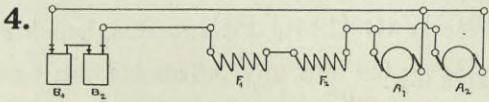
1. Gang: Beide Batterien parallel, Anker und Felder mit Widerstand hintereinander geschaltet.



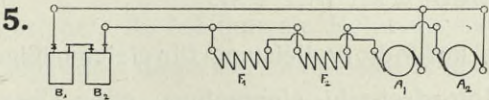
2. Gang: Batterien parallel, Anker und Felder ohne Widerstand hintereinander.



3. Gang: Batterien, Anker und Felder hintereinander.

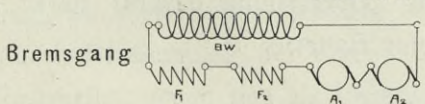


4. Gang: Batterien und Felder hintereinander, Anker parallel geschaltet.



5. Gang: Batterien hintereinander, Felder und Anker parallel geschaltet.

**Rückwärtsfahrt:**



1., 2., 3. Gang wie beim Vorwärtsgang geschaltet, Ankerstromrichtung durch Umschalter umgekehrt.

**Bremsgänge:** In den Stromkreis der Anker und Felder Widerstände eingeschaltet.

Für die Rückwärtsfahrt dienen:

1., 2. und 3. Gang, wie bei Vorwärtsfahrt geschaltet. Nur die Ankerstromrichtung wird durch einen Umschalter umgekehrt.

Der 4. und der 5. Gang können für Rückwärtsfahrt nicht verwendet werden.

**Bremsgänge:** Die Schaltwalze gibt 4 Bremsstellungen, bei welchen in den Stromkreis der Anker und Felder Widerstände zur Bremsung eingeschaltet werden.

Bei der verwendeten Schaltung (Sprague) fließt beim 4. Gang durch die Feldwicklungen jedes Motors die Summe der Ankerströme beider Motoren. Dies hat zur Folge, daß der Stromwärmeverlust in den Feldwicklungen besonders groß und dadurch der Wirkungsgrad schlecht wird (im Mittel nur 70 %). Es ist daher möglichst wenig mit dem 4. Gang zu fahren, sondern vor allem der 3. und 5. Gang zu benutzen.

Der Stromwärmeverlust in den Feldwicklungen und der Bürstenübergangsverlust sind abhängig von der Stromstärke. Bei den hohen Motordrehzahlen (beim Fahren mit dem 5. Gang) ist die Stromstärke wesentlich kleiner als bei den kleineren Drehzahlen (z. B. beim 3. Gang). Da diese beiden Verluste aber den Hauptteil der Motorverluste bilden, so sind beim Mercedes-Wagen die Motorverluste für den 5. Schaltgang am kleinsten.

Die Motornutzleistung beträgt für beide Motoren als Höchstwert bei Fahrt mit dem 3. Schaltgang:

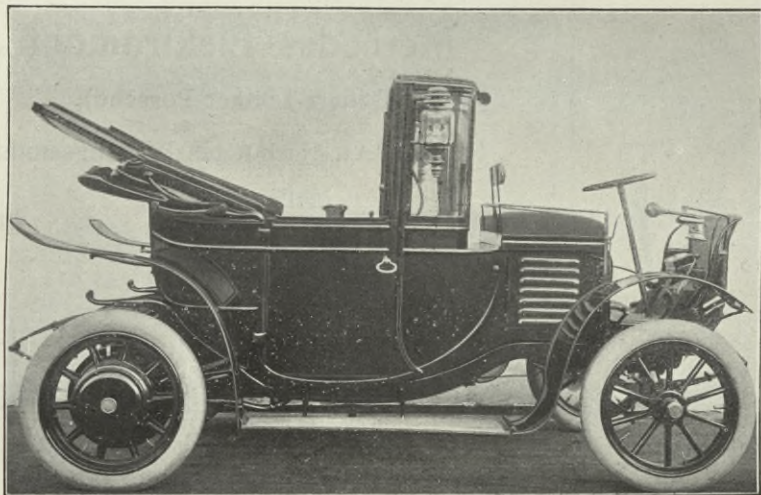
$$L_e = \eta_s \cdot L_{i_3} = \sim 3200 \text{ Watt } (\sim 4,3 \text{ PS}),$$

bei Fahrt mit dem 5. Schaltgang:

$$L_e = \eta_s \cdot L_{i_5} = \sim 6000 \text{ Watt } (8,2 \text{ PS}).$$

Bei allen Versuchen wurde stets auf Motorvolleistung für gleichmäßige Dauerfahrt bei der betreffenden Motordrehzahl einreguliert, ohne Überlastung der Batterien und Motoren. Überlastung bewirkt starke Beanspruchung und raschere Entladung der Batterie.

## Bild 19. Mercedes-Elektromobil (Bauart Lohner-Porsche).



Die Versuche mit dem Mercedes-Elektromobil sind in sehr großem Umfange durchgeführt worden. Dies hängt damit zusammen, daß gerade dieses Elektromobil (ohne Zwischenübersetzung zwischen Motor und Tribrädern des Wagens) für die Prüfstands-Vorversuche sehr bequem als Meßvorrichtung ausgebildet werden konnte. Auch zur Eichung des Prüfstandes ist es mitverwendet worden und hat hierbei wie für viele andere Untersuchungen ausgezeichnete Dienste geleistet. In einem Laboratorium für Kraftfahrzeuge ist ein Elektromobil überhaupt nicht zu entbehren. Außerdem wurde der Wagen zu zahlreichen Versuchen benutzt, um die Abhängigkeit der Rollwiderstände von der Beschaffenheit der Reifen und der Fahrbahn, von der Fahrgeschwindigkeit, Leistungsübertragung und Wagenbelastung festzustellen. Dafür ist der Mercedes-Wagen besonders geeignet, da bei ihm die Rollwiderstände ohne gleichzeitige Messung der Zugkraft (vergl. Bericht I Seite 5 und 28) bestimmt werden können. Es läßt sich sowohl die Radfelgenleistung als auch die Trommelleistung durch Messung der elektrischen Leistung der Wagen- und Prüfstandsmaschinen und durch Bestimmung der Eigenwiderstände des Prüfstandes ermitteln. Der Rollverlust ergibt sich als Unterschied zwischen beiden Leistungen.

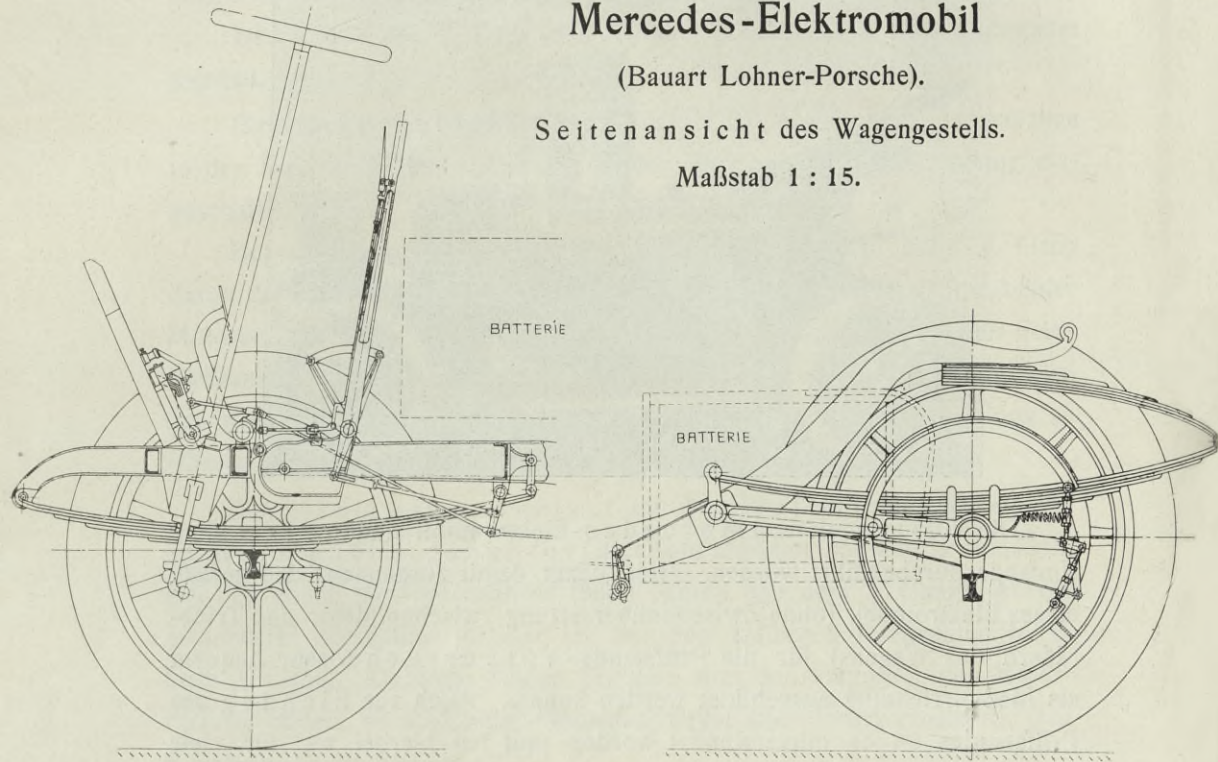
Die Bauart des Mercedes-Elektromobils zeigen die Bilder 19–21.

**Bild 20.****Mercedes-Elektromobil**

(Bauart Lohner-Porsche).

Seitenansicht des Wagengestells.

Maßstab 1 : 15.



Eigengewicht des Wagens ohne Belastung . . . . .	1680 kg
Wagengewicht mit Belastung während aller Versuche .	1900 „
Eigengewicht der Sammler . . . . .	560 „
2 Batterien von je 21 Zellen unter den Vorder- und Rücksitzen.	
Achsbelastung: Vorderachse . . . . .	780 „
Hinterachse . . . . .	1120 „

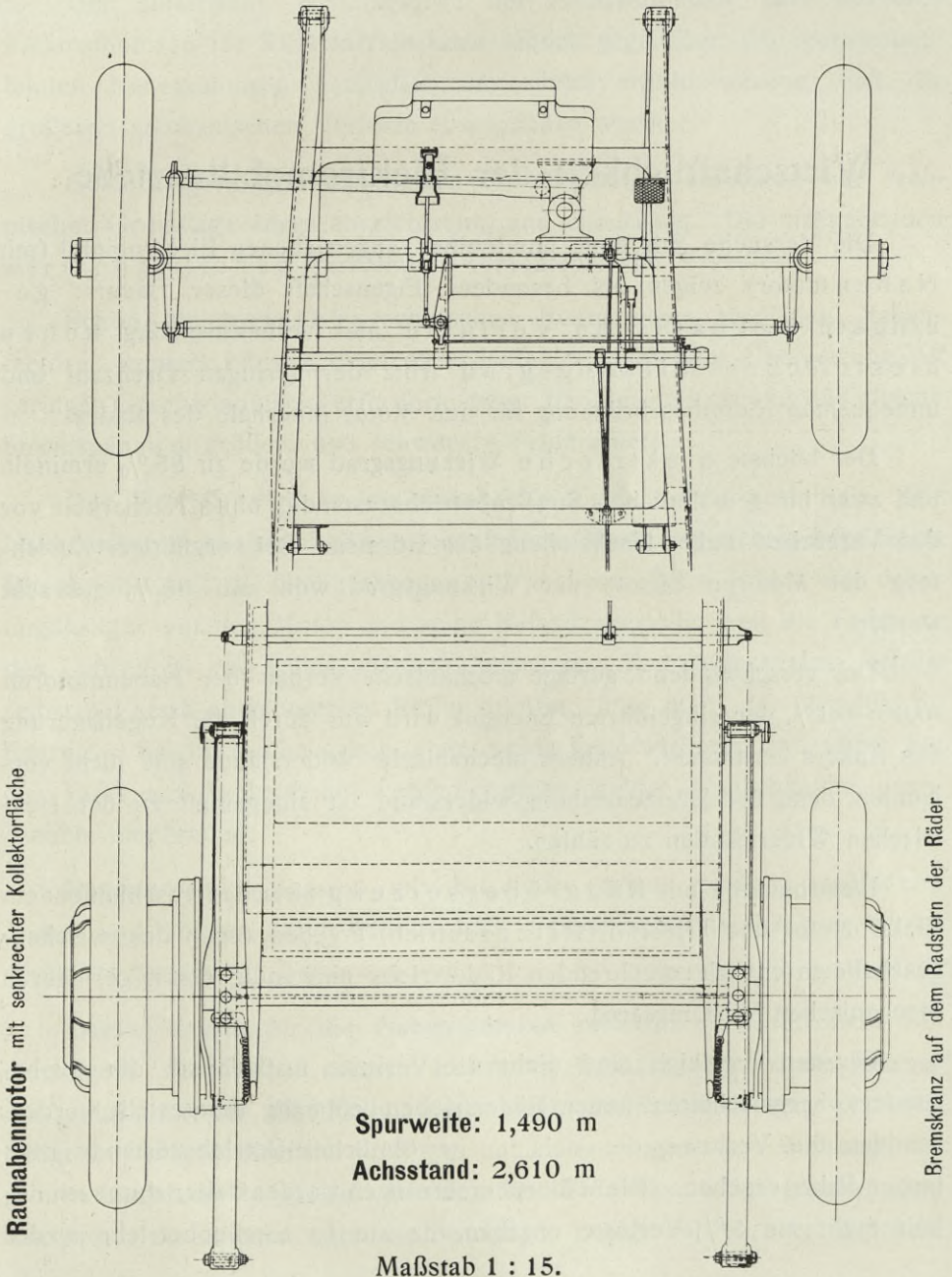
**Bereifung:**

Vorderräder glatt: 880/120.

Hinterräder Gleitschutz: 880/120.

Luftpressung: 6 kg/qcm Überdruck während aller Versuche.

**Bild 21.**  
**Mercedes - Elektromobil** (Bauart Lohner-Porsche).  
Grundriß des Wagengestells.



## Wirtschaftlichkeit der Elektromobilbetriebe.

Die Versuche mit dem unmittelbar angetriebenen Elektromobil (mit Nabenmotor) zeigen als besondere Eigenschaft dieser Bauart: geringste mechanische Verluste und verhältnismäßig hohen elektrischen Wirkungsgrad trotz der geringen Drehzahl und unbequemen Raumbeschränkung für den Motor innerhalb des Rades.

Der höchste elektrische Wirkungsgrad wurde zu 85 % ermittelt, und zwar im gewöhnlichen Straßenbetriebszustande, ohne Nacharbeit vor den Versuchen außer Nachstellung der Bürsten. Bei sorgfältiger Zurichtung der Motoren könnte der Wirkungsgrad wohl auf 88 % gebracht werden.

Der verschwindend geringe mechanische Verlust der Nabenmotoren (0,06—0,1 % der eingeführten Energie) wird nur durch die Kugellagerung des Ankers verursacht. Andere mechanische Widerstände sind nicht vorhanden, denn der Bürstenreibungswiderstand ist sinngemäß zu den elektrischen Widerständen zu zählen.

Elektromobile mit Räderübersetzung zwischen raschlaufendem Elektromotor und Triebrad (Ritzelantrieb) ergeben wegen des zwischengeschalteten energieverzehrenden Rädertriebs notwendig einen geringeren mechanischen Wirkungsgrad.

Für den Vergleich sind nicht die Verluste maßgebend, die an besonders hergerichteten neuen Rädertrieben einmalig festgestellt werden, sondern die Verluste, die sich im gewöhnlichen Betriebszustande nach langer Fahrt ergeben. Die Räderübersetzungen werden daher durchschnittlich mehr als 5 % Verluste ergeben, da sie im Straßenbetriebe weder



vollständig gegen Verschmutzung geschützt noch ständig unter Ölbad gehalten werden können. Die Versuche hierüber sind noch nicht abgeschlossen.

Der elektrische Wirkungsgrad der raschlaufenden, aber kleineren Elektromotoren für Ritzelantrieb kann jedoch gegenüber den langsamlaufenden Nabenmotoren unmöglich um soviel erhöht werden, daß die größeren mechanischen Verluste ausgeglichen werden.

Schlußfolgerungen zuungunsten der Ritzeltriebe auf dieser nur technischen Grundlage wären aber einseitig und unzulässig. Die maßgebenden wirtschaftlichen Verhältnisse verschieben das Ergebnis.

Schon die betriebstechnischen Bedingungen sind den Nabenmotoren weniger günstig, denn diese laufen bei fehlender Übersetzung mit geringer Geschwindigkeit, erfordern daher für gleiche Leistung und gleiche Stromspannung größere und schwerere Feldmagnete.

Der Betrieb wird weiter durch die Federung beeinflusst. Die Nabenmotoren besitzen größere ungefederte Masse als richtig aufgehängte Ritzeltriebe, und die Stoßwirkungen auf unebener Bahn äußern sich daher ungünstiger auf den Motor und seine Befestigungsteile, weil die Federung des Luftreifens nur wenig wirksam sein kann. Der Reifenverlust beträgt selbst bei stark aufgepumpten Reifen (6 Atm.) über 60 % der eingeführten Energie. Solche Reifen geben aber wenig Federwirkung, und selbst bei der Fahrt auf Asphaltbahn werden geringe wellige Unebenheiten unangenehm empfunden.

Raschlaufende Motoren mit Ritzeltrieb haben weniger ungefederte Masse und können durch Federn und entsprechende Aufhängung besser geschützt werden als Nabenmotoren.

Daraus folgen für die Nabenmotoren mehrere einschränkende Bedingungen: die Wagen müssen Luftreifen besitzen, und diese müssen mit Rücksicht auf die Rollverluste stark aufgepumpt sein; der viel billigere Vollgummireifen wird zu ungünstig wegen der Wirkung der großen ungefederten Masse. Werden die Luftreifen weich gehalten, um den Motor zu schonen oder um besonders ruhige Fahrt zu ermöglichen,

die Federung also verbessert, dann wächst der ohnedies schon äußerst große Rollwiderstand (62 %) und sinkt die an sich beschränkte Nutzleistung des Motors (8 PS) noch weiter, und die ohnedies geringe Fahrgeschwindigkeit (35 km) muß weiter vermindert werden.

Motoren mit Ritzeltrieb gestatten die Verwendung von Vollgummireifen. Die Rollverluste werden dadurch geringer, aber das Verwendungsfeld wird auf städtische Gebrauchswagen von geringer Geschwindigkeit beschränkt, weil die volle Federung an der Laufstelle fehlt.

Dieser Zusammenhang hat zur Folge, daß trotz der Rädervorgelege und ihres größeren mechanischen Verlustes und trotz der Unmöglichkeit, den elektrischen Wirkungsgrad von Ritzelmotoren ausreichend zu erhöhen, der Stromverbrauch dieser Motoren im Betriebe, aber nur bei Vollgummibereifung, geringer sein kann als bei Nabenmotoren, was für den Dauerbetrieb bei öffentlichem Fuhrwerk wesentlich ist.

Die räderübersetzten Motoren sind in der ersten Entwicklungszeit der Elektrotechnik durch mangelhafte Rädertriebe in schlechten Ruf gekommen. Die Elektromobile und viele elektrische Maschinenbetriebe waren ein endloses Versuchsfeld für ziemlich regelloses Ausprobieren aller möglichen Zahnradarten, die sogar aus Papier, Leder, Ebonit usw. hergestellt wurden. Solche Versuche sind mißlungen; Zuverlässigkeit, Haltbarkeit und Betriebssicherheit waren unzulänglich, der Zahnradtrieb wurde in kurzer Zeit außerordentlich geräuschvoll und Auswechslung der Räder oft schon nach wenigen Wochen notwendig, so daß sich auch die Betriebskosten wesentlich erhöhten.

Gegenwärtig werden die Zahnradtriebe ähnlich wie bei Benzinkraftwagen ausgeführt: das treibende Rad wird aus hochwertigem Material (Chrom-Nickelstahl) hergestellt und die Geräuschlosigkeit des Zahneingriffs durch genaue Herstellung der Zähne, sowie durch schräge Verzahnung erreicht. Außerdem wird das Getriebe, so gut es im Straßenbetriebe geht, staubdicht eingekapselt, so daß im Dauerbetriebe zwar nicht ganz geräuschloser, aber betriebssicherer Lauf erreicht und Auswechslung des treibenden Rades erst etwa nach einjährigem Betriebe, des getriebenen Rades nach zweijährigem Betriebe notwendig wird.

Solche Zahnradtriebe sind nach längerem Betriebe nie geräuschlos und erschütterungsfrei. Für Wagen, an die hohe Forderungen hinsichtlich ruhigen Laufs gestellt werden, sind Zahnradtriebe daher nicht geeignet, so wenig wie Kettentriebe, die unvermeidlich schwingen und ein rasselndes Geräusch verursachen. Kettengetriebene Wagen sind denn auch, obwohl die größten Fabriken sie verteidigten, ganz durch Wagen mit „Cardantrieb“ verdrängt worden und gegenwärtig als Reise- und Stadtwagen kaum noch verkäuflich. Nur für solche Wagen kommt Ritzelantrieb in Betracht, bei denen zur Verminderung des Rollwiderstandes Vollgummibereifung verwendet und deshalb die Fahrgeschwindigkeit stark beschränkt werden darf.

Die Betriebsverhältnisse der beiden Arten elektrisch getriebener Wagen verschieben daher die Grundlage und stellen ihre Verwendbarkeit auf einen andern Boden, als ihn die rein technischen Bedingungen und die Wirkungsgrade ergeben. Ein Beleg, wie verkehrt einseitige Beurteilung nach Wirkungsgraden ist und wie irreführend die schönen Paradeversuche der Kraftmaschinenliteratur sind! (Bericht V Seite 26.) Ähnliche Verschiebung der Grundlagen ergibt sich auch aus der Betrachtung der Betriebe im großen.

Die technischen Grundlagen zeigen die engbegrenzte Verwendbarkeit der Elektromobile überhaupt und die Aussichtslosigkeit, sie für Betriebe zu verwenden, an die gleiche Anforderungen wie gegenwärtig an die Benzinwagen gestellt werden.

Die Ursachen dieser Beschränkung liegen in den notwendig großen Gewichten zur Aufspeicherung der Energie, folglich großem Totgewichte der Wagen und entsprechend großen Rollverlusten und geringem Aktionsradius.

Motoren auf Kraftwagen zu verwenden, war von Anfang an eine Gewichtsfrage. Solange die treibende Energie der Kohle entnommen wurde (Dampf oder Gas), war keine entscheidende Entwicklung möglich. Erst die Verbrennungsmaschinen und die flüssigen Brennstoffe haben den Wandel vollbracht, weil weitgehende Energieaufspeicherung und ein Aktionsradius von 3—400 km ohne nennenswerte Schwierigkeiten möglich wurde.

Selbst mit schweren Lastwagen sind 300 km Fahrt möglich, wobei die Aufspeicherung nur 1 % des Wagengewichts erfordert. Hierin liegt die große Bedeutung der Verbrennungsmaschinen und der flüssigen Brennstoffe, die bei geringem Volumen und Gewicht eine große Menge ursprünglicher Energie enthalten.

Elektrizität, als umgeformte Energie, kann nur in sehr beschränktem Maße und nur mit großen Gewichten und Kosten aufgespeichert werden. Hieran wird sich in absehbarer Zeit nichts ändern; die leichten Batterien sind schon seit mehr als einem Jahrzehnt versprochen, aber bis heute noch nicht vorhanden.

Diese rein technischen Grundlagen würden die vollständige Aussichtslosigkeit des Elektromobils ergeben, insbesondere, wenn Benzinwagen von gleichen Kosten wie das untersuchte Elektromobil (13 500 M) in Vergleich gezogen würden. Ein solcher Benzinwagen wiegt 1600 kg, hat aber mehr als 4 mal so große Motorleistung (35 PS) und mehr als doppelte Fahrgeschwindigkeit (75 km).

1 Motorpferdekraft des untersuchten Elektromobils erfordert 70 kg Gewicht für die Energieaufspeicherung, mehr als 35 mal so viel als der Benzinwagen.

1 km Aktionsradius erfordert für die Aufspeicherung 9 kg Gewicht, mehr als 50 mal so viel als der Benzinwagen.

Das Verhältnis zwischen Motorleistung (in PS) und Wagengewicht (in kg) ist beim Elektromobil 1 : 210, beim Benzinwagen nur 1 : 46 usw.

Werden anstelle der für den 35 PS-Benzinwagen angenommenen Werte die Meßwerte des 30 PS-Benzinwagens Bericht II gesetzt, dann ergeben sich bei gleichen Kosten dieses Wagens und des untersuchten Elektromobils:

Mehrleistung des Benzinwagens . . . . .	270 %	des Elektromobils,
Mehrgeschwindigkeitsleistung des Benzinwagens	121 %	„ „
Aktionsradius des Benzinwagens . . . . .	5 mal so groß	als beim Elektromobil.

Wird der Vergleich, wie es eigentlich sein müßte, nicht auf Wagen gleicher Anschaffungskosten, sondern gleicher Motorleistung bezogen, näm-

lich auf 8 PS-Wagen, bei welcher Leistung der Benzinwagen nur 1000 kg wiegt und nur 5000 M kostet, dann wird dieses Verhältnis für das Elektromobil noch wesentlich ungünstiger.

Auch als Luxuswagen, worunter alle Wagen zu verstehen sind, an die keine nennenswerten wirtschaftlichen Forderungen gestellt werden, haben daher die Elektromobile gegenüber dem Benzinwagen wenig Aussichten, während sie zur Zeit der noch unvollkommenen Entwicklung der Benzinwagen gerade als Luxuswagen gesucht waren. Die Beschränkung des Aktionsradius ist heutzutage schwer erträglich, die Beschaffung eines Elektromobils allein für Stadtverkehr ein Ausnahmefall. Die Beschaffung von zweierlei Wagen für verschiedene Betriebsverhältnisse: Elektromobile für den Stadtbetrieb und Benzinwagen für außerhalb, ist noch seltener.

Dazu kommen die Schwierigkeiten in der Betriebsführung beim Einzelbetriebe. Richtige Handhabung und zuverlässige Instandhaltung erfordert ausreichende Sachkunde, ebenso wie bei Benzinwagen. Irrtümlich wird angenommen, daß die Bedienung nur in der Handhabung eines Schalters im Stromnetz beim Laden der Batterie bestehe und von jedem Gärtner oder Kutscher besorgt werden könne. Die Instandhaltung der Batterie ist vielmehr unbequemer als die von guten Benzinkraftwagen, insbesondere wenn der Betrieb zeitweilig ruht. Wenn die Batterie nicht rasch leiden soll, muß sie möglichst oft und vollständig entladen und darf nur langsam wiedergeladen werden.

Die Instandhaltung der Batterien läßt sich nur im organisierten Großbetriebe, wenn viele Elektromobile gleichzeitig in Betrieb stehen, wie in Fuhrwerksunternehmungen, einfach und billig durchführen. Die Lebensdauer der Batterie wächst mit der starken Inanspruchnahme. Sachkundige Leitung, die im Einzelbetriebe selten ist, kann im Großbetriebe ohne weiteres erreicht werden. Auch übernehmen die Batterielieferanten die Instandhaltung gegen bestimmte Zahlung und leisten Gewähr, daß jede Batterie im Betriebe für eine bestimmte Kilometerzahl ausreicht. Für Einzelbetriebe schafft das gleiche Verfahren Abhängigkeiten.

Voraussetzung für den wirtschaftlichen Betrieb der Elektromobile sind Vollgummi- oder harte Luftreifen, die aber keine wesentliche Federung,

sondern nur Dämpfung ergeben und die Fahrgeschwindigkeit auf 25—30 km beschränken, was nur für den Stadtverkehr ausreicht.

Dies bedeutet aber eine vollständige Veränderung der technischen und wirtschaftlichen Grundlagen. Der Wagen ist im wesentlichen nur noch wirtschaftlicher Gebrauchswagen. Auf diesem Boden ist engbegrenzter Wettbewerb mit dem Benzinwagen trotz dessen technischer Überlegenheit möglich, aber nur im Großbetriebe.

Wagen mit Nabenmotoren sind gegenüber diesem begrenzten Betriebsbereich im Nachteil, da sie auf weiche Luftreifen angewiesen sind. Wagen mit Ritzeltrieb sind in diesem Zusammenhang nicht als technische Verbesserung, sondern als Bauart zur Verbilligung der Anschaffungskosten und Verringerung der Betriebskosten anzusprechen. Das letztere ist das Wesentliche, denn die Wirtschaftlichkeit entscheidet.

Somit kommen nur Großbetriebe und nur Stadtverkehr in Betracht, bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und nur bei Verwendung von Vollgummireifen oder hart aufgepumpten Luftreifen mit geringen Rollverlusten.

Eine wesentliche Rolle spielen die gegebenen örtlichen Verhältnisse und die Tarife. Hierzu ist zu erwähnen, daß diese in den meisten Großstädten den Elektromobilen nicht ungünstig sind, da Fahrten auf größere Entfernungen selten vorkommen, die große Mehrzahl der Droschken eigentlich Kleinwagen von weniger als 10 Steuerpferden sind und vielleicht  $\frac{9}{10}$  aller Wagen mit weniger als 3 Personen fahren.

Elektromotoren sind zudem vorübergehend sehr überlastungsfähig. Der untersuchte Wagen war auch unter ganz ungewöhnlichen Fahrverhältnissen, in Sand, in tiefem Schnee, wo andere Wagen versagten, stets durchzubringen, allerdings nur für kurze Zeit und unter Gefährdung der überlasteten Batterien und der Motoren. —

Alles Vorstehende soll keine Beurteilung der Fragen sein, um die es sich hier handelt, sondern nur kennzeichnen, daß eine sehr vielseitige Aufgabe zu lösen ist, die Aufgabe: von den erwähnten wirtschaftlichen Gesichtspunkten aus objektiv festzustellen:

die Leistungen und Kosten der Wagen für Benzin- und elektrischen Betrieb, beides für Großbetrieb,

die K o s t e n der Energie, der Reifen, der Betriebsführung, Wartung und Instandhaltung und damit

die vollständigen B e t r i e b s k o s t e n für gegebene Verhältnisse.

Zuverlässige Unterlagen für vollständige Feststellung dieser Grundlagen würden bilden:

die objektiven Ermittlungen bei der Prüfung der Wagen und

die Erfahrungen in vielen großstädtischen Betrieben, die zum Teil nur Benzinwagen, zum Teil Benzin- und elektrische Wagen oder nur letztere verwenden.

Ursprünglich war solche umfassende Bearbeitung aller Fragen in ihrem Zusammenhange in Aussicht genommen. Diese Absicht mußte aber zunächst aufgegeben werden, da die Mitwirkung aller beteiligten Faktoren nicht zu erlangen war. Die Unternehmungen mehrerer Großstädte, sowie mehrere Fabriken von Benzindroschken haben bereitwilligst Versuchswagen und alle Erfahrungen zur Verfügung gestellt, weil sie ihr eigenes Interesse an solcher Bearbeitung erkannten; von elektromobilbauenden Fabriken aber waren bisher Wagen zu wissenschaftlichen Untersuchungen nicht zu erhalten. Die äußerst beschränkten Mittel des Laboratoriums andererseits reichen nicht einmal für den laufenden Betrieb, daher kann an den Kauf von Versuchsobjekten nicht gedacht werden. Auch das untersuchte Elektromobil mußte vom Laboratoriumsvorsteher auf eigene Kosten beschafft werden.

So ist diese auch das wirtschaftliche Gebiet umfassende Arbeit bisher nicht vorwärts gekommen. Inzwischen sind große Unternehmungen nachweisbar nur wegen unrichtiger Wahl ihrer Kraftwagen zugrunde gegangen. Die Grenzwerte für die Wirtschaftlichkeit der Betriebe könnten durch die erwähnten planmäßigen Versuche gewonnen und große wirtschaftliche Verluste vermieden werden.

---





Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
an der  
Königl. Technischen Hochschule  
zu Berlin

Berichte VII—IX

Berichte über die Untersuchung  
des  
35 PS-Büssing-Armeelastzuges  
(nach den Subventionsvorschriften für 1913)

umfassend:

- Bericht VII:** Wagentechnische Untersuchung des 35 PS-Armeelastzuges. Von G. Becker.
- Bericht VIII:** Untersuchung des 35 PS-Büssing-Motors.
- Bericht IX:** Allgemeines über Lastkraftwagen. — Bauart der Büssing-Lastkraftwagen. — Versuchsergebnisse des Armeelastzuges.

Die eingehende Untersuchung des Büssing-Armeelastzugs, über die im nachfolgenden berichtet wird, ist auf die Initiative Seiner Exzellenz des Herrn Generalleutnants Freiherrn von Lyncker, Generalinspektors des Militär-Verkehrswesens, zurückzuführen, der das Laboratorium mit dieser Aufgabe betraute. Ihre Lösung hat sich als außerordentlich lohnend erwiesen, denn sie hat eine große Reihe von wertvollen Feststellungen ergeben. Für die Anregung zu so fruchtbarer Arbeit sei hiermit Seiner Exzellenz der verbindlichste Dank ausgesprochen!

Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
an der  
Königl. Technischen Hochschule  
zu Berlin

Bericht VII

Wagentechnische Untersuchung  
des  
35 PS-Büssing-Armeelastzuges  
(nach den Subventionsvorschriften für 1913)

Von

Dipl.-Ing. G. BECKER

—+—  
*Mit 24 Abbildungen*



## Versuchsverfahren.

Bild 1 zeigt die Aufstellung des Triebwagens auf dem Wagenprüfstande. Im Vordergrund sind die nachfolgend erläuterten Einrichtungen zur Messung des „Wagenmoments“ sowie die nachgiebige Seitenbefestigung des Vorderwagens, im Hintergrunde die Zugmeßeinrichtung, der Meßschrank und die Lampenwiderstände des Wagenprüfstandes sichtbar.

Die Hauptschwierigkeit bei Lastwagenuntersuchungen liegt in der Beherrschung der großen Achsdrücke, der großen Leistungen und Kräfte bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und der hieraus entstehenden Nebenwirkungen auf die Genauigkeit der Messungen. Diesen Sonderverhältnissen mußte daher weitgehend Rechnung getragen werden. Auf Grund eingehender Vorversuche wurden das Versuchsverfahren und die Meßeinrichtungen für gewöhnliche Kraftwagen vervollständigt und der Eigenart des Lastwagens angepaßt.

Die Radfelgenreistung  $L_r$ , auf deren genaue Ermittlung der Hauptwert gelegt werden mußte, zu ermitteln aus Zugkraft, Trommelleistung, Rad- und Prüfstanddrehzahl aus der Beziehung:

$$L_r = \frac{Z (r + r_1) n_r}{716,2} - \frac{L_t \cdot n_r}{n_t},$$

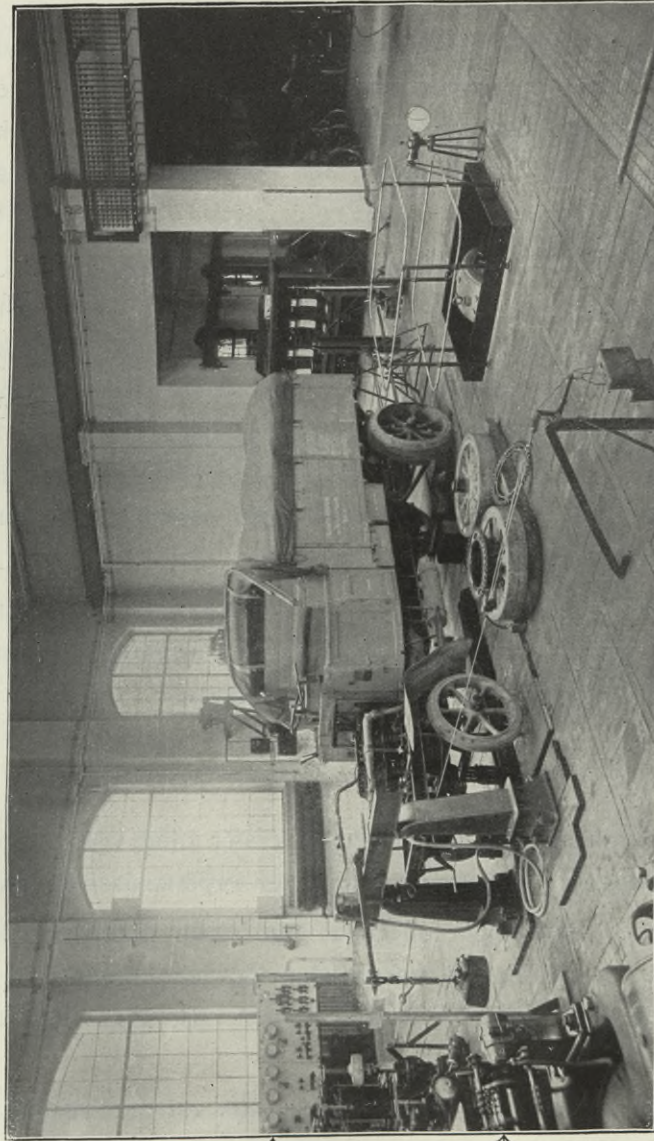
ist hinsichtlich Genauigkeitsgrad in erster Linie von der genau senkrechten Aufstellung der Wagenachse über der Prüfstandachse abhängig.

Jede Abweichung hiervon gibt einen Meßfehler in der Zugkraftmessung in Größe der horizontalen Gewichtskomponente des Achsdrucks, und bei den großen Achsdrücken der Lastwagen kann der Fehler unzulässig groß werden.

Um den Einfluß dieser Fehlerquelle auf die Ergebnisse auszuschalten, wurden gleichzeitig — voneinander unabhängig — zwei Methoden zur Ermittlung der Radleistungen durchgeführt, die ursprüngliche (in Bericht I S. 20 u. f. angegebene) und eine zusätzliche Meßmethode, die auf der Messung des „Wagenmoments“ beruht (Reaktion der Radleistung um die Triebachse).

---

**Bild 1.**  
**Triebwagen des 35 PS-Büssing - Armeelastzuges**  
auf dem Prüfstande des Laboratoriums für Kraftfahrzeuge.



Schalttafel

Motor-Prüfstände

Wagenmoment-  
Messung

Nachgiebige  
Seitenbefestigung

Zugmessung  
Bremsdynamo

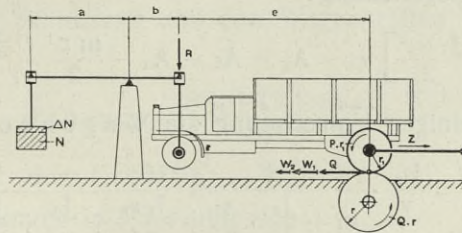
## Ermittlungsverfahren.

(Die Bezeichnungen sind am Schlusse des Abschnitts geordnet angegeben.)

Allgemeine Beziehung zwischen Wagenmoment und  
Radleistung, Trommelleistung und Zugkraft.

**Bild 2.**

Vorrichtung zur  
Messung des Wagenmoments.



Momentengleichung:  $R \cdot e - (Q + W_1 + W_2) \cdot r_1 = 0.$

Hieraus:  $L_Z = \frac{a \cdot e}{716,2 \cdot b} \cdot \Delta N \cdot n_r \dots \dots \dots$  in PS.

Die Ermittlung von  $L_Z$  erfolgt aus den Meßwerten  $\Delta N$  und  $n_r$ .

Aus der Verbindung dieser Meßmethode mit der Methode nach „Wissenschaftliche Automobil-Wertung“ Bericht I Seite 29 ergibt sich folgender Vorteil:

Bei den kleinen Fahrgeschwindigkeiten der Lastwagen ist der Windverlust der Triebäder verschwindend klein, und es kann gesetzt werden:

$$L_Z = L_r \dots \dots \left( \frac{W_2 \cdot v}{3,6 \cdot 75} \text{ ist vernachlässigt.} \right)$$

Hiermit gibt die Momentengleichung für die Prüfstandtrommel:

$$L_t = \frac{n_t}{716,2} \left( Z(r + r_1) - \frac{a \cdot e}{716,2 \cdot b} \cdot N \right) \dots \text{in PS.}$$

Diese Beziehung gestattet also auch die Bestimmung der Trommelleistung aus Zugkraft und Wagenmoment, unabhängig von den elektrischen Meßwerten.

Dies ist für die Messungen unterhalb des normalen Drehzahlbereiches der Prüfstandmotoren von großem Vorteil, da in diesem sehr niedrigen Geschwindigkeitsbereich die Ermittlung der Trommelleistung aus den elektrischen Messungen nicht möglich ist.

Beziehungen zwischen Wagenbeschleunigung, Wagenmasse, rotierender Masse des Motorschwungrades und der Laufräder.

Aus der Energiegleichung:

$$\left[ \left( A - \frac{J_s \omega_s^2}{2} \right) \eta_g - \frac{J_1 \omega_1^2}{2} \right] \eta_r - A_v - A_L - A_a - \frac{m c^2}{2} - \frac{J_2 \omega_2^2}{2} - \frac{J_3 \omega_3^2}{2} = 0$$

ergibt sich nach einiger Umrechnung die Wagenbeschleunigung

$$\frac{d c}{d t} = \frac{L_s}{v} \cdot \frac{270}{m + \frac{J_s}{i^2} \cdot \frac{\eta_f}{r_1^2} + \frac{J_1 \eta_r}{r_1^2} + \frac{J_2}{r_2^2} + \frac{J_3}{r_3^2}} \dots \text{in m/sec}^2.$$

Hiernach beträgt also die Vermehrung der zu beschleunigenden Masse  $m$

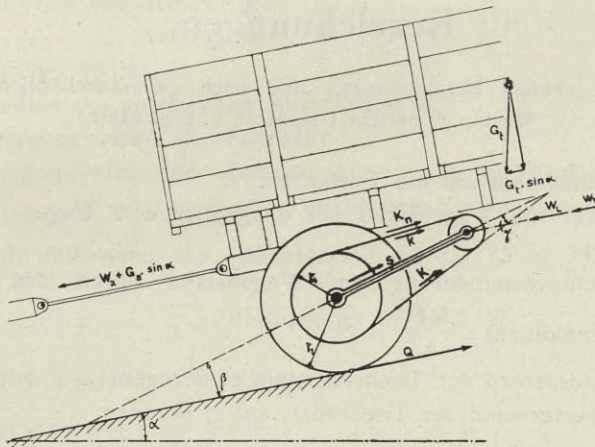
$$\text{durch die Laufräder: } \frac{J_1 \eta_r}{r_1^2} + \frac{J_2}{r_2^2} + \frac{J_3}{r_3^2},$$

$$\text{durch das Motorschwungrad: } \frac{J_s}{i^2} \cdot \frac{\eta_f}{r_1^2}.$$

Die Wagenbeschleunigung verschlechtert sich also proportional den Trägheitsmomenten der rotierenden Massen und umgekehrt proportional den Quadraten der Raddurchmesser. Außerdem wächst der Einfluß des Motorschwungrades auf die Wagenbeschleunigung umgekehrt quadratisch mit der Getriebeübersetzung.



**Bild 3.**  
**Schubkräfte der Triebachse und Wagenkräfte.**



Schubkräfte der Triebachse auf die Kettenspanner.

Zwischen der Schubkraft und den Wagenkräften besteht folgende Beziehung:

$$S = (2 K_n + 4 K) \cos \gamma + \frac{(G_t + G_a) \sin \alpha}{\cos \beta} + \frac{W_a + W_L + W_v}{\cos \beta}.$$

Durch Ersatz der Kräfte  $K_n$ ,  $W_a$ ,  $W_L$  und  $W_v$  durch die entsprechenden Leistungen in PS ergibt sich:

$$S = \left( \frac{270 r_1}{r_4} \cdot \frac{L_r + L_b}{v} + 4 K \right) \cos \gamma + \frac{(G_t + G_a) \sin \alpha}{\cos \beta} + \frac{270}{v \cos \beta} (L_a + L_l + L_v) \dots \text{kg}$$

Die Teilbeträge der Schubkraft sind also:

Kettenspannungen	$\frac{270 r_1}{r_4} \cdot \frac{L_r + L_b}{v} + 4 K$	kg
Gewichte des Lastzuges	$\frac{(G_t + G_a) \sin \alpha}{\cos \beta}$	kg
Fahrwiderstand des Anhängers	$\frac{270}{v \cos \beta} L_a$	kg
„ der Vorderräder	$\frac{270}{v \cos \beta} L_v$	kg
Windwiderstand	$\frac{270}{v \cos \beta} L_l$	kg

## Bezeichnungen.

(Die nicht angegebenen Bezeichnungen sind nach „Wissenschaftliche Automobil-  
Wertung“ Bericht I Seite 35 u. f. gewählt.)

- R.e = Wagenmoment um die Triebachse . . . . . in kgm  
 N = Gewicht am Wagebalken bei ausgeglichenem Wagen-  
 gewicht . . . . . „ kg  
 $\Delta N$  = Gewichtsverminderung am Wagebalken durch das  
 Wagenmoment =  $\frac{R b}{a}$  . . . . . „ kg  
 $W_1$  = Rollwiderstand der Triebräder, auf  $r_1$  bezogen, . . . . . „ kg  
 $W_2$  = Windwiderstand der Triebräder, auf  $r_1$  bezogen, . . . . . „ kg  
 $L_Z$  = Radnabenleistung =  $L_r + \frac{W_2 v}{3,6 \cdot 75}$  . . . . . „ PS  
 A = Nutzarbeit des Motors an der Kurbelwelle . . . . . „ mkg  
 $A_s$  = Überschußarbeit des Lastzuges . . . . . „ mkg  
 $L_s$  = Überschußleistung des Lastzuges . . . . . „ PS  
 $A_v$  = Verlustarbeit der Vorderräder . . . . . „ mkg  
 $A_a$  = „ „ Anhängerräder . . . . . „ mkg  
 $A_L$  = „ „ durch Windwiderstand . . . . . „ mkg  
 $c$  = Wagengeschwindigkeit =  $\frac{v}{3,6}$  . . . . . „ m/sec  
 $\omega_1$  = Winkelgeschwindigkeit der Triebräder =  $\frac{c}{r_1}$   
 $\omega_2$  = „ „ Vorderräder =  $\frac{c}{r_2}$   
 $\omega_3$  = „ „ Anhängerräder =  $\frac{c}{r_3}$   
 $\omega_s$  = „ „ des Motorschwungrades =  $\frac{c}{r_1 i}$ ,  
 wobei  $i$  = Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und  
 Triebrädern  
 $m$  = Gesamtmasse des Lastzuges  
 $\eta_g$  = Wirkungsgrad des Getriebes =  $\frac{L_r}{L_e}$   
 $\eta_r$  = „ „ der Triebadbereifung =  $\frac{L_t}{L_r}$   
 $\eta$  = „ „ zwischen Motorkupplung und Fahr-  
 bahn =  $\eta_g \eta_r$

$J$ = Trägheitsmoment . . . . .	in $\text{cm}^4 \cdot 10^{-6}$
Index von $J$ entsprechend dem zugehörigen $\omega$	
$S$ = Schub der Triebachse auf beide Kettenspanner . . . . .	„ kg
$G_t$ = Gewicht des Triebwagens . . . . .	„ kg
$G_a$ = „ „ Anhängers . . . . .	„ kg
$r_1$ = Triebbradradius . . . . .	„ m
$r_4$ = Radius des getriebenen Kettenkranzes . . . . .	„ m
$\alpha$ = Steigungswinkel der Fahrbahn	
$\beta$ = Neigungswinkel der Kettenspanner gegen die Fahrbahn	
$\gamma$ = „ „ Ketten gegen den Kettenspanner	
$W_a$ = Fahrwiderstand des Anhängers = $\frac{L_a}{v} \cdot 3,6 \cdot 75$ . . . . .	„ kg
$W_v$ = „ „ Vorderräder = $\frac{L_v}{v} \cdot 3,6 \cdot 75$ . . . . .	„ kg
$W_L$ = Luftwiderstand = $\frac{L_l}{v} \cdot 3,6 \cdot 75$ . . . . .	„ kg
$K$ = Vorspannung einer Kette . . . . .	„ kg
$K_n$ = Nutzbarer Kettenzug einer Kette = $\frac{L_r + L_b}{v} \cdot \frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{3,6 \cdot 75}{2}$ . . . . .	„ kg
$L_b$ = Lagerreibung der Hinterräder . . . . .	„ PS

---

## Ergebnisse der Wagenuntersuchung.

### Hauptergebnisse und ihr Zusammenhang mit den Grundbedingungen des Lastwagenbetriebes.

Die Ergebnisse der Wagenuntersuchung sind für Motorbetrieb mit Benzol von 0,873 Dichte und einem unteren Heizwerte von 9466 WE/kg ermittelt.

Alle Motorleistungen beziehen sich auf den wirtschaftlichsten Wirkungsgrad des Motors. Nach dem Ergebnisse der Motoruntersuchung sind diese wirtschaftlichsten Leistungen um 5 bis 10 % kleiner als die mit erhöhtem Brennstoffverbrauch erreichbaren Höchstleistungen des Motors. Dementsprechend ist auch eine Erhöhung der ermittelten Wagenleistungen auf Kosten der Wirtschaftlichkeit möglich.

Alle Versuchsreihen sind mit vollbeladenem Trieb- und Anhängewagen durchgeführt und umfassen den Geschwindigkeitsbereich der 4 Schaltgänge, entsprechend dem Drehzahlbereich des Motors von 350 bis 1400 Umdrehungen minutlich.

Für den praktischen Fahrbetrieb hat die Motoruntersuchung einen zulässigen Drehzahlbereich von 350 bis 1100 Umdrehungen minutlich ergeben.

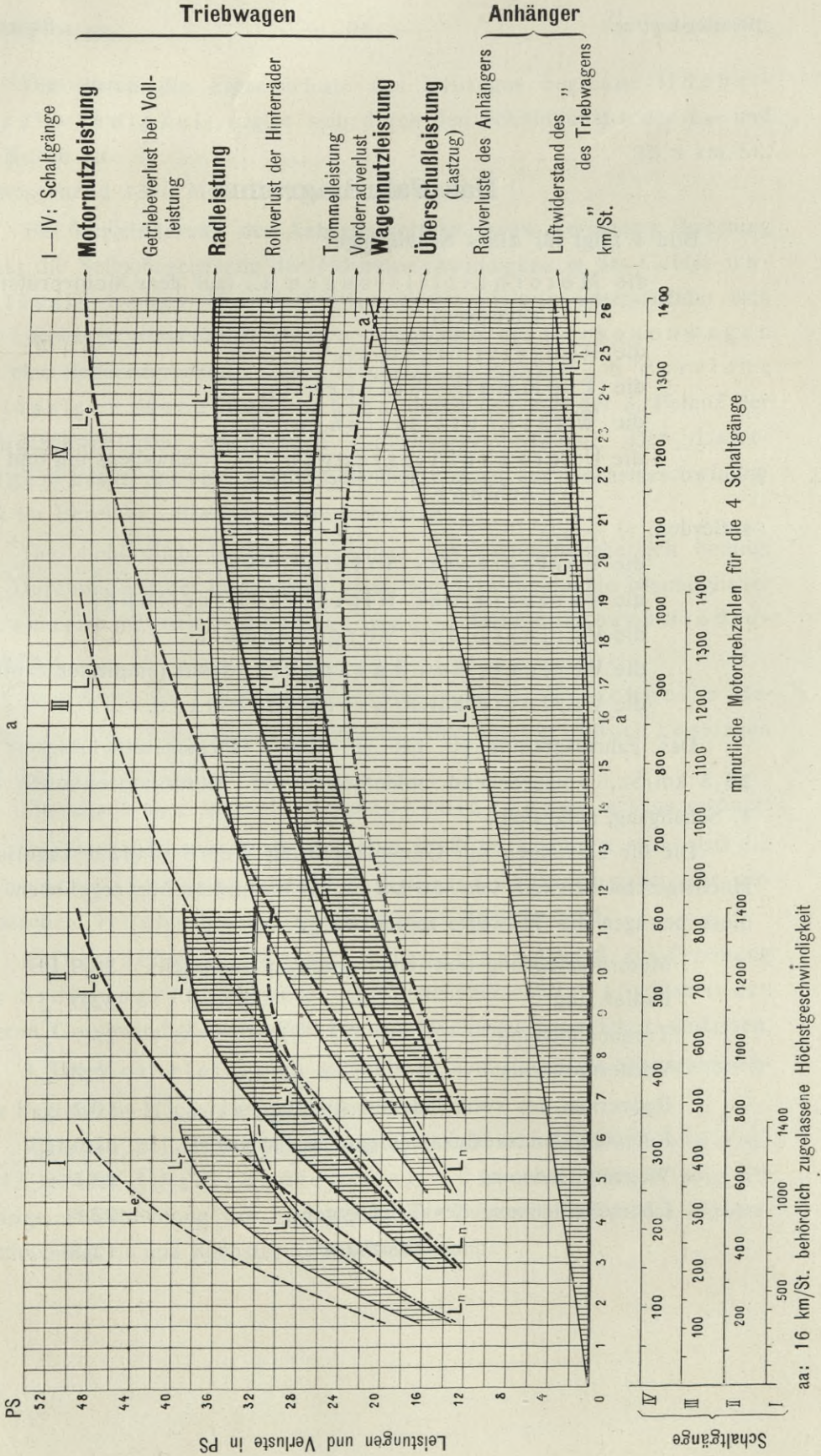
Die Ausdehnung der Versuchsreihen bis minutlich 1400 Umdrehungen des Motors bietet den Vorteil einwandfreier Beurteilung der Betriebsverhältnisse im Gebiete der oberen Geschwindigkeitsgrenzen. Alle Angaben für den Geschwindigkeitsbereich der Schaltgänge beziehen sich auf den normalen Drehzahlbereich des Motors von 350 bis 1100. Diesem entsprechen folgende Fahrgeschwindigkeiten:

I. Schaltgang . . . . .	1,6 bis 5,0 km/St
II.     "     . . . . .	2,9   "   9,1   "
III.    "     . . . . .	4,8   " 15,2   "
IV.     "     . . . . .	6,6   " 20,7   "

Bild 4.

# Fahrdiagramm des 35 PS-Büssing-Armeelastzuges

für die Nutzlasten: 4000 kg Triebwagen und 3230 kg Anhängerwagen.



## Das Fahrdiagramm

Bild 4 zeigt für die 4 Schaltgänge:

- die Motornutzleistungen  $L_e$  (auf dem Motorprüfstande gemessen),
- die Radleistungen  $L_r$ ,
- die Trommelleistungen  $L_t$ ,
- die Wagennutzleistungen  $L_n$ ,
- die Überschulleistungen des Triebwagens mit und ohne Anhänger,

außerdem

- die Verluste des Triebwerks,
- die Verluste der Hinterradbereifung,
- die Verluste der Vorderräder,
- die Verluste des Anhängers, sowie (empirisch ermittelt)
- die Verluste durch Windwiderstand.

Das Fahrdiagramm ist bis zu einer Höchstgeschwindigkeit von 26,3 km/St., entsprechend minutlich 1400 Motorumdrehungen beim 4. Schaltgang, aufgestellt.

Die für Lastwagen mit Gummibereifung behördlich zugelassene Höchstgeschwindigkeit von 16 km/St. ist besonders hervorgehoben. Für diese betragen die Teilwerte zahlenmäßig:

Motornutzleistung (850 Umdrehungen minutlich)	38,8 PS
Radleistung	32,0 „
Trommelleistung	25,7 „
Vorderradverlust	2,2 „
Radverlust des vollbeladenen Anhängers	10,2 „
Luftwiderstandsverlust des ganzen Lastzuges	1,0 „
Wagennutzleistung	23,5 „
Überschulleistung des Triebwagens	22,8 „
„ „ Lastzuges	12,3 „

Die durch die Eigenverluste des Lastzuges begrenzte Höchstgeschwindigkeit ergibt sich durch den Schnittpunkt a der  $L_n$ - und  $L_a$ -Kurve zu . . . . . 25,8 km/St.,  
entsprechend 1370 Motordrehungen minutlich.

Bei Verminderung der Anhängerverluste bzw. geringerer Belastung rückt die Selbstbegrenzung der Höchstgeschwindigkeit in das Gebiet unzulässig hoher Motordrehzahlen. Hierin unterscheidet sich der Lastwagen grundsätzlich vom Personenwagen: der Personenwagen hat eine Selbstbegrenzung seiner Höchstgeschwindigkeit im Bereiche zulässiger Motordrehzahlen durch den mit der 3. Potenz der Fahrgeschwindigkeit wachsenden Luftwiderstandsverlust. Der Lastwagen besitzt keine solche Selbstbegrenzung der Höchstgeschwindigkeit im Bereiche zulässiger Motordrehzahlen.

Der behördlich begrenzte, geringe Geschwindigkeitsbereich bedingt die Durchbildung des Lastwagens unter dem Gesichtspunkte bestmöglicher Ausnutzung der zugelassenen Höchstgeschwindigkeiten.

Nur durch die Erfüllung dieser Forderung ist die schnelle Beförderung von Massengütern auf Straßen, eine der wertvollsten Leistungen der Automobillastzüge, möglich.

Hierdurch sind folgende Grundbedingungen gekennzeichnet:

1. Der höchste Schaltgang muß so übersetzt sein, daß die höchste Überschubleistung des Lastzuges bei der zugelassenen Höchstgeschwindigkeit erreicht wird.

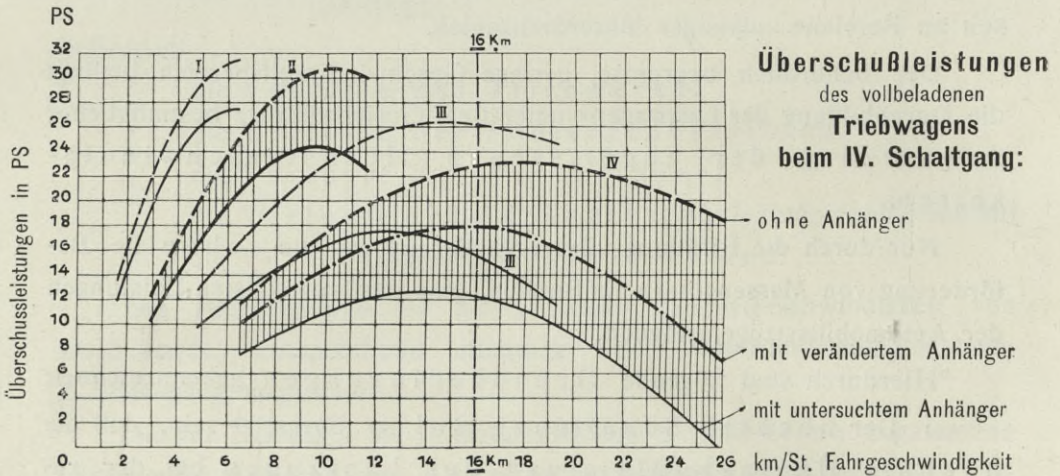
2. Der nächst niedrigere Schaltgang muß zur Erhöhung des Steigungsvermögens (Leistungsüberschuß bei Steilfahrt) den oberen Geschwindigkeitsbereich bis zur Höchstgeschwindigkeit umfassen.

3. Die Motorleistung muß bis zu dem durch die Wirtschaftlichkeit begrenzten Höchstwert gesteigert werden.

Während bei Personenwagen die Höchstgeschwindigkeit mit der Überschubleistung = 0 zusammenfällt, verlangt die richtige Durchbildung des Lastwagens das Zusammenfallen von Höchstgeschwindigkeit und höchster Überschubleistung.

Bild 5 zeigt  
die **Überschußleistungen**  
des Triebwagens mit und ohne Anhänger.

**Bild 5.**  
**Überschussleistungen**  
des  
35 PS-Büssing - Armeelastzuges  
für den Triebwagen mit und ohne Anhängewagen  
beim I., II., III. und IV. Schaltgang.



Obere Kurven I, II, III und IV: für den **Triebwagen**,  
untere Kurven : für den ganzen Lastzug.  
16 km/St.: behördlich zugelassene Höchstgeschwindigkeit.

Höchstwerte der **Überschußleistung** des Triebwagens  
mit Anhänger:

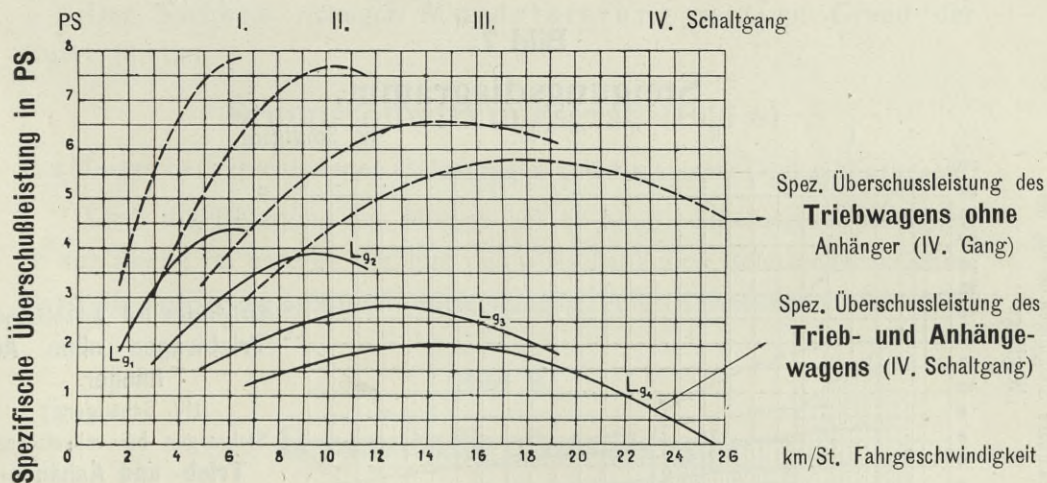
I. Schaltgang . . . . .	26,2 PS
II.     "     . . . . .	24,4   "
III.    "     . . . . .	17,6   "
IV.     "     . . . . .	12,6   "
IV.     "     bei verbessertem Anhänger . . . . .	18,0   "



Bild 6 zeigt die spezifischen Überschussleistungen, bezogen auf die Tonne betriebsfertiges Eigengewicht des Triebwagens mit und ohne Anhänger für die 4 Schaltgänge.

**Bild 6.**

**Spezifische Überschussleistungen**  
für den Triebwagen mit und ohne Anhängewagen  
bei den Schaltgängen I, II, III und IV.



Höchstwerte der spezifischen Überschussleistungen  
des Triebwagens mit Anhänger:

I. Schaltgang . . . . .	4,2 PS/t
II. „ . . . . .	3,9 „
III. „ . . . . .	2,8 „
IV. „ . . . . .	2,1 „
IV. „ bei verbessertem Anhänger . . . . .	3,0 „

Die größte Überschussleistung des Lastzuges beim 4. Schaltgang beträgt unter Berücksichtigung der im folgenden nachgewiesenen erreichbaren Verbesserung des Anhängers . . . 18,0 PS bei 16 km/St.

Höchste Überschussleistung des Lastzuges und Höchstgeschwindigkeit fallen also genau zusammen.

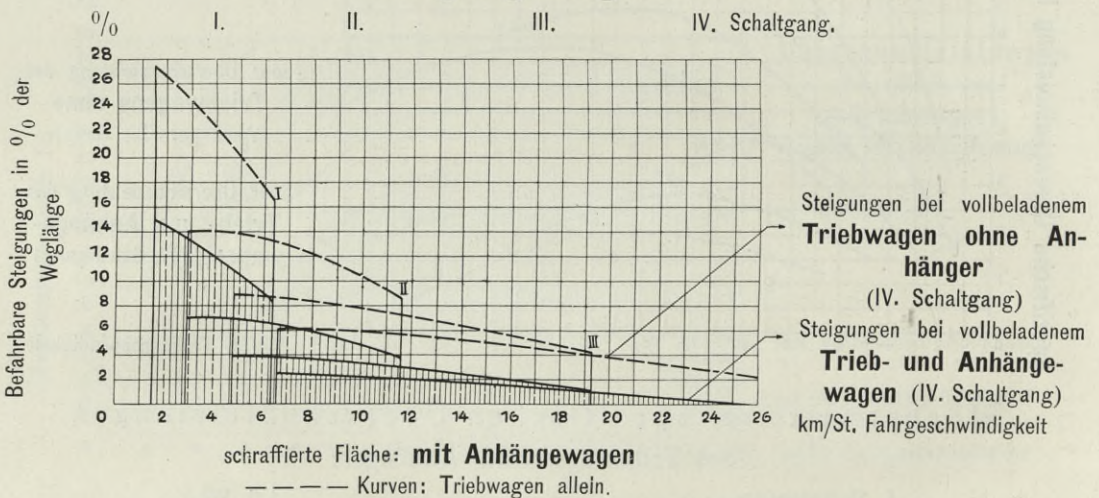
Hiermit ist die vorher aufgestellte 1. Grundbedingung bei dem Lastzuge erfüllt; die Übersetzung des IV. Schaltganges ist die erreichbar günstigste.

Die Erfüllung der zweiten Bedingung wird durch  
**das Steigungsdiagramm (Bild 7)**  
 des Lastzuges nachgewiesen.

Höchstwerte:

	Triebwagen ohne Anhänger	Ganzer Lastzug
I. Schaltgang . . . . .	27,6 ‰	15,0 ‰
II. „ . . . . .	14,0 ‰	7,0 ‰
III. „ . . . . .	9,0 ‰	4,0 ‰
IV. „ . . . . .	6,2 ‰	2,5 ‰

**Bild 7.**  
**Steigungsdiagramm.**



Der Geschwindigkeitsbereich des III. Schaltganges liegt in den Grenzen 4,8 und 15,2 km/St.

Die obere Grenze fällt also annähernd mit der Höchstgeschwindigkeit des Lastzuges zusammen. Hierdurch besitzt der Lastzug die geforderte Erhöhung des Steigungsvermögens im Bereiche der Höchstgeschwindigkeiten.

Die Übersetzung des I. Schaltganges ist durch die Bedingung einer befahrbaren größten Steigung gegeben.

Die im Dauerbetriebe befahrbare größte Steigung des vollbeladenen Lastzuges beträgt . . . . . 15 ‰.

Wie vorher erwähnt, beziehen sich alle Leistungswerte auf Motorleistungen, die bester Wirtschaftlichkeit entsprechen; auf Kosten höheren Brennstoffverbrauchs sind also etwas höhere Leistungen erzielbar.

Die Übersetzung des II. Schaltganges, als Zwischenstufe des I. und III. Ganges, muß nach dem Grundsatz kleinsten Steigungssprunges von einem Gang zum folgenden bestimmt werden.

Diese Abstufung ist mit dem Übersetzungsverhältnis des II. Schaltganges gut erreicht.

### 3. Grundbedingung:

Der Nachweis richtiger Motorleistung wird auf Grund der Kurve für den

### Brennstoffwirkungsgrad (Bild 8)

des Motors bei verschiedenen Belastungen und konstanter Drehzahl erbracht.

Liegt die Belastung des Motors bei 16 km/St. Höchstgeschwindigkeit in der Ebene im unteren Gebiete des wirtschaftlichen Belastungsbereiches, so ist die Forderung größter Motorleistung bei guter Wirtschaftlichkeit erfüllt.

### Bild 8.

### Brennstoffwirkungsgrad

des

35 PS-Büssing-Motors bei verschiedenen Belastungen.

Drehzahl des Motors: 830 minutlich (konstant). Benzolbetrieb.

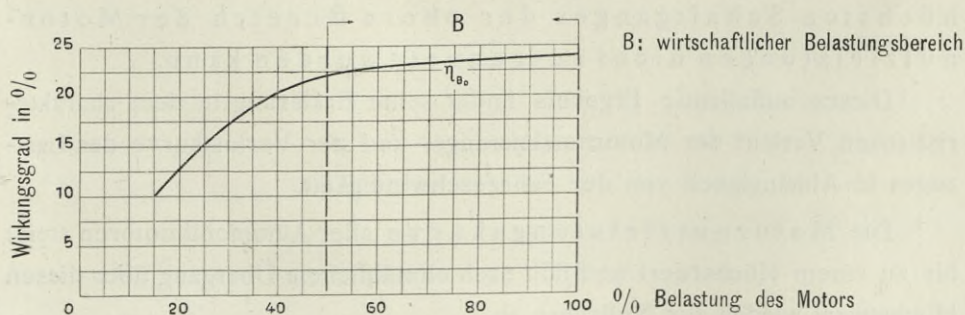


Bild 8 zeigt den Brennstoffwirkungsgrad des Motors in Abhängigkeit von der Belastung bei 830 Motordrehungen minutlich.

Höchstwert bei Vollbelastung: . . . . . 24 % Brennstoffausnutzung.

Der wirtschaftliche Belastungsbereich des Motors beträgt 50 bis 100 % der Motorvolleistung. Erst bei Belastungen unter 50 % arbeitet der Motor unwirtschaftlich, was an sich und im Vergleich zu anderen Motoren ein sehr günstiges Ergebnis ist.

Aus den ermittelten Teilverlusten des Trieb- und verbesserten Anhängewagens ergibt sich für 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit in der Ebene mit 26 % Getriebe- und 34 % Rollverlust der Triebräder

56 % Motorbelastung.

Die Motorbelastung liegt also im unteren Grenzgebiet guter Wirtschaftlichkeit und entspricht der hinsichtlich Motorgröße aufgestellten Grundbedingung.

Beziehung zwischen  
Motorhöchstleistung und höchster Überschußleistung  
des Lastzuges:

Nach dem Fahrdiagramm Bild 4 und den Überschußleistungen Bild 5 liegen die Motorhöchstleistungen ( $L_e$ ) und die höchsten Überschußleistungen ( $L_s$ ) des Lastzuges für alle Schaltgänge nie bei der gleichen Fahrgeschwindigkeit. Beim IV. Schaltgang zum Beispiel werden die höchste Motornutzleistung (1500 Motortouren) bei 28 km/St. und die höchste Überschußleistung des Lastzuges bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit erreicht.

Aus dem oben erbrachten Nachweise günstigster Übersetzung des IV. Schaltganges folgt also, daß bei richtiger Übersetzung des höchsten Schaltganges der obere Bereich der Motornutzleistungen nicht ausgenutzt werden kann.

Dieses auffallende Ergebnis findet seine Erklärung in dem charakteristischen Verlauf der Motornutzleistungs- und der Verlustkurve des Lastzuges in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

Die Motornutzleistungskurve aller Automotoren steigt bis zu einem Höchstwert und fällt nach allmählichem Übergang über diesen Höchstwert wieder zur Nullachse ab.

Die Verlustkurve des Lastzuges steigt stetig mit wachsender Fahrgeschwindigkeit.

Es geht also mit wachsender Fahrgeschwindigkeit der Neigungswinkel zwischen den Tangenten der Motornutzleistungskurve und der Abszissenachse von positiven Werten über Null (Höchstleistung) zu negativen Werten über; die Tangentenwinkel der Verlustkurve dagegen wachsen stetig mit wachsender Fahrgeschwindigkeit.

Die größte Überschussleistung eines Schaltganges liegt daher bei der Fahrgeschwindigkeit, bei welcher der positive Neigungswinkel der Motornutzleistungskurve gleich dem der Wagenverlustkurve ist. Dies ist aber nur auf dem aufsteigenden Zweige der Motornutzleistungskurve möglich.

Für den Zusammenhang zwischen Motor und Wagen folgt daher allgemein:

Der nicht ausnutzbare Bereich der Motorhöchstleistungen wird um so größer, je langsamer die Motornutzleistungen und je schneller die Wagenverluste mit wachsender Fahrgeschwindigkeit ansteigen.

---

## Das Beschleunigungsvermögen

des Lastzuges für die 4 Schaltgänge ist in Bild 9 dargestellt.

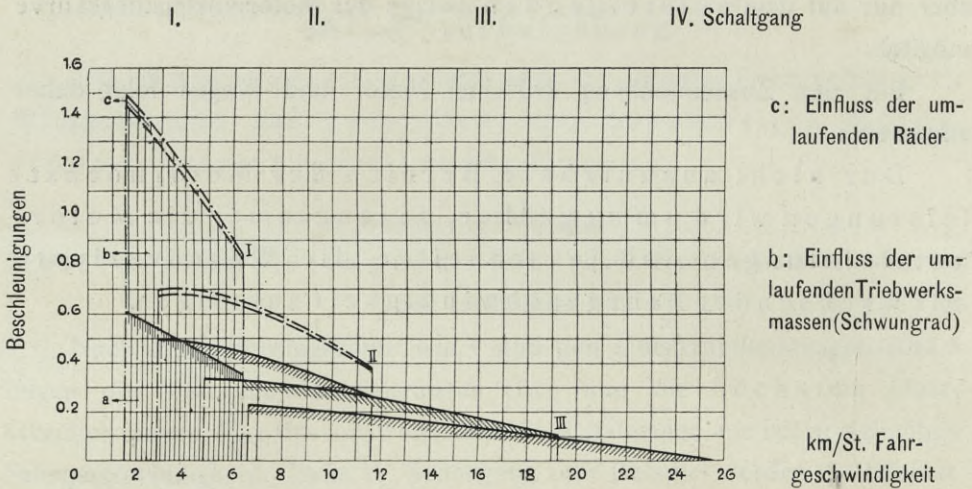
Höchstwerte:

I. Schaltgang . . . 0,6 m/sec <sup>2</sup>	III. Schaltgang . . . 0,34 m/sec <sup>2</sup>
II. „ . . . 0,5 „	IV. „ . . . 0,23 „

**Bild 9.**

## Beschleunigungsvermögen

beim I., II., III. und IV. Schaltgang.



Ausnutzung der vorhandenen Überschussleistung beim I. Schaltgang:

Beschleunigung des Lastzuges (a) . . . . .	41 0/0,
Verlust an Beschleunigung durch das Motorschwungrad (b) . . . . .	56 0/0,
„ „ „ „ die Wagenräder (c) . . . . .	3 0/0

der vorhandenen Überschussleistung.

Der I. und II. Schaltgang zeigen die Abnahme der Wagenbeschleunigung durch den Einfluß der Laufräder und des Motorschwungrades.

Während der Einfluß (c) der acht Laufräder des Lastzuges gering ist, verbraucht die Schwungradbeschleunigung (b) allein von der verfügbaren Überschussleistung beim:

I. Schaltgang . . . . . 56 0/0,	III. Schaltgang . . . . . 13 0/0,
II. „ . . . . . 26 0/0,	IV. „ . . . . . 4 0/0.

Der Einfluß der Schwungradmasse und seine Abhängigkeit von der Übersetzung zwischen Motor und Triebrädern ist daher überraschend groß.

Die vorstehenden Ergebnisse sind Grenzwerte, welche mit Motorvolleistung vom Augenblick des vollen Einkuppelns ab beim Anfahren erreicht werden.

Der Einfluß der Schwungradbeschleunigung auf die Wagenbeschleunigung wächst proportional mit dem Trägheitsmoment  $J$  des Schwungrades und umgekehrt quadratisch mit dem Übersetzungsverhältnis  $i$  zwischen Motor und Triebrädern.

Die Größe des Schwungradeinflusses ist also auch durch die Getriebeübersetzung und nicht nur durch das Trägheitsmoment bestimmt. Beispielsweise vermehrt die Übersetzung des I. Schaltganges ( $i = \frac{1}{41,4}$ ) die zu beschleunigende Wagenmasse um  $1713 \cdot J \cdot \frac{\eta_f}{r_1^2}$ .

Für die Verwendung sehr schnelllaufender Motoren ergibt sich hieraus:

Die höheren Motordrehzahlen des Schnellläufers bedingen entsprechend kleinere Getriebeübersetzungen; der Einfluß der Schwungradmassen auf die Wagenbeschleunigung wächst also quadratisch mit der Steigerung der Motordrehzahl.

Die bisher mit schnelllaufenden Lastwagenmotoren gemachten Erfahrungen stehen hiermit in vollem Einklang.

Aus der gewonnenen Erkenntnis ergibt sich die Notwendigkeit, bei Einführung des Schnellläufers als Lastwagenmotor weitgehende Rücksicht auf die durch Änderung der Übersetzung verursachten Folgeerscheinungen zu nehmen.

Als weitere Nebenwirkung der kleinen Übersetzungen bei Lastwagen ergibt sich:

vermehrte Triebwerksbeanspruchung beim Anfahren (Einkuppeln) infolge des großen Verzögerungsmoments der Schwungradmasse, sowie bei den durch Schlupf der Triebräder oder Unebenheit der Fahrbahn verursachten Geschwindigkeitsunterschieden zwischen Triebrädern und Motor.

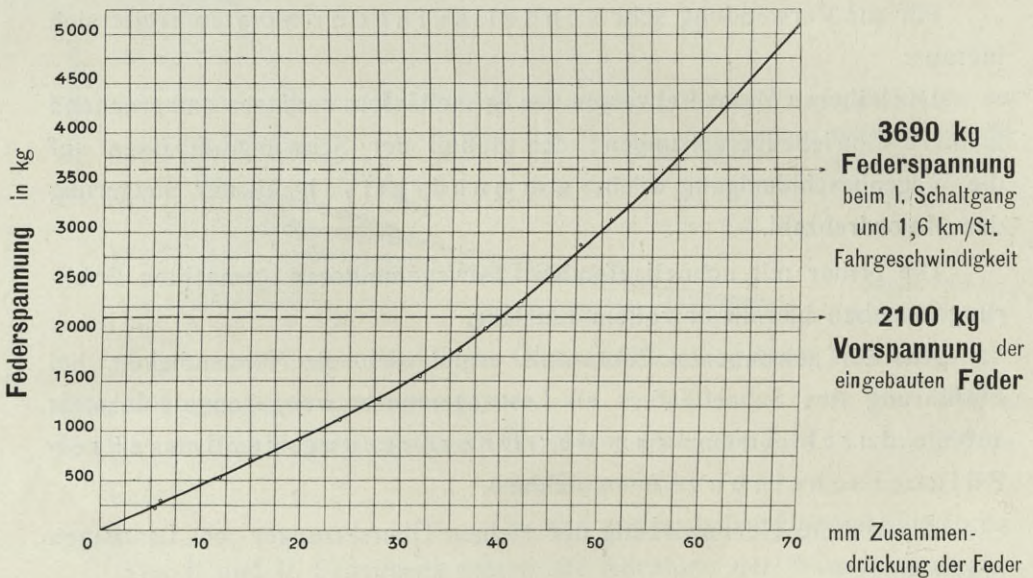
Dieser Übelstand kann durch Einbau eines elastischen Zwischengliedes (Federung) zwischen Motor und Triebrädern vermindert werden.

Bei dem Büssing-Lastzuge sind  
 gefederte Kettenspanner  
 als Antriebsfederung eingebaut.

Vorspannung einer Feder . . . . . 2100 kg,  
 Federspannung bei der größten Schub-  
 kraft (Bild 10) des I. Schaltganges . . . . . 3690 kg,  
 entsprechend 16 mm zusätzlichem Federweg.

**Bild 10.**  
**Federdiagramm des Kettenspanners**

beim 35 PS-Büssing-Armeelastzug.



Die „gefederte“ Schwungraddrehung, bezogen auf 1 cm Federweg,  
 beträgt beim:

I. Schaltgang . . . . .	0,714	III. Schaltgang . . . . .	0,236	} Drehung.
II. „ . . . . .	0,39	IV. „ . . . . .	0,172	

Bei ungefedertem Antrieb sind, unter Vernachlässigung der  
 Verdrehung der Getriebewellen und der Materialdehnung, die Stöße un-  
 elastisch. Durch die Federung wird eine unvollkommen ela-



stische Stoßwirkung erreicht, und zwar ist die Elastizität des Stoßes um so größer, je kleiner die Federvorspannung ist, da bis zur Überwindung der Vorspannung der Stoß unelastisch bleibt.

Die Federung muß nach den bei der Wagenfahrt tatsächlich auftretenden Stößen so bemessen werden, daß die Stoßenergie vollkommen von ihr aufgenommen werden kann.

Die Wirkung der Antriebsfederung wächst daher mit der gefederten Schwungradrehung und der gleichzeitigen Energieaufnahme der Federung und sinkt mit größerer Federvorspannung.

Die Energieverteilung im Lastzuge zeigt

### das **Energiediagramm** (Bild 11)

für 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit, entsprechend 850 Motordrehungen minutlich, Motorvolleistung und IV. Schaltgang aufgestellt.

Als Ausgangswert des Energiediagramms ist die dem Motor zugeführte Brennstoffenergie zu 100 % eingesetzt. Die Motoruntersuchung, sowie die Verbrauchsmessungen auf dem Wagenprüfstande ergaben bei 850 Motordrehungen minutlich und Volleistung einen Benzolverbrauch von 10,65 kg/St.

Aus dem Bilde ergeben sich in Prozenten der zugeführten Brennstoffenergie:

die Verluste im Motor . . . . .	76 %
„ „ „ Triebwagen . . . . .	9,5 %
„ Radverluste des Anhängers . . . . .	6,5 %
„ Luftwiderstandsverluste . . . . .	0,3 %

Die Leistungen betragen:

Motornutzleistung . . . . .	24,0 %
Triebwagen-Nutzleistung . . . . .	14,5 %
Überschußleistung des Triebwagens . . . . .	14,2 %
„ „ Lastzuges . . . . .	7,7 %

Der weit größte Verlust von 76 % tritt also im Motor auf.

Im Triebwagen gehen trotz der großen Achsdrücke und Umfangskräfte nur 9,5 % und im Lastzuge nur 16,3 % der zugeführten Brennstoffenergie verloren.

Bild 11.

# Energiediagramm des 35 PS-Büssing-Armeelastzuges

für 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit.

850 Motorumdrehungen minutlich.

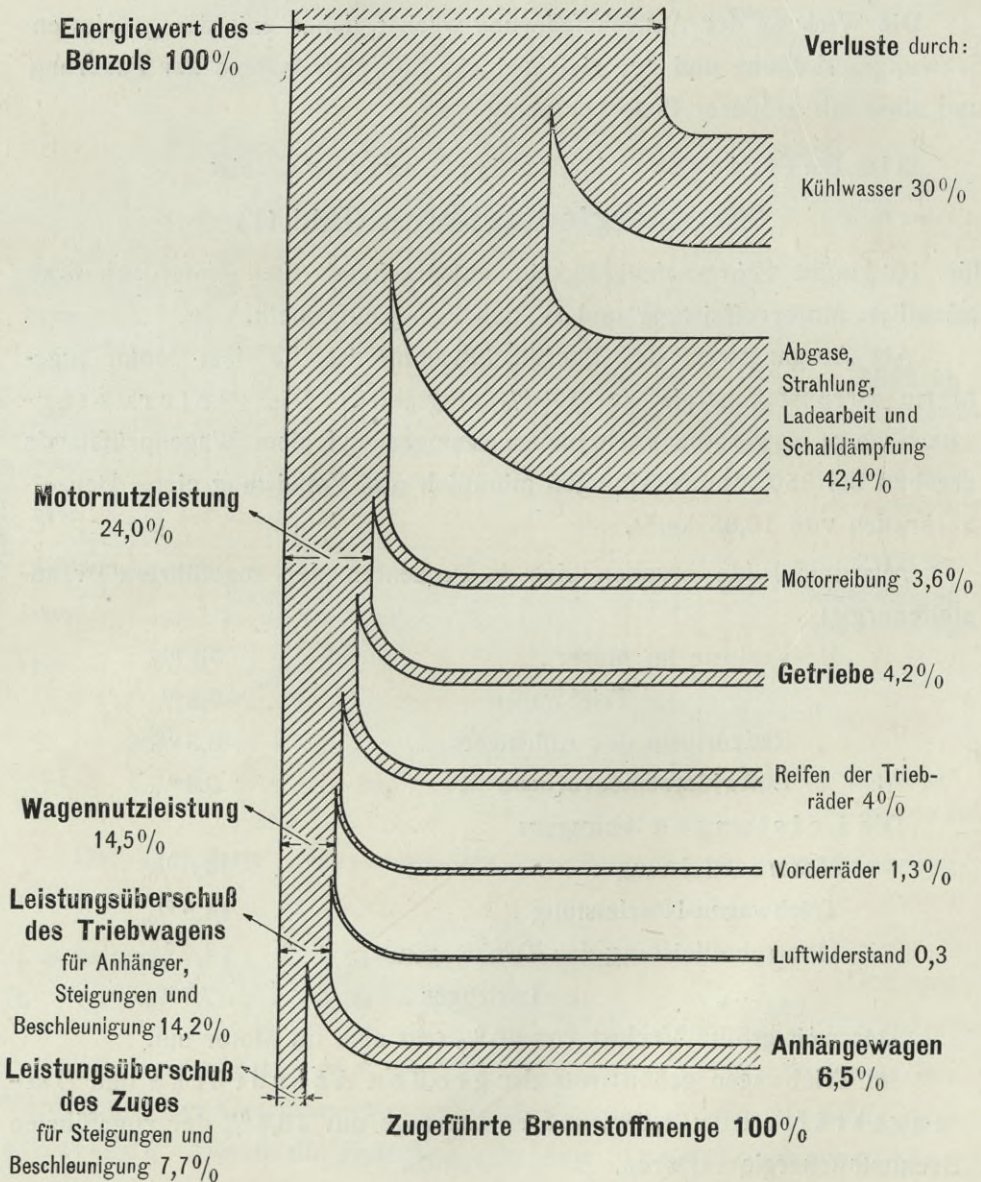


Bild 12 zeigt

### die Brennstoffwirkungsgrade

(Triebwagen-Nutzleistung in Prozenten der Brennstoffenergie)

für die 4 Schaltgänge.

Wirkungsgrade im Bereich der Schaltgänge:

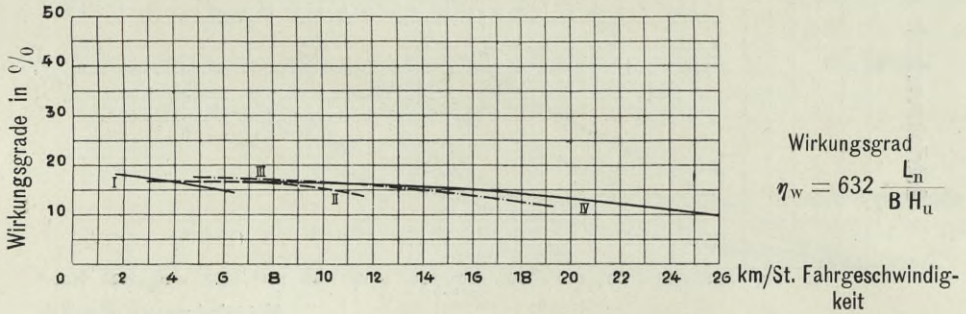
I. Schaltgang	. . . . .	18 bis 16 %
II. „	. . . . .	17 „ 16 %
III. „	. . . . .	17,5 „ 14 %
IV. „	. . . . .	17 „ 13 %

**Bild 12.**

### Brennstoffwirkungsgrade

beim I., II., III. und IV. Schaltgang,

bezogen auf den unteren Heizwert des Benzols (100 %).



## Einzelergebnisse der Wagenuntersuchung. Getriebeverluste.

Bild 13 ist die graphische Darstellung der in 4 Versuchsreihen ermittelten Getriebeverluste (Kupplung, Schaltgetriebe, Differenzialwelle, Kette und Hinterradlager) bei Leerlauf.

**Bild 13.**

### Getriebeverluste

für die Schaltgänge I, II, III und IV.

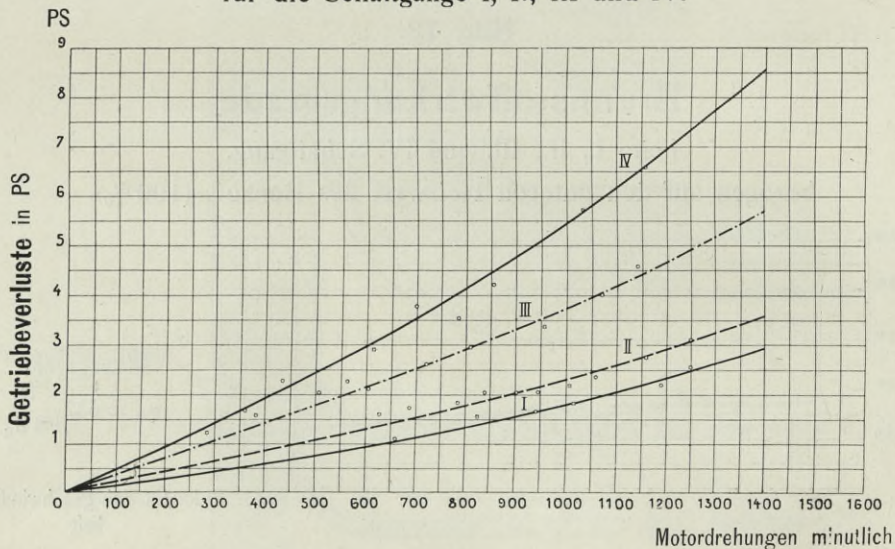


Bild 14 zeigt in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für die 4 Schaltgänge:

die Getriebeverluste bei Leerlauf,

" " " Volleistungen

und den Verlustzuwachs bei Leistungsübertragung.

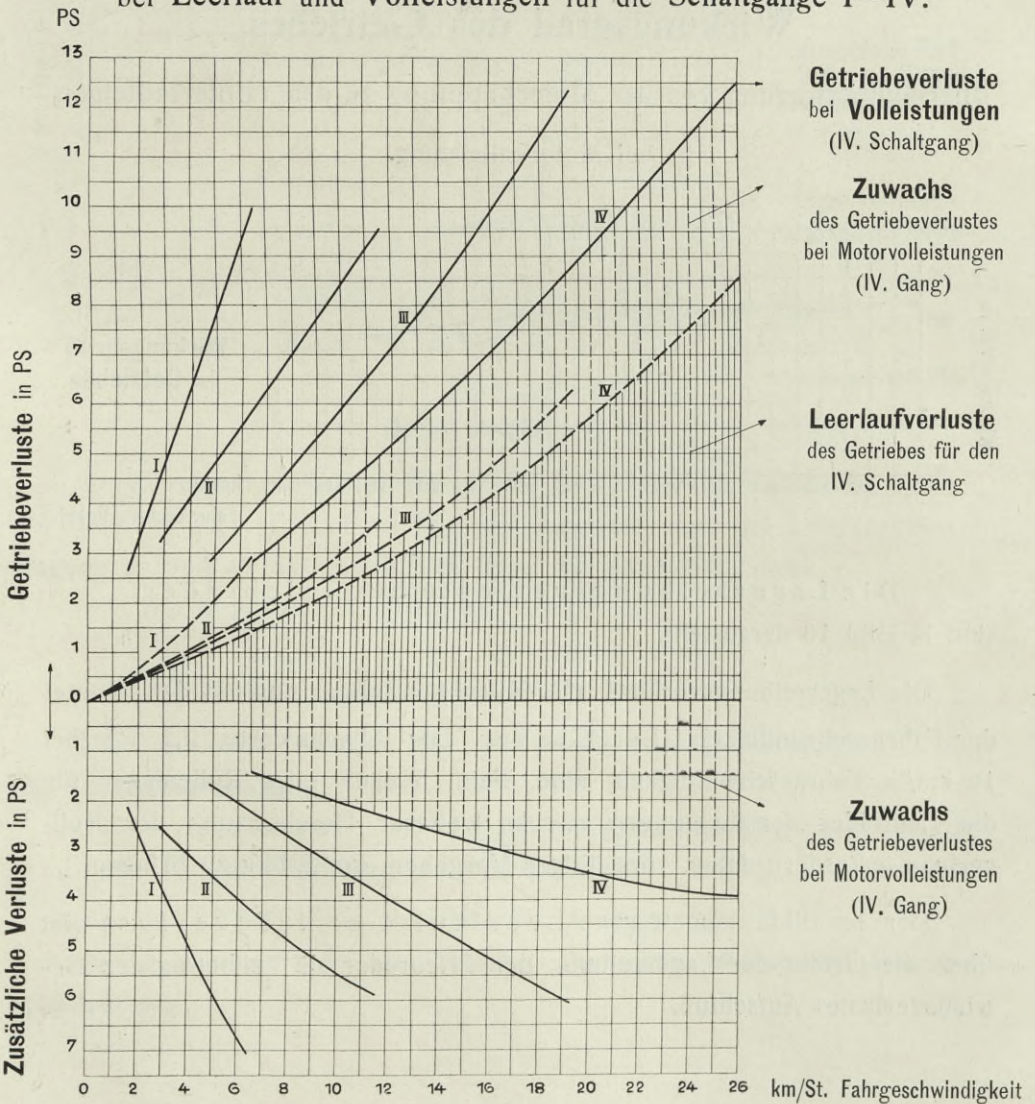
Die Leerlaufverluste der 4 Schaltgänge weisen in ihrer Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und ihrer Größe bei den einzelnen Schaltgängen ähnliche Merkmale auf wie bei Personenwagen, nämlich stärkeres als proportionales Anwachsen mit der Fahrgeschwindigkeit. Der dargestellte Verlustzuwachs bezieht sich auf die Motorvolleistungen. Der Verlustzuwachs wächst stark mit kleinerem Übersetzungsverhältnis

infolge der wachsenden Zahn- und Lagerdrücke und der hierdurch verminderten Ölschicht zwischen den Berührungsflächen.

Hinsichtlich Wärmeabfuhr ist das Schaltgetriebe ausreichend bemessen. Die Beharrungstemperatur des Ölbades im Getriebekasten betrug bei 3 1/2 stündigem Betriebe, Motorvolleistung und Fahrgeschwindigkeiten zwischen 8 und 21 km/St. (II., III. und IV. Schaltgang) . . . . . 65 ° C.

Bild 14.

### Getriebeverluste des 35 PS-Büssing-Armeelastwagens bei Leerlauf und Volleistungen für die Schaltgänge I—IV.



### Der Wirkungsgrad des Getriebes

bei Motorvolleistungen ist für die 4 Schaltgänge in Bild 15 dargestellt.

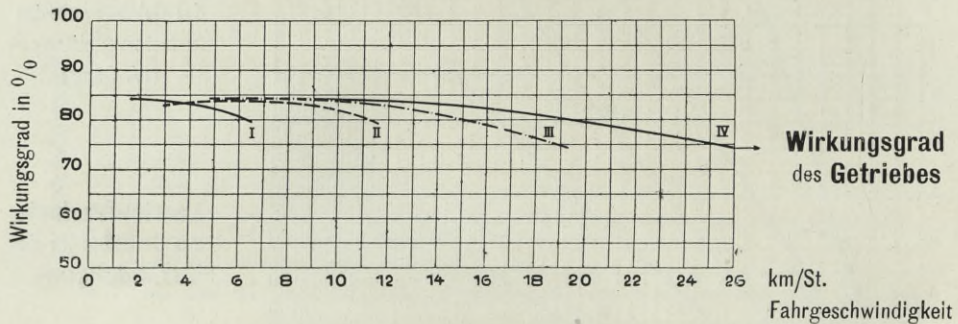
Wirkungsgrade im Bereiche des

I. Schaltganges . . .	84 bis 82 %	III. Schaltganges . . .	84 bis 80 %
II. „ . . .	83,5 „ 83 %	IV. „ . . .	84 „ 79 %

**Bild 15.**

### Wirkungsgrad des Getriebes.

Energieübertragung von der Motorkupplung zu den Hinterradfelgen  
bei Motorvolleistung.

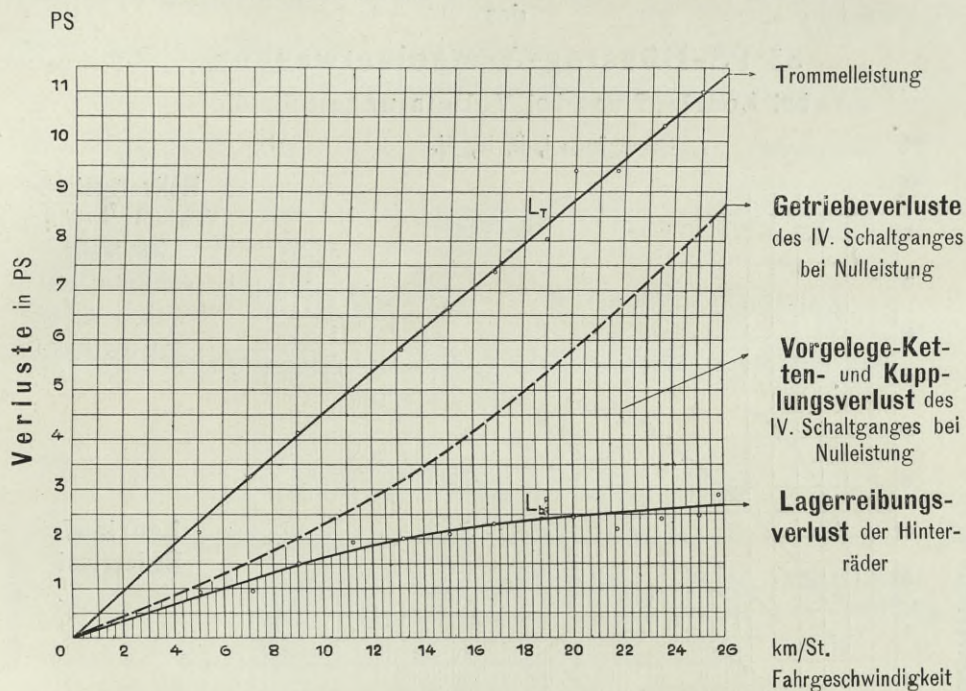


Die Lagerreibungsverluste der Triebräder sind in Bild 16 dargestellt.

Die Lagerreibungsverluste ( $L_b$ -Kurve) wachsen nur mit der Wurzel der Fahrgeschwindigkeit ( $L_b = C \cdot \sqrt{v}$ ). Die Absolutwerte, 2,2 PS bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit, sind klein. Kugel- oder Rollenlager für die Laufräder der Lastwagen zwecks weiterer Herabsetzung der Rollverluste erfordern daher vorsichtiges Vorgehen, um Erfolg zu bringen.

Der im Bilde eingetragene Leerlauf-Getriebeverlust gibt über die Größe der Lagerreibung der Triebräder als Teilbetrag des Getriebeverlustes Aufschluß.

**Bild 16.**  
**Lagerreibungsverluste der Hinterräder.**



**Rollverluste.**

Entsprechend der Darstellung der Getriebeverluste sind die Rollverluste der Triebräder bei Leerlauf und bei Leistungsübertragung in Bild 17 dargestellt, und zwar für alle Schaltgänge:

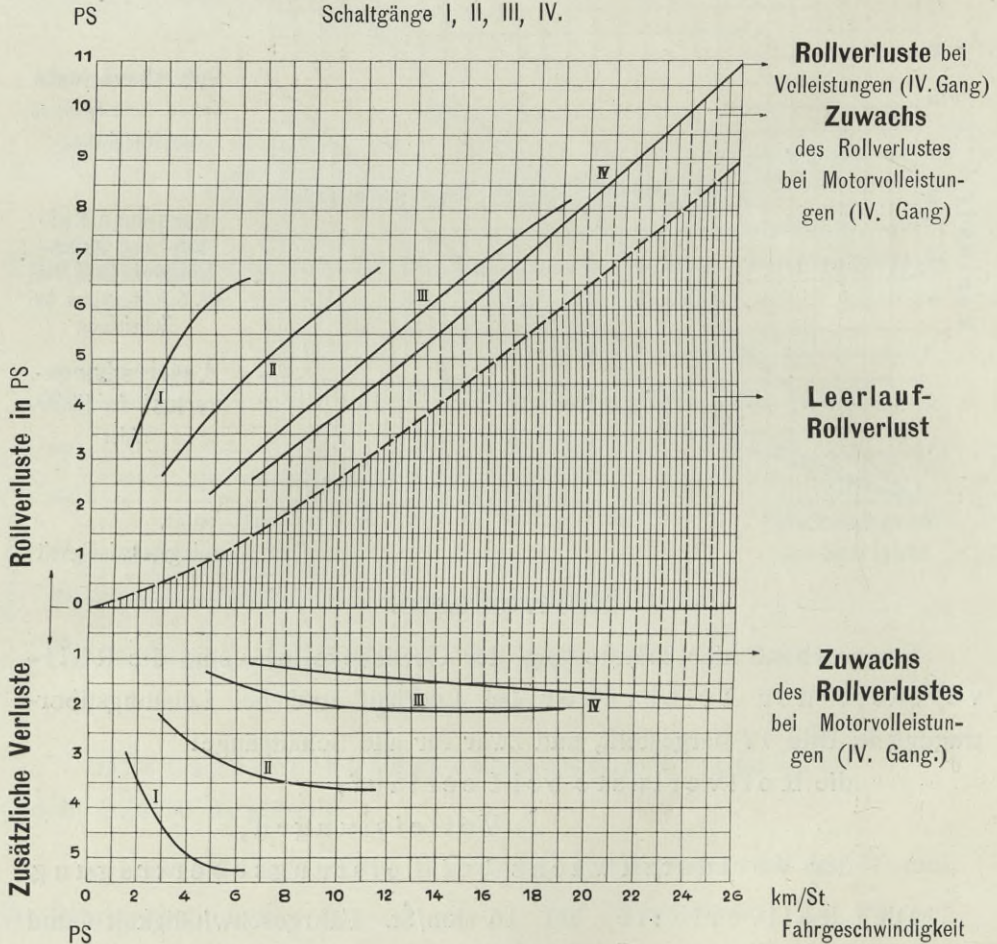
- die Rollverluste bei Leerlauf,
- „ „ „ Volleistungen,
- der Verlustzuwachs bei Leistungsübertragung.

Die Rollverluste bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit und IV. Schaltgang betragen:

im Leerlauf . . . . .	4,9 PS,
bei Volleistung ( $L_r = 32$ PS) . . . . .	6,4 PS,
der Zuwachs ( $L_r = 32$ PS) . . . . .	1,5 PS.

Der Leerlaufverlust wächst stark mit wachsender Fahrgeschwindigkeit.

**Bild 17.**  
**Rollverluste der Triebräder**  
 des  
**35 PS-Büssing-Armeelastwagens**  
 bei Leerlauf und bei Volleistungen für die



Der Verlustzuwachs bei Leistungsübertragung ist beim IV. und III. Schaltgang sehr gering. Beim II. und in erhöhtem Maße beim I. Schaltgang wächst der Verlustzuwachs erheblich infolge der bei den niedrigen Schaltgängen auftretenden großen Umfangskräfte (1420 kg pro Trieb-rad beim I. Schaltgang und 1,6 km/St.), welche eine Überlastung der äußeren Gummifasern in Richtung der Radtangente herbeiführen.



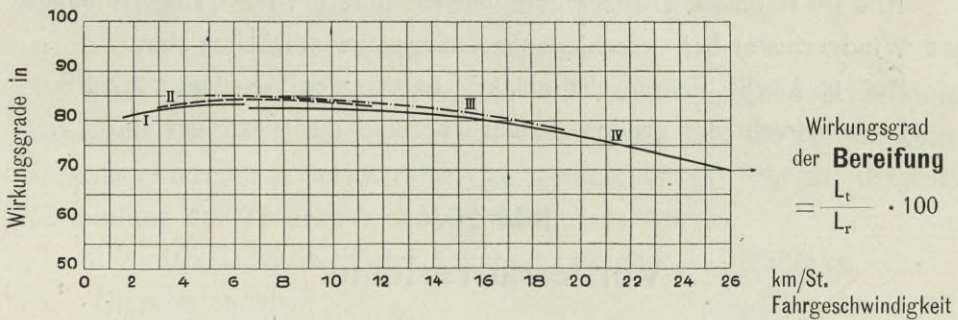
Im Betriebe macht sich diese Überlastung durch das „Radieren“ der Bereifung bemerkbar. Dies trat während der Versuche beim II. und wesentlich stärker beim I. Schaltgang auf; beim III. und IV. Schaltgang dagegen war kein „Radieren“ wahrnehmbar.

Die Wirkungsgrade der Triebradbereifung bei Volleistungen sind in Bild 18 für die 4 Schaltgänge dargestellt.

Bild 18.

### Wirkungsgrade der Triebradbereifung.

Energieübertragung von den Hinterradfelgen zur Fahrbahn bei Motorvolleistungen



Die Wirkungsgrade im Bereich der Schaltgänge betragen:

I. Schaltgang . . . . .	81 bis 83 %
II. „ . . . . .	83 „ 84 %
III. „ . . . . .	85 „ 82 %
IV. „ . . . . .	82,5 „ 76 %

Die Wirkungsgrade des III. und IV. Schaltganges sinken mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit infolge des überwiegenden Einflusses des Leerlaufverlustes.

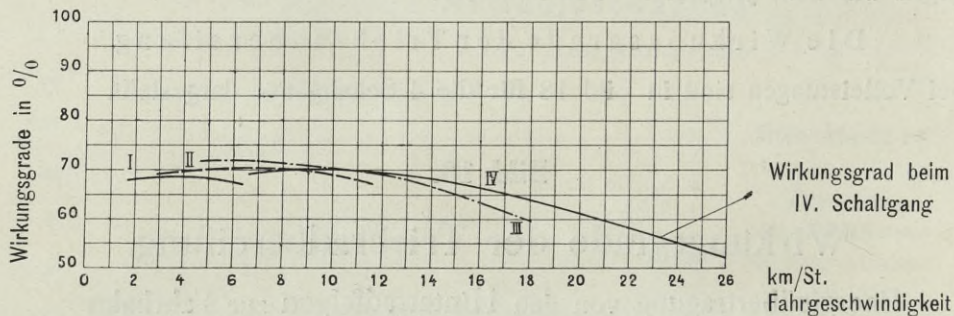
Den Wirkungsgrad zwischen Motorkupplung und Fahrbahn zeigt Bild 19.

Sein Höchstwert beträgt 72%.

Die Werte ergeben sich als Produkt der Getriebe- und Rollwirkungsgrade.

**Bild 19.**

**Energieübertragung**  
von der Motorkupplung zur Fahrbahn.



**Vorderradverluste.**

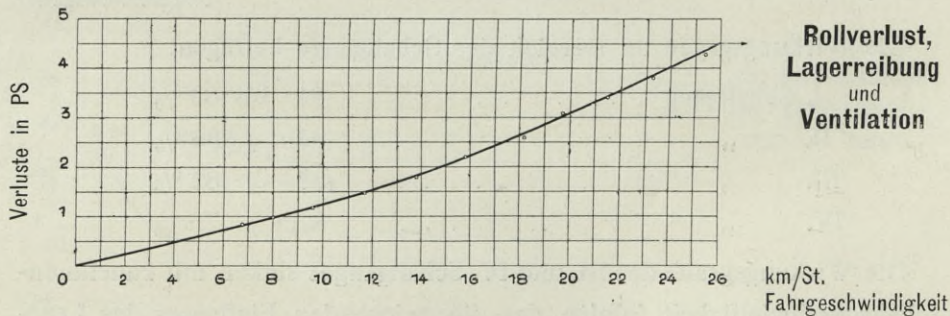
Bild 20 stellt die Vorderradverluste (Summe der Roll-, Lagerreibungs- und Windverluste) bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten dar.

Bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit beträgt der Verlust 2,2 PS.

In Anbetracht der großen Achsdrücke sind die Werte gering.

**Bild 20.**

**Vorderradverluste.**



Die geringen Vorderradverluste des Büssing-Triebwagens sind auf die gute Abfederung der Vorderachse gegen den Wagenrahmen (Bild 25) zurückzuführen. Die Federung der Achsen gegen den Rahmen beeinflusst in erster Linie die Radverluste (Lagerreibung und Rollverlust) und weniger die Verluste des im Rahmen eingebauten Triebwerks.

Bei Unebenheiten der Fahrbahn tritt unvermeidlich eine Änderung

der Gewichtsverteilung auf die 4 Wagenräder ein. Dieser Belastungsänderung soll die Wagenfederung entgegenwirken.

Harte Federung erfüllt nur unvollkommen diesen Zweck; die Federwege sind zu klein, um starke einseitige Radbelastung zu verhüten. Radzapfendruck, Reifenpressung und Reifeneindrückung schwanken bei Unebenheiten der Fahrbahn erheblich. Die Folge davon sind erhöhte Verluste der Radlager und der Bereifung.

Die von Büssing ausgeführte Zusatzfederung der Federdrehzapfen stellt eine wesentliche Verbesserung der einfachen Blattfederung dar. Die Federung wird weicher, die Federwege werden für gleiche Zusatzbelastung größer und verhindern große einseitige Radbelastungen bei unebener Fahrbahn.

## Schubkräfte der Triebachse.

(Kettenspanner.)

Der größte Schub der Triebachse tritt in Steigungen und bei Motorvolleistungen des 1. Schaltganges auf. Für diesen sind die auf die Kettenspanner wirkenden Schubkräfte der Triebachse in Bild 21 dargestellt (Ermittlung der Teilkräfte: siehe Ermittlungsverfahren).

Der Höchstwert der Schubkraft beträgt . . . 7380 kg.

Hiervon entfallen auf:

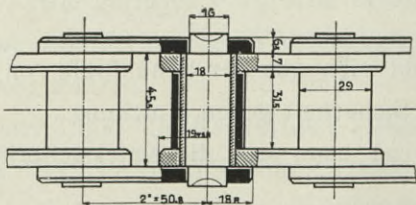
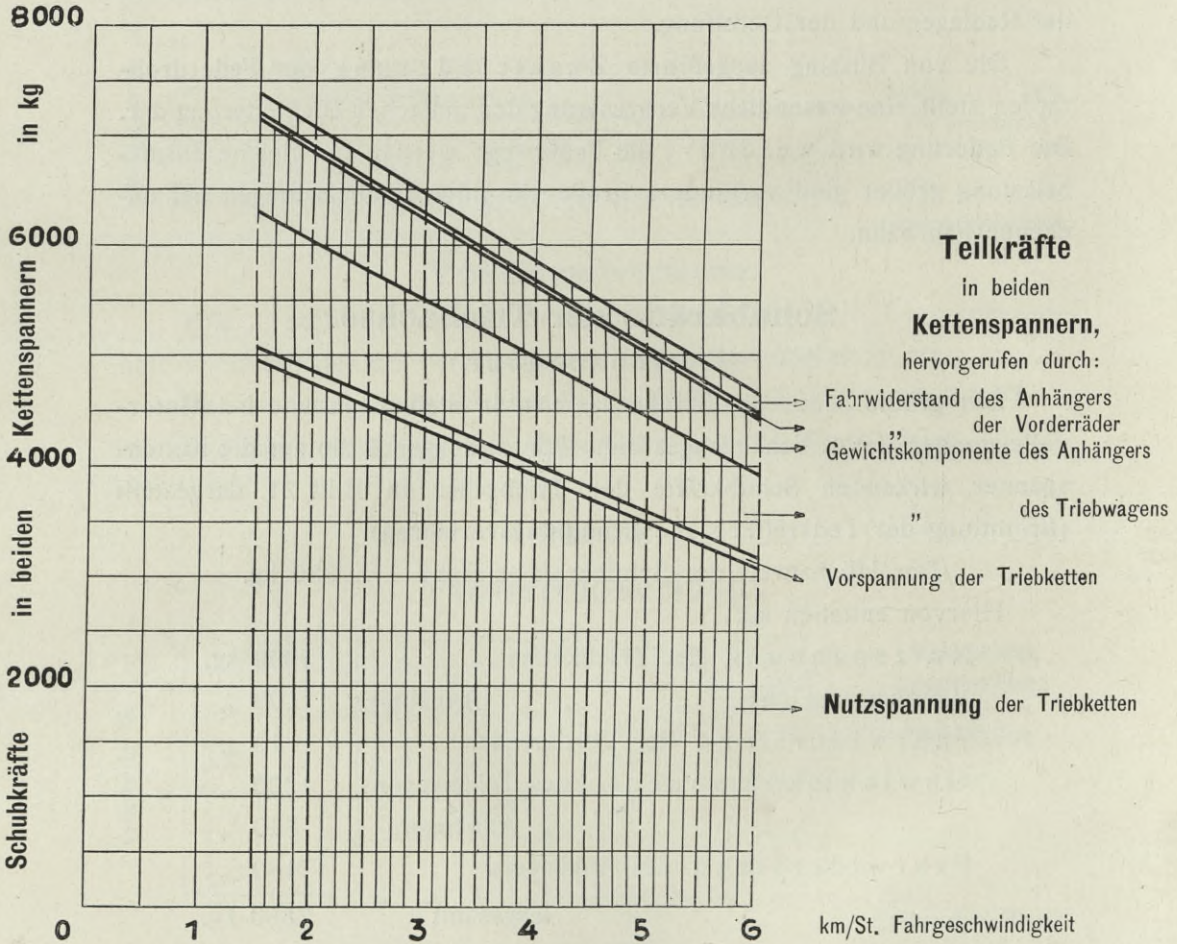
Nutzspannung der Triebketten . . . . .	5000 kg,
Vorspannung „ „ (Annahme) . . . . .	100 „
Fahrwiderstand der Vorderräder . . . . .	40 „
Gewichtskomponente des Triebwagens . . . . .	1220 „
„ „ Anhängers . . . . .	840 „
Fahrwiderstand des Anhängers . . . . .	180 „
insgesamt . . . . .	7380 kg.

Der größte Betrag entfällt also auf die Nutzspannung der Triebketten.

Für die Kettenspanner ergibt sich aus der Schubkraft von je 3690 kg . . . . . 12,5 fache Sicherheit gegen Knickung.

Bei gesperrtem Differenzial kann sich die Knicksicherheit auf die Hälfte vermindern.

**Bild 21.**  
**Schubkräfte der Triebachse**  
 des  
**35 PS-Büssing-Armeelastwagens**  
 beim I. Schaltgang und größten befahrbaren Steigungen.



**Bild 22.**  
**2"-Rollenkette**  
 (Zerreiversuch)  
 Maßstab 1 : 3.

Bei Lastwagen mit Cardan-, Ritzel- oder Schneckenantrieb vermindert sich die Schubkraft um die Kettenspannungen, im vorliegenden Falle also von 7380 kg auf 2280 kg. Hingegen tritt eine erhebliche Reaktion des Drehmoments der Triebräder auf, welche von dem Schubalken bzw. einer besonderen Anordnung aufgefangen werden muß.

Der nutzbare Kettenzug

einer Kette beträgt im Bereiche der 4 Schaltgänge:

- I. Schaltgang . 2540 bis 1815 kg,      III. Schaltgang . . 835 bis 590 kg,
- II. „ . 1330 „ 1020 „      IV. „ . . 610 „ 435 „

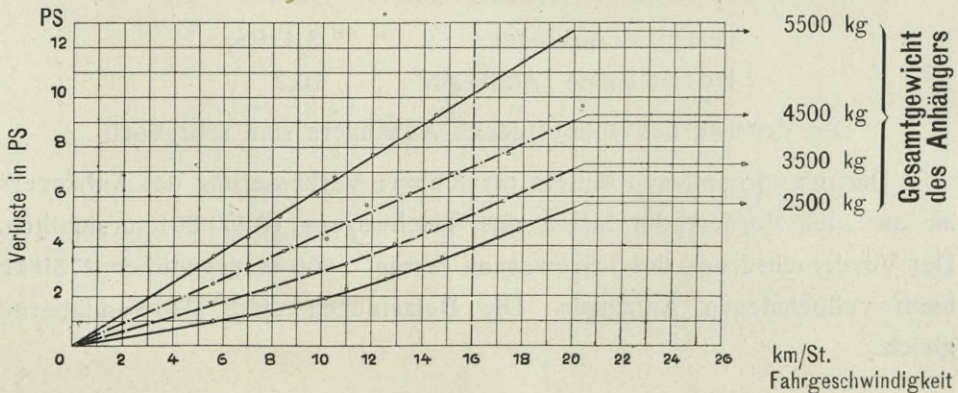
Bei Vernachlässigung der zusätzlichen Vorspannung der Kette ergeben sich aus 2540 kg Kettenzug folgende Höchstbeanspruchungen:

Spezifische Pressung der Lauffläche des	
Kettenbolzens . . . . .	315 kg/qcm
Größte Scherbeanspruchung des Bolzens	560 „
Zugbeanspruchung der Laschen im Augen-	
querschnitt . . . . .	1060 „

Die Zerreißfestigkeit der 2''-Rollenkette wurde durch einen Zerreiversuch zu 16 500 kg ermittelt. Hieraus ergibt sich für die Kette bei größter Betriebsbeanspruchung 6½ fache Sicherheit, die bei gesperrtem Differenzial auf die Hälfte verringert wird, wobei aber die Adhsionsgrenze der Triebräder die Erreichung dieser Grenzbeanspruchung verhindern kann.

**Bild 23. Radverluste des alten Anhängewagens mit Eisenbereifung**

bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Gewichten des Anhängers.



### Radverluste des Anhängewagens.

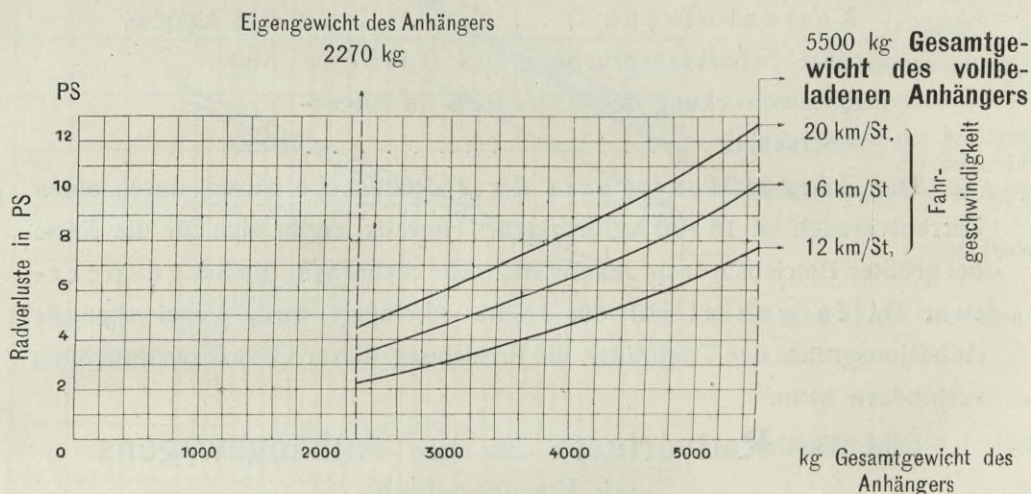
Bild 23 zeigt die Radverluste (Roll-, Lagerreibungs- und Windverluste) der 4 Räder des Anhängewagens bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und konstanten Belastungen.

In Bild 24 sind die Radverluste bei verschiedenen Belastungen und konstanter Fahrgeschwindigkeit dargestellt.

**Bild 24.**

### Radverluste des alten Anhängewagens mit Eisenbereifung

bei verschiedenen Belastungen und konstanter Fahrgeschwindigkeit.



Radverluste bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit:

leerer Anhänger . . . . . 3,4 PS,  
 beladener Anhänger . . . . . 10,2 „

Die Verluste des vollbeladenen Anhängers sind sehr hoch.

Die mit vorhandenen Mitteln erreichbare Verbesserung des Anhängers ist aus den Vorderradverlusten des Triebwagens (Bild 20) ersichtlich. Der Vorderachsdruck des Triebwagens beträgt 2500 kg gegenüber 2750 kg beim vollbeladenen Anhänger. Die Belastungen sind also annähernd gleich.

Nach Bild 20 betragen die Vorderradverluste des Triebwagens bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit:

2,2 PS gegenüber 5,1 PS einer Anhängerachse.

Demnach ist also eine Verminderung der Radverluste des Anhängers um:

5,8 PS bzw. 57% möglich.

Dieser Mehrverlust des Anhängers von 5,8 PS bei 16 km/St. Fahrgeschwindigkeit muß vom Triebwagen mit einem Wirkungsgrad von 66% bestritten werden. Dies gibt eine verlorene Motornutzleistung von

$$\frac{5,8}{0,66} = 8,8 \text{ PS bzw. } 23\%$$

Aus diesen Werten geht hervor, wie wesentlich die gute Durchbildung des Anhängewagens ist.

---

Über die Bauart des untersuchten Büssing-Lastwagens ist in Bericht IX Näheres angegeben.

---

## Schlußfolgerungen.

Wichtige, bisher ungeklärte Fragen des Lastwagenbaus finden durch die Versuchsergebnisse Beantwortung. Wert und Wirkung der Einzelheiten und ihres Zusammenhangs kommen zum Ausdruck. Richtige Erkenntnis der wirklichen Vorgänge und des ganzen Zusammenhangs im Lastwagen ist Vorbedingung für zielbewußten Fortschritt.

Von wesentlicher Bedeutung sind die Ergebnisse der Untersuchung über die Beziehungen zwischen:

Getriebeübersetzung und Wagenleistung,  
Motorstärke und Wirtschaftlichkeit,  
Motorhöchstleistung und Wagenhöchstleistung,  
Wagenbeschleunigung (Geschwindigkeitssteigerung) und Wirkung der rotierenden Massen.

Außerdem ergeben sich wertvolle Bausteine für die Weiterentwicklung des Lastzuges aus den Einzelergebnissen über:

Getriebeverluste in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und übertragener Leistung,

Lagerreibung der Triebräder,

„Federung“ des Antriebs,

Schubkraft der Triebachse in Abhängigkeit von Wagen-  
gewicht, Wagenleistungen und Verlusten,

Rollverluste in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und über-  
tragener Leistung und

Verluste im Anhängewagen.



## Motorstärke und Getriebeübersetzung.

Die Hauptversuche haben gezeigt, daß die aus den allgemeinen Arbeitsbedingungen des Lastzuges entwickelten Grundbedingungen für Motorstärke und Getriebeübersetzung bei dem Büssing-Lastzuge gut erfüllt sind.

Der Einbau stärkerer Motoren verschlechtert die Wirtschaftlichkeit.

Schwächere Motoren bringen wirtschaftlich wenig Erfolg und vermindern die Leistungsfähigkeit des Lastzuges.

Änderung der vorhandenen Übersetzungen ohne gleichzeitige Änderung des Motors und des Wagetriebwerks verschlechtert die Wagenleistungen.

Ohne Änderung des bestehenden Zusammenhangs zwischen Leistungen und Verlusten kann keine Verbesserung erzielt werden.

## Wagenbeschleunigung.

Von Bedeutung für den Kraftfahrzeugbau überhaupt sind die Ergebnisse hinsichtlich Wagenbeschleunigung.

Mehr als die Hälfte der verfügbaren Überschußleistung des untersuchten Lastzuges (als Grenzwert) geht beim I. Schaltgang in Schwungradbeschleunigung verloren, ein Ergebnis, wie es nach den üblichen Anschauungen nicht annähernd erwartet werden konnte. Hierin liegt die Ursache manches Mißerfolges in der Verwendung von sehr rasch laufenden Motoren.

Willkürliche Bemessung der Schwungradmassen des Motors kann die Brauchbarkeit einer an sich guten Konstruktion schädigen.

In der nachgewiesenen großen Wirkung der Energieaufnahme des Motorschwungrades bei wachsender und der Energieabgabe bei abnehmender Drehzahl finden praktische Erfahrungen und Betriebsregeln ihre Begründung:

Das schlechte „in Schwung kommen“ der Wagen mit Schnellläufern ist bekannt; die Ursache hierfür suchte man irrtümlicherweise in kleinerem Drehmoment des Schnellläufers gegenüber dem Langsamläufer.

Zur Ausnutzung des „Schwungs“ in Steigungen kann, wenn frühzeitig auf niedrigere Schaltgänge umgeschaltet wird, die volle Ausnutzung der lebendigen Kraft des Schwungrades bei dem in der jeweiligen Steigung „durchziehenden“ Schaltgange erreicht werden.

Bekannt ist das geringe Anfahrvermögen in Steigungen und die Fahrerpraxis, in großen Steigungen das Anfahren durch Einkuppeln des mit hohen Drehzahlen laufenden Motors zu erreichen.

### Getriebeverluste.

Die ermittelten Teilverluste bei Leerlauf und bei Leistungsübertragung zeigen für die im normalen Fahrbetriebe meistbenutzten Schaltgänge III und IV einen überwiegenden Einfluß des Leerlaufverlustes auf den Getriebewirkungsgrad.

Der Leerlaufverlust ist im wesentlichen „Ventilationsverlust“ (Ölwiderstand); es muß daher angestrebt werden, diesen im Triebwerk zu vermindern. Berippte oder durchbrochene Zahnradkörper sind zu vermeiden. Zur Verminderung der Schaufelwirkung der Zahnkränze sind die Zahnrad Durchmesser auf das durch die Beanspruchung und den Zahnschnitt bedingte kleinste Maß zu beschränken.

### Die Federung des Antriebs

wird von Fachleuten sehr verschieden beurteilt. Die Versuchsergebnisse, insbesondere die großen Massenwirkungen bei den im Lastwagenbau erforderlichen kleinen Getriebeübersetzungen, weisen klar auf die Triebwerksschonung hin, die durch richtig konstruierte Antriebsfederung erreichbar ist. Weiter spricht für gefederten Antrieb der durch Verminderung der Kupplungsreibung und Stoßarbeit erreichbare Energiegewinn und seine Ausnutzung für Wagenbeschleunigung.

### Lagerreibung der Triebräder.

Die Reibungsverluste der mit Zwischenhülse ausgeführten Gleitlager sind gering und zeigen ein günstiges Verhalten (geringe Verlustzunahme) bei wachsender Fahrgeschwindigkeit.

Das Ergebnis entspricht einer Fahrt auf mäßig guter Straße, da infolge der abgenutzten Bereifung bei den Versuchen Vertikalbewegungen der Wagenachse bis zu 15 mm auftraten.

Hinsichtlich Betriebssicherheit sind Gleitlager bei Stoßbeanspruchung allen übrigen Lagerarten überlegen.

Für die Radlager der Subventionslastzüge sind daher nur gut ausgebildete Gleitlager verwendbar.

Kugel- oder Rollenlagerung kann nur für Lastfahrzeuge (Lieferungswagen, Omnibusse) in Frage kommen, welche lediglich auf guten Fahrstraßen betrieben werden und bei welchen die Auswechslung defekter Lager in geeigneten Reparaturwerkstätten jederzeit möglich ist.

### **Rollverluste.**

Der Rollverlust der Vollgummibereifung ist in erster Linie abhängig von der Rollgeschwindigkeit (Leerlaufverlust). Der Verlustzuwachs bei Leistungsübertragung ist sehr klein, solange die Tangentialbeanspruchung der Bereifung die Elastizitätsgrenze des Gummis nicht überschreitet.

Die Bereifung der Lastwagen arbeitet unter sehr schwierigen Arbeitsbedingungen. Große Raddrücke und große Umfangkräfte müssen von ihr aufgenommen werden; dazu kommt ihre Aufgabe, als federndes Organ für die schweren Wagenmassen zu dienen und auf unebener Fahrbahn die Stöße in Schwingungen umzuformen.

Unter diesen Verhältnissen muß der Reifenverlust als klein angesehen werden.

### **Anhänger.**

Die ermittelten Verluste an dem (nicht von Büssing gelieferten) Anhängewagen und die nachgewiesene Möglichkeit, mit bekannten Mitteln eine wesentliche Verbesserung des Anhängers zu erreichen, fordern eine gleichwertige Durchbildung des Trieb- und Anhängewagens hinsichtlich Bereifung und Federung.

Unzulängliche Anhängerkonstruktionen, wie Eisenbereifung der Räder mit ihrer zerstörenden Wirkung auf Wagen und Fahrbahn oder unzureichende Federung nach Art der pferdebespannten Lastfuhrwerke, sind für den Geschwindigkeitsbereich bis 16 km/St. unzulässig und stehen in Widerspruch mit der hochwertigen Durchbildung der Triebwagen.

## Selbstbegrenzung der Motordrehzahl.

Der im Fahrdiagramm dargestellte Zusammenhang zwischen Leistungen und Verlusten hat ergeben, daß der Lastzug im Gegensatz zum Personewagen keine Selbstbegrenzung seiner Fahrgeschwindigkeit im Gebiete zulässiger Motordrehzahlen besitzt.

Durch diese Möglichkeit erheblicher Geschwindigkeitsüberschreitung wird der Zerstörung des Motors Vorschub geleistet.

Die praktischen Erfahrungen im Lastwagenbetriebe haben dazu geführt, den Drehzahlbereich des Motors durch ein Hilfsorgan selbsttätig zu begrenzen und den Motor gefährdende Drehzahlerhöhungen zu verhüten.

Im normalen Drehzahlbereich des Motors darf keine Verschlechterung der Motorleistung (durch Drosselung oder dergl.) eintreten. Mit Überschreitung des zulässigen Drehzahlbereichs muß die Motorvolleistung rasch abfallen, ohne daß die Regelmäßigkeit des Motorganges gestört wird.

Eine brauchbare Selbstbegrenzung der Motordrehzahl ist die Einwirkung eines pseudoastatischen Regulators auf ein Drosselorgan.

Bei dem Büssing-Lastzuge entspricht einer Drehzahlbegrenzung des Motors auf 1100 bis 1150 Touren eine Fahrgeschwindigkeit von 21 km/St., welche hinsichtlich Betriebs- und Fahrsicherheit noch zulässig ist.

Für militärische Zwecke ist diese erhöhte Fahrgeschwindigkeit von großem Vorteil. Die behördlich festgesetzte Geschwindigkeitsgrenze von 16 km/St. verliert im Mobilmachungsfalle ihre Bedeutung; maßgebend ist dann ausschließlich die durch die Betriebssicherheit des Lastzuges bedingte Höchstgeschwindigkeit.

Aus diesem Grunde ist für Subventionslastzüge der Heeresverwaltung die vielfach ausgeführte Selbstbegrenzung auf die behördlich zugelassene Höchstgeschwindigkeit wertlos. Die behördliche Geschwindigkeitsgrenze steht in keinem Zusammenhang mit den Betriebsbedingungen des Lastzuges und trägt lediglich der Erhaltung der Fahrstraßen Rechnung.

---

Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
an der  
Königl. Technischen Hochschule  
zu Berlin

Bericht VIII

Untersuchung des  
35 PS-Büssing-Motors

für den

Armeelastzug

---

*Mit 21 Abbildungen*



## Untersuchung des 35 PS-Büssing-Motors.

Die Motorversuche wurden mit folgenden Brennstoffen durchgeführt:  
 Benzol von 0,873 Dichte und 9466 WE/kg unterem Heizwert,  
 Schwebbenzin von 0,746 Dichte und 10373 WE/kg unterem Heizwert,  
 Mittelbenzin von 0,708 Dichte und 10180 WE/kg unterem Heizwert.

Der Motor wurde mit dem normalen Büssing-Vergaser (Luftquerschnitt an der Brennstoffdüse: 5,3 qcm) bei jeweilig günstigster Vorwärmung der Verbrennungsluft betrieben. Beide Magnetzündungen arbeiteten gleichzeitig, und die Zündzeitpunkte blieben entsprechend dem praktischen Fahrbetrieb unverändert. Die Einstellung war:

erster Apparat: 23°	Kurbelwinkel = 4,8 ‰	Kolbenweg	} vor Totpunkt.
zweiter Apparat: 16°	„ = 2,3 ‰	„	

In Vorversuchen wurde der Motor auf beste Wirtschaftlichkeit im Bereich guter Zündfähigkeit des Gemisches einreguliert, und zwar durch Querschnittsänderung der Brennstoffdüse.

Die folgenden Leistungs- und Verbrauchsergebnisse beziehen sich auf diese wirtschaftliche Einregulierung des Motors.

Die Durchführung der Untersuchung auf der Grundlage wirtschaftlichen Motorbetriebs findet ihre Begründung in der ausschließlichen Verwendung des Motors für Nutzfahrzeuge. Bei Lastwagenmotoren rückt die Wirtschaftlichkeit des Betriebes in die erste Linie der Betriebsforderungen. Leistungserhöhung ist nur auf Kosten der Wirtschaftlichkeit erreichbar und nur dann von Bedeutung, wenn der Lastzug vorübergehend Steigungen befahren muß, die mit den wirtschaftlichen Motorleistungen nicht mehr beherrscht werden können. Dieser Übergang von der wirtschaftlichen Leistung zur erreichbaren Höchstleistung ist lediglich eine Aufgabe der Regulierung, welche von vielen gegenwärtig üblichen Regulierverfahren nur unvollkommen erfüllt wird.

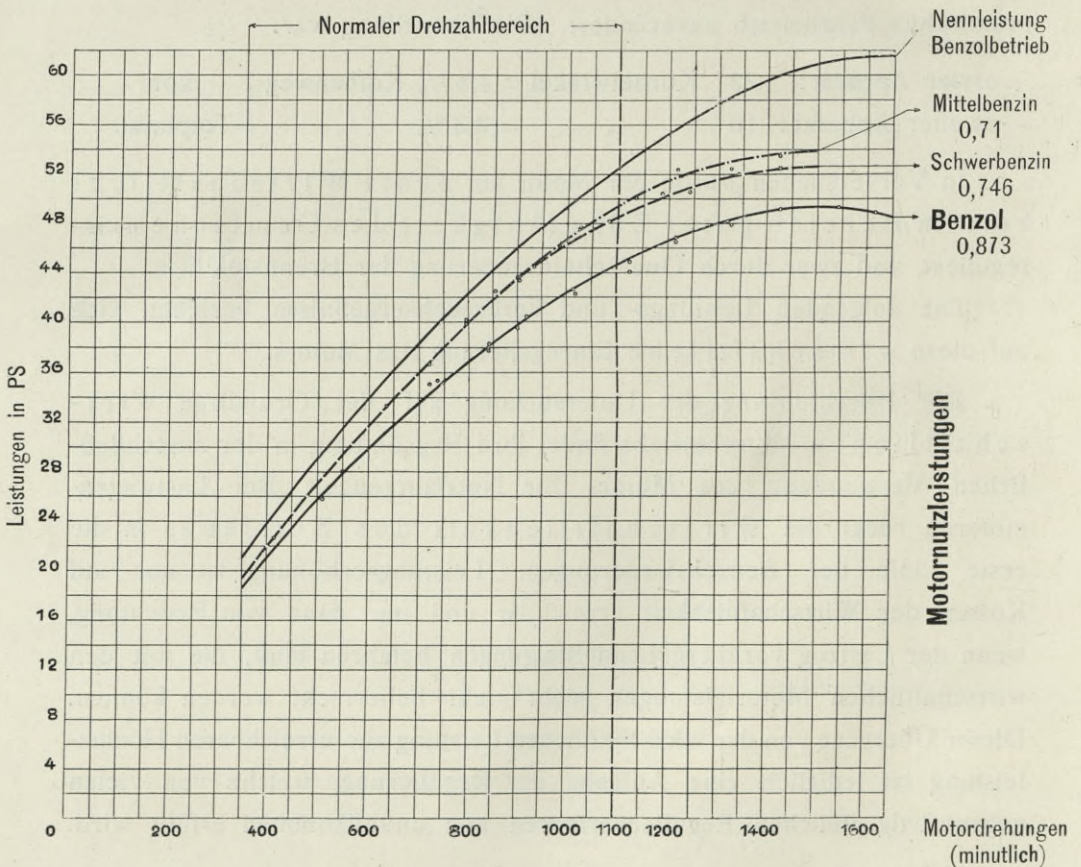
## Motornutzleistungen, Motornennleistungen, Motorreibungsverlust, Betriebs- wirkungsgrad.

Die ermittelten Motornutzleistungen beziehen sich auf den Motorbetrieb mit Auspuffleitung und Schalldämpfer.

Bild 25 zeigt die Motornutzleistungen bei Betrieb mit Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin, ferner die Motornennleistungen bei Benzolbetrieb, welche sich als Summe der Motornutzleistung und des in Bild 26 dargestellten Motorreibungsverlustes  $V_0$  ergeben.

**Bild 25.**

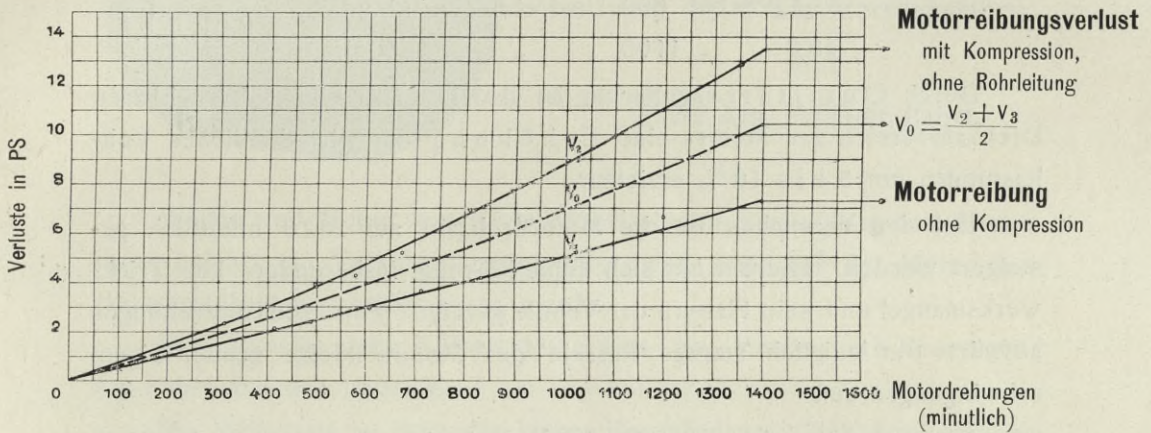
### Leistungen des 35 PS-Büssing-Motors bei Betrieb mit Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin.





**Bild 26.**

**Motorreibungsverluste des 35 PS-Büssing-Motors.**



Die Höchstleistungen werden bei minutlich 1500 Umdrehungen des Motors erreicht, und zwar mit:

- Benzol . . . . . 49,4 PS,
- Schwerbenzin . . . . 52,6 „
- Mittelbenzin . . . . 54,0 „

Die im praktischen Betriebe zulässige höchste Drehzahl des Büssing-Motors ist 1100 Umdrehungen minutlich.

Bei höherer Drehgeschwindigkeit wird die Lebensdauer des als Langsamläufer gebauten Motors durch die hohen dynamischen Beanspruchungen des Motortriebwerks und der Steuerung, sowie durch die starken Eigenschwingungen des Motors wesentlich verkürzt.

Bei minutlich 1100 Motorumdrehungen betragen die Motornutzleistungen für:

- Benzol . . . . . 44,6 PS,
- Schwerbenzin . . . . 48,5 „
- Mittelbenzin . . . . 49,5 „

Im Drehzahlbereich 350 bis 1100 Umdrehungen minutlich erreicht der Büssing-Motor mit Schwerbenzin um 8% höhere Leistungen als mit Benzol.

Außerdem ist die Regelmäßigkeit des Motorganges bei Schwerbenzin größer als bei Benzol.

Als höchste Motorleistungen bei Benzolbetrieb (auf Kosten der Wirtschaftlichkeit) ergab der Büssing-Motor:

31,5 PS bei 600 Umdrehungen minutlich,  
48,0 „ „ 1100 „ „ „

Durch Qualitätsregulierung ist also in dem praktisch brauchbaren Drehzahlbereich des Motors eine Erhöhung der wirtschaftlichen Vollleistungen um 5 bis 10 % erzielbar.

Bei den Versuchen ist die Motordrehzahl auf 1620 minutlich gesteigert worden. Hierbei hat sich keine Störung, insbesondere kein Triebwerksmangel und kein Flattern der Ventile gezeigt. Von 1100 Umdrehungen aufwärts trat lediglich starkes Rasseln des Motors infolge großer Eigenschwingungen auf.

Die Steigerung der normalen Motordrehzahl um fast 50 % bei Vollleistung war eine scharfe Erprobung des Motors hinsichtlich seiner Betriebssicherheit. Der störungsfreie Verlauf dieses Versuchs kennzeichnet den Büssing-Motor als in hohem Grade betriebssicher. Das Motortriebwerk ist sehr reichlich bemessen und entspricht in Güte des Materials und der Ausführung allen an Lastwagenmotoren zu stellenden Anforderungen.

Das Ölbad im Kurbelgehäuse erreichte bei 1100 Umdrehungen min. und Volleistung eine Beharrungstemperatur von 69° Celsius.

Bei Lastwagenmotoren insbesondere ist die im Motor umlaufende Ölmenge reichlich zu bemessen, um starke Erwärmung des Ölbadetes zu verhindern.

Die geringe Fahrgeschwindigkeit der Lastwagen gibt im Gegensatz zu Personenwagen nur geringen Luftzug und damit schlechte Abkühlung des Ölbadetes im Kurbelkasten des Motors. Gute Luftbepflung des Motorgehäuses ist für alle Motoren von großem Wert, sie erhöht die Betriebssicherheit des Triebwerks bei großen Dauerbeanspruchungen.

Hohe Temperaturen vermindern die Schmierfähigkeit des Öls. Das Öl wird zu dünnflüssig und bleibt für die großen Lagerdrücke nicht genügend widerstandsfähig.

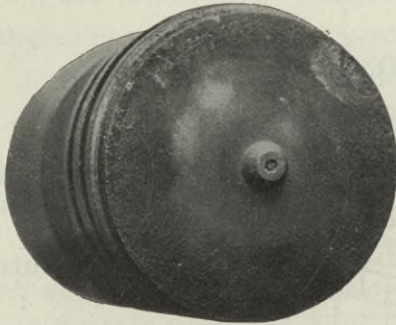


Bild 27.

## Kolben des Büssing-Motors

nach 2000 km Versuchsfahrt  
und  
1750 km Prüfstandfahrt.

Wagen und Motor wurden unmittelbar nach Beendigung der Winter-versuchsfahrt der Verkehrstruppen untersucht, ohne daß der Motor auseinandergebaut und nachgesehen wurde.

Bild 27 zeigt einen Kolben des Büssing-Motors nach Beendigung der Fahrt und der Versuche.

Der Rußansatz ist trotz der langen Betriebsdauer (2000 km Versuchsfahrt der Verkehrstruppen und Laboratoriumsversuche) sehr gering. Der einheitliche Verbrennungsraum, die gute Zylinderkühlung und die gute Verbrennung sind sehr beachtenswert.

### Der Betriebswirkungsgrad (Bild 28)

des Büssing-Motors beträgt bei 350 bis 1100 Umdrehungen minutlich 88,5 bis 85 %.

Bild 28.

### Betriebswirkungsgrad des 35 PS-Büssing-Motors.

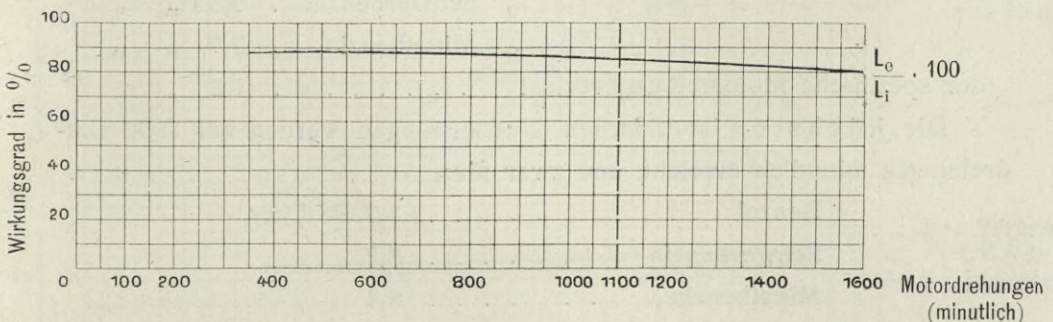
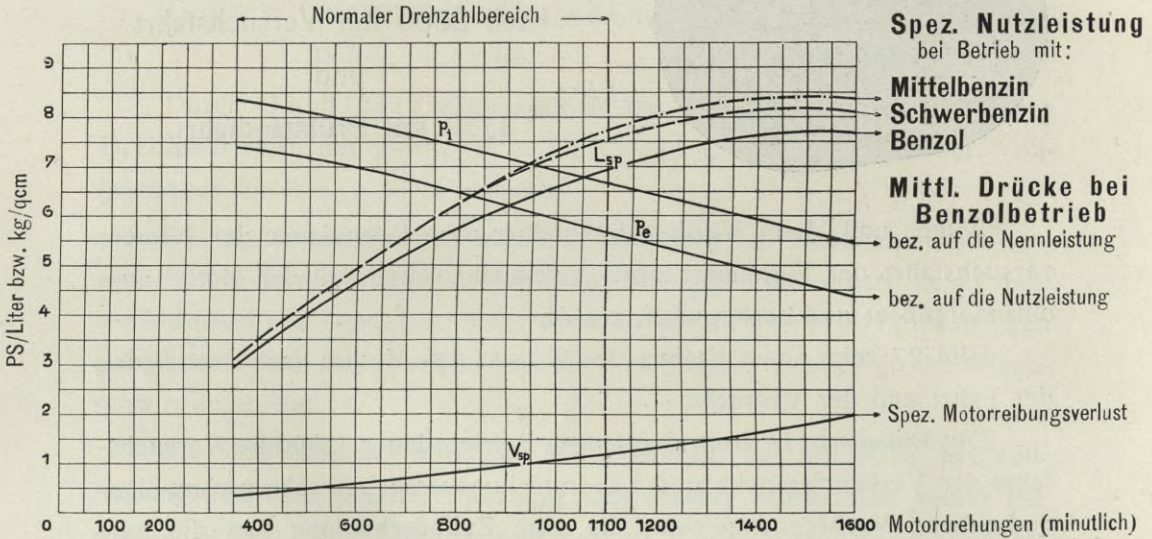


Bild 29.

**Spezifische Leistungen und Verluste**  
und mittlere Arbeitsdrücke des 35 PS-Büssing-Motors.



**Spezifische Leistungen und Verluste (Bild 29).**

Die spezifischen Nutzleistungen (PS/Liter Hubvolumen) sind für Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin ermittelt. Die mittleren spezifischen Arbeitsdrücke, auf die Nutz- und Nennleistungen bezogen, gelten für Benzol.

Die  $V_{sp}$ -Kurve stellt den spezifischen Motorreibungsverlust dar.

Bei 1100 Motorumdrehungen minutlich betragen

die spezifischen Nutzleistungen $L_{sp}$ für Benzol . . . . .	6,9 PS/Liter,
„ „ „ „ „ Schwerbenzin . . . . .	7,55 „ „
„ „ „ „ „ Mittelbenzin . . . . .	7,7 „ „
der spezifische Motorreibungsverlust . . . . .	1,2 „ „

Die höchsten spezifischen Nutzleistungen werden bei 1500 Umdrehungen minutlich erreicht, und zwar für:

Benzol . . . . .	7,7 PS/Liter,
Schwerbenzin . . . . .	8,2 „
Mittelbenzin . . . . .	8,4 „

Die Höchstwerte können also nur bei Überschreitung des normalen Drehzahlbereichs erreicht werden.

Hierin liegt der wesentlichste Unterschied zwischen Langsamläufer und Schnellläufer. Der Leistungsbereich des Langsamläufers überschreitet seinen normalen Drehzahlbereich, beim Schnellläufer dagegen fallen Motorhöchstleistungen und praktisch brauchbarer Drehzahlbereich zusammen.

Die spezifischen Motorreibungsverluste des B ü s s i n g - Motors sind, mit den Verlusten anderer Motoren verglichen, gering.

Die mittleren spezifischen Arbeitsdrücke sind für Benzolbetrieb bei 1100 Motorumdrehungen minutlich:

$$p_i = 6,7 \text{ kg/qcm, bezogen auf die Nennleistung,}$$

$$p_e = 5,7 \text{ „ „ „ „ Nutzleistung.}$$

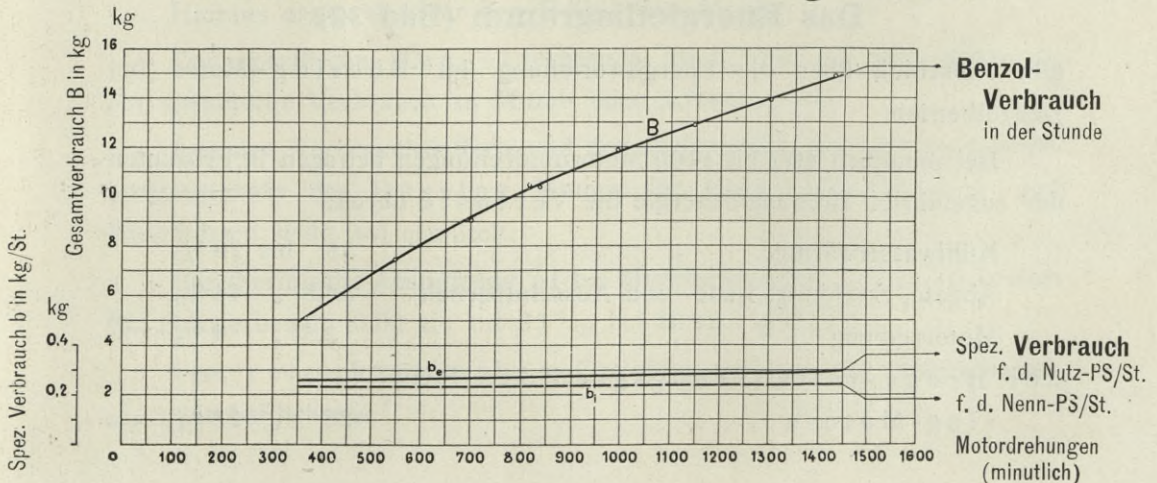
### Brennstoffverbrauch und Wirtschaftlichkeit des 35 PS-Büssing-Motors.

Bild 30 stellt den gesamten und den spezifischen Benzolverbrauch bei Motorvolleistungen dar.

Bei 350 bis 1100 Motorumdrehungen minutlich beträgt  
der spezifische Benzolverbrauch für die Nutz-PS-St. . . . 0,26—0,275 kg,  
„ „ „ „ „ Nenn-PS-St. . . . 0,23—0,24 „

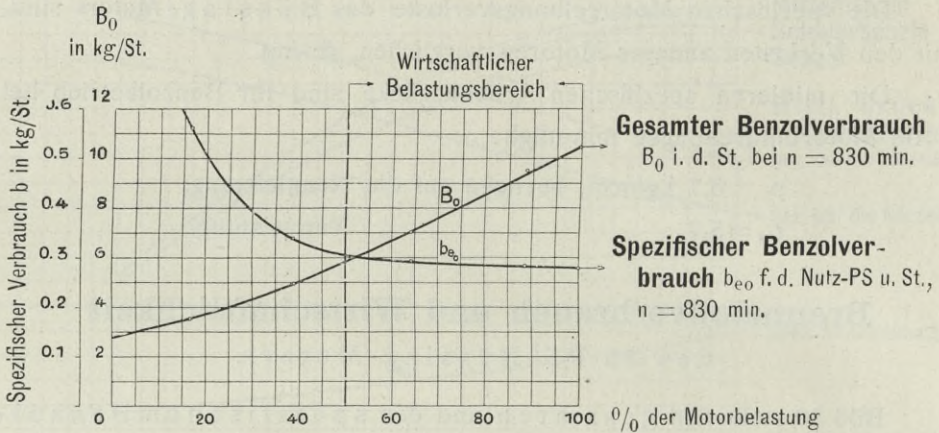
**Bild 30.**

### Benzolverbrauch des 35 PS-Büssing-Motors.



**Bild 31.**

**Benzolverbrauch des 35 PS-Büssing-Motors**  
 bei verschiedener Motorbelastung und konstanter Drehzahl:  
 830 minutlich.



Der Benzolverbrauch bei konstanter Drehzahl und verschiedener Belastung (Bild 31) ergibt als wirtschaftlichen Belastungsbereich des Büssing-Motors 50 bis 100 % der vollen Motorbelastung. Die entsprechende Wirtschaftlichkeitskurve ist im Bild 8 (Bericht VII: Wagenuntersuchung) dargestellt.

**Das Energiediagramm (Bild 32)**

gibt Aufschluß über die Energieverteilung im Büssing-Motor bei Benzolbetrieb.

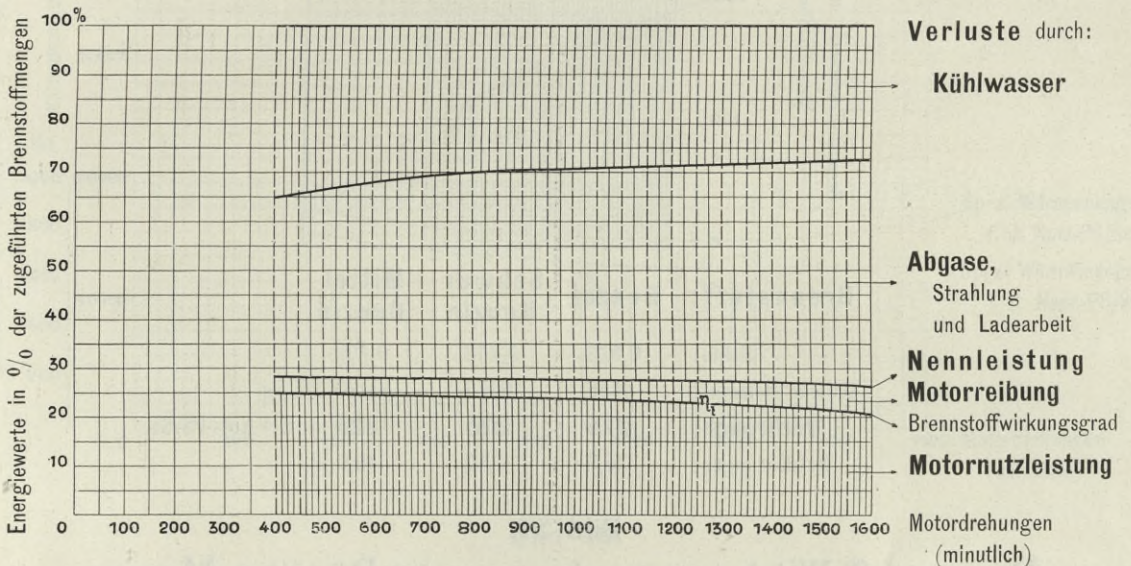
Bei minutlich 400 bis 1100 Motorumdrehungen betragen in Prozenten der zugeführten Brennstoffenergie die Verluste durch:

Kühlwasserwärme . . . . .	35	bis 29 %,
Abgase, Strahlung, Lade- und Ausschubarbeit. . . . .	36,5	„ 44 %,
Motorreibung . . . . .	3,5	„ 4 %,
der Brennstoffwirkungsgrad des Büssing-Motors . . . . .	25	„ 23 %.

Bild 32.

## Energiediagramm des 35 PS-Büssing-Motors für Benzolbetrieb,

bezogen auf die Energie 100 % des zugeführten Brennstoffs.



Für gleiche Motordrehzahl (800) und Volleistung ist der spezifische Verbrauch an Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin in Bild 33 verglichen.

Hieraus ergibt sich für den Büssing-Motor:

Der spezifische Benzolverbrauch (in kg/PSe) ist 22 % höher als der spezifische Verbrauch an Mittel- oder Schwerbenzin.

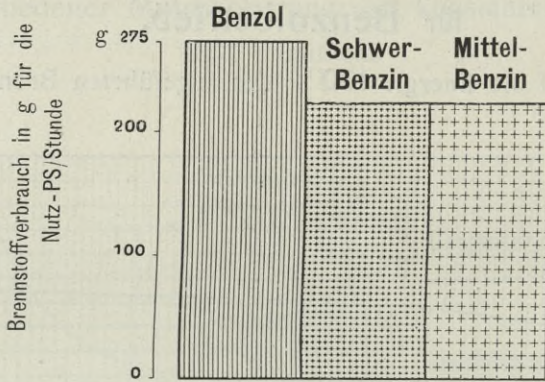
Aus den Verbrauchsziffern und den Heizwerten sind die Brennstoffwirkungsgrade des Büssing-Motors für Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin (Bild 34) ermittelt.

Die thermische Ausnutzung ist bei Mittelbenzin mit 27,5 % am besten. Bei Schwerbenzin sinkt sie auf 25 %, bei Benzol auf 24 %.

Vom rein thermischen Gesichtspunkte ist der Benzinbetrieb am wirtschaftlichsten.

**Bild 33.**

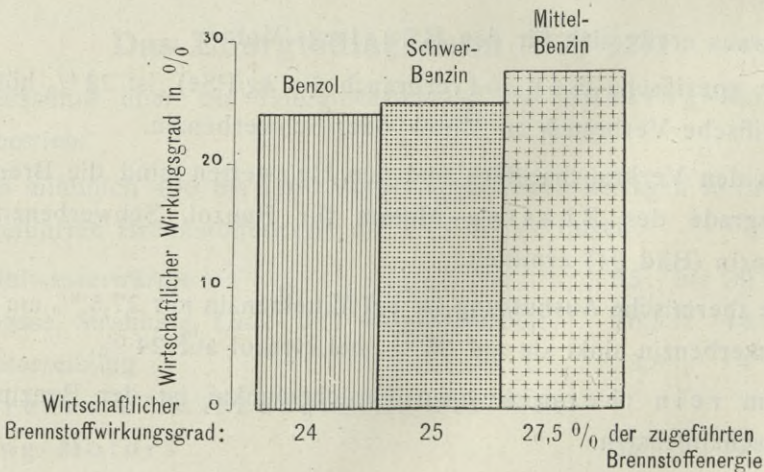
**Brennstoffverbrauch des 35 PS-Büssing-Motors bei 800 Motordrehungen minutlich und Volleistung.**



Brennstoff:	Benzol	Schwer-Benzin	Mittel-Benzin
Dichte:	0,873	0,746	0,708
Unterer Heizwert:	9466	10373	10180 WE/kg
<b>Verbrauch:</b>	<b>275</b>	<b>225</b>	<b>225</b> g f. 1 Nutz-PS/St.
Nutzleistungen:	36,9	40,0	40,0 PS

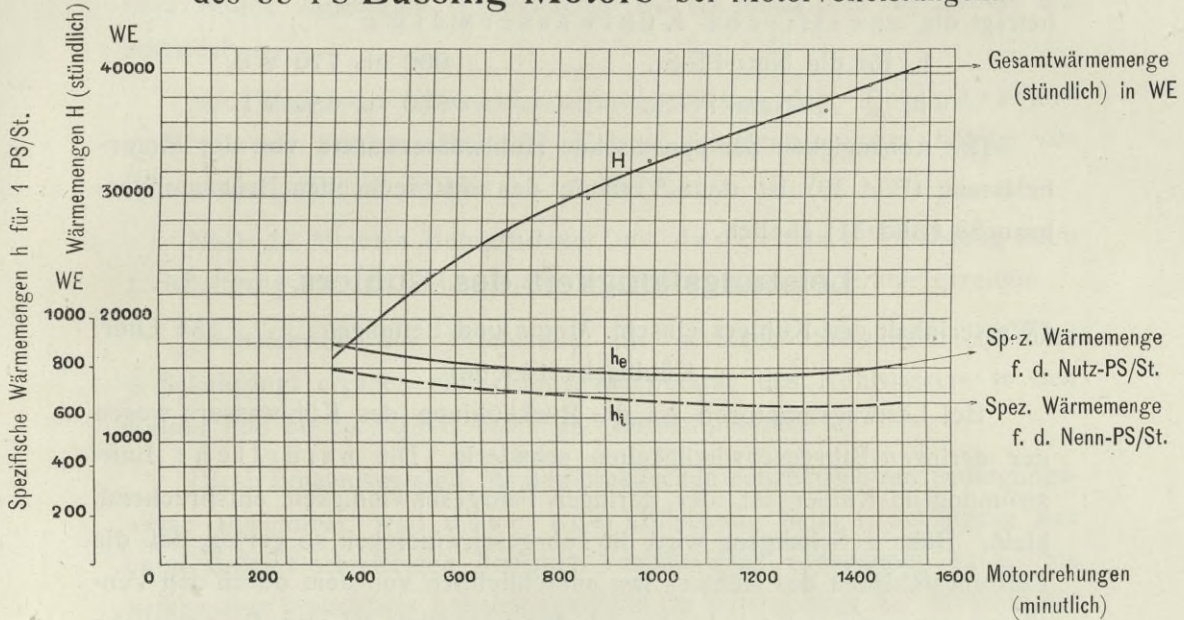
**Bild 34.**

**Brennstoff-Wirkungsgrade des 35 PS-Büssing-Motors bei Betrieb mit Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin bei 800 Motordrehungen minutlich.**

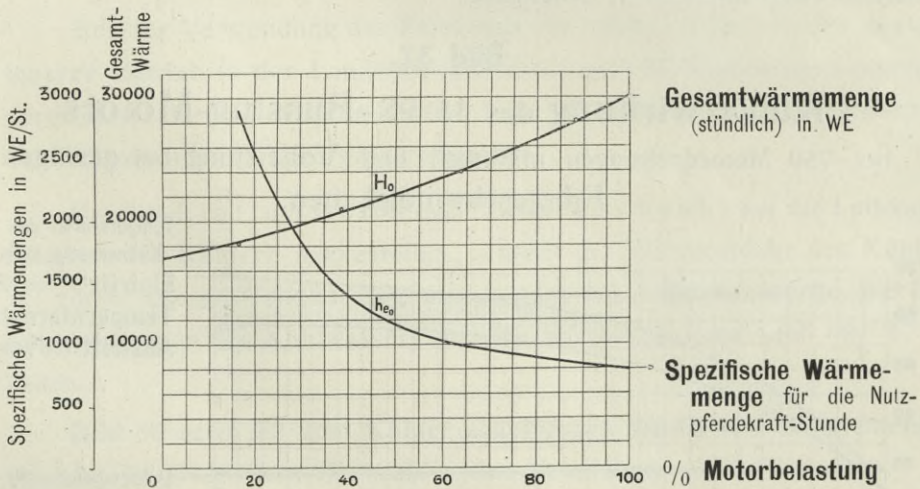




**Bild 35.**  
**Kühlwasserwärme**  
 des 35 PS-Büssing-Motors bei Motorvolleistungen.



**Bild 36.**  
**Kühlwasserwärme des 35 PS-Büssing-Motors**  
 bei verschiedener Belastung und konstanter Motordrehzahl: 830 minutlich.



### Kühlwasserwärme (Bild 35 und 36)

(Benzolbetrieb).

Bei 350 bis 1100 Motorumdrehungen minutlich und Volleistungen beträgt die spezifische Kühlwasserwärme

- $h_e$  für die Nutz-PS-St. . . . . 900 bis 770 WE,
- $h_i$  „ „ Nenn-PS-St. . . . . 800 „ 650 WE.

Die Abhängigkeit der spezifischen Kühlwasserwärme von der Motorbelastung (Bild 36) ist dem Verlaufe des entsprechenden Brennstoffverbrauchs (Bild 31) ähnlich.

### Leistungsfähigkeit des Kühlers.

(Wasserinhalt des Kühlers einschl. Motor und Leitungen . . . 34 Liter.  
Kühlfläche 10 qm.)

Bei Lastwagenmotoren ist die Rückkühlung des Kühlwassers wegen der geringen Fahrgeschwindigkeiten schwierig. Die natürliche Luftströmung im Kühler ist, der geringen Fahrgeschwindigkeit entsprechend, klein. Beim 1. Schaltgang wird die Fahrgeschwindigkeit so gering, daß die Leistungsfähigkeit des Kühlers fast ausschließlich von dem durch den Ventilator erzeugten künstlichen Luftzug abhängig ist und die natürliche Luftströmung keinen nennenswerten Einfluß übt.

Die ermittelten Wassertemperaturen im Kühler auf dem Wagenprüfstande (Bericht VII) entsprechen daher mit großer Annäherung der praktischen Fahrt mit dem 1. Schaltgang.

Bild 37.

### Kühlerwirkung des 35 PS-Büssing-Motors

bei 750 Motordrehungen minutlich und Volleistung bei geringen Fahrgeschwindigkeiten.

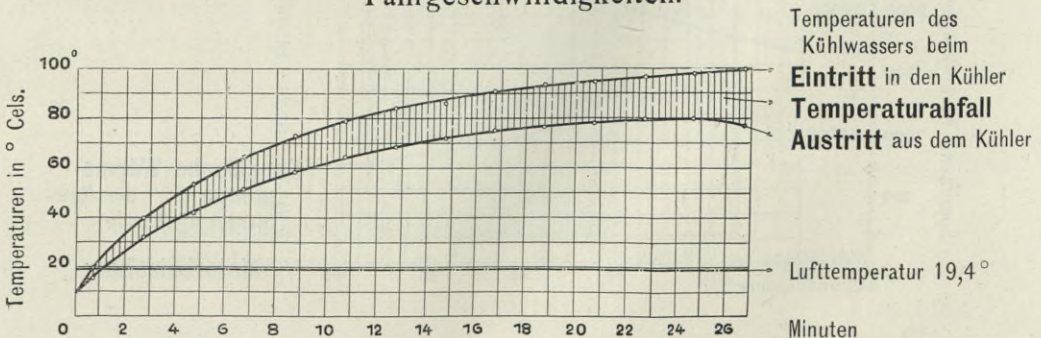


Bild 37 zeigt die Wassertemperaturen am Eintritts- und Austrittsstutzen des Kühlers bei minutlich 750 Motorumdrehungen und Motorvollleistung in Abhängigkeit von der Betriebsdauer. Die dem Kühlwasser vom Motor zugeführte Wärmemenge beträgt (nach Bild 35) 28 000 WE stündlich.

Mit steigender Wassertemperatur wächst das Temperaturgefälle im Kühler. Bei  $95^{\circ}$  Celsius Eintrittstemperatur beträgt das Temperaturgefälle im Kühler . . .  $17^{\circ}$  C.

Nach 27 Minuten Betriebsdauer mit dauernder Volleistung beim 1. Schaltgang hat das Kühlwasser die Verdampfungstemperatur erreicht.

Probefahrten im Flachlande mit geringen Steigungen (3. und 4. Schaltgang) ergaben eine Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kühler von  $60$  bis  $70^{\circ}$  C bei  $15,8^{\circ}$  Lufttemperatur.

Diese Ergebnisse sind für den praktischen Fahrbetrieb nur bedingungsweise anwendbar, weil dauernde Volleistung beim 1. Schaltgang nur unter äußerst schwierigen örtlichen Verhältnissen vorkommen kann. Sie liefern aber brauchbare Anhaltspunkte für die Verwendung der Motoren für besondere Zwecke, z. B. für ortsfesten Betrieb. Für die im praktischen Fahrbetrieb erforderliche Kühlergröße sind in erster Linie die für den Lastzug in Frage kommenden örtlichen Verhältnisse, insbesondere Größe und Länge der zu befahrenden Steigungen, entscheidend.<sup>5</sup>

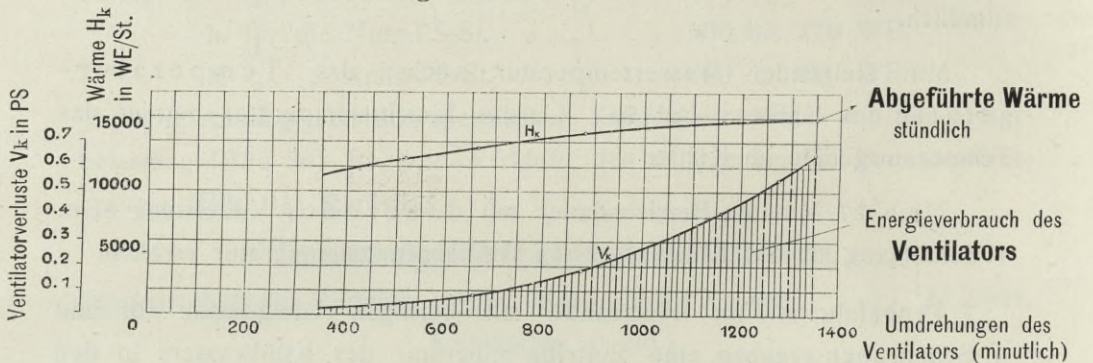
Bei der Verwendung des Fahrzeugs für ortsfesten Betrieb (Feuerwehr, innerer Betrieb in der Landwirtschaft usw.) muß die Kühlanlage wesentlich vergrößert werden, weil in diesem Falle der Motor die Arbeitsmaschine bei stillstehendem Wagen anzutreiben hat.

Um den Einfluß der Ventilator-drehzahl auf die Leistungsfähigkeit des Kühlers festzustellen, wurde die Wärmeabfuhr des Kühlers bei verschiedenen Ventilator-drehzahlen ermittelt. Hierbei wurde die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kühler konstant auf  $80^{\circ}$  C erhalten.

Bild 38 zeigt die vom Kühler abgeführten stündlichen Wärmemengen ( $H_k$ ) bei verschiedenen Drehzahlen des Ventilators.

Bild 38.

## Wärmeableitung des Büssing-Kühlers und Energieverbrauch des Ventilators.



Der Anstieg der  $H_k$ -Kurve mit wachsender Ventilator-drehzahl ist gering. Die Leistungsfähigkeit des Kühlers kann daher durch Erhöhung der Ventilator-drehzahl nicht wesentlich verbessert werden.

Bei gleicher Ventilator- und Motordrehzahl (Höchstwert 1100 Umdrehungen min.) ist fast die beste Kühlwirkung erreicht.

Erhöhte Leistungsfähigkeit des Kühlers ist daher nur durch vergrößerte Kühlfläche oder leistungsfähigeren Ventilator erzielbar.

Die  $V_k$ -Kurve (Bild 38) zeigt auch den

### Energieverbrauch des Ventilators.

Der Ventilatorverlust beträgt bei minutlich 1100 Umdrehungen 0,35 PS.

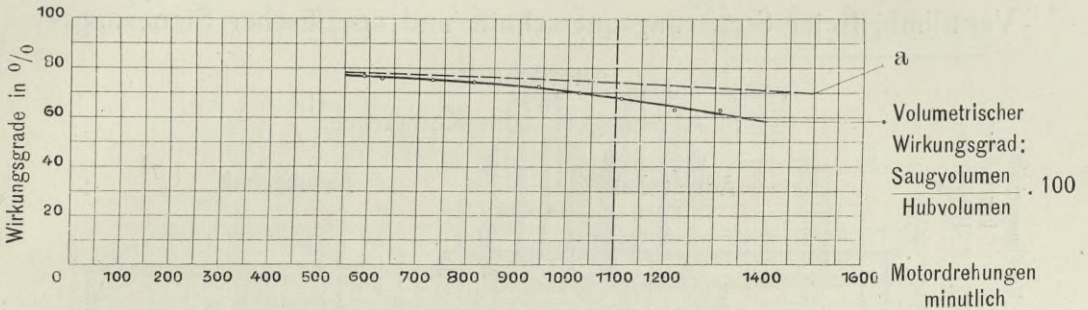
Im normalen Drehzahlbereich (bis 1100 Umdrehungen) sind die Verluste sehr gering. Mit Steigerung der Drehzahl wächst der Ventilatorverlust schnell, ohne daß wesentliche Verbesserung der Kühlwirkung erzielt wird.

Hohe Drehzahlen sind bei der üblichen Ausführungsform der Kühler-ventilatoren daher zwecklos.

Es kommt hierbei insbesondere auch auf die Luftzu- und abführung im Ventilatorbereich an, die bei den üblichen Ventilatoren für Automobilkühler eine sehr wenig wirkungsvolle ist.

**Bild 39.**

**Volumetrischer Wirkungsgrad des 35 PS-Büssing-Motors.**



a : Volumetrischer Wirkungsgrad eines Ventilmotors 90/125 mit hängendem Einlassventil und Höchstleistung bei 1950 Motorumdrehungen minutlich.

**Volumetrischer Wirkungsgrad  
des 35 PS - B ü s s i n g - Motors.**

Bild 39 zeigt den volumetrischen Wirkungsgrad  $\left( \frac{\text{angesaugtes Luftvolumen}}{\text{Hubvolumen}} \cdot 100 \right)$

bei verschiedenen Drehzahlen und Motorvolleistungen.

Im Drehzahlbereich 550 bis 1100 minutlich beträgt

der volumetrische Wirkungsgrad . . . . . 77 bis 68 %.

Zum Vergleich sind die volumetrischen Wirkungsgrade eines schnelllaufenden Motors (Motorhöchstleistung bei 1950 Umdrehungen) mit hängenden Einlaßventilen in Bild 39 dargestellt.

Der Unterschied der beiden Wirkungsgrade ist bei niedrigen Drehzahlen gering und wächst schnell mit wachsender Drehzahl.

Der schnellere Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades beim Langsamläufer ist eine Folge seiner kleineren Ansaugquerschnitte und für Lastwagenbetrieb gewollt.

**Ventilhub und Ventilquerschnitte  
des 35 PS - B ü s s i n g - Motors.**

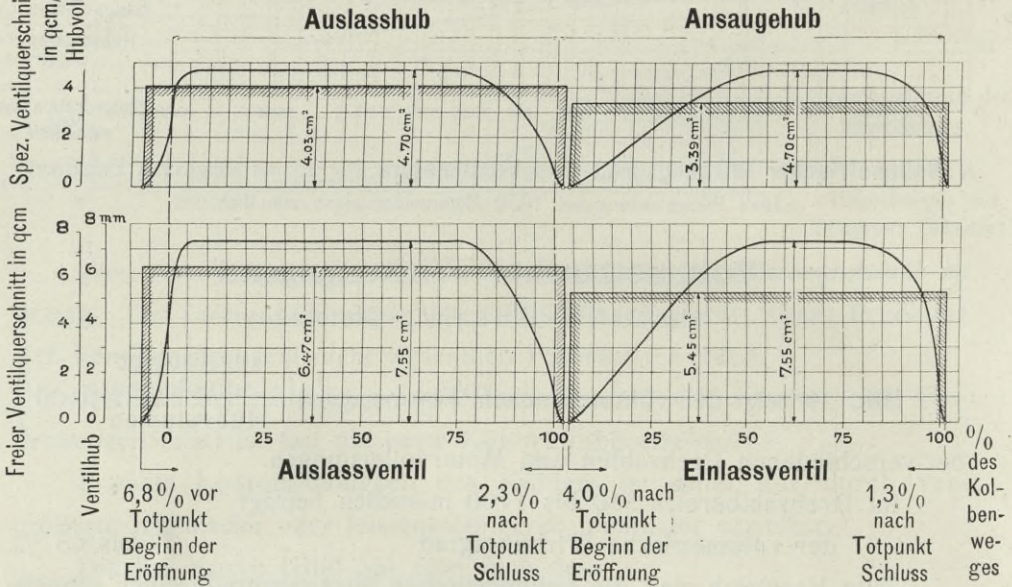
Die Ventilbewegungen sind am Motor aufgenommen. Das Ergebnis entspricht daher dem wirklichen Arbeitsvorgang der Steuerung und trägt der wirklichen Ausführung Rechnung.

Bild 40.

# Einlass- und Auslassdiagramm des 35 PS-Büssing-Motors.

Ventilhub, freier Steuerungsquerschnitt und spezifischer Steuerungsquerschnitt

in Abhängigkeit vom Kolbenweg.

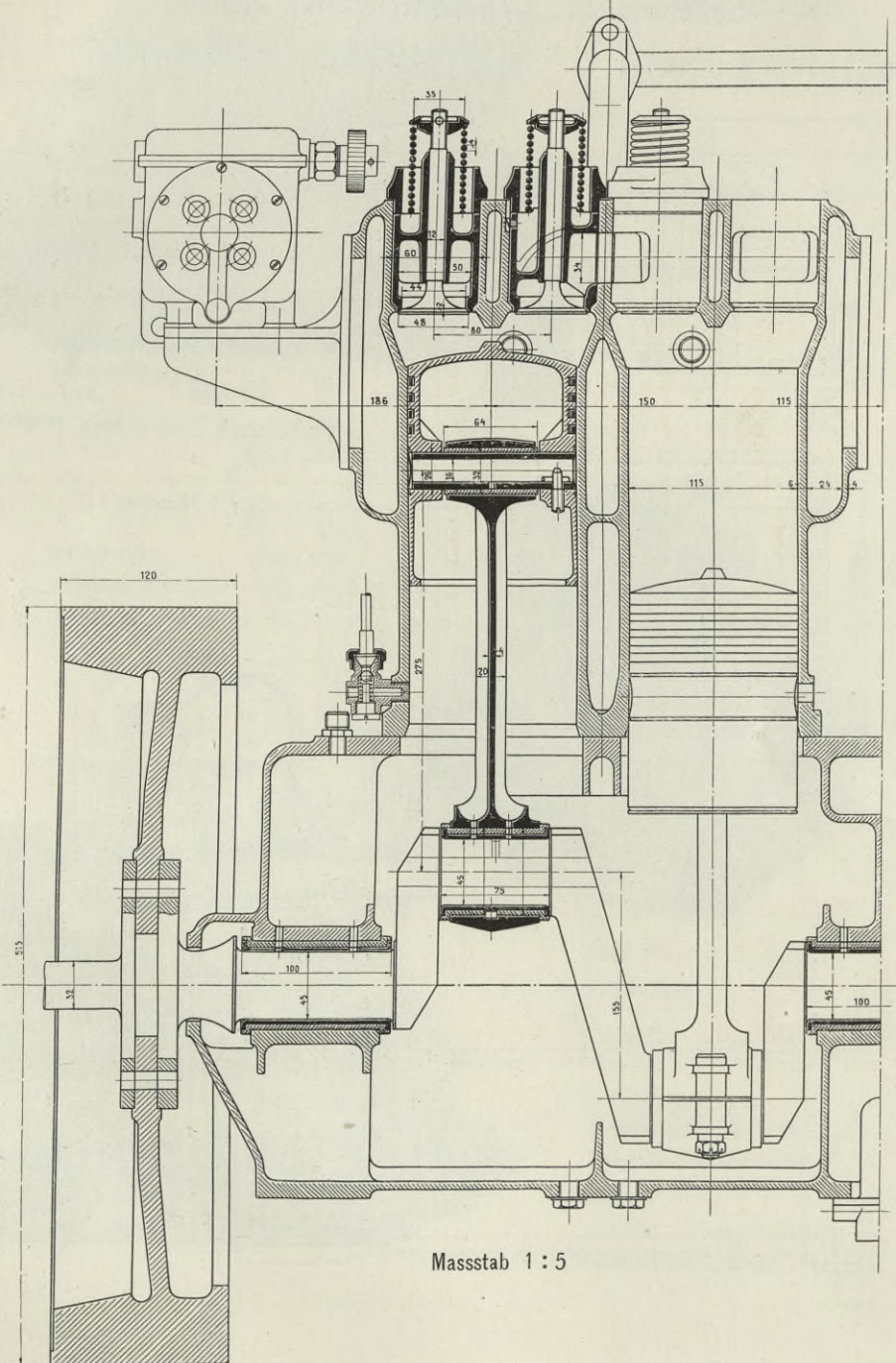


Nach Bild 40 betragen:

	Einlaß	Auslaß
größter freier Ventilquerschnitt . . . . .	7,55	7,55 qcm,
mittlerer „ „ . . . . .	5,45	6,47 „
größter spezifischer „ . . . . .	4,70	4,70 qcm/Liter $V_h$ ,
mittlerer „ „ . . . . .	3,39	4,03 „ „ „

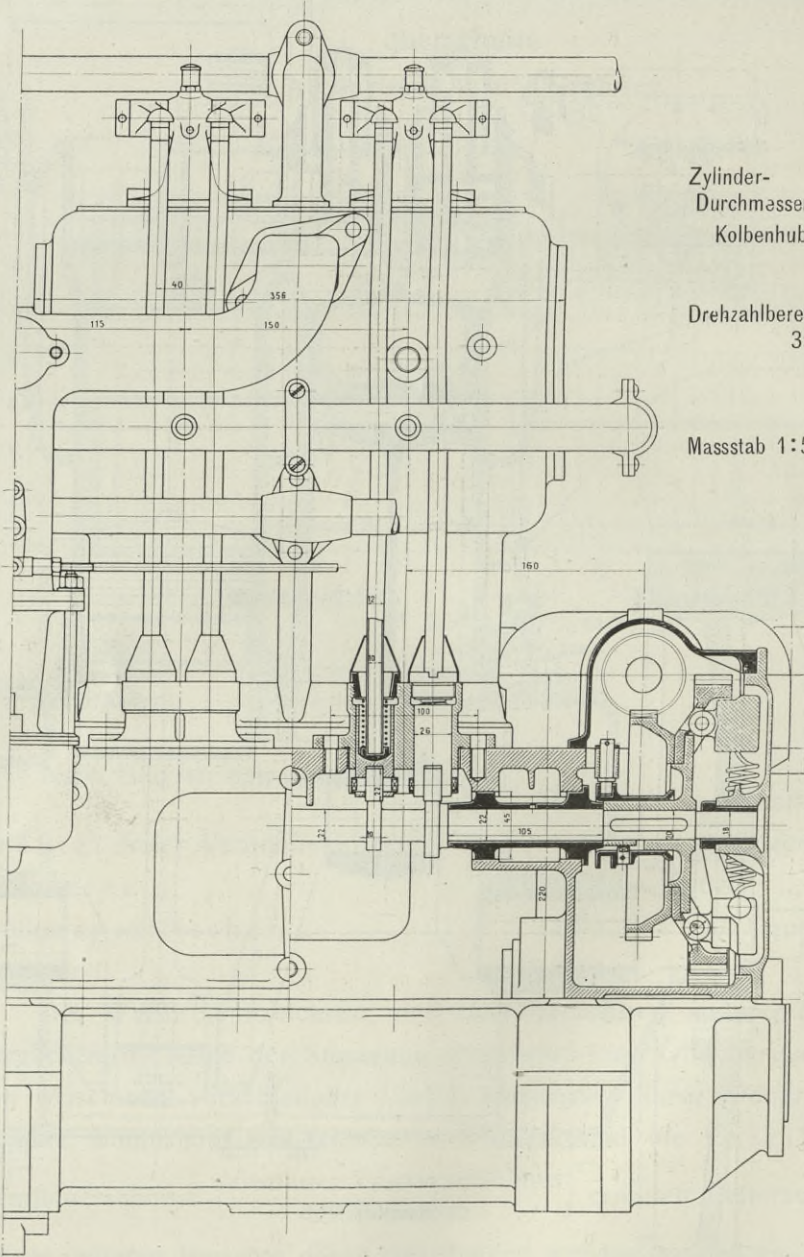
Die Werte kennzeichnen, mit den Ergebnissen anderer Maschinen verglichen, die Güte der Steuerung hinsichtlich ihrer Öffnungsquerschnitte. Um Maschinen verschiedener Größe hinsichtlich ihrer Steuerungsquerschnitte miteinander vergleichen zu können, sind die spezifischen Ventilquerschnitte ( $\frac{\text{absoluter Ventilquerschnitt}}{\text{Hubvolumen}}$ ) ermittelt. Hierauf wird in einem späteren Berichte näher eingegangen werden.

**Bild 41.**  
**35 PS-Büssing-Motor des Armeelastzuges. Längsschnitt.**



Masstab 1 : 5

**Bild 42.**  
**35 PS-Büssing-Motor des Armeelastzuges.**  
Seitenansicht: Ventilantrieb und Regulator.

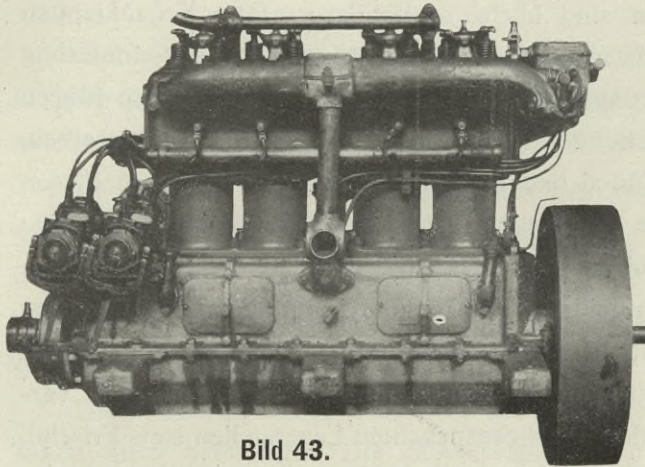


Zylinder-  
Durchmesser: 115 mm.  
Kolbenhub: 155 mm.

Drehzahlbereich:  
350 — 1100  
minütlich.

Masstab 1:5.



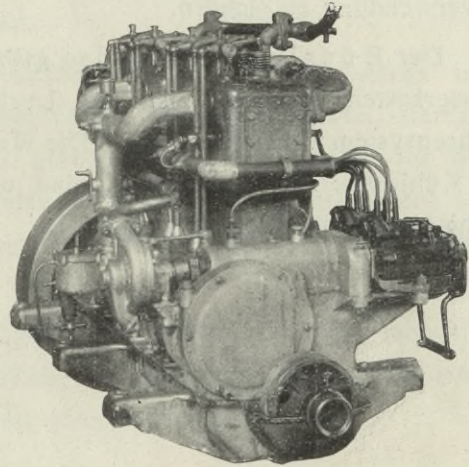


**Bild 43.**  
Seitenansicht: **Auspußseite.**

Hubvolumen: 1620 ccm.  
Kompressionsraum: 435 ccm.  
Kompressionsgrad: 4,7.

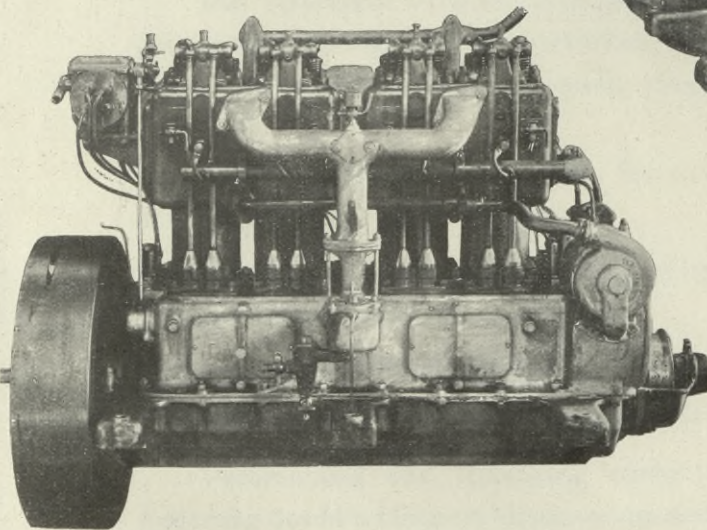
**Bild 43—45**  
**Büssing-Motor**

Zylinderdurchmesser: 115 mm.  
Kolbenhub: 155 mm.  
Drehzahlbereich: 350 bis 1100  
minutlich.



**Bild 45.**  
**Stirnansicht.**

**Bild 44.**  
Seitenansicht: **Steuerseite.**



Steuerung:  
Hängende Einlass- und Aus-  
lassventile im Zylinderkopf.  
Zündung:  
doppelte Lichtbogenzündung  
(Mea-Magnetapparate).

Der Büssing-Motor (Bild 41—45) gewährt sehr gute Zugänglichkeit. Im Kurbelkasten sind leicht schließbare große Schauklappen angebracht, um das Triebwerk nachsehen zu können. Die Schmierung arbeitet als Zwangsschmierung, aber ohne Ölumlaufl. 2 Ölpumpen führen nur Frischöl entsprechend der Motorgeschwindigkeit zu den Kolben, Kolbenbolzen, Zylinderwänden und Kurbelwellenlagern. Das von diesen Schmierstellen abfließende Öl sammelt sich im Kurbelkasten und dient zur Schmierung des Schubstangenkopfes; es wird als Überschußöl, um rauchenden Gang zu vermeiden, aus dem Kurbelkasten durch einen Überlaufstutzen abgeleitet, in einem besonderen Behälter aufgefangen und dann noch zur Schmierung weniger empfindlicher Wagenteile verwendet. Die Absicht ist, den hochbeanspruchten Lagerstellen stets Frischöl mit voller Schmierwirkung zuzuführen und Ölersparnis erst in der weiteren Ölverwendung zu sichern.

Der Büssing-Kühler ist so gebaut, daß nur ein Ober- und Unterwassertasten vorhanden ist, die durch das verhältnismäßig nachgiebige Röhrensystem verbunden sind. Die Wasserkästen sind abnehmbar, so daß die Kühlrohre leicht zugänglich sind und mit einem besonderen Kühlerreiniger gereinigt werden können.

---

Die Leistungsversuche haben gezeigt, daß beim Langsamläufer die Motorhöchstleistung erst bei unzulässig hohen Drehzahlen erreicht wird und praktisch nicht anwendbar ist.

Diese beschränkte Ausnutzung des Leistungsbereichs ist ein Kennzeichen des Langsamläufers und spricht für die Anwendung schnelllaufender Motoren mit voll ausnutzbarem Leistungsbereich auch im Lastwagenbetriebe, was aber die Überwindung der in den Getriebeübersetzungen gegebenen Schwierigkeiten voraussetzt.

Die bisherigen Versuche mit Schnellläufern im Lastwagenbetriebe haben nicht befriedigt. Die Schwierigkeit liegt in den hohen Getriebeübersetzungen und in den großen dynamischen Wirkungen der bewegten, insbesondere der rotierenden Massen.

Durch die vollständige Untersuchung des ganzen Wagenzugs und nicht bloß des Motors sind die maßgebenden Einflüsse gewertet, der Zusammenhang und die Abhängigkeit gezeigt und damit zugleich der Weg angegeben, auf dem die Verbesserungen der bisherigen Konstruktionen und der Betriebsverhältnisse erreicht werden können. Hierauf werden spätere Berichte eingehen.

Die bisherigen Verbesserungsbestrebungen hatten vielfach nicht den gewünschten Erfolg, weil die wirklichen Arbeitsbedingungen und der wirkliche Zusammenhang nicht vollständig erkannt wurden. —

Die Vergleichsversuche mit Benzol, Schwerbenzin und Mittelbenzin haben ergeben:

Verbesserung der Motornutzleistung bei Benzinbetrieb gegenüber Benzolbetrieb . . . . .	8 ‰,
Verbesserung der Brennstoffausnutzung . . . . .	3,5 bis 1 ‰,
Verminderung des spezifischen Brennstoffverbrauchs (kg/PSe)	22 ‰.

Verbrennung und Motorgang waren bei Benzinbetrieb gegen jede Änderung des Mischungsverhältnisses unempfindlicher als bei Benzolbetrieb.

Obwohl die Motorleistung und Brennstoffausnutzung bei Verwendung von Benzol ungünstiger ist, so muß doch auf Grund der Versuchsergebnisse das Benzol als geeigneter Brennstoff für Automotoren angesehen werden. Denn die thermische Ausnutzung und Betriebsbrauchbarkeit ist für die Verwendung eines Brennstoffs nicht allein entscheidend. Hier spielen auch Marktpreis, Kaufgelegenheit und für Militärfahrzeuge insbesondere Unabhängigkeit vom Auslande, sowie Vorhandensein ständigen Vorrats eine wichtige Rolle. Das Benzol ist Auslandsprodukt und sein Preis fast willkürlicher Monopolherrschaft unterworfen.

Hiermit verschiebt sich die Brennstofffrage für Militärfahrzeuge vollständig zugunsten des im Inland gewonnenen Benzols.

Die Verwertung des Benzols im Kraftwagenbetriebe ist ohne Schwierigkeit möglich. Das übliche Handelsbenzol ist auf Grund mehrjähriger Versuche den Betriebsbedingungen der Automotoren gut angepaßt. Die Verteuerung der Maschinen, die anfänglich auftrat, ist im wesentlichen beseitigt.

Der nachgewiesene geringe Einfluß hoher Ventilator-drehzahl auf die Kühlerleistung zeigt, daß es aussichtslos ist, mit den üblichen Ventilator-konstruktionen bei zu klein bemessenen Kühlern durch erhöhte Ventilator-geschwindigkeit bessere Kühlerwirkung erzielen zu wollen. Hier kann nur Vergrößerung der Kühlfläche, verbesserte Zellenform oder ein leistungsfähigerer Ventilator Abhilfe schaffen.

Es werden Versuche durchgeführt, um den Einfluß festzustellen, den Druckventilatoren vor den Kühlern ergeben, die also kalte Luft unter entsprechender Leistungserhöhung fördern. Der Antrieb der Ventilatoren würde dabei im wesentlichen unverändert bleiben, da die Ventilatorwelle durch den Kühler hindurch gelegt werden kann.

Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
an der  
Königl. Technischen Hochschule  
zu Berlin

Bericht IX

Allgemeines über Lastkraftwagen  
Büssing-Lastkraftwagen  
und  
Versuchsergebnisse des Armeelastzuges

---

*Mit 13 Abbildungen*



## Allgemeines über Lastkraftwagen.

Der Werdegang der Lastkraftwagen verdient dasselbe hohe Interesse, das allgemein den großen Leistungen der Personenwagen zugewendet wird. Die Zukunft vieler wichtigen Transportaufgaben liegt in der richtigen Ausbildung der Lastwagen. Kenntnis der wesentlichen Unterschiede ist notwendig, schon um die Eigenschaften und Leistungen der Personenwagen richtig beurteilen zu können.

Im Entwicklungsgange des Personenautomobils bedurfte es zu Anfang nur der technischen Leistung des raschfahrenden Wagens, um für solche Wagen sofort Liebhaber und Abnehmer zu finden, die zudem leicht zu befriedigen waren. Mehr als eine nach damaligen Begriffen hohe Fahrgeschwindigkeit wurde kaum gefordert, die Notwendigkeit von Reparaturen wurde nicht als störend empfunden, und mühsames persönliches Mitarbeiten war dem Sport gemäß. Die Wirtschaftlichkeit des Personenautomobils ist auch jetzt noch untergeordnet und spielt nur für öffentliches Fuhrwerk eine Rolle. Das Personenautomobil konnte dabei von Anfang an den Wettbewerb anderer Wagen allein durch überlegene Geschwindigkeit aus dem Felde schlagen.

Dem Lastwagen konnte kein solches Sportzeitalter erblühen, sondern er mußte von vornherein hohe technische und wirtschaftliche Leistungen nachweisen, um sich sein Dasein zu erkämpfen.

Das Anwendungsfeld war durch das gewöhnliche Pferdefuhrwerk und durch die weltbeherrschende Lokomotiveisenbahn versperrt. Der Kraftwagen konnte nur durch Überlegenheit über diese beiden ganz verschiedenartigen Konkurrenten emporkommen: der eine schlecht und billig, der andere übermächtig, aber auf Massentransport angewiesen.

Die Entwicklung war daher notwendig eine langsame, mühe- und hemmungsvolle, ein harter Kampf, bis das Vertrauen der Interessenten gewonnen werden konnte.

Wesentlich ist auch die Abhängigkeit von der Witterung und dem Straßenzustande. Der Personenwagen ist in der Lage, diese Abhängigkeit entweder zu vermeiden oder die Hindernisse, die Wetter und schlechte Straßen schaffen, mit großer Überschußleistung zu überwinden. Für Sportwagen bringen Fahrten im Winter, in unzivilisierten, straßenlosen Ländern Leben und Abwechslung in den Betrieb. Der Lastkraftwagen muß dagegen den wirtschaftlichen Wettbewerb mit dem Pferdefuhrwerk und der Eisenbahn bestehen; aber während diese beiden in Wetters- und Wintersnöten ihre Zugkraft durch Vorspann verstärken können, muß er mit seiner eigenen Kraft auskommen. Unabhängigkeit von der Witterung wird für ihn zur Lebensfrage.

Der Lastkraftwagen mußte daher technisch vollkommen sein und wirtschaftlich Hohes leisten, bevor er überhaupt Interessenten und Abnehmer finden konnte. Die wirtschaftliche Leistung wird für ihn zum Lebenselement, ganz anders als beim Personenwagen.

Naturgemäß schaffen alle diese Forderungen, die an den Lastkraftwagen gestellt werden, große bauliche Schwierigkeiten.

Gegenüber dem Pferdefuhrwerk war zunächst aufzukommen durch Geschwindigkeitssteigerung und hohe Leistung. Aber die vergrößerte Leistungsfähigkeit macht wieder die wirtschaftliche Konkurrenz schwer, weil das stärkere Kraftfahrzeug von vielen Unternehmungen nicht genügend ausgenutzt werden kann und für sie gerade durch die gesteigerte Leistungsfähigkeit wirtschaftlich zu teuer werden kann, wenigstens so lange, bis sich durch das Kraftfahrzeug der Betrieb wesentlich verdichtet hat.

Dann erhebt sich in ernstester Weise die Fahrerfrage. Für die Personenwagen waren auch in ihrer ersten Entwicklung immer die erforderlichen Fahrer zu finden. Die Besitzer von Lastwagen hatten stets und haben noch Schwierigkeiten, tüchtige geschulte Fahrer für ihre Wagen zu finden. Die Fahrer sind wenig geneigt, vom bequemen und lohnenden Betrieb des Personenwagens zum Güterdienst überzugehen. Außerdem



— und das verschärft die Fahrerfrage noch — müssen die teuern Lastwagen dem wirtschaftlichen Grundsatz der stärksten Betriebsausnutzung dienen. Pausen durch Betriebsstörungen müssen ganz ausgeschlossen sein, und es muß, wieder in stärkstem Gegensatz zu den Personenwagen, meist mit wenig unterbrochenem Betriebe gerechnet werden.

Ein einziger Vorteil ist dem Lastwagen in seiner Entwicklung beschieden: er ist unabhängig von Mode- und Formfragen. Kein Liebhabereinfluß spricht in seiner Ausbildung mit, höchstens daß für den Omnibusaufbau Formfragen örtlich auftreten können. Im übrigen entscheiden nur die Kosten, die Leistung, die Wirtschaftlichkeit, der Ertrag, die richtige Anpassung an die gegebenen Verhältnisse, die aber ausnahmslos schwierig sind. Und alle Schwierigkeiten werden bei Lastwagen gleich zu Lebensfragen: Betriebskosten, Brennstoff- und Ölverbrauch, Reifenverbrauch, Reparaturkosten, Verzinsung und Abschreibung, Fahrtenausfall usw. sind für sie im Gegensatz zu den Personenwagen von entscheidender Bedeutung.

Hohe Lebensdauer ist für den Lastwagen von größter Wichtigkeit; beim Personenwagen ist sie mit Rücksicht auf das Abwechslungsbedürfnis vieler Fahrer fast schon zu groß.

In der Entwicklung der Lastwagen konnte auch nicht mit der werdenden Kraft von Wettrennen gerechnet werden. Den Leistungen der Lastwagen bringt das große Publikum wenig Interesse entgegen. Auch die Reklame konnte nicht in gleichem Maße wie für Personen- und Sportwagen wirken.

Unter diesen Umständen ist das Verdienst der Fabriken, die ihren Lastwagen trotz aller Hemmnisse zum Siege verholfen haben, sehr hoch zu schätzen.

Im Kampfe gegen das alte Pferdefuhrwerk, das wirtschaftlicher Berechnung fast nie unterliegt, und gegen die übermächtigen Eisenbahnen, auf welche aller Verkehr schon seit Jahrzehnten zugeschnitten war, mußten die Pioniere der Lastkraftwagen diesen ihr Verwendungsfeld erst mühsam erkämpfen, mußten vor allem besondere örtliche Verhältnisse ausfindig machen und studieren, wo etwa neben den üblichen Fuhrwerken und der Eisenbahn ein erfolversprechender Betrieb von Lastwagen möglich war, und diesen besonderen Verhältnissen die Bauart der Wagen richtig anpassen.

Zunächst mußte versucht werden, in diejenigen Lücken einzudringen, die der Eisenbahnbetrieb offen gelassen hatte, weil ihm ihre Ausfüllung zu schwierig oder zu wenig lohnend war. So ergaben sich als Verwendungsarten:

Lastwagen für Fabriken mit benachbartem Absatzgebiete bei verhältnismäßig kurzen Transportstrecken und mit störendem Eisenbahnumladeverkehr (Brauereien, chemische Fabriken usw.).

Omnibusse unter Straßenverhältnissen, die für Straßenbahnen zu ungünstig waren, namentlich inmitten von Großstädten und alten Stadtteilen. Die Einführung des Omnibusbetriebs in London und Paris hat insbesondere diesem Fortschritt gedient. In London ist dabei der Hauptteil deutschen Wagen zugefallen.

Gebirgslastwagen und Omnibusse als Ersatz teurer Adhäsions- oder Zahnradbahnen, wobei die Unabhängigkeit von Witterungseinflüssen schwer ins Gewicht fiel.

In allen diesen Fällen mußte zugleich, mit Rücksicht auf die Bedeutung des Lastwagens für Kriegszwecke, das Ziel verfolgt werden, einen kriegsbrauchbaren Wagen zu schaffen, an den höchste Anforderungen hinsichtlich Leistung und Zuverlässigkeit gestellt werden können. Wesentliche Widersprüche mit den wirtschaftlichen Forderungen ergeben sich hierdurch nicht.

Die Subventionierung kriegsbrauchbarer Wagen, 1908 eingeführt, hat die Entwicklung der Lastwagen mächtig gefördert. Nicht so sehr durch die Subvention selbst (4000 M Beschaffungszuschuß und 1000 M jährlicher Betriebszuschuß für 5, jetzt 4 Jahre), als durch das Eingreifen der Heeresverwaltung an sich, in deren Wahl eine Gewähr für besondere Zuverlässigkeit erblickt wurde. Infolge der Subventionierung ist die Einführung kriegsbrauchbarer Armeewagen und Wagenzüge rasch vor sich gegangen, und es sind jetzt schon gegen 700 deutsche Subventionswagen vorhanden.

Die Subvention bezog sich anfänglich auf Wagen bis 6 t Tragkraft, später auch auf Lastzüge, bestehend aus einem Motorwagen dieser Belastung und einem Anhänger für 2—5 t.

Durch die neuen Subventionsvorschriften (1913) ist die Tragkraft der

Motorwagen auf 4 t, die der Anhänger auf 3,5 t beschränkt, wesentlich im Interesse der Straßenschonung.

Eng verwandt mit dem Lastkraftwagen sind viele Kraftwagen für besondere Zwecke:

Wagen für Feuerwehrbetrieb, für Feuerspritzen, Gerätewagen, Dienstwagen usw. Die Automobilisierung der Berufsfeuerwehr schreitet aus wirtschaftlichen Gründen immer weiter vor, da der Motorbetrieb billiger wird als der Pferdebetrieb. Die Feuerwehr von Berlin (ohne die Vororte) besitzt jetzt schon, im Anfange der Entwicklung, 50 Motorfahrzeuge.

Wagen für städtische Straßenpflege: Sprengwagen, Reinigungswagen, Abfuhrwagen, Wagen für Scheinwerfer, für Telefunkenapparate, Motorwagen auf Schienengeleisen usw. —

Der Kraftwagen ist ein Kompromiß zwischen hochvervollkommenen Maschinenhilfsmitteln und der für rasche Fahrt ungeeigneten Straße, die für ganz andere Zwecke, für langsam fahrende Pferdefuhrwerke erbaut wurde, aber im wesentlichen unabänderlich gegeben ist.

Die Lokomotive auf der Schienenbahn ist gleichfalls ein Kompromiß, und zwar ein höchst einseitiges, das allen Schwierigkeiten, die die Geschwindigkeitssteigerung schafft, einfach aus dem Wege geht, indem eine sehr kostspielige besondere Schienenfahrbahn von geringem Eigenwiderstande hergestellt wird.

Unter den Folgen dieser Einseitigkeit leidet der ganze moderne Verkehr trotz seiner gewaltigen Entwicklung, weil alles unnatürlich auf wenige große Schienenstraßen zusammengedrängt wird, Güter wie Menschen, und weil die besondere Schienenbahn riesige Anlagekosten fordert. Auf den wenigen Schienenwegen müssen sich dann auch Massengüter, bei deren Beförderung es auf Geschwindigkeit gar nicht ankommt, aufs äußerste beeilen, um den raschfahrenden Zügen Platz zu machen. Diese den Verkehr künstlich zusammendrängenden Schienenbahnen sind vielfach Monopol geworden, und weil sie sich schlecht oder gar nicht an die örtlichen Verhältnisse anpassen, ist in der weiteren Folge ein ebenso unnatürliches Netz von Kleinbahnen als Zubringer an sie angeschlossen worden, das gleichfalls in Anlage und Betrieb teuer ist, ohne genügende Anpassungsmöglichkeit zu bieten.

Die Einseitigkeit dieses Bahnsystems und seine schlechte Ausnutzung wird schon durch die Tatsache gekennzeichnet, daß die K o h l e n k o s t e n, ein Maßstab für den lebendigen Teil des Betriebs, selbst bei großen Eisenbahnen mit dichtem Verkehr nur 5—10 % der Gesamtunkosten betragen. So gewaltig überwiegen die toten Auslagen für Anlage, Verwaltung usw.

Wenn die Straßen, die seit mehr als einem Jahrhundert nur Ausdehnung, aber keine wesentliche Verbesserung erfahren haben, für Massentransport verbessert werden, und wenn der Verkehr richtig organisiert wird, dann kann der Kraftwagen auch für einen großen Teil des Gütertransportes weitere Bedeutung erlangen. Inzwischen wird das endlose Netz von Kleinbahnen mit großen Kosten weiter ausgebaut, während bei richtiger und rechtzeitiger Würdigung der Sachlage das aufzuwendende große Nationalvermögen an vielen Stellen zweckmäßiger und mit größerem Nutzen für das Land angelegt werden könnte als im Bau von Nebenbahnen. —

Die Grundlagen und wesentlichen Einzelheiten der Lastwagen sind von denen der Personenwagen in dem Maße verschieden, wie der Zweck beider auseinandergeht. Anfänglich waren die Lastwagen auf einer falschen Entwicklungsbahn, indem möglichst Gleichheit der Maschinenteile für Last- und Personenwagen angestrebt wurde. Der Lastwagen war vielfach nur ein verstärkter Personenwagen.

Dem P e r s o n e n w a g e n entspricht: hohe, stark veränderliche Fahrgeschwindigkeit, geringe Nutzlast und Gesamtmasse. Dem L a s t w a g e n hingegen: mäßige, nur in engen Grenzen veränderliche Fahrgeschwindigkeit und große Masse.

Die Fahrgeschwindigkeit von Lastkraftwagen ist durch das Reichsgesetz vom 3. Mai 1909 und durch die Bundesratsverordnung vom 3. Februar 1910 beschränkt, und zwar: für Fahrzeuge im Gesamtgewicht von über 5,5 t mit Gummibereifung auf 16 km stündlich, für solche mit Eisenbereifung auf 12 km.

Die G e w i c h t s e r s p a r n i s ist auch beim Lastwagen wesentlich,

aber nicht in gleichem Maße wie bei Personenwagen. Mehrgewicht an richtiger Stelle kann viel üble Erfahrungen ersparen.

Das Höchstgewicht ist durch die Vorschriften unmittelbar nicht beschränkt, aber Fahrzeuge über 9 t Gesamtgewicht sind der Reichsverordnung nicht unterworfen, sondern unterliegen der Landes- und Ortspolizei, die sie nach freiem Ermessen zulassen oder ausschließen kann und im Interesse der Straßenerhaltung wohl meist ausschließen wird. Demzufolge sind 6 t-Wagen unzulässig, weil 3 t Wagengewicht für diese Belastung nicht ausreicht.

Die Wahl der Schwerpunktslage und die Massenverteilung ist beim Lastwagen wesentlich freier als bei den raschlaufenden Personenwagen, deren Schwerpunkt immer tief liegen muß und die eine besondere Massenverteilung zur Erzielung schwingungsfreien Ganges erfordern. Bei Lastwagen kann der Schwerpunkt ohne Nachteil hoch gelegt und der Wagenkasten hoch über dem Rahmen angebracht werden. Die Rücksicht auf richtige Entwicklung und beste Zugänglichkeit der Maschinen- und Wagenteile unterhalb des Wagenkastens ist von entscheidender Wichtigkeit.

In der Bauart des Antriebs von Personenwagen haben Kettentrieb und Wellentrieb (Cardan) lange um den endgültigen Erfolg gerungen. Er ist dem Wellentrieb zugefallen, während der Kettentrieb wegen seines geräuschvollen Laufs, seiner Schwingungen und ständigen Wartung beim Personenwagen mehr und mehr verschwindet, obwohl er ein Jahrzehnt lang gerade von den maßgebenden Fabriken auf das hartnäckigste verteidigt wurde.

Beim Lastkraftwagen ringen Kettentrieb und Zahnradtrieb (Ritzeltrieb) um die Herrschaft. Wellenantrieb (Cardan) wird erst in neuester Zeit versuchsweise bei schweren Lastwagen angewendet; die Schwierigkeit liegt in der großen ungedeckelten Masse der Achse. Wegen seiner Vorzüge ist er aber bei leichten Lastwagen (bis 2 t) schon eingeführt.

Die Frage, ob Ketten- oder Zahntrieb, ist für Lastwagen durch das Eingreifen der Heeresverwaltung in ein kritisches Stadium getreten, die sich durch die Subventionswagen einen kriegsbrauchbaren, von Zufälligkeiten

möglichst unabhängigen Wagenpark sichert und naturgemäß Einheitlichkeit der Bauart und Auswechselbarkeit der Teile anstreben muß, vor allem solcher Antriebsteile, die der Abnutzung oder Brüchen besonders ausgesetzt sind.

Diese Einheitlichkeit ist zunächst nur für den Kettentrieb bequem durchführbar. Hierdurch wird der Zahnradantrieb unvermeidlich beeinträchtigt, der übrigens viel angewendet wird und sich unter schwierigen Verhältnissen bewährt hat, aber nunmehr besondere Vorzüge und Überlegenheit nachweisen muß, um nicht durch den Kettentrieb oder Wellenantrieb verdrängt zu werden.

Diese Unklarheit in der Antriebsfrage veranlaßte die Heeresverwaltung, auch bei dem neuen Subventionstyp auf Einheit des Antriebs zunächst zu verzichten und den Ritzelantrieb neben dem Kettentrieb zuzulassen.

Für den Lastwagenmotor ist maßgebend, daß bei den üblichen Konstruktions- und Betriebsverhältnissen, die sich für Lastwagen eingebürgert haben, nur mäßige Umdrehungszahlen der Motoren, etwa 800–1200 minutlich, die Regel sind, während für Personenwagen Schnellläufer mit 1500 bis 2000 Umdrehungen minutlich allgemein geworden sind.

Auch der Motorlauf ist bei Lastwagen ein anderer als bei Personenwagen: die meistbenutzte Drehzahl des Lastwagenmotors ist durch die zugelassene höchste Fahrgeschwindigkeit bestimmt; die weitgehende Veränderung der Motordrehzahl, die Personenwagen erfordern, wird bei Lastwagen nur selten angewendet.

Beim Lastwagen wird der Luftwiderstand mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit nicht wesentlich geringer, während beim Personenwagen der Luftwiderstand mit der Fahrgeschwindigkeit rasch abnimmt.

Bei Personenwagen wächst daher bei Verlangsamung der Fahrt der Leistungsüberschuß des Motors sehr stark, entsprechend dem geringeren gewordenen Luftwiderstande. Dieses schnelle Wachsen des Ueberschusses an Zugkraft besitzt der Lastwagen nicht.

An den Motor des Lastwagens sind daher hinsichtlich des jeweilig erforderlichen Drehmoments wesentlich höhere Forderungen zu stellen.

Der erforderliche Kraftüberschuß über den Fahrwiderstand soll beim Lastwagen auch bei sinkender Motordrehzahl im Motor selbst liegen. Der Lastwagen erfordert stets ein großes Drehmoment des Motors. Beim Lastwagen liegt wegen des wenig veränderlichen Fahrwiderstandes überhaupt die Gefahr vor, daß der Motor rasch abfällt, sowohl bei Verringerung der Fahrgeschwindigkeit als auch beim Umschalten auf eine andere Geschwindigkeitsstufe.

Eine große Schwierigkeit und eine Lebensfrage für Lastwagen ist die **Bereifung**.

Harte Reifen, Eisenreifen, auf denen die ersten Lastkraftwagen den Betrieb aufgenommen haben, sind nur für geringe Geschwindigkeiten geeignet; auf Schnee und schlüpfrigen Straßen sind sie unbrauchbar, können also wesentlich nur im Sommerbetriebe verwendet werden. Stoßwirkungen und Geräusch werden durch harte Reifen nicht gedämpft. Die Kosten von Wagenreparaturen sind infolge der unvermittelt übertragenen Stoßkräfte außerordentlich hoch. Außerdem ist bei hohen Fahrgeschwindigkeiten die **Straßenerstörung** aus dem gleichen Grunde bedeutend.

Vollgummireifen gewähren mehr Nachgiebigkeit, sind weniger von der Witterung und dem Straßenzustande abhängig als Eisenreifen und werden deshalb zunehmend angewendet. Vollgummi gibt infolge der kleinen Eindrückungen wenig Federung, aber gegenüber Eisenbereifung wesentliche Geräuschdämpfung. Große Stoßwirkungen werden unvollkommen umgeformt.

Luftreifen, die den Zweck haben, die Umformung der Stoßenergie an der Lauf- und Stoßstelle selbst zu erzielen, sind für Lastwagen in besonders kräftiger Bauart, auch als Doppelreifen, vielfach ausgeführt und versucht worden. Sie sind aber für schwere Wagen unbrauchbar und ihre Betriebskosten zu hohe.

Störungsfreier Dauerbetrieb ist für Lastwagen unerläßliche Forderung, daher Unabhängigkeit von der Witterung und dem zufälligen Straßenzustande Voraussetzung. Dies schließt Eisenreifen zum

größten Teil aus. In allen Fällen ist die Erhöhung der Adhäsion, d. i. der Umfangsreibung an der Lauffläche der Triebräder, wesentlich und kann zeitweilig nur durch ungewöhnliche Maßnahmen erreicht werden.

Die größten Schwierigkeiten bereiten schlüpfrige Straßen, sowie Eis und Schnee, insbesondere auf Steigungen, wenn gleichzeitig die größte Umfangs- und Zugkraft erforderlich ist. Für Wagen der Heeresverwaltung ist es unerlässlich, auf beliebigen Straßen und bei jeder Witterung durchzukommen. Deshalb sind auch stets harte Winterversuche mit den Lastwagen durchgeführt worden.

Sandstreuen ist nur ein vorübergehendes Aushilfsmittel und im allgemeinen nur auf kurze Strecken zu gebrauchen, da der Sandvorrat mitgeschleppt werden muß. Das ist bei Personenwagen ausgeschlossen, während Kriegsfahrzeuge mit diesem Hilfsmittel rechnen. Zusätzliche Tau- oder Kettenarmierung auf den Radreifen und ähnliche Mittel dienen dem gleichen Zwecke. Durch solchen Zusatzgleitschutz werden die Lastwagen ziemlich unabhängig von Witterungsverhältnissen. Diese Zusatzteile müssen aber verständig behandelt und dürfen nicht zu spät entfernt werden, da sie sonst Straßen- und Reifenzerstörungen bewirken können.

Sperrung des Differenzials ist ein weiteres Mittel, ungünstigen Straßenverhältnissen zu begegnen.

Das Differenzialgetriebe im Hinterradantriebe ist bei jedem Wagen erforderlich, schon bei gewöhnlicher Fahrt, um die Ungleichheiten der Durchmesser und die Laufwiderstände beider Räder auszugleichen. Kurvenfahren ist nur mit Hilfe des Differenzialgetriebes möglich, das jedem Rade den der Kurve entsprechenden größeren oder kleineren Rollweg gestattet.

Diese notwendige Ausgleichskonstruktion bringt den Nachteil, daß auf schlüpfrigen Straßen oder Schnee und Eis ein Rad stehen bleiben kann oder rückwärts läuft, während das zweite sich mit vergrößerter Geschwindigkeit (infolge des Abrollens der Differenzialräder) herumdreht, zu „mahlen“ anfängt. Je länger dieses andauert, desto schwerer ist es, aus der Mahlstelle herauszukommen.

Sperrung des Differenzials, d. i. vorübergehende Untätigmachung des Differenzials, kann diesen Übelstand verhüten, weil dadurch beide Räder gezwungen sind, sich zu drehen. Das Mahlen tritt erst dann ein, wenn die Umfangs-



reibung beider Räder nicht mehr zur Vorwärtsbewegung des Wagens ausreicht. Sperrbare Differenziale sind deshalb vielfach ausgeführt worden. Bei manchen Konstruktionen ist aber die Gefahr vorhanden, daß sich, wenn das Wiederausschalten der Sperrung vergessen wird, in der nächsten Kurve Schwierigkeiten ergeben.

Trotz aller Schwierigkeiten dringen in neuerer Zeit die Lastwagen nach allen Richtungen siegreich vor und sind überall wichtige Faktoren des Verkehrs geworden. Die Lastwagen gehören jetzt schon zum Verkehrsbilde der Städte und Landstraßen, ebenso die Kraftomnibusse, die durch ihre größere Beweglichkeit selbst gegen Straßenbahnen aufkommen, mit denen sonst innerhalb des dichten Verkehrs kein erfolgreicher Wettbewerb möglich ist.

Alte Städte, wie Paris und London, in denen dem Verkehrsbedürfnis durch Straßenbahnen nicht ausreichend entsprochen werden konnte und deren Bewohner schon fast dazu verurteilt waren, nur noch unterirdisch zu fahren, sind durch die Kraftomnibusse neu belebt worden und haben eine tiefgreifende Umgestaltung ihrer Verkehrsverhältnisse erfahren.

Verkehrsfördernd hat der Kraftwagen auch auf den Transport zwischen Ortschaften gewirkt, die wegen unzureichenden oder nur auf wenige Monate beschränkten Verkehrs oder wegen Schwierigkeiten des Geländes zu Nebenbahnen nicht gelangen konnten.

Die Gebirgswagen sind im Bereiche von Gebirgsbefestigungen häufig geworden und werden als Transportmittel in schönen Gegenden aus ästhetischen Gründen zwar lebhaft verwünscht, aber noch eifriger benutzt.

In der Verwendung der Kraftomnibusse ist die Königlich bayerische Verwaltung bahnbrechend vorangegangen und hat sich damit vom üblichen Ausbau der Kleinbahnen abgewendet.

---



Bauart  
der  
Büssing-Lastkraftwagen  
und  
Versuchsergebnisse des Armeelastzuges

---

*Mit 13 Abbildungen*



## Büssing-Lastkraftwagen.

Die vorangegangenen allgemeinen Bemerkungen kennzeichnen das Wesentliche der für Lastkraftwagen maßgebenden Verhältnisse im Gegensatz zu den Forderungen, die an Personenwagen zu stellen sind.

Dabei sind unwesentliche und unvollkommene Bauarten von Kraftlastwagen, die vor dem Auftreten der neuen Subventionstypen bekannt wurden, außer Betracht geblieben.

Die im Laboratorium vorgenommene vollständige Untersuchung des neuen Büssing-Armee Lastzuges sollte darüber hinaus Einblick in die Einzelheiten und in den Zusammenhang der Energie- und Kraftverteilung, der Leistungen und Verluste im Triebwagen und Anhänger dieser neuen Bauart verschaffen.

Planmäßige Versuche über Lastwagen sind bisher noch nicht durchgeführt worden, da die Schwierigkeiten in der Beherrschung der großen Kräfte außergewöhnliche sind. Nachdem die Versuche trotzdem vollständig und ausreichend genau durchgeführt werden konnten, war zu erwarten, daß diese erstmalige wissenschaftliche Untersuchung über wichtige Fragen des Lastwagenbaus und -betriebes Aufschluß geben und weiteren Versuchen die Wege ebnen werde. Diese Erwartung hat sich vollständig erfüllt, wie insbesondere die im Bericht VII enthaltenen Ergebnisse der Wagenuntersuchung bekunden.

Der Untersuchung des Büssing-Lastwagens und seines Motors, Bericht VII und VIII, ist noch die Bauart des untersuchten Büssing-Kraftlastwagens nachzutragen.

### Bauart des Büssing-Lastkraftwagens.

Büssing in Braunschweig hat von Anfang an nur Lastkraftwagen gebaut und daher ihre Ausbildung, unabhängig vom Einfluß des gleichzeitigen Baus von Luxus- und Personenwagen, den Betriebsbedingungen des Güterverkehrs anpassen können, insbesondere hinsichtlich der viel höheren Beanspruchungen und Kräfte, der Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit, der Lebensdauer, Verminderung der Unterhaltungskosten, Schonung des Fahrzeugs und durch Berücksichtigung der oft sehr ungünstigen Verhältnisse des Dauerbetriebs bei jeder Witterung und schlechter Fahrbahn.

Büssing hat auch die Vorbilder der Eisenbahn- und Straßenbahnfahrzeuge und die jahrzehntelangen Erfahrungen, die mit ihnen im Massen- und Schnellbetriebe erlangt wurden, sinngemäß für den neuen Verkehrszweck benutzt. Diese Erfahrungen sind im Lastwagenbau bisher allzusehr unberücksichtigt geblieben. Der Fortschritt, der aus dieser Quelle stammt, ist insbesondere in der guten Federung der Büssing-Wagen zu erkennen.

Diese Fabrik ist auch eine der ersten gewesen, die, um das Arbeitsfeld für Lastwagen zu gewinnen, eigenen Güter- und Omnibusbetrieb eingeführt haben.

Die allgemeine Bauart des Triebwagens des Büssing-Armeelastzugs ist aus den Bildern 47 u. 48 zu ersehen.

Gesamtgewicht des Triebwagens bei 4000 kg Nutzlast: 8000 kg.  
Eigengewicht des Triebwagens 3998 kg, einschließlich Kriegsausrüstung.

Eigengewicht ohne Ausrüstung 3700 kg (Chassisgewicht 3180 kg).

Achsdruck vorn 1813 kg, hinten 2185 kg.

Verhältnis von Eigengewicht zu Nutzlast: 1 : 1.

Radstand: 4,250 m. Spurweite: 1,550 m. Tiefster Punkt 0,3 m über Standfläche.

Größte Wagenlänge 6,4 m.

„ „ breite 1,99 m.

„ „ höhe 2,65 m.

Gesamtgewicht des Anhängewagens (ausgeführt von einer Berliner Wagenbauanstalt) bei 3000 kg Nutzlast: 5500 kg.

Bild 47.

Gewicht des Triebwagens: 4000 kg  
Nutzlast: 4000 kg

### 35 PS-Büssing-Armeelastwagen.

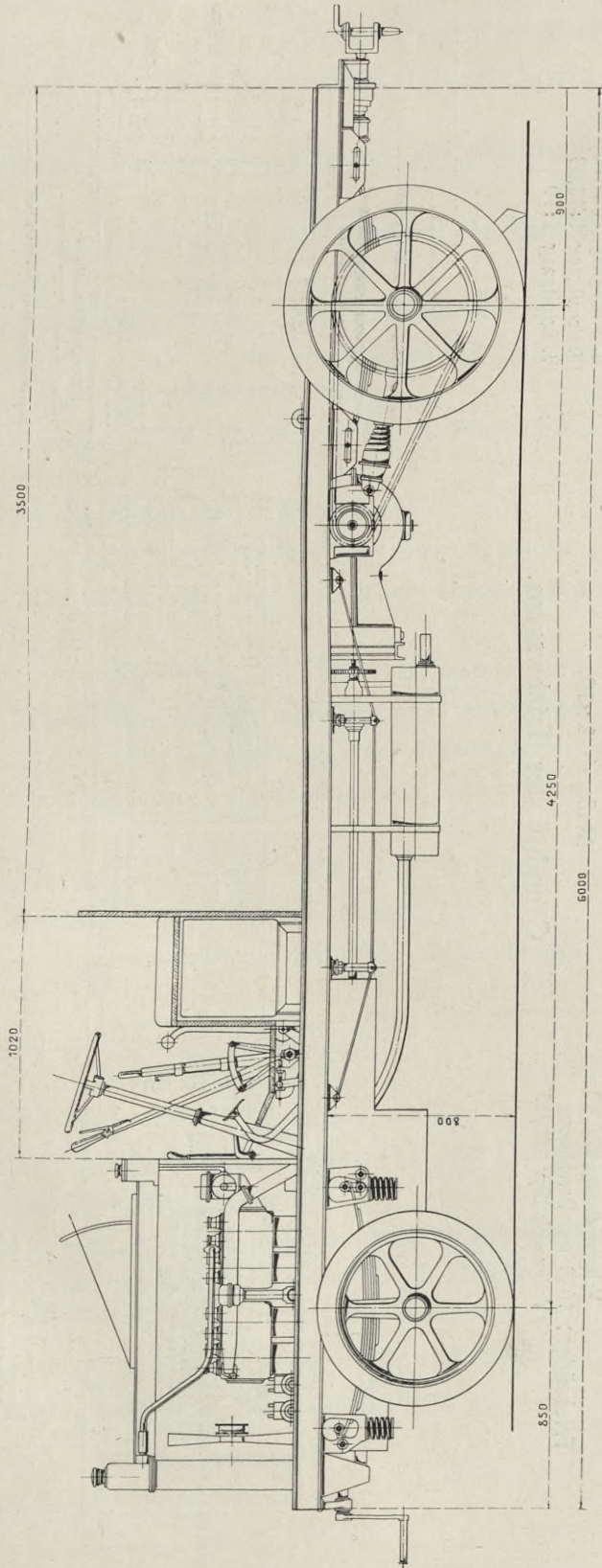
vorn 1813 kg | Achsdrücke leer.  
hinten 2185 kg |

Gewicht des Anhängewagens: 2500 kg  
Nutzlast: 3000 kg

Achsdrücke beladen: { vorn 2523 kg  
hinten 5500 kg

Maßstab: 1 : 30.

Seitenansicht des Triebwagens.



**Motor:** 4 Zylinder:  
115 mm Durchmesser  
155 mm Kolbenhub

**Motorrehzahlen:**  
350—1100 minutlich

**Übersetzungen:** 4 Vorwärtsgänge  
1 Rückwärtsgang  
Übersetzung des Kettentriebs 1 : 3

Bild 48.

### 35 PS-Büssing-Armeelastwagen.

Maßstab 1 : 30.

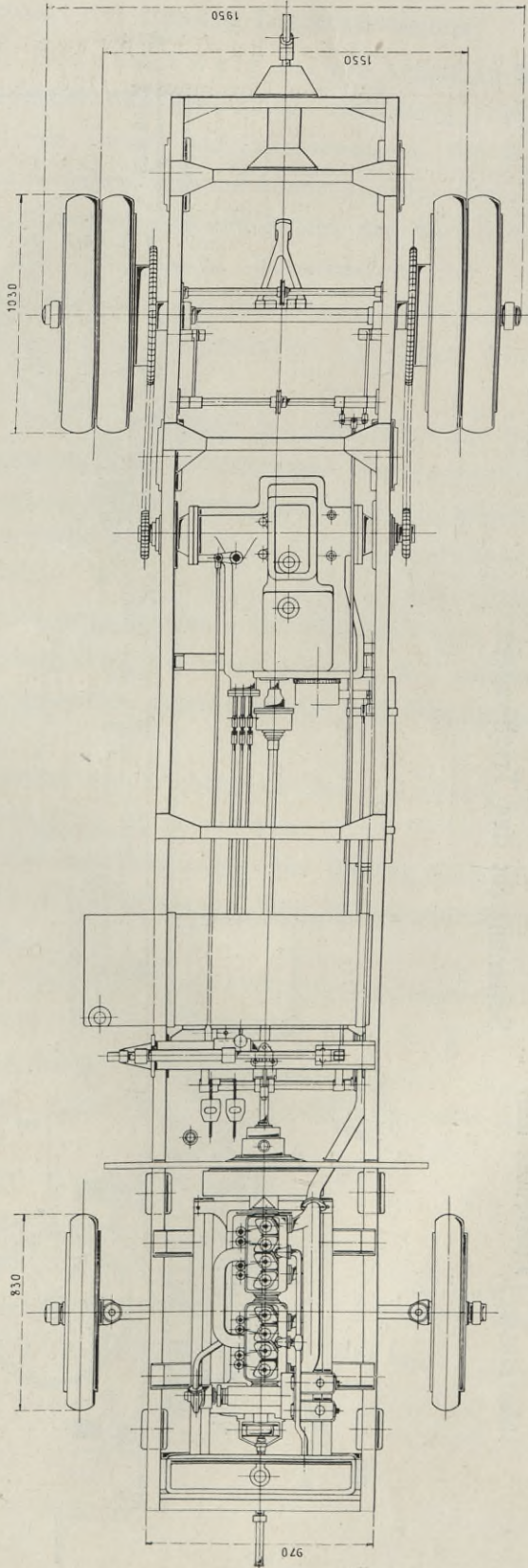
Grundriß des Triebwagens.

Bereifung des Triebwagens:

- Vorderräder: 830 mm Durchmesser  
Vollgummireifen 120/80
- Triebräder: 1030 mm Durchmesser  
Vollgummireifen 280/80

Übersetzungen:

- I. Schaltgang 1 : 41,4
- II. Schaltgang 1 : 22,72
- III. Schaltgang 1 : 13,68
- IV. Schaltgang 1 : 10



**Übersetzungen:** 4 Vorwärtsgänge  
1 Rückwärtsgang  
Übersetzung im Kettentrieb 1 : 3

Grösste Wagenlänge 6,4 m  
Wagenbreite 1,99 m  
" " Wagenhöhe 2,65 m

**Motor:**  
4 Zylinder:  
115 mm Durchmesser  
155 mm Kolbenhub



Bereifung des Büssing-Triebwagens: Vollgummi.

Vorderräder: 830 mm Durchmesser, 120 mm Breite,  
80 mm Stärke.

Triebräder: 1030 mm Durchmesser, 280 mm Breite,  
80 mm Stärke.

Die Triebradbereifung befand sich während der Versuche in abgenutztem Zustande.

Die Räder des Anhängewagens hatten Eisenbereifung.

Kraftübertragung auf die Hinterräder des Büssing-Lastwagens durch Rollketten von 2" Teilung.

Übersetzungen: 4 Vorwärtsgänge, 1 Rückwärtsgang in Kullissenschaltung.

Lagerung der Getriebewellen: Kugellager.

„ „ Laufräder: Gleitlager mit Zwischenhülse.

Aufnahme der Schubkraft der Triebachse durch gefederte Kettenspanner (Bild 49).

Motor: 4 Zylinder von 115 mm Durchmesser, 155 mm Hub;  
350—1100 Umdrehungen minutlich, mit selbsttätiger Begrenzung auf 850—900, durch Anspannen einer Zusatzfeder auf 1000—1100.  
Hubvolumen 1620 ccm, Kompressionsraum 435 ccm, Kompressionsgrad 4,7.

Kühlwassermenge im Kühler: 21,3 Liter, im ganzen: 34,0 Liter.

Gesamte Kühlfläche des Kühlers: 10 qm.

Ventile und Motorsteuerung: Bericht VIII, Bild 41—45.

Ein- und Auslaßventile hängend im Zylinderkopf: Bild 41.

Ventildiagramme: Bericht VIII, Bild 40.

Doppelte feststehende Lichtbogenzündung (M e a - Magnetapparate).

Gewicht des Motors mit Schwungrad: 330 kg.

Inhalt des Brennstoffbehälters: 200 l, ausreichend für  
400 km Fahrt, des Ölbehälters: 10 l.

Lastwagen erfordern wegen ihrer besonderen Arbeitsbedingungen besondere Bauart und Einzelheiten, die vielfach die Baukosten erhöhen, aber für einen gesunden, betriebssicheren Wagen wesentlich sind. So sind die Büssing-Wagen u. a. mit folgenden für die Betriebssicherheit und Lebensdauer der Wagen wesentlichen Teilen ausgerüstet:

Federnde Schubstangen, zugleich als Kettenspanner (Bild 49), sind zwischen Triebachse und Wagenrahmen eingeschaltet und übertragen die Schubkräfte von der angetriebenen Hinterachse auf den Wagen. Hierdurch wird die Stoßwirkung der Schubkraft beim Überfahren von Hindernissen usw. stark gemildert und die Massenbeschleunigung allmählich vermittelt, unter vorübergehender Energieaufspeicherung in der Schubstangenfeder. Ebenso bewirkt diese Feder Schonung der Kupplung beim Anfahren.

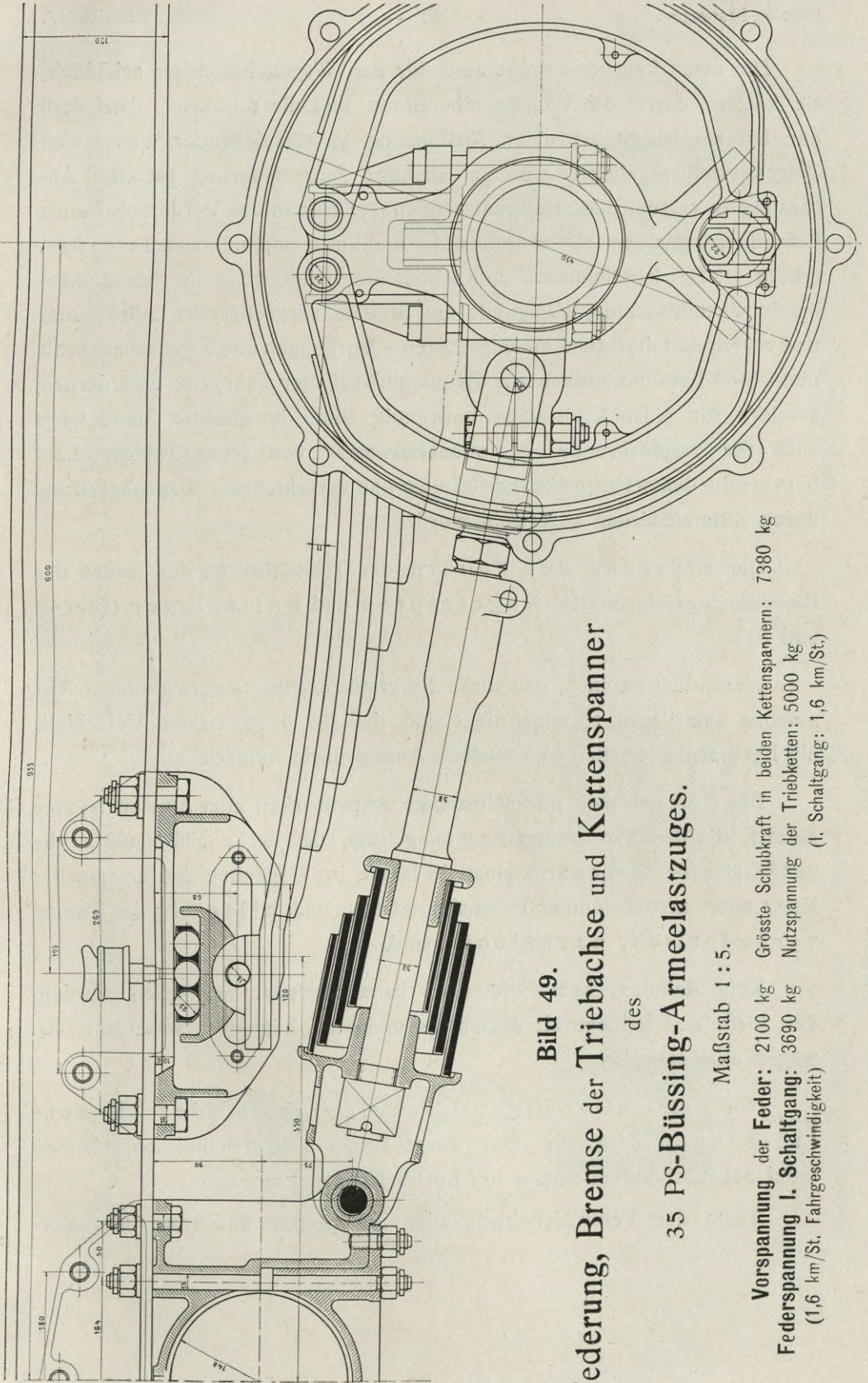
Singemäß ist nämlich diese Federung eine besondere Stufe der Gesamtfederung. Durch diese Zwischenfederung werden die beim Stoß wirkenden Massen wesentlich vermindert und die Getriebeteile geschont.

Außerdem wird durch die elastische Wirkung der Federung beim Anfahren und bei stoßendem Fahren die Stoßenergie nutzbar gemacht.

Das Mitarbeiten dieser federnden Schubstange und die Notwendigkeit dieser besonderen Federung ist bei großen Schubkräften selbst auf der gleichmäßigen Rollbahn des Prüfstandes zu sehen, welche günstiger ist als die durchschnittliche Straßenfahrbahn. Diese Feder kann auch als Dynamometer dienen. Eine Eichung der Feder und Messung der Federwege während der Fahrt würde sogar einen, wenn auch rohen, doch wertvollen Aufschluß über die Kraftwirkungen auf schwierigen Straßen oder bei Kurvenfahrten ergeben. Solche planmäßige Beobachtung würde sich sehr lohnen und eine brauchbare Unterlage für die darauffolgenden genauen Prüfstandversuche ergeben.

Der Grundsatz der stufenweisen Abfederung ist beim Büssing-Wagen durchgeführt durch die Doppelfederung an der Vorderachse (Bild 50), bei Omnibussen auch an der Hinterachse.

Außer den üblichen großen Blattfedern sind noch ein paar Zusatzspiralfedern eingebaut, die im Sinne einer Vorstufe der Hauptfederung wirken; sie formen insbesondere die Stoßwirkungen von kleinen, rasch aufeinander folgenden Unebenheiten der Fahrbahn um, die durch die großen harten, weil stark belasteten und stark vorgespannten Wagenfedern von großer Schwingungslänge und -dauer nicht rasch genug aufgenommen werden können. Diese Zusatzfedern vergrößern die Federwege und sind bei richtiger Ausführung geeignet, die Gesamtfederung wesentlich zu verbessern.



**Bild 49.**  
**Federung, Bremse der Triebachse und Kettenspanner**  
 des  
**35 PS-Büssing-Armeelastzuges.**

Maßstab 1 : 5.

**Vorspannung der Feder:** 2100 kg Grösste Schubkraft in beiden Kettenspannern: 7380 kg

**Federspannung 1. Schaltgang:** 3690 kg Nutzsspannung der Triebketten: 5000 kg  
 (1,6 km/St, Fahrgeschwindigkeit)  
 (1. Schaltgang: 1,6 km/St.)

Die rasch folgenden Stöße sind für den Wagen besonders schädlich; sie können durch die Vollgummibereifung und die schweren Blattfedern nur bei sorgfältigst erprobter Ausführung in ausreichender Weise vom Wagengestell abgehalten werden. Richtige Zusatzfederung gestattet Anpassung an verschiedene Belastungsstufen; sie hält an der Vorderachse auch Erschütterungen vom Motor und Kühler und ihren empfindlichen Teilen fern, erhöht die Betriebssicherheit und schont überhaupt, wenn sie richtig angebracht wird, Maschine, Wagenteile und Straßen, vergrößert die Lebensdauer und vermindert die Instandhaltungskosten — Wirkungen und Eigenschaften, die nicht bloß bei Omnibussen zur Bequemlichkeit der Fahrgäste erforderlich, sondern für jeden Kraftwagen notwendig sind. Im gleichen Sinne ist ja auch für raschfahrende Personenkraftwagen von jeher ruhiger Lauf bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und verschiedener Wagenbesetzung durch Zusatzfederung angestrebt worden.

Die Stützung der Federn der Triebachse an den Enden der Blattfedern erfolgt mittels Kugelzapfen und Rollenlager (Bild 49 und 51).

Wesentlich ist auch, daß diese Federstützen, die unvermeidlicher Abnutzung unterliegen, so angeordnet sind, daß sie nach starkem Verschleiß nie herausfallen können und leichtes Auswechseln möglich ist.

Die Nachgiebigkeit und selbsttätige Anpaßbarkeit aller Stützen ist eine Bauart, die dem Grundsatz Rechnung trägt, daß alle Stützpunkte, die der Wagen für die Konstruktionsteile bietet, im Wagenbetriebe bei rascher Fahrt oder unvollkommener Fahrbahn stets und allseitig im Raume veränderlich, nachgiebig sind.

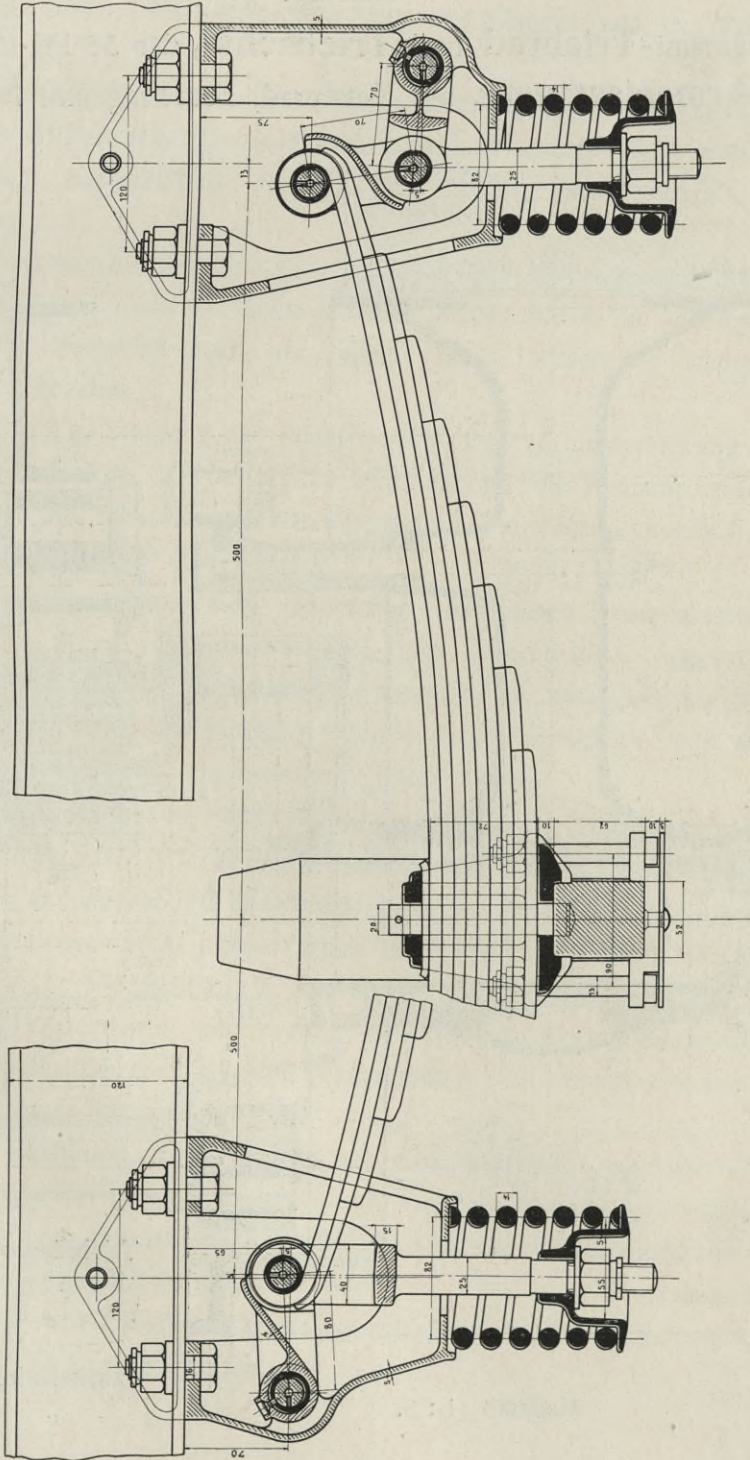
Kein Rahmen, kein Stützpunkt kann als starr angesehen werden. Das hieße den Rahmen als Maschinenfundament auffassen, was für Kraftwagen unzulässig ist.

Nur die allseitige Nachgiebigkeit der Unterstützungen entspricht den tatsächlichen Fahrverhältnissen, ebenso wohl bei raschfahrenden wie bei hochbelasteten Lastwagen.

Trotz der Veränderlichkeit aller Stützpunkte und trotz aller vor-

**Bild 50.**  
**Federung der Vorderachse des Triebwagens des 35 PS-Büssing-Armeelastzuges.**

Maßstab 1 : 5.

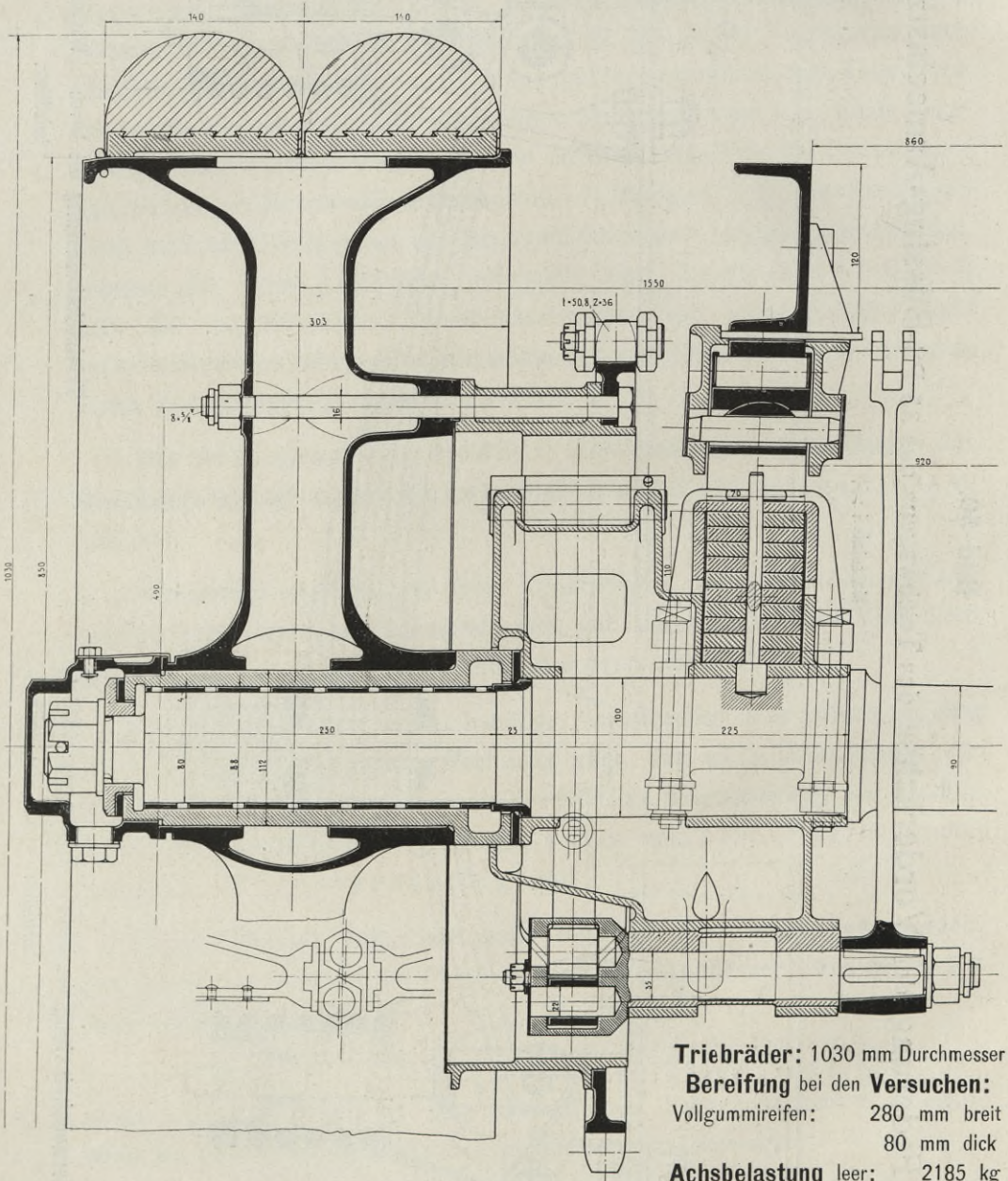


**Vorderachsbelastung** des leeren Triebwagens: 1813 kg  
 " " beladenen " : 2523 "

**Triebachsbelastung** des leeren Wagens: 2185 kg  
 " " beladenen " : 5500 "

**Bild 51.**

**Vollgummi-Triebrad und Triebachse des 35 PS-Büssing-Armeelastzuges mit Kettenrad, Federung und Bremse.**



Maßstab 1 : 5.

kommenden Formveränderungen muß zuverlässige Lagerung während der Fahrt gesichert sein. Dies gilt für alle Teile des Wagens und des Triebwerks.

Diese Grundlage zwingt zu den verschiedenen **Ausgleichsteilen** im Triebwerk (Differenzial, Cardangelenke usw.), er zwingt aber auch zu der erwähnten nachgiebigen **Federlagerung**, insbesondere bei schweren Wagen.

Es wäre richtig, diesen Grundsatz auch im Personenwagenbau streng zu beachten und sich nicht mit der vermeintlichen „souplesse“ zu begnügen, wenn auch bei Personenwagen die geringe Masse wesentlich weniger Schwierigkeiten bereitet.

Die **Büssing-Stützung** der Federn auf Rollen vermeidet Zwang an diesen wichtigen Stellen, vermindert die Reibung und die Beanspruchung der Federblätter und sichert ungestörtes Federn bei beliebigen dynamischen Nebenwirkungen während der Fahrt.

Die Rollenbahn stützt sich außerdem auf einen aufgenieteteten **Kugelpapfen** (vergl. Schnitt Bild 51), der gleichmäßige Lagerung und Beanspruchung sichert. Ungünstige, einseitige Federbeanspruchungen, insbesondere des Hauptfederblattes, werden dadurch vermieden, weil die Last sich nie einseitig auf ein Federende stützen kann.

Die **Befestigung der Blattfedern** ist bei Kraftwagen in der üblichen Ausführung den Pferdewagen nachgebildet. Solche Befestigung durch einen Stift und Federbügel (Briden) ist für Lastwagen ungeeignet, aber auch für Personenwagen nicht hervorragend zweckmäßig. Sie kann starken Stoßwirkungen nicht widerstehen, wie schon mancher Fahrer beim kräftigen Anfahren eines Hindernisses oder selbst bei unvorsichtigem Überfahren von schlechten Gleisübergängen oder Wassergräben zu seinem Schmerz erfahren hat.

Geeignete Vorbilder gibt hingegen der Lokomotivbau; nur können für Kraftwagenbetriebe die Hilfsmittel von Lokomotivwerkstätten nicht vorausgesetzt und die Einzelheiten müssen für Kraftwagen viel sorgfältiger als bei Lokomotiven ausgebildet werden, weil bei diesen die Hauptkräfte (horizontale Längs- und Querschubkräfte) durch die Achsgabeln übertragen werden, die beim Kraftwagen fehlen.

Außerdem leiden die Kraftwagenfedern durch Straßenschmutz, durch das Abspritzen und durch Feuchtigkeit zwischen den Federblättern. Schlechter Schmierzustand zwischen den Blättern und Federbrüche sind daher viel häufiger als bei Eisenbahnwagen; daher sind zuverlässige Befestigung, leichte Zugänglichkeit und Auswechselbarkeit der Federblätter unerläßliche Forderungen.

Die B ü s s i n g - Bauart zeigt Bild 52. Die Befestigung erfolgt durch eine lösbare Kappe, die die Achse umfaßt. Die Kraftübertragung wird durch einen Stift bewirkt, der durch seinen ovalen Querschnitt die Feder wenig schwächt, andererseits aber genügendes Widerstandsmoment ergibt. Die Federblätter sind dabei, wie bei Lokomotivfedern, durch eingewalzte Rillen gegen Verschiebung geschützt.

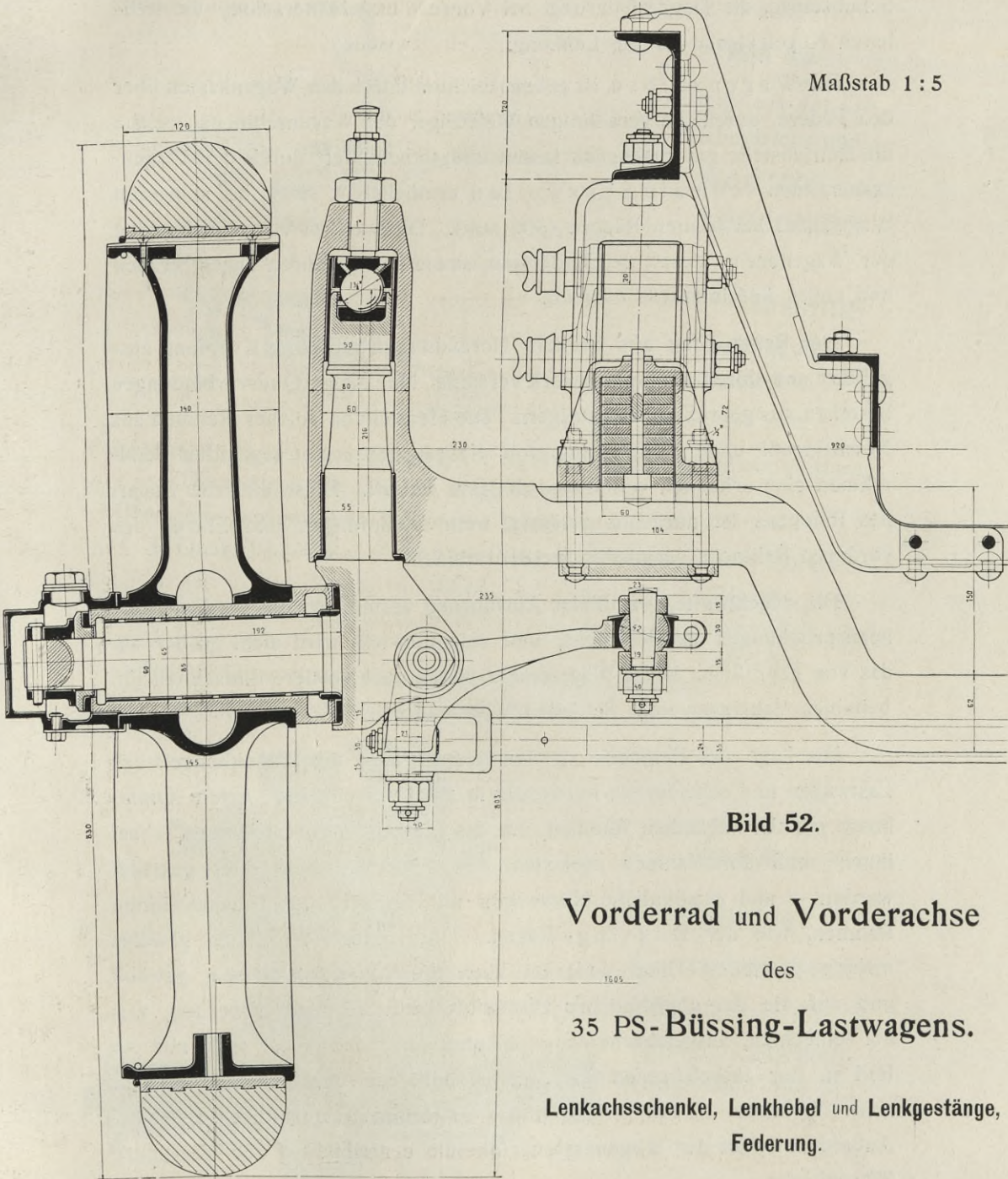
Die S c h m i e r u n g ist in allen Teilen des Wagens sorgfältig durchgebildet, insbesondere an allen Gelenkbolzen bei den Cardangelenken, die ganz im Ölbad laufen und dadurch weniger der Abnutzung unterworfen sind. Bei billigen Wagen jeder Art sind gerade diese Ausgleichs- und Zusatzteile vielfach unzureichend und unterliegen, wenn zu der mangelhaften Anordnung noch mangelhafte Ausführung und Schmierung hinzukommt, unerträglicher Abnutzung.

Im L e n k a c h s s c h e n k e l (Bild 52) sind Kugelspurzapfen ausgeführt, um einseitige Belastung zu vermeiden. Außerdem wird dadurch die Spurreibung vermindert und das Lenken erleichtert. Die Kugelgelenke der Lenkstange und der Anschluß der Schubstange an die Achse gestatten bei Verschleiß der Kugelflächen das Spiel zu beseitigen.

Im Sinne der Ausgleichskonstruktionen ist noch zu erwähnen die A u f h ä n g u n g d e s T r i e b w e r k s (Bild 53 und 54), die gleichfalls in Kugelgelenken erfolgt, um ungünstige Zusatzbeanspruchungen oder Brüche infolge von Formveränderungen des Rahmens bei schlechter Fahrbahn zu verhüten.

Alle diese Einzelheiten sind wesentlicher Art; auch sind sie allbekannt und in verschiedenster Weise ausgeführt, aber gerade für Lastwagen nicht ausreichend benutzt. Es ist deshalb begreiflich, daß die wesentlichen Neuerungen des B ü s s i n g - Wagens Patentschutz genießen, so: die federnde





Maßstab 1 : 5

Bild 52.

Vorderrad und Vorderachse  
des  
35 PS-Büssing-Lastwagens.

Lenkachsschenkel, Lenkhebel und Lenkgestänge,  
Federung.

Vorderräder 830 mm Durchmesser  
Reifen 120/80 mm

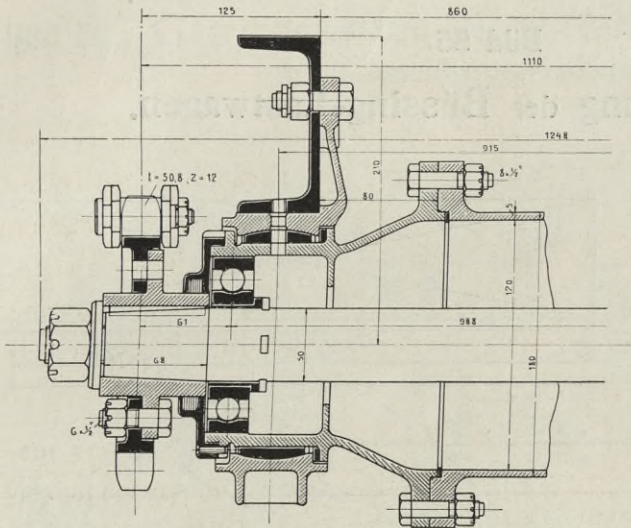
Schubstange, die Doppelfederung bei Vorder- und Hinterachse, die stellbaren Kugelgelenke für die Lenkung.

Der *W a g e n a u f b a u* ist gekennzeichnet durch den Wagenkasten über den Federn, durch die geradlinigen Walzträger des Wagenrahmens, welche die Betriebsteile gut zugänglich lassen und, unbehindert durch den Wagenkasten, auch *s c h m a l e S p u r w e i t e n* ermöglichen, selbst bei schweren Wagen und bei breiten Rädern (300 mm). Dadurch ist volle Ausnutzung der Wagenbreite durch den Laderaum, sowie das Befahren enger Straßen und enger Toreinfahrten möglich.

Der Rahmen ist aus breitem Normalwalzprofil ohne Kröpfung ausgeführt und durch ein Sprengwerk versteift. Nur einige Querverbindungen bestehen aus gepreßten Blechträgern. Die Herstellung solcher Rahmen aus Normalprofil unter Vermeidung von Kröpfungen ergibt gegenüber Stahlrahmen eine erheblich widerstandsfähigere Bauart. Diese einfache Bauart des Rahmens ist durchaus zulässig, wenn Kröpfungen und Einzug des vorderen Rahmens vermieden werden können.

Die ungekröpfte, geradlinige Ausführung vermindert die Verdrehungsbeanspruchungen des Rahmens, und sein Gewicht wird nicht größer als das von gepreßten. Diese Wagenträger bieten auch größere Einfachheit für beliebige Baulängen und für jeden Wagenaufbau.

Die Lage des Rahmens zu den Rädern stört die Einheitlichkeit der Lastwagen und scheidet sie notwendig in zwei verschiedene Arten: Omnibusse mit tief liegendem Rahmen, um das Einsteigen zu erleichtern — bei ihnen muß der Rahmen zwischen den Federn liegen oder gekröpft werden — und gewöhnliche Nutzwagen mit hochliegendem ungekröpften Rahmen, wie der *B ü s s i n g*-Wagen. Die letztere Anordnung gewährt mehrere Vorteile. Unter anderem kann die Spurweite beliebig gewählt und auf die der gewöhnlichen Pferdefuhrwerke vermindert werden, was bei schlechten, ausgefahrenen Straßen unerläßlich ist; sonst rollt nur ein Rad in der ausgefahrenen Spur, das andere auf dem Schotter und fällt zeitweilig herab, so daß sehr ungünstige Nebenbeanspruchungen eintreten. Außerdem erhält der Wagenkasten einheitliche Ausbildung über die ganze Wagenbreite.



**Bild 53.**  
Kugelgelenk des Ge-  
triebekastens und  
**Antriebs-**  
**kettenrad**  
des  
**35 PS-Büssing-**  
**Triebwagens.**  
Massstab 1 : 5.

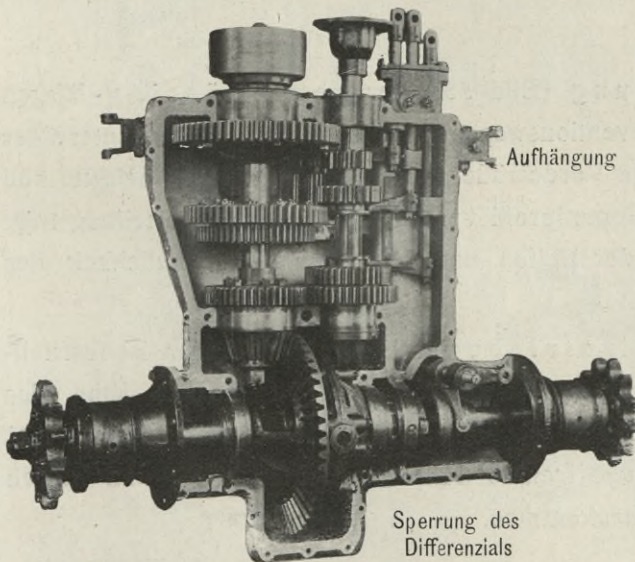
Übersetzungen: 4 Vorwärtsgänge, 1 Rückwärtsgang in Kulissenschaltung  
(Wechselgetriebe Bild 54 und 56).

Übersetzungen zwischen Motor und Hinterrädern:

- |         |   |           |                                     |
|---------|---|-----------|-------------------------------------|
| I. Gang | $(\frac{14}{58} \cdot \frac{15}{50} \cdot \frac{1}{3})$ | 1 : 41,4  | Fahrgeschwindigkeit: 1,6—5,0 km/St. |
| II. „   | $(\frac{22}{50} \cdot \frac{15}{50} \cdot \frac{1}{3})$ | 1 : 22,72 | „ : 2,9—9,1 „                       |
| III. „  | $(\frac{33}{52} \cdot \frac{15}{50} \cdot \frac{1}{3})$ | 1 : 13,68 | „ : 4,8—15,2 „                      |
| IV. „   | $(\frac{45}{45} \cdot \frac{15}{50} \cdot \frac{1}{3})$ | 1 : 10    | „ : 6,6—20,7 „                      |

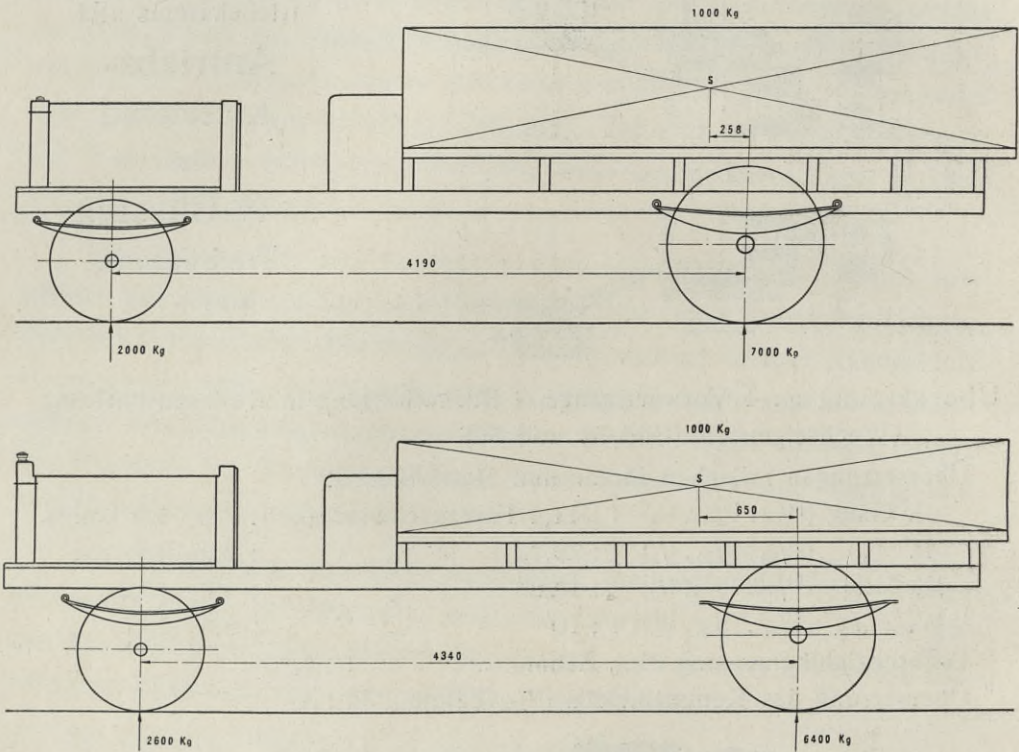
Differenzialübersetzung ( $\frac{15}{50}$  Zähne) . . . . . 1 : 3,333.

Übersetzung des Kettenantriebs ( $\frac{12}{36}$  Zähne) . 1 : 3.



**Bild 54.**  
**Büssing-**  
**Getriebekasten**  
für den 35 PS-  
Büssing-Lastwagen.  
(Längsschnitt Bild 56.)

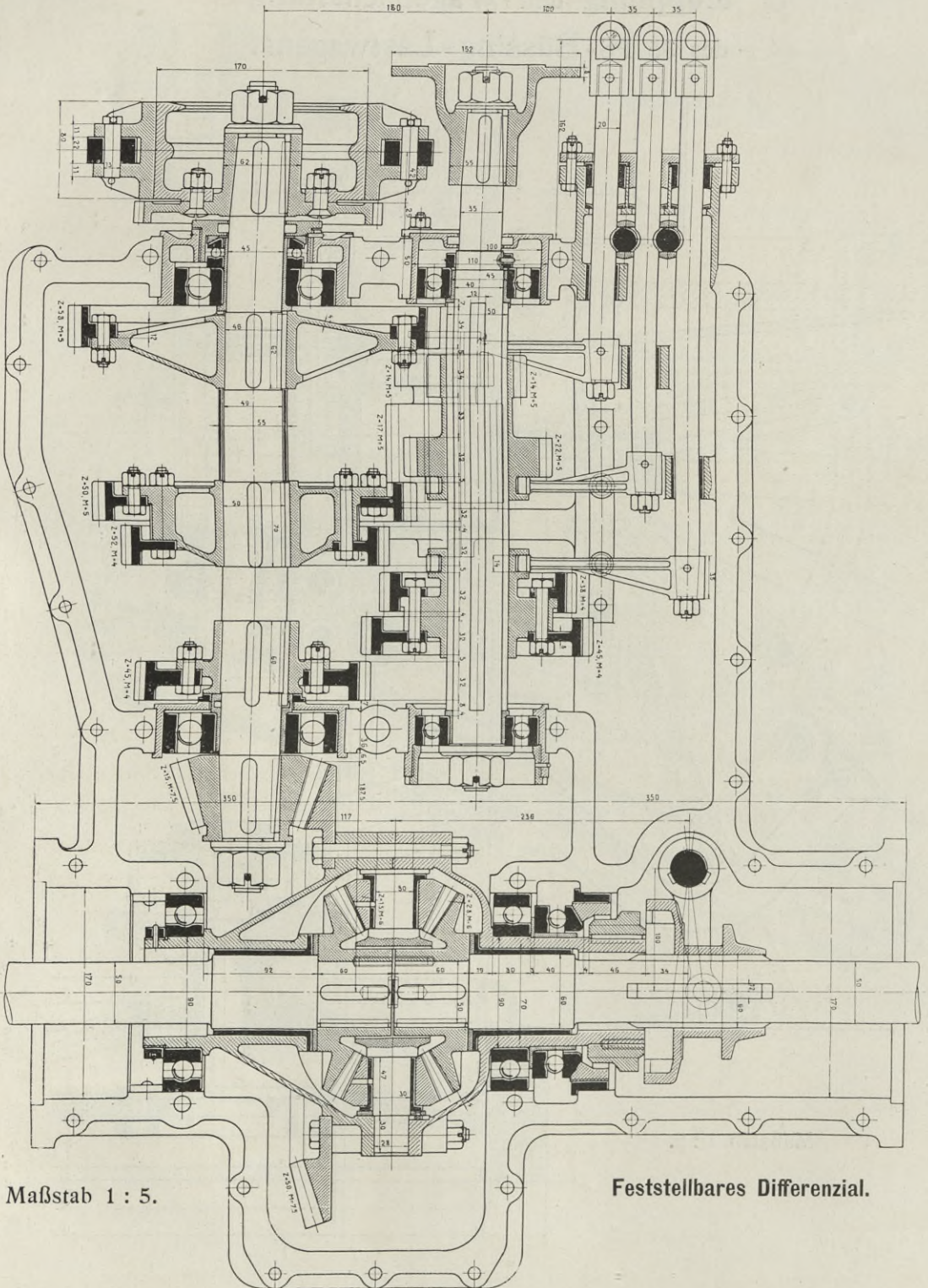
**Bild 55.**  
**Lastverteilung der Büssing-Lastwagen.**



Die Lastverteilung (Bild 55) der neuen Büssing-Wagen ist nunmehr für die Subventionswagen vorgeschrieben. Die Hinterräder werden jetzt weniger, die Vorderräder entsprechend höher belastet und dafür mit genügendem Gummiprofil versehen. Diese Lastverteilung trägt wesentlich zur Schonung der Reifen und damit zur Wirtschaftlichkeit des Betriebes bei.

Das Differentialgetriebe der Büssing-Wagen ist feststellbar (Bild 54 und 56). Durch Sperrung des Differenzials kann das Anfahren auf schlechter Bahn erheblich erleichtert werden, während bei freiem Differential vielfach fremde Hilfe notwendig wird, um durch schlechte Stellen hindurchzukommen.

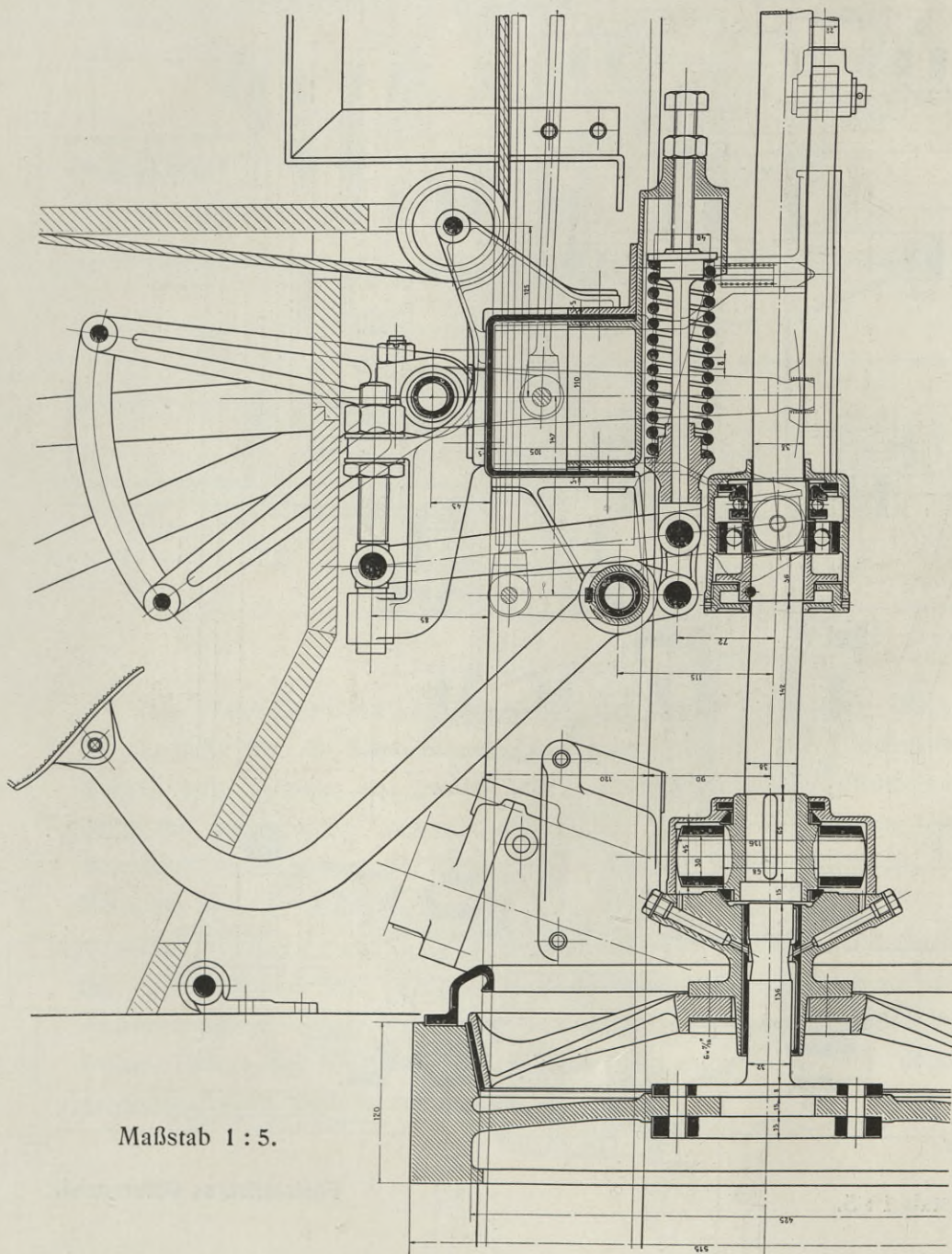
# Bild 56. Getriebekasten des 35 PS-Büssing-Lastwagens mit feststellbarem Differenzial.



Maßstab 1 : 5.

Feststellbares Differenzial.

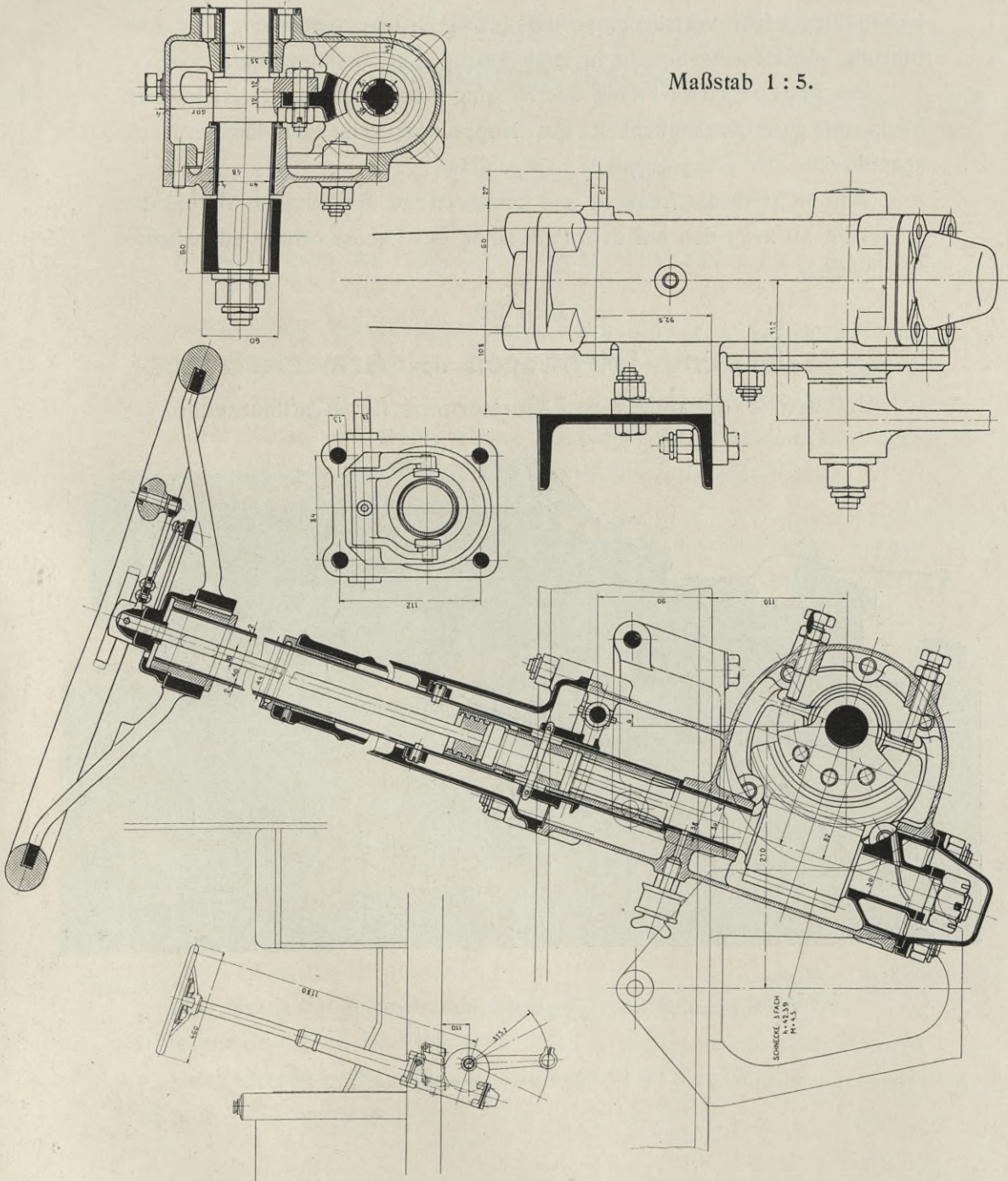
**Bild 57.**  
**Kupplung und Wagenschaltung**  
**des 35 PS-Büssing-Lastwagens.**



**Bild 58.**

**Lenkrad und Lenkgestänge des 35 PS-Büssing-Lastwagens.**

Maßstab 1 : 5.



Solche Abstellbarkeit der Differenzialwirkung ist häufig ausgeführt worden, meist mit unbefriedigendem Erfolg, weil die Sperrvorrichtungen in unzulänglichen Konstruktionen bestanden, die Überlastung und schlechte Behandlung nicht vertrugen, so daß häufig Brüche vorkamen. Die Ausführung von Büssing besteht in einer kräftigen Klauenkupplung.

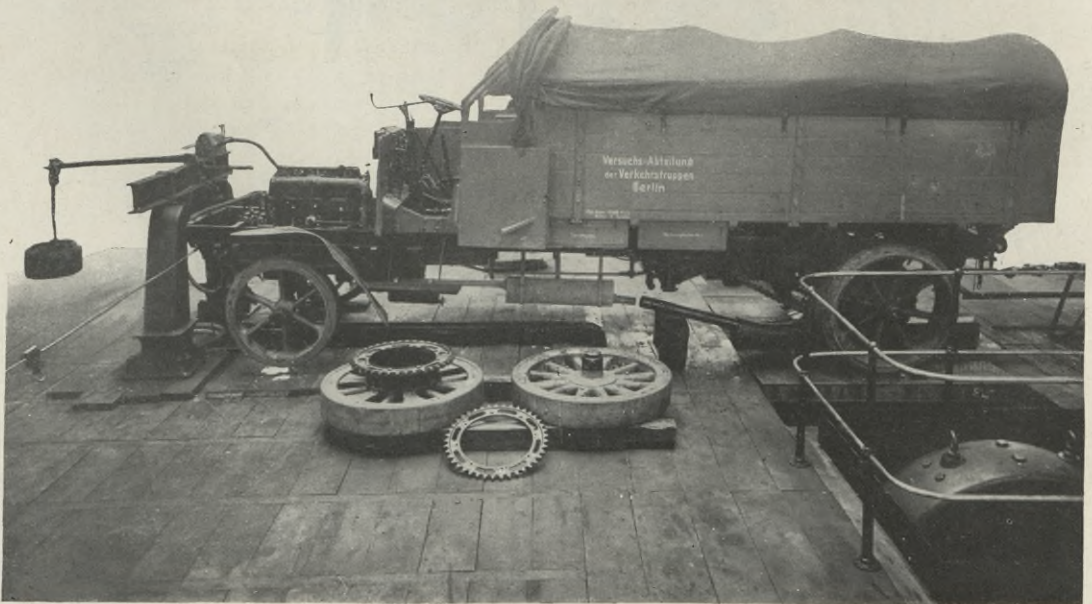
Die *Motorkupplung* des Büssing-Wagens (Bild 57) ist im Hinblick auf gute Zugänglichkeit des Kupplungskegels und leichte Nachspannbarkeit der Kupplungsfeder ausgebildet.

Bild 58 stellt das Lenkrad und Lenkgestänge des Büssing-Wagens dar.

Bild 59 zeigt den auf dem Prüfstande des Laboratoriums aufgestellten Triebwagen.

### Bild 59.

35 PS-Büssing-Triebwagen des Armeelastzuges  
auf dem Prüfstande des Laboratoriums für Kraftfahrzeuge.



Wagen-  
Aufhängung

Bremsdynamo



## Schlußfolgerungen

aus den Ergebnissen der Untersuchung  
des Armeelastzuges.

Die Erprobung des B ü s s i n g - Armeelastwagens, bestehend  
in der

militärischen Versuchsfahrt des Triebwagens mit Anhänger, beide  
voll belastet, während der Winterfahrt über die 2000 km lange Strecke  
von Braunschweig über den Harz nach Nordhausen, Münden, Pader-  
born, Witten a. d. Ruhr, Siegen, Koblenz, Mainz, Hanau, Meiningen,  
Gera, Freiberg, Bautzen, Glogau, Frankfurt a. d. Oder, Berlin

und in der

sich unmittelbar, ohne Nacharbeiten, daran anschließenden Labora-  
toriumsuntersuchung, die ungefähr einer gleich großen Fahrstrecke  
entspricht, jedoch mit wesentlich größerem Anteil für Steigungsfahrt,  
hat ergeben,

daß der B ü s s i n g -Wagen nach dem heutigen Stande des Lastwagen-  
baues hochwertig durchgebildet ist und die hohen Forderungen, die  
die Militärverwaltung für den kriegsmäßigen Gebrauch von Kraft-  
lastwagen stellen muß, in vorzüglicher Weise erfüllt.

Sowohl während der militärischen Versuchsfahrt wie während der  
Laboratoriumserprobung ist trotz der harten Beanspruchung keinerlei  
Störung an dem Lastzuge vorgekommen.

Bei der Erprobungsfahrt war der Gesamtbenzolverbrauch 1195 l,  
also 0,618 l für das Kilometer.

Der Durchschnittsverbrauch betrug für das Kilometer:  
im Flachlande 0,25 l, im Hügellande 0,48 l, im Berglande 1,12 l Benzol.

Die Ergebnisse der Laboratoriumsprüfung sind im Bericht  
VII und VIII enthalten.

Die Versuchsergebnisse geben Anlaß zu mehreren allgemeinen Schlußfolgerungen über den Bau und Betrieb von Lastwagen. Diese Schlußfolgerungen sollen später, im Zusammenhange mit anderen Wagenuntersuchungen, eingehender gezogen werden; vorläufig genüge ein Ausblick auf einige wesentliche Punkte.

Lastwagen sind bisher nur auf Grund praktischer Erfahrung ausgebildet worden. Die wissenschaftliche Untersuchung mußte ein völlig neues Gebiet betreten.

### **Anhängewagen.**

#### **Lastverteilung zwischen Triebwagen und Anhängewagen.**

Die Versuche zeigen vor allem die große Bedeutung der Anhängewagen für den Lasttransport mit Kraftwagen und die entscheidende Wichtigkeit richtiger baulicher Ausbildung dieser Anhängewagen.

Hieraus ergibt sich auch die Unrichtigkeit und Aussichtslosigkeit aller Bestrebungen, Kraftlastzüge derart auszubilden, daß jeder Anhängewagen seinen motorischen Antrieb erhält. Die Versuchsergebnisse zeigen gerade das Gegenteil und zeigen, daß entgegen vielen vorangegangenen unrichtigen Bestrebungen es wirtschaftlich für den Betrieb am vorteilhaftesten ist,

möglichst viel von der Gesamtlast dem Anhänger zuzuweisen und dem Triebwagen davon nur soviel zu belassen, als zur Belastung der Triebräder behufs Erzeugung genügender Adhäsion und Umfangsreibung für den ungünstigsten Betriebsfall erforderlich ist.

Der gezogene, stark belastete Anhängewagen kann bei geringem Eigengewicht sehr kräftig gebaut, auch mit großen Laufrädern versehen werden. Die Rollverluste eines solchen gezogenen Wagens mit großen Rädern sind wesentlich kleiner als die eines gleich schweren Triebwagens, dessen Triebräder und Vorderräder wegen der erforderlichen Übersetzung zwischen Motor und Fahrbahn bzw. wegen des Einschlags der Lenkräder in der Größe des Durchmessers beschränkt sind.

Verminderung der Rollverluste hat stets großen Einfluß auch auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, weil die Rollverluste mit den wachsenden Geschwindigkeiten rasch zunehmen.

**Bauliche Ausführung der Anhängewagen.** Die Anhängewagen sind mit seltenen Ausnahmen in Bauart und Ausführung vernachlässigt worden, so hinsichtlich der Bereifung, der Achsen- und Federanordnung usw. Sie wurden nur als Fuhrwerksanhängsel behandelt und ihre Ausführung meist nicht den Kraftwagenfabriken, sondern gewöhnlichen Lastwagenbauern übertragen, die sie verhältnismäßig roh und kaum besser als das landesübliche Schwerfuhrwerk ausführten, während sie dieselbe vollendete Herstellung erfordern, die von den Triebwagen als selbstverständlich verlangt wird. Erst in neuerer Zeit werden sie auch bei Kraftwagenfabriken bestellt.

Die Versuche haben ergeben:

daß der billige Anhängewagen, nur infolge mangelhafter Ausführung seines Rollwerkes, bis 23 % der Motornutzleistung verschwendet, und daß diese Energievergeudung vermieden werden kann, wenn diese Wagen dasselbe sorgfältig ausgeführte Rollwerk erhalten wie die Triebwagen.

Hier handelt es sich um keinerlei Projekte oder Meinungen, sondern um vorhandene gemessene Betriebsstatsachen: Die Vorderräder des Büssing-Triebwagens sind ebenso hoch belastet wie die Laufräder der Anhängewagen und haben unter genau den gleichen Bedingungen auf der Straße zu rollen. Die Verbesserung des Laufwerks nach dem Vorbilde dieser Vorderräder kann daher unmittelbar auf die Anhängewagen übertragen werden.

Die Wagenuntersuchung Bericht VII S. 35 zeigt deutlich diese Energieverschwendung infolge schlechter Durchbildung des billigen Anhängewagens. Solche Billigkeit führt zu Verschwendung, die aber im praktischen Fahrbetriebe gar nicht oder nur sehr schwer erkannt werden kann, in den Einzelwirkungen gar nicht, in der Gesamtwirkung nur durch sehr kostspielige Vergleichsfahrten. In der wirtschaftlichen Jahresbilanz kommt diese Verschwendung natürlich immer zum Ausdruck, aber ohne daß die Herkunft bekannt wird.

Die erreichbare Wirtschaftlichkeit des Lastzugbetriebes kann daher durch Verbesserung des Anhängewagens allein bedeutend gehoben werden.

Der ermittelte Mehrverlust infolge des schlechten Anhänger-Rollwerkes betrug bei 16 km stündlicher Fahrgeschwindigkeit 23% der Motorleistung, entsprechend einer Dauerverschwendung von fast 9 Pferdekraften, was bei einem Lastzuge von 35 PS ursprünglicher Energie ein sehr großer Anteil ist.

Werden jährlich nur 200 Betriebstage zu je 8 Fahrstunden gerechnet, so kostet diese Energieverschwendung infolge des Anhänger-Rollwerkes jährlich rund 4000 kg Benzol. Außerdem ist zu rechnen der vermehrte Ölverbrauch, insbesondere aber die unnütze ständige Mehrbelastung des Motors und infolgedessen die Verminderung der Lebensdauer von Motor und Maschintriebwerk und die Vermehrung der Instandhaltungskosten.

Infolge des schlechten Rollwerkes des billigen Anhängewagens wird annähernd der jährliche Subventionszuschuß von 1000 M nutzlos verbraucht, also verschleudert.

In Wirklichkeit sind leider meist nur die billigen Anschaffungskosten allein entscheidend. Wie ganz anders würde aber entschieden werden, wenn schon bei der Anschaffung gesagt würde:

Die Lebens- bzw. Betriebsdauer des Wagens soll auf nur 8 Jahre beschränkt angenommen werden, obwohl es jetzt schon Lastwagen gibt, die ihren 10jährigen Dienst hinter sich haben. Durch einen schlechten Anhänger können z. B. 1000 M in der Anschaffung gespart werden. Wird von dieser Ersparnis Gebrauch gemacht, dann verfällt die 4jährige Subvention von je 1000 M, und außerdem hat der Benutzer des Wagens für weitere 4 Jahre jährlich 1000 M zu zahlen!

Hier wie in so vielen Fällen ist es wirtschaftlich das beste, die billige Ausführung zu meiden oder, wenn sie schon in Betrieb gestellt ist, sie abzuschreiben, das ist: wegzuwerfen und durch Besseres zu ersetzen. Hierdurch lassen sich die größten Ersparnisse erzielen.

### Bereifung und Straßenzerstörung.

Die Bereifung der Anhänger muß, wie beim Triebwagen und aus denselben Gründen, Vollgummibereifung sein, um die unmittelbare Stoßwirkung auf den Wagen zu verhindern und Wagen, Wagengut und Straße vor vorzeitiger Zerstörung zu schützen. Eisenreifen sind bei Anhängern ebenso wie bei Triebwagen für mehr als 12 km Fahrgeschwindigkeit unzulässig.

Hierzu sind viele Widersprüche und sehr verschiedenartige Auffassungen zu erwägen:

Der allgemeine Glaube ist, die Eisenbereifung bringe billigeren Betrieb. Der Glaube ist falsch und meist nur der Vorwand für billigste Anschaffung zum Schaden des Besitzers, wie eben gezeigt wurde.

Eisenreifen sind unter allen Umständen minderwertig, schon wegen der großen Abhängigkeit von der Witterung und wegen der Betriebsstörungen, ihrer Unverwendbarkeit auf schlüpfrigen Straßen und im Winterbetriebe. Eisenreifen sind auch stets die eigentlichen Straßenzerstörer.

Die Meinungen über Straßenzerstörungen gehen auch weit auseinander. Die Straßenbauer sind vielfach geneigt, die Schuld an den Straßenzerstörungen insbesondere den Gummireifen aufzubürden. Tatsächlich sind sie es, die die Fahrbahn aufsaugen, die Spitzen der Schotterdecke freilegen. Die Schlußfolgerung ist aber gleichwohl falsch. Nicht die Gummireifen sind die Zerstörer, sondern die hinter ihnen folgenden Eisenreifen des Anhängewagens. Diese zerdrücken die Spitzen der Schotterdecke und zerstören bei hoher Geschwindigkeit außerdem durch das Walzen und durch die Stoßwirkungen die Fahrbahn.

Die Zerstörer der Straße sind stets harte Eisenteile: Pferdehufe und Eisenreifen. Diese sind auch die Stauberzeuger. Der Gummireifen ist wesentlich nur Staubaufwirbler. Wirkliche Zerstörung der Straßendecken durch Gummireifen erfolgt nur bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und auch hierbei wesentlich nur in den Kurven als Folge der Seitenkräfte.

Zur Klärung dieser für die Zukunft der durch die Kraftwagen neu belebten öffentlichen Verkehrsstraßen außerordentlich wichtigen Fragen wären planmäßige Versuche dringend erwünscht.

Zunächst ist auch Einheitlichkeit der Vorschriften für den Straßenverkehr notwendig. Es ist nicht richtig, die Geschwindigkeit von Kraftwagen mit Eisenbereifung auf 12 km stündliche Höchstgeschwindigkeit zu beschränken, diese Eisenbereifung aber am Anhängewagen hinter dem mit 16 km zulässiger Geschwindigkeit fahrenden Triebwagen zu dulden.

Wirklicher Schutz der Straßen gegen schweres Fuhrwerk ist außerdem nur möglich, wenn die Einhaltung dieser Geschwindigkeiten sichergestellt wird. Geschwindigkeitsübertreibungen mit Personenwagen sind auf freier Straße oft ganz ungefährlich oder höchstens dem Fahrer gefährlich. Geschwindigkeitsüberschreitungen des Schwerfuhrwerks bewirken immer starke Straßenzerstörung. Es liegt also im öffentlichen Interesse, die zulässigen Grenzen festzustellen, dann aber dafür zu sorgen, daß sie stets eingehalten werden.

Hierzu kommt die Frage der selbsttätigen Geschwindigkeitsbegrenzung, von der an anderer Stelle die Rede ist. Eine Selbstbegrenzung der Fahrgeschwindigkeit durch die Motorleistung ist im praktischen Fahrbetriebe nicht vorhanden; sie wird aber vielfach vorausgesetzt, weil die Leistung der langsam laufenden Lastwagenmotoren mit der Drehzahl schnell abfällt. Es wird nun angenommen, die Fahrgeschwindigkeit von 16 km sei wegen des langsam laufenden Motors der Grenze nahe, die Lastwagen nicht überschreiten können.

Diese Ansicht ist irrig. Auf dem Prüfstande war es ohne Schwierigkeiten möglich, unter Ausschaltung des Regulators mit 28 km stündlich zu fahren. Dabei hat der Motor noch 15 PS Überschußleistung ergeben! Noch mehr hätte erreicht werden können, wenn nicht die Sorge um den Bestand der Versuchseinrichtungen von diesem Versuche abgehalten hätte.

Die Fahrer solcher schweren Wagen haben es deshalb ohne selbsttätige Geschwindigkeitsbegrenzung in der Hand, nach eigenem Willen Geschwindigkeitsexzesse zu begehen, und gar manche Unfälle bei Fahrten im Gefälle, wo die Verlockung dazu besonders vorliegt, dürften damit ihre Erklärung finden.

Mangelhaft ist insbesondere auch die F e d e r u n g der Anhängewagen mit einfachen, unvollkommenen Blattfedern. Diese genügen namentlich dann

nicht, wenn keine Vollgummi-, sondern Eisenbereifung verwendet wird, die zerstörende Beanspruchungen von Wagen und Fahrbahn zur Folge hat. Auch bei den Anhängewagen sollte Zusatzfederung angewendet werden, zu dem Zwecke, die Federwege zu vergrößern und die Federung stufenweise wirken zu lassen. Der Büssing-Triebwagen ist hierfür durchaus vorbildlich.

### Triebwagen.

Die wirtschaftliche Leistung der Lastwagen steht in untrennbarem Zusammenhang mit der geringen Fahrgeschwindigkeit.

Alle Verluste, sowohl Roll- wie Triebwerksverluste, nehmen mit wachsender Fahrgeschwindigkeit bzw. Motordrehzahl stark zu. Hohe Fahrgeschwindigkeit ist für alle Gattungen von Lastfahrzeugen unwirtschaftlich. Beim Lastwagen können wegen seiner großen Gewichte nur durch kleine Fahrgeschwindigkeiten geringe Verluste erzielt werden; nur dadurch ist es möglich, große Überschulleistung zu erreichen, den Aktionsradius des vollbeladenen Lastzuges zu vergrößern und das Steigungsvermögen bis zu den Grenzen zu erhöhen, die dem Personenkraftwagen zugänglich sind.

Die Versuchsergebnisse mit dem Büssing-Wagen sind in dieser Hinsicht so außerordentlich günstig, wie es bei so schwer belasteten Wagen kaum zu erwarten gewesen wäre. Die Leistungsfähigkeit ist z. B. von den gewöhnlich vorkommenden Steigungen fast unabhängig, ein wesentlicher Vorzug für Lastverkehr und für Kraftwagen, deren Verwendung, abgesehen vom Straßenzustande, nicht von örtlichen Verhältnissen beschränkt ist.

**Rollverluste.** Die Versuche ergeben, daß trotz der sehr hohen Umfangskräfte, die an den Radreifen wirken, und trotz der großen Raddrücke die ermittelten Rollverluste der Vollgummibereifung gering sind.

Bei Vollgummireifen kann die Haltbarkeit der Gummifasern, die an der Übertragung der großen Umfangskräfte beteiligt sind, durch Änderung des Reifenprofils und der Elastizität des Gummimaterials so verstärkt werden,

daß in normaler Fahrt keine schädigende Wirkung auf die Bereifung eintritt und der Verschleiß ein erträglicher ist, während andererseits die Straße geschont wird.

Große Umfangskräfte, wie sie bei Lastwagen unvermeidlich sind, setzen allgemein vollkommen elastisches Material der Bereifung voraus. Irgendwelche Einlagen im Gummi sind unzulässig und zwecklos und würden nur die Zerstörung durch die Umfangskräfte fördern.

Über das erforderliche und zweckmäßigste Reifenprofil, die Reifenbreite und zulässige spezifische Belastung lassen die Versuche selbstverständlich noch keine allgemeinen Schlußfolgerungen zu.

Hierzu sind umfangreiche Vergleichsversuche mit verschiedenen Reifenformen erforderlich. Solche Versuche sowie planmäßige Untersuchungen der Rollwerke würden die aufzuwendenden Kosten in hohem Maße lohnen.

Anhaltspunkte haben die Versuche nur dahin ergeben, daß die bei den Versuchen benutzte Vollgummibereifung der Triebräder des Büssing-Wagens von 280 mm Breite bei den übertragenen Leistungen keine Materialüberanstrengung erfuhr, solange mit dem 3. und 4. Schaltgange gefahren wurde. Nur beim 2. und 1. Gang und Volleistung war Überanstrengung der äußeren Gummifasern bemerkbar. Hierbei wird die spezifische Querschnittsbelastung zu groß. Dies entspricht auch den Ergebnissen der militärischen Versuchsfahrt.

**Eisenbereifung.** Nach Beendigung der Hauptversuche mit dem Triebwagen auf Vollgummireifen wurden Vergleichsversuche mit Eisenbereifung durchgeführt, um ihren Einfluß auf die Wagenleistung und die Rückwirkung auf Wagen und Fahrbahn zu untersuchen.

Die Versuche zeigten eine starke Abhängigkeit der Rollverluste der Eisenbereifung von dem Zustande der Fahrbahn. Auf ebener und durch die Eisenreifen selbst vorher festgewalzter, also ganz harter, unzusammendrückbarer Fahrbahn war der Rollverlust der Eisenbereifung sowohl bei höherer Fahrgeschwindigkeit als auch bei großen Umfangskräften wesentlich geringer (bis 15 %) als bei Gummibereifung. Auf unebener oder nachgiebiger Fahrbahn hingegen wachsen die Roll-



verluste auch der Eisenbereifung sehr rasch und werden stets größer als bei Gummibereifung.

Eisenreifen sind hinsichtlich Leistungsübertragung nur auf ebener und ganz fester Fahrbahn günstig. Solche gibt es nur sehr selten. Schon geringe Unebenheiten machen den reinen Rollvorgang unmöglich; das eisenbereifte Rad rollt dann nicht mehr auf der Bahn, sondern walzt und verschiebt die Straßendecke. Das führt unvermeidlich zur schnellen Zerstörung der Straße.

Bei unebener, aber fester Fahrbahn kommt noch als weiterer Nachteil der unelastischen Eisenbereifung das Springen der Räder, das ist die Wurfbewegung nach Anfahren der Hindernisse, hinzu. Dem Wiederauftreffen der Rollmasse auf die Fahrbahn entsprechen starke, ungenügend gedämpfte Stoßwirkungen und zerstörende Einwirkung auf die Fahrbahn.

Der Verlust der Gummibereifung ist Deformationsarbeit in den Reifen selbst; die Fahrbahn wird entsprechend der Verminderung der Stoßarbeit durch die elastische Wirkung des Gummis geschont.

Der große Verlust der Eisenbereifung auf gewöhnlichen Straßen, die nicht ganz fest und eben sind, ist Walzarbeit auf der Fahrbahn und Stoßarbeit, die beim Springen der Räder entsteht, während der reine Rollverlust beim eisenbereiften Rade gering ist, wenn die Fahrbahn glatt und hart ist.

Im Interesse der Erhaltung der Fahrstraßen liegt daher nur die Verwendung von Gummibereifung.

Vollgummibereifung ist für Lastwagen ein sehr geeignetes Mittel zur teilweisen Federung der großen Achsmassen, eine Federung, die für die geringen Fahrgeschwindigkeiten ausreichend, andererseits aber auch unerlässlich ist.

Die Wirkung der Eisenbereifung auf den Wagen ist stets sehr schädlich. Insbesondere sind die großen Rad- und Achsmassen schon bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten Stoßwirkungen ausgesetzt. Die Schwingungen der Wagenachsen können durch die schweren Wagenfedern nicht ausreichend gedämpft werden und gehen auf den ganzen Wagen über.

Hierunter haben vor allem die Radlager und auch die Triebwerkslager stark zu leiden. Dementsprechend ergeben die Versuche bei Eisenbereifung 15–20 % höhere Radlagerverluste als bei Vollgummibereifung.

Die Erschütterungen des Triebwagens mit Eisenreifen verursachen starkes Rasseln der Wagenteile. Demgegenüber wirkt die Gummibereifung sehr geräuschkämpfend.

**Federung.** Die Verbindung zwischen Triebachse und Wagenrahmen ist ein wichtiges Element richtigen Wagenbaus. Die gemessenen Kräfte in den Kettenspannern zwischen Triebachse und Rahmen betragen während der Versuche bis zu 8000 kg. Es ist daher begreiflich, daß die Bauteile zur Übertragung der Schubkräfte und Reaktionsmomente großen Wandel erfahren haben, nachdem sie anfänglich unzureichend ausgeführt wurden.

Von besonderer Wichtigkeit ist der Angriffspunkt der Schubstange am Rahmen, auf den so große Schubkräfte weiter zu übertragen sind. Auch hier wurde früher die Kraftübertragung vielfach unzureichenden Zufallskonstruktionen überlassen.

Es hat lange gedauert und vieler Erfahrungen bedurft, bis diese wichtigen Teile des Triebwagens den wirklichen Kräften und Beanspruchungen entsprechend ausgeführt wurden. Anfänglich sind bei Lastwagen dieselben Fehler vorgekommen wie bei Personewagen, und die Folge waren unzulässige Beanspruchungen und Brüche.

Zu beachten ist, daß bei älteren Lastwagen zweifellos eine federnde Übertragung beabsichtigt war, indem die Träger, die die Schubkraft und das Drehmoment (Reaktion der Triebräder) auf den Wagenrahmen zu übertragen haben, aus eisenbandarmiertem Holz hergestellt wurden, und zwar so schwach, daß eine gewisse Nachgiebigkeit erzielt wurde. Das war eine unzureichende Federung in zu unvollkommener Form.

Auf die federnde Übertragung der Kräfte ist bisher zu wenig Gewicht gelegt worden. Nur die Drehmomente bei Cardanantrieb werden meist federnd auf das Wagengestell übertragen durch Einschaltung einer Feder am Aufhängepunkte des Drehmomententrägers.

Die **Federung der Kettenspanner** ist kennzeichnend für die sinn-gemäße Ausbildung vollkommener Federung beim **B ü s s i n g - W a g e n**. Die Wirkung der nachgiebigen Übertragung der Schubkräfte und die großen dynamischen Wirkungen im Triebwerk waren während der Versuche deutlich wahrzunehmen und haben den Nutzen des Antriebs durch elastische Schubkraftübertragung klar erkennen lassen. Die Federung ist um so größer, je geringer die Federvorspannung ist. Der nachgiebige Kettenspanner federt gegenüber Kräften und Stößen, deren Größe die Federvorspannung überschreitet. Unter diesem Werte bleiben die Federn untätig. Mit dieser Anordnung ist nur eine Teilfederung im Antriebe beabsichtigt. Es ist aber auch solche Bauart durchführbar, daß noch weitergehende Federung erreicht wird, ähnlich den im Werkzeugmaschinenbau angewendeten gefederten Triebrädern, bei denen die Federvorspannung Null ist und der Antrieb im ganzen Kraftbereiche gefedert wirkt.

Die **F e d e r u n g i m A n t r i e b** ist auch für den Betrieb der **M o t o r - k u p p l u n g** von großem Werte. Nur bei elastischem Antriebe ist Vermeidung gefährlicher Stoßwirkungen bei schnellem Einkuppeln und allmähliches Anfahren mit schweren Wagen möglich.

Beim **E i n k u p p e l n** des **M o t o r s** wird zuerst die Triebachse in Bewegung gesetzt, hierbei die eingeschaltete Feder gespannt und dann erst der Rahmen und Wagen mitgenommen. Dies ist sinngemäß das-selbe wie die **s t u f e n w e i s e A b f e d e r u n g** und stellt eine die Trieb-teile schonende stufenweise Kraftübertragung dar. Die vorübergehende Energieaufspeicherung in der Feder dient diesem Zwecke.

Gerade bei Lastwagen mit ihren großen Massenwirkungen wird das Einkuppeln sehr schwierig und zu einer wichtigen Betriebsfrage, von welcher Haltbarkeit der Kupplung und Lebensdauer des Wagens abhängen.

Diese Schwierigkeit wächst erheblich durch den Mangel an guten Lastwagenfahrern und an wirksamer Aufsicht über den Fahrer. Beim Personenwagen ist der Fahrer schon durch das Mitfahren des Eigen-tümers oder von Fahrgästen zu schonender Behandlung des Wagens ge-zwungen. Bei Lastwagen ist rohe Behandlung der Kupplung, Einkuppeln unter großer Stoßwirkung erfahrungsgemäß sehr häufig. Elastische Schub-kraftübertragung kann hier Fehler der Fahrer mildern und die Lebensdauer des Wagens erhöhen.

Die **Wagenfederung** des B ü s s i n g - Wagens ist folgerichtig durchgeführt und anderen Bauarten überlegen.

Die einfache Blattfederung erfordert bei Lastwagen sehr sorgfältige Ausbildung, weil die Federn stark belastet werden und durch das große Wagen- gewicht stark vorgespannt sind. Ausreichende Federung ist wegen der Härte der Federn und wegen der großen Belastung schwer erreichbar. Richtige Federung erfordert g r o ß e F e d e r w e g e. Einseitige Radbelastungen, einseitige Reifen- und Zapfenbeanspruchungen und insbesondere auch e i n s e i t i g e s t a r k e B e l a s t u n g d e r F a h r b a h n müssen verhindert werden.

Die Anwendung von Zusatzfedern ist von B ü s s i n g zuerst sinngemäß für Kraftlastwagen vollständig durchgeführt worden, ähnlich, wie dies schon bei Personenwagen geschehen ist. Zweck und Wirkung der Zusatzfedern muß die Vergrößerung des Federwegs sein; hierdurch wird die Änderung des Federdrucks geringer, die Feder wird also weicher und entspricht dadurch besser ihrem Zwecke.

Ähnlich wie bei den Vorderrädern ist die Zusatzfederung auch bei den Triebachsen von B ü s s i n g - Omnibussen und -Feuerwehrwagen ausgeführt.

Bei Personenkraftwagen ist stets versucht worden, die Wirkung der einfachen Blattfedern zu verbessern und vor allem die Federung weicher zu gestalten. Die Ausführung von Doppelflachfedern als Ellipsen- oder Halbellipsenfedern und die Aufhängung der Hauptfedern an quer gestellten Flachfedern muß ebenfalls als Zusatzfederung angesehen werden. Diese Ausführungsformen hatten aber vielfach unerwünschte Nebenwirkungen zur Folge. Um diese abzdämpfen wurde zu weiteren Hilfskonstruktionen (z. B. Federdämpfern) gegriffen, die aber vielfach eine Verschlechterung der Gesamtfederung bewirkten. Zur Klärung der hierbei auftretenden Kraftwirkungen und Einflüsse sollen eingehende Versuche ausgeführt werden, über die später berichtet werden wird.

**Motor.** Die Anwendung geringer Motordrehzahlen bei Lastwagen, gegenüber den hohen Motordrehzahlen der Personenwagen, hängt zusammen mit den üblichen Ü b e r s e t z u n g s v e r h ä l t n i s s e n zwischen Motor und Hinterachse.

Änderung dieser Übersetzung ist ohne Hinzufügung eines weiteren Vorgeleges schwer möglich, da die antreibenden Zahnräder und Kettenräder unter die übliche Größe nicht verkleinert werden können, wenn nicht der Zahneingriff verschlechtert und die Abnutzung erhöht werden soll. Die Hinzufügung einer weiteren Übersetzung würde die Vorteile — Kosten- und Gewichtersparnis — aufwiegen, die die Schnellläufer bringen. Bei Wellenantrieb wäre dies noch ungünstiger als beim Kettentrieb, weil die Übersetzung durch die Kettenräder wegfällt.

Schnellläufer würden hingegen auch bei Lastwagen ohne diese Umständlichkeiten Anwendung finden können, wenn die Übersetzungsfrage gelöst wäre, z. B. für den Hinterradantrieb *Schneckenübersetzung* verwendet und auf die nachgewiesenen dynamischen Wirkungen weitgehend Rücksicht genommen würde.

Anfänge zu Schneckenrieben mit hohen Wirkungsgraden sind schon vorhanden, aber die Erfahrungen damit sind noch nicht ausreichend. Die Schwierigkeiten liegen wesentlich in den großen Zahndrücken, den rasch wiederkehrenden Eingriffsflächen der Schnecken und der hierdurch auftretenden starken Erwärmung der Schneckenriebe, die auch schon zu Versuchen mit künstlicher Kühlung geführt hat, weiter in den Schwierigkeiten der Reibungsverhältnisse (Selbsthemmung) der Schneckenriebe. Wenn der Wagen nicht durch den Motor, sondern durch die rollende Masse bewegt wird, die Schnecke daher nicht treibt, sondern vom Schneckenrad getrieben wird, kommen diese Verhältnisse im Zusammenhang mit dem Wagenbetriebe ungünstig zur Geltung. Die Versuche mit dem *englischen Daimler-Wagen* und seinem Schneckenriebe haben hierzu schon viele Unterlagen geboten. Auch hier läge ein wichtiges Gebiet vor, wo planmäßige wissenschaftliche Versuche viele kostspielige Experimente mit neuen Wagentypen ersparen könnten.

Das Verhältnis der Motorleistung zum Wagengewicht ist beim *Büssing-Lastzug* trotz seiner kräftigen Bauart sehr günstig. Die dafür maßgebenden Grundlagen lassen sich auf viele andere Ausführungen anwenden.

Die Steigerung der Motorleistung ist an die Wirtschaftlichkeit der Motoren gebunden. Verbrennungsmotoren arbeiten bei geringen Belastungen

unwirtschaftlich. Die wirtschaftliche Grenze der Leistungssteigerung ist durch die Versuche mit dem Büssing-Motor festgestellt. Die Bedingung wirtschaftlichen Betriebes verbietet eine Vergrößerung der Motorstärke des Lastwagens, solange im Motor selbst keine Vergrößerung des wirtschaftlichen Belastungsbereiches durch veränderten Arbeitsvorgang erreicht werden kann.

**Schwungmassenwirkung.** Der nachgewiesene große Einfluß der Massenwirkung des Motorschwungrades (Bericht VII Seite 19) bei Geschwindigkeitsänderungen gibt neben der Erkenntnis der dynamischen Wirkungen die Begründung für bisher nicht geklärte Erscheinungen im praktischen Fahrbetriebe.

Der bekannte „Schwung“ der Wagen und seine Ausnutzung in Steigungen hat daher ganz andere Ursachen, als von den Fahrern meist angenommen werden, und manche Eigenarten des Fahrbetriebs sind durch die große Wirkung der Schwungradmasse zu erklären.

Es ist bekannt, daß bei Bergfahrt und geringer Fahrgeschwindigkeit die Geschwindigkeitssteigerung auf höhere Schaltgänge in den meisten Fällen mißlingt oder nur durch übertrieben hohe Ausnutzung der niedrigeren Schaltgänge gelegentlich möglich wird, während die höheren Schaltgänge gut „durchziehen“, sobald Geschwindigkeitssteigerungen (Anfahren und dergl.) bei der Bergfahrt vermieden werden.

Diese Erscheinung ist teils aus dem Charakter der Drehmomente der Motoren, teils aus den Massenwirkungen des Wagens zu deuten versucht worden. Diese Annahmen erweisen sich jedoch nicht als zutreffend. Die Wirkung der Wagenmasse allein kann nicht diesen Einfluß haben. Die Versuche haben nun gezeigt, daß das Motorschwungrad, insbesondere bei niedrigen Schaltgängen, die Beschleunigungs- und Verzögerungsverhältnisse entscheidend beeinflusst. Bei der Geschwindigkeitssteigerung nimmt das Schwungrad soviel Energie auf, daß hierdurch die Überschubleistung des Wagens wesentlich vermindert wird.

Diese Verminderung der Überschubleistung macht sich bei der Bergfahrt und beim Anfahren unangenehm bemerkbar, sobald eine Geschwindigkeitssteigerung erwünscht oder notwendig ist.

Die Größe der Schwungradwirkung wird aus folgenden Zahlen er-

klärlich. Das Schwungrad des Büssing-Motors nimmt bei einer Drehzahlsteigerung von 500 auf 1100 Touren 2300 mkg auf. Dem entspricht ein Leistungsaufwand von 31 PS bei dieser Drehzahlsteigerung in 1 Sekunde.

Die umgekehrte Wirkung tritt bei der Motorbremsung auf. Motorbremsung ist vorteilhaft, wenn mit ihr keine Verminderung der Fahrgeschwindigkeit z. B. im Gefälle verbunden ist, wenn also Freiwerden der im Schwungrad aufgespeicherten Energie vermieden ist.

Planmäßige Versuche über den Einfluß aller Schwungmomente, im Zusammenhang mit Motor und Wagenlauf, mit der Federung und mit den Triebwerks- und Wagenteilen, wären von größtem Wert.

**Benzolbetrieb.** Das gegenwärtige Handelsbenzol ist dank langjährigen, kostspieligen Versuchen, die von der Heeresverwaltung angeregt wurden, für Motorbetrieb brauchbar. Früher war Benzolbetrieb stets mit lästiger und störender Verteuerung der Motoren verknüpft, auch mit Beschädigungen der mit dem Benzol in Berührung kommenden Triebwerksteile, da die Nebenprodukte des Rohbenzols schädigende chemische Wirkungen ausübten.

In Deutschland ist die Unabhängigkeit vom Marktpreise des Benzins eine Lebensfrage für den Automobilbetrieb, da dieser Preis von Auslandsmonopolen bestimmt wird und damit die Wirtschaftlichkeit des Benzinbetriebs jederzeit in Frage gestellt werden kann. Preissteigerungen von 80 % innerhalb eines Jahres sind nichts Seltenes.

Unter solchen Verhältnissen gewinnt die Förderung des Benzolbetriebs und jede Verbesserung dieses Betriebs durch erweiterte wissenschaftliche Einsicht große Bedeutung. Die bei der Benzolverbrennung wirksamen Bestandteile des Rohbenzols müssen noch näher festgestellt werden. Die bisherigen überwiegend praktischen Erfahrungen reichen zur wirtschaftlich besten Benzolverwertung noch nicht aus; sie haben nur dazu geführt, daß das Benzol zunächst b r a u c h b a r für Kraftwagenbetrieb geworden ist. Weitere Vervollkommnung des Brennstoffs ist notwendig, und der Benzolindustrie müssen weitere Unterlagen zur Erzeugung von bestgeeignetem Benzol für motorische Verbrennung an die Hand gegeben werden.

---





Laboratorium für Kraftfahrzeuge  
der  
Königl. Technischen Hochschule  
in Berlin

Bericht X

Stoffwechsel und Pathologie  
der  
Schiebermotoren



*Mit 97 Abbildungen*



## I. Vorgeschichte der Schiebermotoren.

Motoren mit Schiebersteuerung sind während der Entwicklung der Verbrennungsmaschinen von Anfang an und wiederholt verwendet und auch als „ventillos“ und „geräuschlos“ gekennzeichnet und gerühmt worden.

In den letzten Jahren hat ein eigenartiger Schiebermotor (Knight) großen Erfolg gehabt. Seither bewegt die Streitfrage: Schieber oder Ventil? den Automobilismus aller Länder, und bei vielen gilt der Schiebermotor als die Zukunftsmaschine, der Ventilmotor als veraltet. Keine der maßgebenden Fabriken ist der neuen Strömung entgegengetreten, und viele haben den Bau von Schiebermotoren aufgenommen, obwohl bisher nur unbegründete Meinungen über die Überlegenheit der Schiebermotoren vorliegen.

Den Behauptungen sind objektive wissenschaftliche Versuche entgegenzustellen. Die Kennzeichnung der Schiebermotoren führt zunächst in die Entwicklungsgeschichte der Verbrennungsmaschinen zurück.

In den 60er Jahren wurde die erste gangbare Gasmachine, der Schiebermotor von Lenoir, gebaut und auch auf einem Motorboot und auf einem Kraftwagen versucht. Der Schauplatz war Paris, der Unternehmer der Erfinder der Zeitungsschnellpressen. Infolgedessen war die ganze Welt voll Begeisterung für diese neue wirkliche „Feuermaschine“, und das Ende der Dampfmaschinen wurde verkündet.

Der Lenoir-Motor war ventillos, aber höchst geräuschvoll, nicht wegen seiner Steuerung, sondern wegen seines mangelhaften Triebwerkes und wegen seines Arbeitsverfahrens mit Zündung nach dem Hubwechsel. Der Motor ist vollständig gescheitert und nicht betriebsbrauchbar geworden. Wenn nicht das Triebwerk zugrunde ging, so versagte der Auslaßschieber infolge von Wärmestauungen in wenigen Stunden, obwohl die Motoren mit großer Überschmierung betrieben wurden.

Die Ursachen dieses Mißerfolges lagen aber nicht in der Schiebersteuerung, sondern im mangelhaften Arbeitsverfahren, im Triebwerk und in der unzureichenden Kühlung des Motors und des Auslaßschiebers.

Anfangs der 70 er Jahre hat die erste betriebsbrauchbare Gasmaschine Verbreitung gefunden, die sogen. „atmosphärische“ Gaskraftmaschine von Otto, gleichfalls durch Schieber gesteuert. Sie war die erste Maschine mit sehr geringem Gasverbrauch; deshalb wurde wieder das Ende der Dampfmaschinenbetriebe vorausgesagt. Motoren dieser Art wurden bis zu 3 Pferdestärken Leistung gebaut und im ganzen etwa 3000 PS in Kleinbetrieben verwendet. Die Motoren waren ventillos, aber sehr geräuschvoll, da sie kein eigentliches Triebwerk hatten, sondern mit Flugkolben arbeiteten, eine Bauart, die für größere Leistungen unmöglich gewesen wäre.

Die atmosphärische Gasmaschine wurde Ende der 70 er Jahre durch den Viertaktmotor von Otto verdrängt, der wieder mit Schiebersteuerung versehen war. An diesen Motor haben sich keine Verheißungen geknüpft; er wurde vielmehr mit Mißtrauen empfangen, weil das neue Viertaktverfahren mit Unrecht mit den doppelwirkenden Dampfmaschinen verglichen wurde. Die Viertaktmaschine beherrscht seitdem das ganze Gebiet der Verbrennungsmaschinen mit verschwindenden Ausnahmen und hat die Dampfmaschine aus wichtigen Verwendungsgebieten verdrängt.

Die neue Viertaktmaschine wurde unter der bescheidenen, jetzt erst modern gewordenen Bezeichnung „geräuschloser Motor“ eingeführt, um den Gegensatz zu dem übel bekannten geräuschvollen Gang der Lenoir-Maschine und der atmosphärischen Flugkolbenmaschine hervorzuheben. Dieser für die Entwicklung der Verbrennungsmaschinen entscheidende Motor war also gleichfalls ventillos und zudem geräuschlos. Nur auf das letztere wurde damals Wert gelegt. Die Ursache der Geräuschlosigkeit lag wesentlich im Arbeitsverfahren, in der richtigen Bauart des Triebwerks und auch in der Schiebersteuerung.

Die Versuche, für diesen Motor Schiebersteuerung auszuführen, die hohen Verbrennungsdrücken genüge, sind nach vielen Bemühungen gescheitert.

Die Dampfmaschine ist als betriebsbrauchbarer Motor ein Jahrhundert älter als die Gasmaschine. In dieser langen Entwicklungszeit ist sie „ventillos“ geblieben, und sie hat als Schiebermaschine die Welt erobert. Vollständige Geräuschlosigkeit ist von ihr nicht verlangt worden. In den 70 er Jahren, mit der Steigerung der wirtschaftlichen Anforderungen, hat die Ventildampfmaschine Eingang gefunden; auf wichtigen Gebieten aber, z. B. als Lokomotive und als Schiffsmaschine, ist die Dampfmaschine überwiegend „ventillos“ geblieben.

Der Kraftwagen war während dieser Zeit auf rohe Straßenlokomotiven beschränkt, die älter sind als der Dampfkraftwagen auf der Schienenbahn und in den 60 er Jahren in England rasch Verbreitung gefunden haben, bis ihnen durch die berüchtigte bill, die verlangte, daß den Wagen auf 20 Yards ein Mann mit roter Fahne voranzuschreiten habe, der Lebensfaden abgeschnitten wurde. Damit wurden die ersten Keime des Automobilismus in England, dem Mutterlande des Sports, vernichtet. Dem erfolglosen Versuche, Lenoir-Motoren auf Kraftwagen zu verwenden, sind nur bescheidene Versuche mit Leuchtgas-Viertaktmotoren auf Straßenbahnen gefolgt. Sie haben wegen der Schwierigkeit der Preßgasaufspeicherung zu keinem Erfolge geführt. In dieser ersten Entwicklung der Kraftwagen handelte es sich immer nur um Schiebermotoren.

Die 80 er und 90 er Jahre brachten die entscheidende wirtschaftliche Ausbildung der Verbrennungsmaschinen und ihre maschinentechnische Vervollkommnung, die sie erst befähigte, in den Wettbewerb mit den Dampfmaschinen einzutreten. In dieser entscheidenden Zeit war von Ventillosigkeit und Geräuschlosigkeit nicht die Rede, sondern:

die Monopolpatente der Deutzer Motorenfabrik auf den Viertakt waren zu durchbrechen und die Verbrennungsmaschinen von dem beschränkten und kostspieligen Leuchtgasbetriebe freizumachen.

Der Kampf gegen die Monopolpatente mußte, wie immer, wenn große Interessen und Mittel ins Feld rücken, mit dem Falle der wichtigsten Patente enden, denn jede Idee ist unentwickelt oder unverstanden schon einmal dagewesen und durch Druckerschwärze oder Zeugenaussagen als „vorbekannt“ nachzuweisen, wenn das Vorgegangene mit den Augen der Gegenwart gedeutet wird.

Während des lange andauernden Kampfes wurde die *Zweitaktmaschine* geschaffen und übertrieben eingeschätzt, weil das *Viertaktmonopol* den geraden Weg versperrte und die *Viertaktmotoren* im engen, damals sehr lohnenden Bereich der *Kleinmaschinen* verblieben und an überlieferten „Erfahrungen“ hafteten, als *Schiebermotoren* aber den steigenden wirtschaftlichen Anforderungen nicht entsprechen konnten.

Die *wirtschaftliche Vervollkommnung* und die *Steigerung der Leistung* erfordern: hohe *Gemischverdichtung*, über 10 *Atm.*, daher hohen *Verbrennungsdruck*. Das konnten die damaligen *Schiebermotoren* nicht leisten; sie waren nur geeignet für den damaligen *Leuchtgasbetrieb* mit höchstens 2 *Atm. Verdichtungsdruck*. Ohne große *Steigerung dieses Druckes* war es unmöglich, sie für geringwertige *Brennstoffe*, für arme *Gase* oder *flüssige Brennstoffe* zu verwenden.

Aus diesem Grunde sind alle *Viertakt-Großgasmaschinen*, die mit verhältnismäßig armen *Brennstoffen* arbeiten, *Ventilmaschinen* geworden.

In die *Gestaltung der Großmaschinen* hat damals das *Vorurteil* entscheidend eingegriffen: daß *Auslassventile*, die ständig unter der hohen *Auspufftemperatur* von über 500° stehen, *unbrauchbar* seien. Tatsächlich haben sie anfänglich viele *Störungen* ergeben, deren Ursachen aber nicht in den *Ventilen*, sondern in der sehr schlechten *Bauart* der ersten *Viertakt-Großmaschinen* lagen.

Dieses *Vorurteil* stützte das *Bestreben*, *Zweitaktmaschinen* zu bauen, die für den *Auspuff* stets *ventillos* waren. So sind „*ventillose*“ *Zweitaktmaschinen* früher und vollkommener zustande gekommen als *Viertakt-Großmaschinen*, und allgemein galt die *Zweitaktmaschine* als überlegen, als *Zukunftsmaschine*.

Am vollkommensten wurde dieses *Bestreben* durch die *Oechelhaeuser-Maschine* mit gegenläufigen *Kolben* verwirklicht, die auch im *Großmaschinenbau* als „*ventillos*“ und „*geräuschlos*“ besonders angepriesen wurde.

Die *Ventillosigkeit* ist dadurch erreicht, daß die *Triebkolben* im *Zylinder* *Schlitze* für den *Gemischeinlaß* und für die *Ausströmung*

öffnen und abdecken, eine in mancher Hinsicht ideale Steuerung, weil kein besonderes Steuerungsorgan notwendig ist, sondern vorhandene Teile: Maschinenkolben und Zylinderwand, zur Steuerung benutzt werden, und weil der große Zylinderumfang große Steuerungsquerschnitte gestattet, die bei einfachen Ventilsteuerungen unmöglich sind.

Die Anfänge der Viertaktmaschine als Großmaschine blieben lange Zeit Mißerfolge, weil sie wesentlich nur ungeeignete Vergrößerungen der Kleinmaschinen waren.

So waren in der entscheidenden Zeit alle Vorteile auf Seiten der ventillosen Zweitaktmaschinen; ihre Geräuschlosigkeit war mit gegenläufigen Kolben und Schlitzsteuerung tadellos erreicht, besser als je bei Dampfmaschinen. Die Zweitaktmaschinen erregten daher großes Aufsehen, die Viertaktmaschinen wurden als abgetan angesehen. Der Verein deutscher Ingenieure hat damals das für Wärmekraftmaschinen in der ganzen Welt übliche Meßverfahren und die Wertbegriffe abgeändert und „Normen“ eingeführt, nach welchen der Arbeitsaufwand der Ladepumpen der Zweitaktmaschinen von der Leistung abgezogen wird, in der Bilanz somit nur die Einnahmen, nicht die Ausgaben gebucht werden, obwohl diese bei der damaligen Bauart der Ladepumpen 15–50 % der Leistung betragen, je nach Belastung der Maschine.

Niemals sind die äußeren Bedingungen für den raschen Aufschwung einer neuen Maschinenart so günstig gewesen wie damals für die Zweitaktmaschinen, und der technische Anfangserfolg war ein beispiellos großer. Die Entscheidung über die Brauchbarkeit dieser Maschinengattung mußte aber, ihrem Betriebswert entsprechend, im entgegengesetzten Sinne fallen.

Die „Ventillosigkeit“ dieser Zweitaktmaschinen ist zuerst verschwunden, da mit den ventillosen Schlitzsteuerungen die Regulierung für Kraftwerke nicht zu erreichen war. Es mußten mehrere Regulierorgane und ein besonderes Einströmungsventil hinzugefügt werden. Die Ventile und sonstigen Steuerungsorgane der Ladepumpen gehören auch zur Steuerung und haben anfänglich viel Schwierigkeiten bereitet. Die Motorsteuerung ist daher durchaus nicht ventillos und viel umständlicher als bei Viertaktmaschinen.

Inzwischen ist die Viertakt-Großmaschine in richtiger Bauart geschaffen worden und hat eine vollständige Umwälzung herbeigeführt. Gegenwärtig werden Zweitaktmaschinen für Kraftwerke nur sehr selten gebaut, und damit sind sie von dem größten und wichtigsten Verwendungsfelde fast ganz ausgeschlossen.

Die Ursachen des geringen Erfolgs liegen aber nicht in der ventillosen Steuerung, sondern in den hohen Kosten der Zweitaktmaschinen oder, bei anderer Bauart, in der Notwendigkeit, ihre Umlaufgeschwindigkeit herabzusetzen, wodurch sich wieder die Kosten erhöhen und der Wettbewerb mit den Viertaktmaschinen aussichtslos wird.

Seither sind die Viertaktmaschinen alleinherrschend geworden; in weniger als zwei Jahrzehnten wurden davon  $1\frac{1}{2}$  Millionen Pferdekkräfte an Großmaschinen und etwa 2 Million Pferdekkräfte an Kleinmaschinen gebaut. Sie sind mit verschwindenden Ausnahmen Ventilmotoren.

In den letzten beiden Jahrzehnten sind auch die Ölmaschinen aus den rohen Anfängen der Petroleummaschinen zu hoher Vollendung gelangt, insbesondere durch die Dieselmotoren, die nicht mit Gemischbildung vor dem Hubwechsel arbeiten, sondern mit Öleinspritzung nach dem Hubwechsel, so daß keine Frühzündung möglich ist, außerdem mit höchster Verdichtung, bis zur Selbstzündung, daher mit höchster thermischer und hoher wirtschaftlicher Ausnutzung.

Alle Viertakt-Dieselmotoren sind Ventilmotoren und im wesentlichen geräuschlos. Sie sind auch als Zweitaktmaschinen möglich und werden als solche im großen verwendet, weil bei ihrem Arbeitsverfahren der Zylinder nicht durch besondere Pumpen mit Gemisch zu laden, sondern nur durch eine Luftpumpe zu spülen ist. In diesem Zusammenhange werden sicher auch die Vorteile des mechanischen Triebwerks der Oechelhaeuser-Maschine ausgenutzt werden.

Die Versuche, Dieselmotoren mit Schiebersteuerung betriebsbrauchbar auszuführen, sind mißlungen. Als Zweitaktmaschine wird sie zunehmend mit Schlitzsteuerung durch den Triebkolben, also ventillos, für den Auslaß verwendet und wird in dieser Bauart für größere Leistungen wahrscheinlich alleinherrschend werden.



In den 90er Jahren ist auch die D a m p f m a s c h i n e auf die höchste Stufe gebracht und unter hohen wirtschaftlichen Anforderungen nur als V e n t i l m a s c h i n e verwendet worden, bis sie bei großen Kraftwerken größtenteils durch die Dampfturbine verdrängt wurde. Mit dem Vordringen des Hochdruck- und Heißdampfbetriebes wurden die früher fast alleinherrschenden Schiebersteuerungen zu Grabe getragen.

Während dieser Zeit des vielseitigsten und bedeutendsten Fortschrittes, den der Maschinenbau je durchgemacht hat, mußten die errungenen Erfahrungen auch auf die A u t o m o b i l m o t o r e n entscheidend zurückwirken.

Die Automobilmotoren haben schon ihren Pionierdienst als V e n t i l m o t o r e n begonnen und sind mit verschwindenden Ausnahmen Ventilmotoren geblieben. Ganz geräuschloser Gang wurde nicht erreicht, weil nicht angestrebt. Die Forderung der Geräuschlosigkeit konnte erst viel später gestellt werden, nachdem ruhiger Lauf der Wagen durch richtige Bauart des Triebwerks und insbesondere durch genaue Herstellung der Zahnräder erreicht war.

Die für raschen Lauf so außerordentlich einfache v e n t i l l o s e Schlitzsteuerung durch den Triebkolben ist für den Viertaktmotor unmöglich, weil der Auspuff nicht im Hubwechsel beendet werden kann. Dies kann nur beim Zweitakt mittels der Spülpumpen erreicht werden. Wegen der großen Vorteile der Schlitzsteuerung wiederholen sich immer wieder die Versuche, diese Steuerung bei Automobilmotoren einzuführen; aber dann müssen Zweitakt oder andere Umständlichkeiten in den Kauf genommen werden.

Das Zweitaktverfahren mit Spül- und Ladepumpen ist für den raschen Lauf der Automobilmotoren undurchführbar, weil die Zeit für Spülen und Laden (unmittelbar vor dem Hubwechsel jedes Kolbens) viel zu gering ist und der Ladevorgang damit zu roh wird.

So sind alle Automobilmotoren einfachwirkende Viertaktmaschinen und v e n t i l g e s t e u e r t e Motoren geblieben.

Schließlich wäre noch zu erwähnen, daß auch der D a m p f b e t r i e b für Kraftwagen durch S e r p o l l e t mit außerordentlichem Geschick durchgeführt worden ist. Diese Dampfmaschinen waren V e n t i l m a s c h i n e n.

Das sind die wichtigsten Ergebnisse der Entwicklungsgeschichte; sie lassen erkennen:

Zu aller Zeit haben die Schiebermotoren sowohl im Dampf- wie im Verbrennungsbetriebe Pionierdienste geleistet. Auf allen Gebieten sind sie durch die Ventilmotoren verdrängt worden, sobald die wirtschaftlichen Forderungen in den Vordergrund traten.

Zu aller Zeit waren die wirtschaftlichen Forderungen entscheidend. Darunter ist aber nicht einseitig nur die Forderung geringen Brennstoffverbrauches zu verstehen, sondern alle Forderungen hinsichtlich Leistung und Kosten im Dauerbetriebe und hinsichtlich Lebensdauer der Maschinen.

In diesem Sinne sind in der jüngsten Zeit, ohne daß viel von Einzelheiten der Motorsteuerungen geredet worden ist, die größten Fortschritte des Automobilbaues erzielt worden. Sie sind deutlich erkennbar schon durch die Tatsache, daß gegenwärtig 20—25 pferdige Wagen dasselbe leisten wie noch vor 6 Jahren 30—35 pferdige, und daß mit Wagen von 11—1200 kg Eigengewicht dasselbe erreicht wird wie früher mit Wagen von 15—1600 kg Gewicht. Diese großen Fortschritte stecken überwiegend im Motor, und an ihnen sind nur die Ventilmotoren beteiligt.

Die Entwicklungsgeschichte zeigt ferner, daß das Zurückdrängen der Schiebermotoren nicht immer in der Schiebersteuerung die Ursache hatte, sondern nur in baulichen Fehlern der Schieber. Stets sind die steigenden wirtschaftlichen Forderungen entscheidend gewesen, die Notwendigkeit, den Kompressions- und Verbrennungsdruck zum Zwecke besserer Brennstoffausnutzung zu steigern. Diese Forderungen konnten mit Ventilsteuerung bequemer und einfacher erfüllt werden als mit der Schiebersteuerung. —

In der neuesten Entwicklung, im erfolgreichen Auftreten der Knight-Motoren, die nach Ansicht vieler Automobilisten einen Markstein bedeuten, ist nichts zu finden, was von vornherein umwälzender Natur sei:

Ein Konstrukteur hat eine eigenartige Schiebersteuerung erdacht und erprobt, mit Doppelschiebern, innerhalb deren der Triebkolben läuft. Er selbst hat diese Bauart in einem Vortrage im R. A. C. in London 1908

wesentlich mit der Geräuschlosigkeit, der Beseitigung des „Klapperns der Ventilsteuerungen“ und mit dem zwangsläufigen Antriebe begründet. Eine englische Fabrik, die nach Erwerbung des Namens Daimler ganz selbständige Wege gegangen ist, hat einen neuen Wagentyp mit diesem Schiebermotor versehen und mit sehr geschickter Reklame und entsprechendem Erfolg auf den Markt gebracht. Bei der Anpreisung hat die Ventillosigkeit und Geräuschlosigkeit hervorragende Dienste geleistet, indem besonderer Wert auf Wirkungen gelegt ist, die jeder Laie versteht und auf seine Art deutet, insbesondere im Zusammenhang mit der äußerlichen Einfachheit der Schiebermotoren. Der neue Wagen war, außer mit dem neuen Schiebermotor, auch mit mehreren auffälligen, zum Teil auch sehr guten Einzelheiten versehen, die mit dem Schiebermotor nichts zu tun haben: Schneckenantrieb der Hinterachse, ebenfalls zum Zwecke der Geräuschlosigkeit, abgestufte Federung, auswechselbare Drahtspeichenräder u. dergl., Einzelheiten, die viele Automobilisten ihren Freunden gern als etwas Neues zeigen.

In alledem liegt aber nichts Grundsätzliches, sondern nur ein sehr geschicktes Vorgehen, wie es mit ganz anderer Bauart auch möglich wäre. Der Erfolg war ein ungewöhnlicher und hat ohne zwingende Betriebs-tatsachen die Ansicht verbreiten helfen, daß der Schiebermotor besser sei als der „veraltete“ Ventilmotor.

Auffällig ist, daß die Kraftwagenindustrie aller Länder diesem erfolgreichen Vorgehen keine sachliche Feststellung des Wertes der Neuerung entgegengestellt hat, daß hingegen viele Fabriken mit außerordentlich großem Kostenaufwand selbst Schiebermotoren gebaut haben, um für den Markt bereit zu sein, falls die Nachfrage anhält.

Auffällig ist, daß mehrere Fabriken, darunter auch die deutschen Daimler-Werke, Lizenzträgerinnen von Knight geworden sind, ihre Wagen mit Schiebermotoren auf den Markt gebracht und mit ihrer Marke gedeckt haben, was natürlich in Automobilistenkreisen großen Eindruck machen mußte. Die Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim sagt dabei in ihrem Katalog über die „Mercedes-Knight-Motoren“ nichts über etwaige Vorzüge dieser Motoren gegenüber den

Ventilmotoren der eigenen Marke, sondern erwähnt nur, daß sie „dem Verlangen nach einem ventillosen Motor Rechnung tragen“ wolle.

Auffällig ist ferner, daß der Erfolg der Schiebermotoren in die Zeit der höchsten wirtschaftlichen Entwicklung der Kraftwagen fällt.

Auffällig ist endlich, daß der *Knight*-Motor, der einzige Schiebermotor, der unter den vielen Hunderten von Konstruktionsideen, Patenten, Projekten und Ausführungen Erfolg gehabt hat, eine sehr umständliche Bauart verwirklicht. Deshalb ist auch eine Feststellung der kinematischen Grundlagen notwendig. —

Aus der Entwicklungsgeschichte und allgemein fachwissenschaftlich läßt sich nicht nachweisen, daß Schiebermotoren für Kraftwagen nicht ebenso Vollkommenes leisten könnten wie Ventilmotoren, denen die Erfüllung hoher wirtschaftlicher Forderungen im erwähnten allgemeinen Sinne bisher allein zugemutet worden ist. Jetzt aber müssen diese Forderungen auch an die Schiebermotoren gestellt und erfüllt werden, wenn der Erfolg ein dauernder sein soll.

Dem steht grundsätzlich nichts entgegen, weil Automobilmotoren rasch laufen, geringe Abmessungen und geringe Dichtungsflächen bei kurzer Dichtungszeit besitzen, und für Schmierung und Kühlung viele wirksame Mittel zur Verfügung stehen. Kleinmaschinen vertragen viele Einzelheiten und Betriebsverhältnisse, die für Großmaschinen unzulässig wären. Wie weit damit gegangen und ob damit sichrer Dauerbetrieb erreicht werden kann, muß durch Betriebstatsachen und wissenschaftliche Versuche erwiesen werden.

In der Fach- und in der Reklameliteratur sind die Schiebermotoren vielfach mit überschwenglichen Hoffnungen und Anpreisungen empfangen worden. Auch Fachleute haben sich unbedingt für die Schiebermotoren ausgesprochen.

Viele sehen die Zukunft in der „Geräuschlosigkeit“, die der Ventilmotor auch erreichen kann; viele sehen sie in der „Zwangläufigkeit“ der Steuerung, die dem Ventilmotor versagt ist. Die

„Ventillosigkeit“ ist ein nichtssagendes, nur der Anpreisung dienendes Schlagwort.

Der Knight-Motor behauptet bisher das Feld allein; Tausende von Wagen sind nur wegen dieser Schiebermotoren gekauft worden, und die Mehrheit der Automobilisten hat für ihn besondere Vorliebe. Seine Verwendung wird als ein Fortschritt ernsthaft für das ganze Kraftfahrwesen gewünscht, auch für Militärfahrzeuge und sogar für Flugmaschinen, an die die höchsten Anforderungen gestellt werden müssen.

Klarheit über die Möglichkeit und Zulässigkeit, über den Nutzen oder Schaden solcher Abkehr von den bisherigen Ventilsteuerungen können nur planmäßige Betriebs- und wissenschaftliche Versuche schaffen.

## II. Kinematische Grundlagen.

Das Arbeitsverfahren des Viertakts (1. Hub: Ansaugen, 2. Hub: Verdichten, 3. Hub: Verbrennen und Ausdehnen, 4. Hub: Auspuff bzw. Auschieben der Abgase) entspricht 2 Kurbeldrehungen und erfordert einen Steuerungsantrieb, der mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle läuft.

Bei Ventilsteuerungen erfolgt die Eröffnung der Ventile durch Steuernocken, welche die Eröffnungskraft auf die Ventile übertragen, während der Ventilschluß durch eine besondere Feder kraftschlüssig erfolgt.

Dieser Zusammenhang ergibt im allgemeinen keine nennenswerten Schwierigkeiten, sondern nur in den Einzelheiten wegen der hohen Drehzahlen der Automotoren und der davon abhängigen Massendrucke der Ventile und Ventilgestänge, deren Masse zwar gering ist, aber bei den hohen Drehgeschwindigkeiten und kleinen Beschleunigungszeiten entscheidend einwirkt. Soll Geräuschlosigkeit der Steuerung erzielt werden, dann muß der Ventilhub und damit der Durchflußquerschnitt beschränkt oder der erforderliche Durchströmungsquerschnitt durch besondere Ventilanordnung gesichert werden. Außerdem müssen die Steuernocken für die erforderliche Massenbewegung sehr sorgfältig ermittelt und ausgeführt werden. Der gegebene kinematische Zusammenhang gestattet aber jede Lösung der Steuerungsaufgabe.

Wegen der erwähnten Einzelschwierigkeiten bestand auf allen Gebieten des Motorbaus immer das Bestreben, zwangsläufig betätigte Steuerungen zu verwenden. Dazu eignen sich einfache Ventile nicht, weil deren Bewegung durch das Auftreffen auf den Ventilsitz begrenzt ist, sondern nur zwangsläufig bewegte Schieber.

Schiebersteuerungen für Verbrennungsmaschinen im Viertakt erfordern Doppelbewegung, durch 2 hin- und hergehende Schieber oder einen Schieber, der zwei Bewegungen erhält, oder eine Drehbewegung für umlaufende oder Pendelschieber.

Es gibt mehrere hundert Patente auf Schiebersteuerungen für Verbrennungsmotoren. Sie sind sämtlich unwesentlich, da die zahlreichen Vorgänger im Dampfmaschinenbau einen umfassenden Schutz nicht zulassen, sondern nur Konstruktions- und Teilpatente. Praktischen Erfolg hat bisher nur die Knight-Steuerung gehabt.

Bei allen Schiebersteuerungen handelt es sich darum,

in den beiden aufeinanderfolgenden Viertakthüben: Auspuff und Einlaß die Aus- und Einlaßkanäle der Steuerung zu öffnen und zu schließen und die Kanäle während der weiter folgenden beiden Viertakthübe: Verdichtung und Verbrennung geschlossen zu halten. Während dieser Zeit muß die Steuerung unwirksam sein, was mit Doppelschiebern einfach erreichbar ist, oder sie muß bei Steuerung durch einen Schieber zu diesem Zwecke einen „toten Gang“ besitzen, d. i. während dieser beiden Hübe so geringe Bewegung ausführen, daß die Steuerung unwirksam bleibt.

Knight benutzt die umständlichste Anordnung: Doppelrohrschieber, ineinander gesteckt und den Triebkolben umschließend, so daß 2 Kanäle jedes Schiebers, 2 Kanäle des Zylinders, 5 Steuerkanten der Schieber und je eine Steuerkante des Deckels und des Zylinders an der Steuerung beteiligt sind.

Diese Anordnung hat beim Bekanntwerden der Knight-Steuerung viele Bedenken erregt. Die umständliche kinematische Grundlage ist aber gerechtfertigt, weil hierdurch (Doppelschieber mit getrenntem Antrieb) jeder Punkt der Steuerung einzeln beherrscht und für die besondere gewollte Wirkung abgeändert werden kann, ohne die übrigen Punkte allzusehr zu beeinflussen.

Die Schiebersteuerungen lassen sich wesentlich vereinfachen, indem nur ein Schieber verwendet wird, der dann eine Doppelbewegung oder eine Drehbewegung empfängt, oder es werden Ein- und Auslaß

getrennt gesteuert, die Einlaßsteuerung z. B. dem Triebkolben in Verbindung mit Einströmungsschlitzen mitübertragen usw.

In allen diesen Fällen ergeben sich aber *Abhängigkeiten*. Es ist nicht mehr möglich, die Steuerpunkte einzeln zu beeinflussen, oder es müssen andere Nachteile in den Kauf genommen werden.

Außerdem ist wesentlich, daß bei der *Knight*-Steuerung die erforderliche Federringdichtung des Schiebers auf einen festen Teil in den Zylinderdeckel gelegt ist. Dies trägt wesentlich zur Lebensfähigkeit der *Knight*-Steuerung bei.

Von allen Schieberkonstruktionen ergeben die *Rohrschieber* die kürzesten Strömungswege bei der Ein- und Ausströmung und die Vorteile, die damit zusammenhängen.

Die Wahl der umständlichen Grundlagen der *Knight*-Steuerung ist daher berechtigt, weil durch diese Grundlagen wesentliche Vorteile der Schiebersteuerung in ausreichender Weise ausgenutzt werden.

Der *Knight*-Schiebermotor wurde von den Konstrukteuren mit vielen Bedenken aufgenommen:

Der Motor bot augenscheinlich keine Vereinfachung gegenüber den Ventilmotoren, sondern war umständlicher, und nur die äußerliche Einfachheit war vorhanden. Die innere Steuerung erschien besonders umständlich: anstelle von zwei leichten Ventilen zwei große Steuerkolben von größerer Länge als der Laufzylinder und größerem Durchmesser als der Triebkolben, das Ganze von größerem Gewicht als die bisherigen Motoren, dazu 4 Steuerkanäle und eine hin- und hergehende Bewegung im Zusammenhang mit der hohen Betriebstemperatur, großen Steuerungsmassen, großer Adhäsion der Reibungsflächen an Zylinder und Kolben usw.

Dazu kam der seitliche Antrieb der Schieber und insbesondere die einseitige Belastung der Steuerungsschieber durch den Normaldruck des Kreuzkopfkolbens und davon abhängig Reibung, Abnutzung und Erwärmung. Nur der einfache Kompressionsraum wurde anerkannt, aber bezweifelt, daß die Gemischverdichtung und damit die Brennstoffausnutzung ebenso hoch getrieben werden könne wie bei Ventilmotoren.

Insbesondere richteten sich die Bedenken gegen die Schmierung und Dichtung der großen Schieberflächen unter der erwähnten einseitigen Trieb-



werksbelastung, insbesondere während der Verdichtungsperiode des Viertaktes, während deren die Kanäle nur durch einige Millimeter Überdeckung gegen Undichtheit geschützt sind. Noch gewichtiger waren die Bedenken hinsichtlich Reparaturen und des Einbaus von Ersatzschiebern.

Trotzdem haben sich viele Konstrukteure und Fabriken sofort mit dem Entwurf und Bau von eigenen Schiebermotoren nach diesem Vorbild befaßt. Auf diesem Gebiete waren Patenthindernisse kaum vorhanden, daher große Fabriken, die sich grundsätzlich mit der Erprobung aller wesentlichen Neuerungen befassen, Schiebermotoren mit großen Mitteln ausgeführt und erprobt haben. —

Die weiteren Einzelheiten können wohl nur Konstrukteure interessieren:

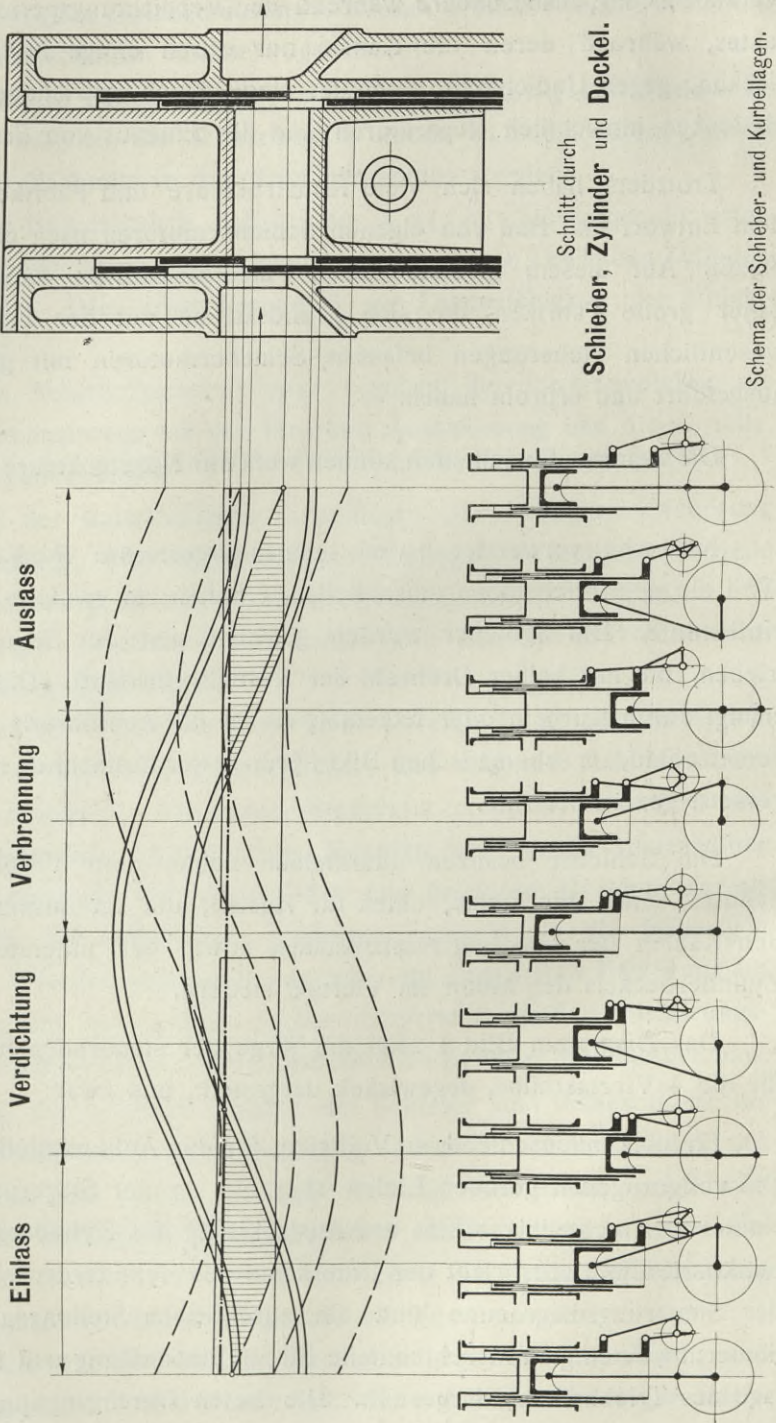
Knight verwendet zwei ineinandergesteckte Rohrschieber. Weil sie den Triebkolben umschließen, erhalten sie größere Länge als der Kolbenhub. Die Schieber werden getrennt von der Steuerwelle angetrieben, die mit halber Drehzahl der Kurbelwelle läuft. Die Übertragung erfolgt durch Kurbeln oder Exzenter, die in der Ausführung um etwa  $70^\circ$  versetzt sind, im schematischen Bild 1 jedoch der Einfachheit halber um  $90^\circ$  versetzt gezeichnet sind.

Die Schieber besitzen unmittelbar neben dem Verbrennungsraum Schlitz, einen für Einlaß, einen für Auslaß, die im Zusammenhang mit den Kanten der Ein- und Auslaßkanäle, sowie der untersten Kante des Zylinderdeckels den Motor im Viertakt steuern.

Das Diagramm Bild 1 zeigt die Wege der steuernden Schieberkanten für die 4 Viertakthübe, abgewickelt dargestellt, und zwar:

für den Innenschieber in Volllinien, für den Außenschieber gestrichelt. Die vollgezogenen geraden Linien sind die an der Steuerung beteiligten Kanten der rechteckigen Ein- und Auslaßkanäle des Zylinders. Die strichpunktierte Linie entspricht der Unterkante des Zylinderdeckels. Unterhalb der Steuerungsdiagramme sind die zugehörigen Stellungen der an der Steuerung beteiligten Maschinenteile für die Endstellung und für die Mittelstellung des Triebkolbens dargestellt. Die freien Durchgangsquerschnitte für

**Bild 1.**  
**Schema der Zweischieber-Steuerung.**  
Schieberwege und Kanaleröffnungen.



Schema der Schieber- und Kurbellagen.

den Ein- und Auslaß sind im Steuerungsdiagramm durch vertikale Schraffierung hervorgehoben.

Kennzeichnend für diese Steuerung ist:

1. Der Einlaßbeginn wird durch die obere Kante des Einlaßschlitzes vom Innenschieber und durch die untere Kante des Einlaßschlitzes vom Außenschieber gesteuert. Bei weiterer Drehung der Kurbel geht der Innenschieber nach oben, der Außenschieber nach unten, wodurch zunehmende Durchströmungsquerschnitte frei werden. Ungefähr in der Mitte des Einlaßhubs ist während eines kurzen Hubteils auch die Unterkante des Zylinderkanals an der Steuerung beteiligt, außerdem die untere Deckelkante, und zwar von ungefähr Mitte des Hubs bis Ende des Einlasses.

2. Der Einlaßschluß wird gesteuert: durch die untere Kante des Einlaßschlitzes vom Innenschieber und die Deckelunterkante.

3. und 4. Während des Verdichtungs- und Verbrennungshubes sind alle Kanäle geschlossen. Hierbei nehmen die Dichtungswege (Überdeckungsängen) mit steigendem Druck im Zylinder zu.

Das Abdichten während dieser Zeit wird dadurch erreicht, daß die untere Kante des Deckels mit einem federnden Dichtungsring versehen wird (Bild 70), der die Schlitz des Innenschiebers vom Zylinderinnern trennt.

5. Der Auslaßbeginn wird gesteuert: durch die Unterkante des Deckels und die Unterkante des Auslaßschlitzes des Innenschiebers. Der Außenschieber gestattet hierbei das Ausströmen. Bei der weiteren Bewegung werden immer größere Durchströmungsquerschnitte frei.

Nach etwa dem ersten Viertel des Auslaßhubes beginnen die Oberkante des Auslaßschlitzes des Außenschiebers und die Unterkante des Auslaßkanals im Zylinder die Größe der Durchströmungsquerschnitte zu bestimmen; ebenso bestimmen sie den Schluß des Auslasses am Hubende des Kolbens.

Bei den hier dargestellten Verhältnissen fällt Auslaßschluß und Einlaßbeginn im Hubende des Kolbens zusammen, entsprechend etwa 20 % Nacheinströmen und 30 % Vorausströmen.

Durch Versetzen der Schlitze in den Schiebern und im Zylinder und durch Änderung der Kanalbreiten oder der Phasenverschiebung der Steuerkurbeln kann jeder einzelne Steuerpunkt unabhängig von den andern beeinflußt werden, und es kann beliebige Nacheinströmung und Vorausströmung oder Voreinströmung und Nachausströmung erreicht oder auch ein beliebig großer unwirksamer „toter“ Weg zwischen die einzelnen Steuerpunkte gelegt werden. —

Die zahlreichen Zweischiebersteuerungen, die durch die Knight-Steuerung hervorgerufen wurden, sind von dieser nur unwesentlich verschieden.

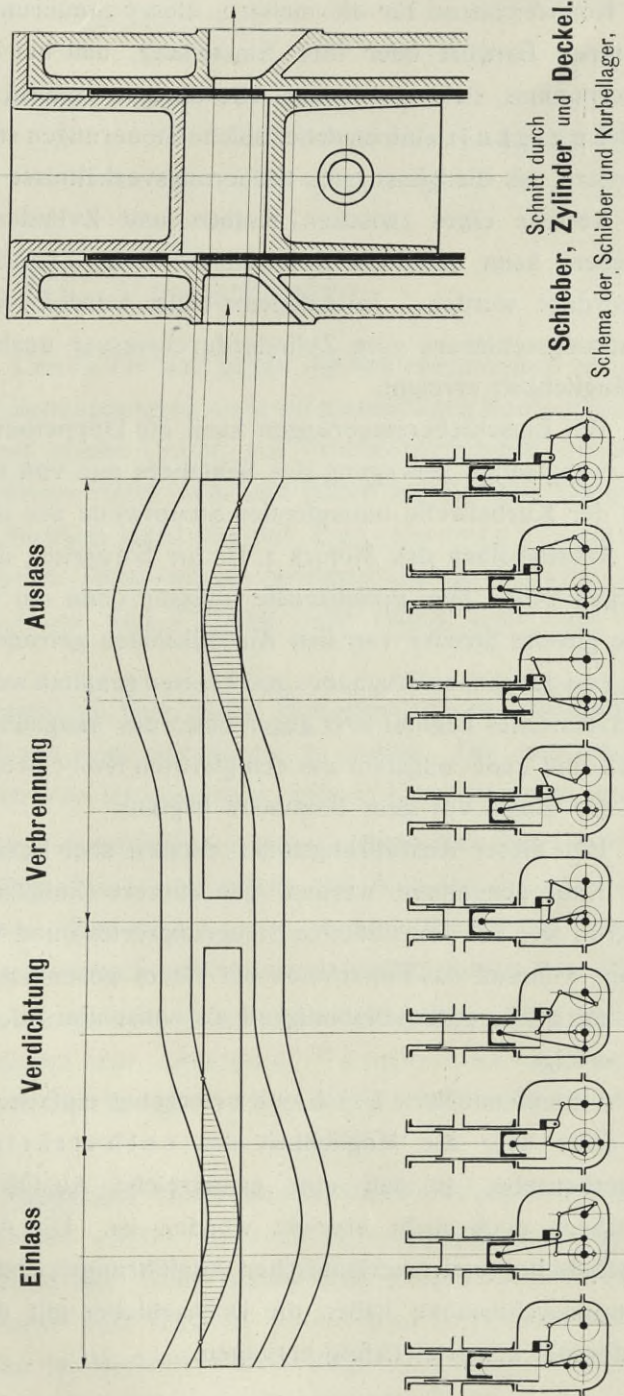
Nach dem Vorbilde der Ventilsteuerungen wurde versucht, Schieber zwangläufig zu öffnen und durch besondere Kraft zu schließen, aber ohne nennenswerten Erfolg, weil für hohe Drehzahlen die Massenbewegung der Schieber schwer beherrschbar, die Schlußkraft zu groß wird.

Die **Einschiebersteuerungen** bezwecken Vereinfachung durch den Wegfall eines Schiebers. Dies führt aber zu bestimmten Abhängigkeiten und Schwierigkeiten.

**Zwangläufige Steuerung** eines Schiebers für den Viertakt erfordert Doppelbewegung, die im Schieberantrieb zusammengesetzt wird. Hierbei läßt sich solcher kinematische Zusammenhang erreichen, daß der Schieber während zweier aufeinanderfolgender Kolbenhübe (Auslaß und Einlaß) rasch aus seiner höchsten Lage in die tiefste gelangt und hierauf in den beiden folgenden Arbeitsabschnitten des Viertakts (Verdichtung und Verbrennung), während deren der „Totgang“ der Steuerung erforderlich ist, der Schieber in einer Mittelstellung nahezu stillsteht, d. h. geringe Bewegung ohne Steuerungswirkung erfährt. Das schematische Bild 2 zeigt das Wesentliche.

Während des Totgangs muß eine ausreichend große **Schieberüberdeckung** zwischen den Schiebern und Zylinderkanälen geschaffen werden, deren praktische Ausführung wohl nur durch federnde Ringe möglich ist. Durch diese Dichtungsüberdeckung entsteht am Ende des Auslasses und zu Beginn des Einlasses ein unwirksamer Weg, während dessen der Zylinder von den Kanälen abgesperrt ist.

**Bild 2.**  
**Schema der Einschieber-Steuerung.**  
Schieberwege und Kanaleröffnungen.



**Schnitt durch Schieber, Zylinder und Deckel.**  
Schema der Schieber und Kurbellager.

Kennzeichnend für die meisten dieser Steuerungen ist, insbesondere für ihren Entwurf oder ihre Einstellung, daß bei jeder Änderung eines Steuerpunktes sich gleichzeitig alle übrigen ändern, also die vorerwähnte *Abhängigkeit* eintritt, daher solche Steuerungen stets längeres Probieren erfordern, bis die günstigsten Steuerungsverhältnisse getroffen sind.

Anstelle eines zwischen Kolben und Zylinder angeordneten Rohrschiebers kann auch ein Kolbenschieber im Zylinderdeckel oder seitlich angeordnet werden. In solchem Falle werden die Abmessungen des Steuerungsschiebers vom Zylinderdurchmesser unabhängig und wird gute Zugänglichkeit erreicht.

Bei Einschiebersteuerungen kann die Doppelbewegung vermieden und die zwangsläufige Bewegung des Schiebers nur von einer mit halber Drehzahl der Kurbelwelle umlaufenden Steuerwelle aus abgeleitet werden, wenn der Arbeitskolben des Motors z. B. zur Steuerung des Einlasses mitherangezogen wird. Die Einlaßkanäle müssen dann um eine fast dem Kolbenhub gleiche Strecke von den Auslaßkanälen getrennt angeordnet und fast während des ganzen Saughubes geschlossen gehalten werden. Die Einströmung des Gemisches beginnt erst gegen Ende des Saughubes mit großem Unterdruck und endet ungefähr um den gleichen Kolbenweg nach dem Totpunkte, wie der Einlaß vor dem Totpunkte beginnt.

Bei dieser Ausführungsform müssen aber verschiedene Nachteile in den Kauf genommen werden, wie kürzere Einlaßzeit (nur ungefähr halb so groß wie bei den üblichen Steuerungsarten) und Verschiebung des Einlasses, während das Einströmen bei einem wesentlich größeren Unterdruck, also mit größerer Geschwindigkeit als sonst und mit größerem Arbeitsverlust erfolgt.

Umlaufende *Drehschieber* ergeben einfaches Steuerungstriebwerk. Es fehlt aber die Möglichkeit des *selbsttätigen Dichtens* im Dauerbetriebe, so daß eine erfolgreiche Ausführungsform mit Drehschiebern noch nicht erreicht worden ist. Die Anpreisungen mehrerer französischer und amerikanischer Ausführungen ändern hieran nichts. Im Dampfmaschinenbau haben die Drehschieber mit dem geduldigsten aller Kraftmittel keinerlei Erfolg errungen.

### III. Versuchsplan.

Die umlaufenden Urteile für und gegen die Schiebermotoren beruhen nur auf Meinungen und Behauptungen, nicht auf planmäßigen Beobachtungen und Versuchen. Soweit solche Urteile auf Fahrbeobachtungen beruhen, können sie nur subjektiver Natur sein und lauten bei gleichen Objekten sehr verschieden; sie beruhen meist nur auf Zufallserfahrungen, worunter jede Deutung von Tatsachen zu verstehen ist, die den wirklichen Zusammenhang von Ursache und Wirkung nicht richtig oder nicht vollständig angibt.

Es wäre ein ungangbarer Weg, bloße Meinungen durch wissenschaftliche Versuche bekräftigen oder widerlegen zu wollen. Die meisten Behauptungen rühren auch von Interessenten anderer Konstruktionen her.

Es muß unabhängig von vorausbestimmten Auffassungen und Gesichtspunkten durch planmäßige Versuche Wirkung und Wert der Schieber- und Ventilmotoren festgestellt werden, auch unbekümmert darum, ob sich hierdurch die einzelnen Streitfragen entscheiden lassen oder nicht.

Gegenüber dem Vielerlei widersprechender Meinungen von Fachleuten und Automobilisten können nur umfassende Vergleichsversuche Klärung bringen, die bisher in gründlicher Weise noch nicht durchgeführt worden sind.

Die notwendigen Vergleiche durch Probefahrten mit verschiedenen Motoren erreichen zu wollen, ist auch bei planmäßigem Vorgehen aussichtslos, da während der Fahrt nichts Wesentliches verändert und nichts hinsichtlich Ursache und Wirkung ausreichend zergliedert werden kann. Hierfür gilt, was im Berichte I über Wagenwertung durch Probefahrten gesagt ist. Nur durch umfassende Vergleichsversuche

unter gleichen Betriebsbedingungen lassen sich alle Motor- und Steuerungseigenschaften objektiv und ausreichend vollständig feststellen.

Die Frage war zunächst, welche Motoren zum Vergleiche herangezogen werden sollten.

Es schien gerechtfertigt, Schiebermotoren neuester Bauart zu wählen, wie sie 1911 auf dem Markte waren, und sie mit älteren Ventilmotoren zu vergleichen, Ventilmotoren vom Jahre 1909, wie sie bei der Prinz Heinrich-Fahrt 1910 benutzt wurden, zu den Vergleichsversuchen zu wählen, weil die Schiebermotoren bei ihrem Auftreten mit den Motoren dieser Zeit in Wettbewerb getreten sind. Solcher Vergleich ist für die Ventilmotoren ungünstig, denn diese haben gerade in den letzten Jahren viele wertvolle Vervollkommnungen erfahren. Mehr als zwei Jahre des Fortschritts sind daher für den Ventilmotor zunächst nicht berücksichtigt.

Erst nach Untersuchung dieser älteren Ventilmotoren sind solche neuester Bauart, die 1912 auf den Markt gebracht und schon unter dem Einfluß der Schiebermotoren verbessert wurden, zum Vergleich herangezogen worden.

Die Vergleichsversuche mußten sich notwendig sehr umfangreich und mühevoll gestalten. Es lag nahe, sie auf allgemein wissenschaftliche Zwecke auszudehnen und zu versuchen, überhaupt die Grundlagen der Motorsteuerungen wissenschaftlich klarzustellen.

Die zahlreichen Versuche über Automobilmotoren in den Fabriken bieten dafür keine geeigneten Unterlagen, weil sie im wesentlichen über Leistungserprobungen unter verschiedenen Belastungen und Regulierungen nicht hinausgehen.

Die Fachliteratur ist übervoll von Berichten über umfangreiche Dampfmaschinen- und Verbrennungsmaschinen-Untersuchungen: einmalige Feststellungen von Höchstleistung und Mindestverbrauch unter günstigen Ausnahmezuständen, außerhalb des normalen Betriebs, Paradeversuche, die keinen Betriebswert besitzen, daher für die wirtschaftliche Wertung nur irreführend sind.



Über die Einseitigkeit und Unwissenschaftlichkeit solcher Parade- und „A b n a h m e“-Versuche und die dafür aufgestellten „Normen“ ist Näheres schon im Bericht V S. 25 u. f. gesagt.

In den 80 er Jahren sind amerikanische Kleindampfmaschinen untersucht worden, um die mechanischen Verluste durch die Triebwerks- und Steuerungsteile festzustellen. Hierdurch wurden wertvolle Beiträge zur Erkenntnis der Teilverluste geliefert und u. a. festgestellt, daß wichtige Betriebsteile kaum so viel Tausendstel an mechanischen Verlusten ergeben, als landläufig Hundertstel angenommen wurden.

Die Steuerung ist stets nur Mittel zum Zweck. Die Ladung und Entladung des Arbeitszylinders und die dabei erzielte Wirkung ist das Wesentliche. Es handelt sich daher nicht allein um die mechanischen Verluste in der Steuerung, sondern um die Wirkung der Steuerung überhaupt und um die Fortschrittmöglichkeiten.

Die Kenntnis der Steuerungswirkung ist in neuerer Zeit erweitert worden durch die Ermittlung der Strömungsverhältnisse und -verluste in Dampf- und Gasmaschinensteuerungen. Es fehlen aber Vergleichsversuche, die anscheinend den Bearbeitern dieser Gebiete bisher zu umständlich waren. Volumetrische Messungen sind z. B. bei Großgasmaschinen nicht durchgeführt worden, weil eingehende Versuche innerhalb des normalen Betriebs zu betriebstörend und zu kostspielig sind.

Außerdem ist auch der maßgebende Zusammenhang mit bestimmten Betriebszuständen festzustellen. Veränderungen des Betriebszustandes bei Versuchen an Großmaschinen sind aber sehr umständlich und betriebstörend. Nur bei Kleinmaschinen und Automobilmotoren können diese Schwierigkeiten beherrscht werden und kann der jeweilige Prüfzustand genau mit den Betriebszuständen übereinstimmen.

Nur mühevoll planmäßige Vergleichsversuche führen zum Ziel, und großer Umfang und große Kosten der Versuche werden unvermeidlich. —

Auf das Nächstliegende, auf die Teilnahme der Industrie an diesen Versuchen zwecks Kostenverminderung konnte nicht gerechnet werden, weil die Fabriken, die hier in Betracht kommen konnten, jede für sich mit

reichsten Mitteln die Schiebermotoren studierten, um selbst einen neuen Motor herauszubringen oder doch dazu bereit zu sein. Die Kosten, die hierbei verausgabt wurden, betragen mehr als das Hundertfache der Kosten von planmäßigen wissenschaftlichen Versuchen!

Dann erwuchsen besondere Schwierigkeiten in der Beschaffung der Versuchsmaschinen für das Laboratorium. Die englischen Daimlerwerke und ihre Vertretungen sowie andere Schiebermotoren bauende Fabriken weigerten sich, Motoren zu verkaufen und wollten nur ganze Wagen liefern, zu deren Beschaffung aber dem Laboratorium die Mittel fehlen. Das an Automobilklubs gerichtete Ersuchen, Versuchswagen zu vermitteln, ist gleichfalls erfolglos geblieben. Die Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim hat später einen Schiebermotor geliefert, der schon der Fabrik zu Versuchszwecken gedient hatte. Dieser Motor mußte aber erst in der Triebwerkschmierung abgeändert werden, bevor er für Dauerversuche geeignet war. Durch diese Behinderungen ist unvermeidlich viel Zeit verloren gegangen; sonst hätte der Bericht über die Versuchsergebnisse schon viel früher veröffentlicht werden können.

Schließlich ist es den Bemühungen des Laboratoriumsvorstehers gelungen, neue englische 40 PS-Daimler-Knight- und deutsche 40 PS-Mercedes-Knight-Motoren sowie die dazugehörigen Wagen, Bauart 1912, zu beschaffen.

Außerdem war es möglich, mit diesen und anderen Wagen sowohl mit Schieber- als mit Ventilmotoren zahlreiche Vergleichsfahrten auszuführen.

Für die Vergleichsversuche im Laboratorium für Kraftfahrzeuge haben die dort vorhandenen älteren Adler- und Benz-Ventilmotoren und -Wagen gedient. Zum Schluß wurden neueste Adler-Motoren zu den Vergleichsversuchen herangezogen.

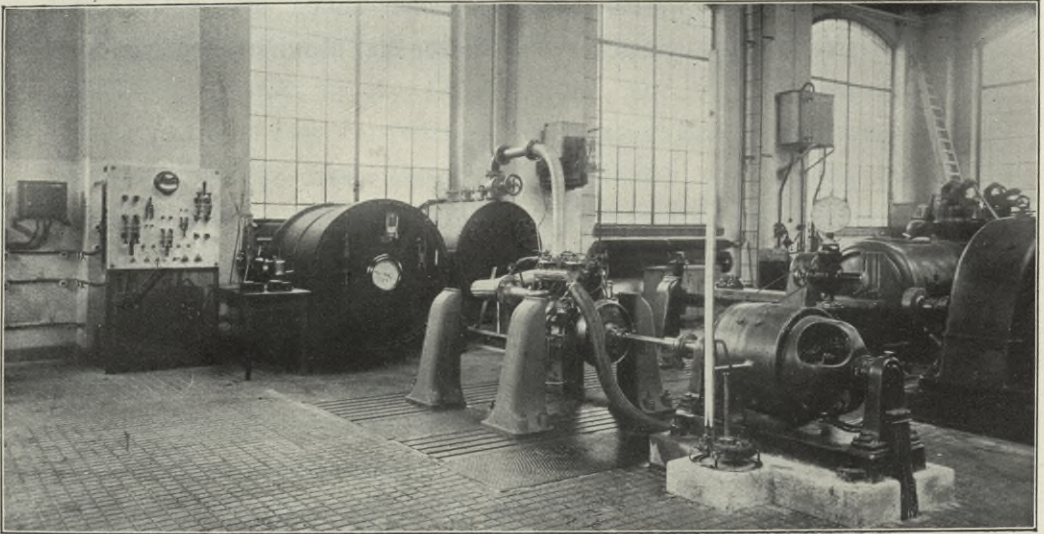
Die Versuche mit den neuesten Benz-Motoren konnten jedoch wegen der Erprobung des Armeelastzugs im Laboratorium vor dieser Veröffentlichung nicht mehr zum Abschluß gebracht werden. Die Ergebnisse werden daher später veröffentlicht.

Alle diese Versuche mit Motoren und Wagen haben so übereinstimmenden Aufschluß über Ursachen und Wirkungen, über Vorzüge und Mängel

der Schieber- und Ventilsteuerungen und über alles Grundsätzliche ergeben, daß weitere Versuche mit Schieber- und Ventilmotoren, die nach Beendigung der Versuche angeboten wurden, für den vorliegenden Zweck nicht mehr notwendig waren. Die Versuche sollen erst später zum Zwecke der Vervollständigung der Grundlagen der Motorsteuerungen fortgesetzt werden.

---

### Bild 3. Mercedes-Knight-Motor auf dem Prüfstande mit Pendelgehäuse.



#### IV. Versuchsverfahren.

Die Versuche sind in ungewöhnlicher Ausdehnung vorgenommen und auf alle praktisch und wissenschaftlich wesentlichen Einzelheiten unter Berücksichtigung aller äußeren Einflüsse erstreckt worden — was über den vorliegenden Vergleichszweck weit hinausgeht —, weil beabsichtigt ist, die Versuche planmäßig auf die wissenschaftliche Feststellung der Grundlagen der Motorsteuerungen auszudehnen.

Für den zunächst vorliegenden begrenzten Zweck des Vergleichs der Schieber- und Ventilmotoren genügt zur Kennzeichnung der thermischen Verhältnisse: der Brennstoffverbrauch, die Kühlwasserwärme und im besonderen der Wärmefluß in den Schiebermotoren, während für die Beurteilung des Einströmvorgangs, als Wirkung der jeweiligen Steuerung, das unter gleichen Verhältnissen bestimmte Ladeluftvolumen vollständig ausreicht. Damit sind gleichzeitig Vergaser und Rohrleitung mitgewertet. Die zur weiteren Wertung der Ladefähigkeit der verschiedenen Motorsteuerungen aus den ermittelten Ladegewichten von Brennstoff und Ver-

brennungsluft usw. zu bestimmenden Lieferungsgrade, Strömungsgeschwindigkeiten, Widerstände und andere Wertungsgrößen werden dem späteren Berichte vorbehalten.

Die zu untersuchenden und zu vergleichenden Motoren wurden auf den Prüfständen des Laboratoriums unter Belastung durch eine Bremsdynamo betrieben und Leistungen und Widerstände elektrisch gemessen. Die Einzelheiten des Versuchsverfahrens sind in „Wissenschaftliche Automobilwertung“ Bericht I Seite 20 u. f. angegeben.

Bild 3 zeigt einen Mercedes-Knight-Schiebermotor (100 mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub) auf einem Bremsdynamo-Prüfstände mit Pendelgehäuse, dessen Drehmoment unmittelbar durch eine Meßdose gemessen werden kann.

Der Benzinverbrauch wird durch die am Wandpfeiler angebrachte Benzinwaage bestimmt. Der Motor ist genau ausgerichtet und ausgeglichen und durch eine nachgiebige Welle mit Doppelgelenk mit der Bremsdynamo verbunden. Die Dynamomaschine ist auf Motorbetrieb schaltbar, um die Eigenverluste des Motors bestimmen und das Andrehen rasch elektrisch bewirken zu können.

Die Auspuffgase werden mittels eines biegsamen Metallschlauchs abgesaugt. Hierzu dient ein unter Flur befindlicher elektrisch getriebener Exhaustor. Der Saugquerschnitt ist im ganzen Bereich der Absaugung so groß, daß kein meßbarer Gegendruck, von der Ableitung der Auspuffgase herrührend, auf den Motor zurückwirken kann. Der Widerstand des gemeinsamen Auspuffrohrs aus jedem Motorzylinder gehört zum Motor.

Für die volumetrische Messung der vom Motor verbrauchten Verbrennungsluft, Haupt- und Zusatzluft, dient die rechts von der Schalttafel vor dem Fenster liegende geeichte Meßuhr mit vorgeschaltetem Ausgleichbehälter.

Als Brennstoff wurde bei allen Untersuchungen Benzin von 0,708 Dichte mit einem unteren Heizwert von 10 180 WE für 1 kg benutzt.

Die Vergaser aller untersuchten Motoren wurden so eingestellt, daß für jede Motordrehzahl das hinsichtlich Leistung günstigste Mischungsverhältnis einreguliert und daß für den ganzen Drehzahlbereich stets die höchste erreichbare Volleistung ermittelt wurde. Bei dem englischen

Da imler-Knight-Motor wurde der Luftquerschnitt unverändert gelassen und nur der günstigste Düsenquerschnitt eingestellt, weil bei diesem Motor die Querschnitte zwischen Vergaser und Motorzylindern wegen der Betriebssicherheit des Motors bestimmte sind.

Alle Leistungen wurden gemessen nach Einstellung der Zündung auf den günstigsten Zeitpunkt für die jeweilige Umdrehungszahl.

Zur Sicherstellung gegen zufällige Fehler wurden mit jedem Motor mindestens sechs Versuchsreihen durchgeführt. Durch diese wurden im wesentlichen ermittelt:

1. die Motor-Nutzleistungen, der Benzinverbrauch, die Kühlwasserwärme und die angesaugte Verbrennungsluft  
im gesamten Bereiche der Motordrehzahlen;
2. die Motorreibungsverluste mit und ohne Kompression in den Motorzylindern  
im gesamten Bereiche der Motordrehzahlen;
3. der Energieverbrauch der Steuerung bei Motor-Vollleistungen  
im gesamten Bereiche der Motordrehzahlen;
4. der Druckverlauf im Motorzylinder vor und hinter dem Steuerungsorgan während des Saughubes  
bei verschiedenen Motordrehzahlen und Volleistung;
5. die Ergebnisse eines 10stündigen Dauerversuchs bei Motor-Volleistung und 1600 Umdrehungen minutlich, der Ölverbrauch und die Öltemperatur;
6. der geometrische Zusammenhang der Steuerung und der Kanaleröffnungen der Steuerungen unter Berücksichtigung der Schränkung des seitlich liegenden Schieberantriebs und des Spiels in den Antriebsteilen;
7. der Wärmeübergang vom Verbrennungsraum zum Kühlwasser bei verschiedener Anordnung und verschiedenem Zustand der Schieber, insbesondere
8. der Einfluß des Schmierzustandes der Schieber auf den Betrieb und die Betriebssicherheit;

9. der Betriebszustand der Schieber- und Ventilmotoren bei höchstgesteigerter Drehgeschwindigkeit bis minutlich 2500 Umdrehungen.

Aus den Ergebnissen dieser Versuche ergeben sich rechnerisch:

10. die spezifische Motor-Nutzleistung und der spezifische Motor-Reibungsverlust,  
bezogen auf die Einheit (Liter) des Zylinder-Hubvolumens;
11. die mittleren spezifischen Arbeitsdrücke  $p_e$  und  $p_i$  der Motoren,  
bezogen auf die Motor-Nutzleistung bzw. auf die innere Motorleistung (siehe Anmerkung Bericht I Seite 37);
12. der Betriebswirkungsgrad der Motoren;
13. der spezifische Benzinverbrauch  $b_e$  und  $b_i$ ,  
bezogen auf Motor-Nutzleistung bzw. innere Leistung;
14. die spezifischen Kühlwasserwärmern  $k_e$  und  $k_i$ ;
15. der volumetrische Wirkungsgrad (Lieferungsgrad) der Motoren;
16. das Mischungsverhältnis des Benzingemisches der Motoren (Luftüberschuß oder Luftmangel);
17. die Verteilung der im Brennstoff zugeführten Energie auf die Nutzarbeit, Motorreibung, Kühlwasser, Abgase, Strahlung, Ladearbeit usw.;
18. die spezifischen Werte für den Eigenverbrauch der Steuerung und die Öffnungsquerschnitte,  
bezogen auf die Einheit (Liter) des Zylinder-Hubvolumens;
19. das spezifische Ladevolumen der Steuerungen;
20. der spezifische Ölverbrauch in Gramm für die Nutzpferdekraftstunde;
21. der Wärmedurchgang bei trockenen und geölten Flächen mit und ohne Schieber.
- Außerdem wurde versucht:
22. das Motorgeräusch zu werten.

## V. Einzelheiten zu den Versuchsreihen.

Zu mehreren Versuchsreihen sind besondere Erläuterungen entbehrlich und kann auf die im Bericht I Seite 30 u. f. angegebenen Grundlagen verwiesen werden. Es sind nur da Zusatzangaben zu machen, wo der besondere Versuchszweck: die Schiebermotoren an sich und im Vergleich mit Ventilmotoren zu werten, es erfordert:

### Zu 2: Motorreibungsverluste:

Für die untersuchten Ventilmotoren ist als wirklicher Motorreibungsverlust (Bericht I Seite 32)

$$V_0 = \frac{V_2 + V_3}{2}$$

eingesetzt, für die Schiebermotoren mit Innenschiebern hingegen

$$V_0 = V_2.$$

Dieser Unterschied muß gemacht werden, um den erhöhten Seitendrücker der Kolben von Schiebermotoren Rechnung zu tragen, die insbesondere bei Motor-Volleistung eine vermehrte Reibungsarbeit der Steuerungsschieber ergeben. Diese zusätzliche Belastung ist allen Schiebermotoren mit Rohrschiebern eigen, in denen die Arbeitskolben laufen, unter anderen allen Knight-Motoren und den untersuchten Daimler- und Mercedes-Knight-Motoren.

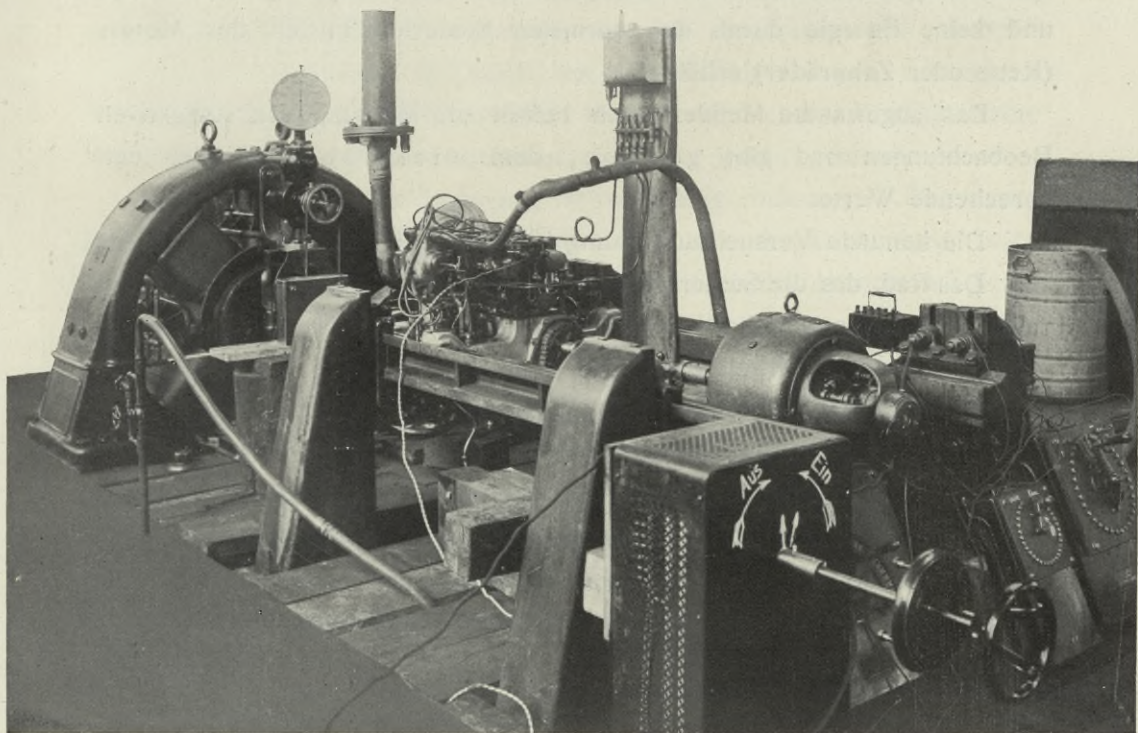
Bei Ventilmotoren hingegen hat der seitliche Kolbendruck keinen Einfluß auf die Steuerungsorgane.

Die genauen Messungen der Schieberreibungsverluste haben diese Annahme bestätigt.

### Zu 3: Energieverbrauch der Steuerungen.

Diesen Energieverbrauch bei Schiebermotoren und selbst bei Ventilmotoren durch Leerlaufversuche usw. ermitteln zu wollen, wäre zwecklos,



**Bild 4.****Daimler-Knight-Motor** auf dem Prüfstande zur Messung der Energie für den  
**Schieberantrieb** bei **Volleistung**.

weil die Schieber dann nicht durch den vollen Seitendruck des Motor-  
kolbens belastet wären. Zudem ist der Reibungsverlust der Schieber in  
hohem Maße von der Motortemperatur abhängig.

Der Energieverbrauch aller Steuerungen muß während der  
Motorvolleistung gemessen werden. Auch bei den Ventilmotoren  
ist dies mit Rücksicht auf die wirkliche Belastung der Steuerungs-  
organe und deren Antrieb erforderlich; sonst ist der wirkliche Betriebs-  
zustand entsprechend der praktischen Wagenfahrt nicht gewahrt.

Es mußte daher ein neues Meßverfahren angewendet werden, das die  
Messung des Energieaufwandes nur für die vollbelastete Steuerung allein  
inmitten des vollen Betriebes ermöglicht.

Dies wird dadurch ermöglicht, daß dem Steuerungsantrieb ein Hilfs-Elektromotor (Bild 4) vorgeschaltet und diesem Hilfsmotor zum Antrieb der Steuerwelle Fremdennergie zugeführt wird, so lange, bis an einer besonderen Zeigervorrichtung deutlich erkennbar ist, daß die Steuerwelle des Motors nur noch durch die Hilfsenergie getrieben wird und keine Energie durch den normalen Steuerungsantrieb des Motors (Kette oder Zahnräder) erhält.

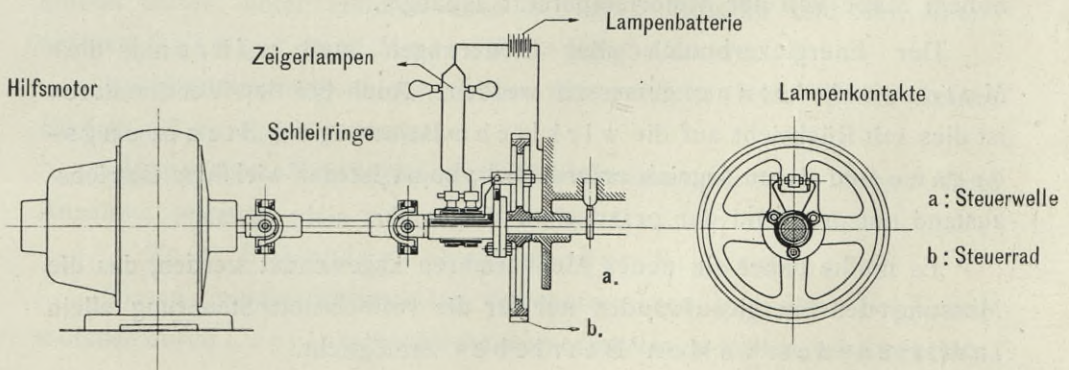
Das angewandte Meßverfahren befreit die Messung von subjektiven Beobachtungen und gibt genaue, dem wirklichen Betrieb entsprechende Werte.

Die benutzte Versuchsanordnung ist in Bild 5 im Schema dargestellt.

Das Rad, das die Steuerwelle des Motors antreibt (Ketten- oder Zahnrad), wird lose auf die Steuerwelle gesteckt, die durch eine axial nachgiebige Doppelgelenkwelle mit dem geeichten Hilfsmotor gekuppelt ist. Das lose auf die Steuerwelle aufgesetzte Rad trägt einen zweiseitigen Kontaktstift, und auf der Steuerwelle ist ein Hebelarm befestigt, der 2 isolierte Kontakte trägt, die dem Kontaktstifte des Steuerrades gegenüberstehen. Der Abstand der Stifte und Kabelkontakte beträgt 1 mm. Von den Kontakten führt eine Leitung über 2 Schleifringe und Bürsten zu 2 Glühlampen und von diesen über eine Lampenbatterie zur Motormasse. Kommt das eine oder andere Kontaktpaar in Berührung, so wird

Bild 5.

### Hilfsmotor mit Anzeigevorrichtung.



der Stromkreis der zugehörigen Lampe geschlossen, und diese Lampe leuchtet auf. Der Augenblick, wo die Motorsteuerung nur durch den Hilfsmotor angetrieben wird, läßt sich hierbei genau erkennen.

Der zu untersuchende Schieber- oder Ventilmotor wird bei einer bestimmten Drehzahl durch die Bremsdynamo voll belastet. Die Leistung und Drehzahl des Hilfselektromotors, der mit der Steuerwelle gekuppelt ist, wird so einreguliert, daß keine der beiden Zeigerlampen aufleuchtet. Bei diesem Betriebszustande ist daher die von der Steuerwelle verbrauchte Energie nur vom Hilfsmotor geleistet und kann genau gemessen werden.

Das Antriebsrad der Steuerung ist vollständig entlastet; es übernimmt nur die Regulierung der Umlaufzahl, und durch das Lampenpaar wird genau angezeigt, wann die Energieübertragung durch das Antriebsrad gleich Null geworden ist.

Bild 4 zeigt den Zusammenhang der Versuchseinrichtung.

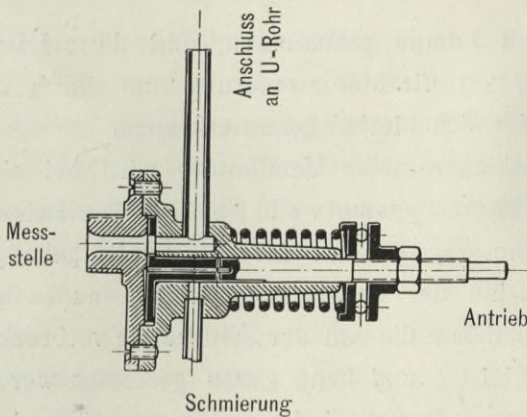
Der Daimler-Knight-Motor (Daimler-Motor-Co. in Coventry) ist mit der im Bilde links sichtbaren großen Bremsdynamo gekuppelt. Rechts im Vordergrund steht der kleine Hilfselektromotor samt den zugehörigen Regulierwiderständen. Dieser Hilfsmotor ist mit der Steuerwelle des Schiebermotors nachgiebig gekuppelt. Die Kette für den Antrieb der Schiebersteuerung ist auf dem Bilde gleichfalls noch sichtbar.

Auf solche Weise kann der Energieverbrauch der Steuerung mitten im vollen Betriebe, ohne jegliche Veränderung des normalen Betriebszustandes, genau gemessen werden.

Der so ermittelte Energieverbrauch der Steuerung allein ist dann die Summe des Energieaufwandes aller Steuerungsorgane, einschließlich Magnetapparat und Ölpumpe, aber ausschließlich Kühlwasserpumpe und Ventilatoren. Der Aufwand für Zündung und Ölförderung könnte noch getrennt ermittelt werden. Anlaß dazu lag aber nicht vor.

#### Zu 4: Druckverlauf vor und hinter dem Steuerungsorgan während des Saughubes.

Die Versuchsanordnung besteht darin, daß an das Saugrohr vor dem Steuerungsorgan des Motors und an den Zylinderraum des Motors je ein

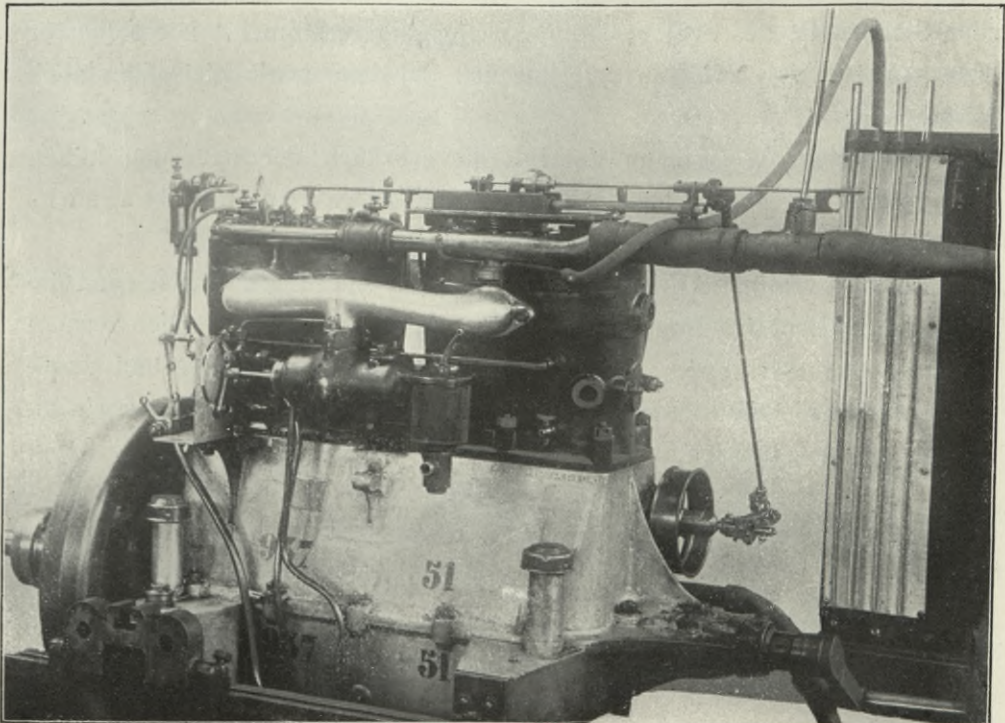


**Bild 6.**  
**Steuerscheibe**  
 für die  
**Druckmessung**  
 an den Ventilen während  
 des Saughubes.

Massstab 1:2

U-Rohr mit Wasser- oder Quecksilberfüllung angeschlossen wird. Zwischen Meßstelle und U-Rohr wird die *Steuerscheibe* (Bild 6) eingeschaltet und von der Steuerwelle angetrieben, so daß sie also nur zu einem bestimmten und stets gleichen Zeitpunkt des Saughubs die Verbindung zwischen U-Rohr und Meßstrecke herstellt. Durch Verstellung des Öffnungszeitpunktes der *Steuerscheibe* werden die Drücke im ganzen Verlauf der Saugperiode ermittelt.

**Bild 7** zeigt diese Meßvorrichtung am *Mercedes-Knight-Motor*.



Rechts im Bilde befinden sich die beiden U-Röhren mit Quecksilber- und Wasserfüllung. Der Antrieb der am Ende des Saugrohrs angebrachten Steuerscheibe ist durch 3 Räderpaare von der Steuerwelle abgeleitet.

**Bild 8.** Verstellvorrichtung der Steuerscheibe.

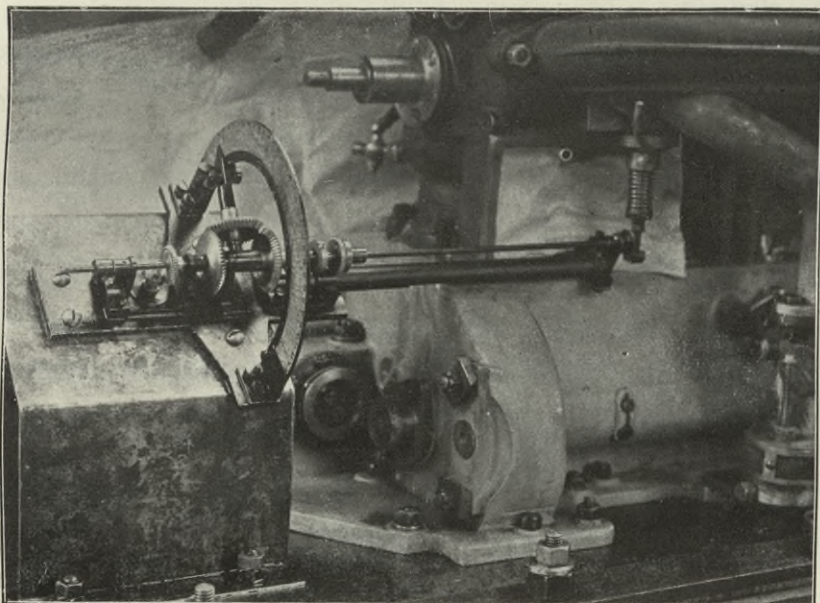


Bild 8 stellt die Meßeinrichtung am Adler-Motor 86/135 dar. Hier ist auch die Verstellvorrichtung sichtbar, welche eine beliebige Einstellung und Veränderung des Öffnungszeitpunktes der Steuerscheibe im Betriebe gestattet.

Die Druckkurve wird bei den einzelnen Motordrehgeschwindigkeiten aufgenommen, nachdem konstante Drehung erreicht ist.

#### Zu 5: 10 stündiger Dauerversuch.

Die Dauerversuche wurden gleichartig mit Vollbelastung bei 1600 Umdrehungen minutlich durchgeführt und hierbei gemessen:

die Motor-Nutzleistung, der Benzin- und Ölverbrauch und die Öltemperatur im Kurbelgehäuse.

Nach jedem Dauerversuche wurden die Motoren auseinandergebaut und der Zustand der einzelnen Teile untersucht.

### Zu 6: Bewegung und Eröffnung der Steuerungen.

Der geometrische Zusammenhang der Bewegungen der Steuerung ist nicht, wie meist üblich, aus den Zeichnungen geometrisch ermittelt, sondern mittels Indikators als Funktion des Kolbenwegs aufgenommen, und aus diesen Bewegungsdiagrammen werden die wirklichen Steuerungsquerschnitte ermittelt.

Diese unmittelbare graphische Aufzeichnung an der Maschine selbst hat gegenüber der zeichnerischen Ermittlung aus den Konstruktionszeichnungen oder aus den Abmessungen den Vorzug, daß auch die Nebeneinflüsse zur Geltung kommen, wie z. B. Abweichungen der Ausführung von der Zeichnung, vorhandene Spielräume in den Steuerungsteilen und im Antriebe, Schränkung des Kurbelantriebs usw.

### Zu 16: Luftmengenverhältnis M.

Die theoretisch erforderliche Luftmenge  $L_t$  zur Verbrennung von 1 kg Benzin wurde durch Analyse des Brennstoffs bestimmt.

Die wirklich verbrauchte Luftmenge  $L_w$  ergibt sich aus der Messung der Verbrennungsluft mit der Luftuhr und aus dem gemessenen Benzinverbrauch des Motors. Das Luftmengenverhältnis ist dann

$$M = \frac{L_w}{L_t}.$$

$L_w$  und  $L_t$  werden auf  $15^\circ \text{C}$  und atmosphärischen Druck bezogen.

Ergeben die Versuche  $M = 1$ , dann hat das arbeitende Gemisch den theoretischen Luftbedarf;

ergeben sie  $M$  größer als 1, dann arbeitet das Gemisch mit Luftüberschuß, bei  $M$  kleiner als 1 dagegen mit Luftmangel.

### Zu 18: Spezifischer Energieverbrauch und Öffnungsquerschnitte der Steuerung.

Der wirkliche Energieverbrauch der Steuerung bei Volleistung des Motors,  $V_s$ , ist nach dem unter 3. angegebenen Verfahren gemessen. Er wird in gleicher Weise wie der Motorreibungsverlust auf die Einheit des Zylinder-Hubvolumens (Liter) bezogen wodurch die Steuerungsverluste von Motoren verschiedener Bauart und Größe miteinander verglichen werden können.

Durch die unter 6. angegebenen Versuche wird das Öffnungsdiagramm ermittelt. Es stellt den Steuerungsquerschnitt  $Q$  abhängig vom Kolbenweg dar.

Die Wirkung einer Steuerung hinsichtlich ihrer Ladefähigkeit hängt ab von den Strömungswiderständen, die durch die besondere Bauart der Steuerung veranlaßt werden, außerdem von der Geschwindigkeit der Gemischströmung und von der Größe der Öffnungen der Steuerungen.

Das durch den Steuerungsquerschnitt zu fördernde Ladevolumen wächst proportional der Kolbenfläche und dem Kolbenhub. Steuerungen verschieden großer Maschinen sind also hinsichtlich ihrer Öffnungsquerschnitte gleichwertig, wenn die Öffnungsquerschnitte in gleichem Verhältnis zu den zugehörigen Kolbenflächen und Kolbenhüben, also in gleichem Verhältnis zu den Hubvolumen stehen.

Der spezifische Steuerungsquerschnitt  $Q_s$  (Steuerungsquerschnitt  $Q$  in qcm durch Hubvolumen in Liter) kann daher zur Vergleichung der Steuerungsquerschnitte beliebig gebauter Maschinen dienen.

Zur Darstellung dieses Wertmaßstabes wird  $Q_s$  als Funktion des Kolbenwegs aufgetragen. Charakteristische Werte sind:

der größte erreichte spezifische Steuerungsquerschnitt  $Q_{sg}$

und der mittlere spezifische Steuerungsquerschnitt  $Q_{sm}$ .

Diese Werte sind für den Neuentwurf von Motoren von Wichtigkeit und gestatten, die Abmessungen der Steuerungsorgane richtig vorauszubestimmen, während gegenwärtig die Wirkung der Steuerung mit allen anderen Einflüssen zusammen in der gemessenen Nutzleistung zum Ausdruck kommt und für sich nicht beurteilt werden kann.

#### Zu 19: Spezifisches Ladevolumen der Steuerung.

Auf die ermittelte Ladefähigkeit der Steuerungen wird in diesem Bericht, soweit der Vergleich es erfordert, Bezug genommen. Die eingehende Erörterung dieser Ergebnisse bleibt einem späteren Bericht vorbehalten.

Zu 21: Wärmedurchgang (Ergänzungsversuch). Bei gleicher Wärmedurchleitung (heiße Abgase von konstanter Temperatur und Zusammensetzung) durch den Zylinder wird die stündliche Wärmeabgabe an das Kühlwasser ermittelt, und zwar bei geölten Knight-Schiebern, trocknen Knight-Schiebern, nur einem Schieber, ohne Schieber (also gleichartiger Wärmeleitung wie bei Ventilmotoren) und in allen diesen Fällen bei geölter und trockner Zylinderinnenfläche.



## VI. Ergebnisse der Untersuchungen.

### Motor-Nutz- und Nennleistungen und Motor- reibungsverluste.

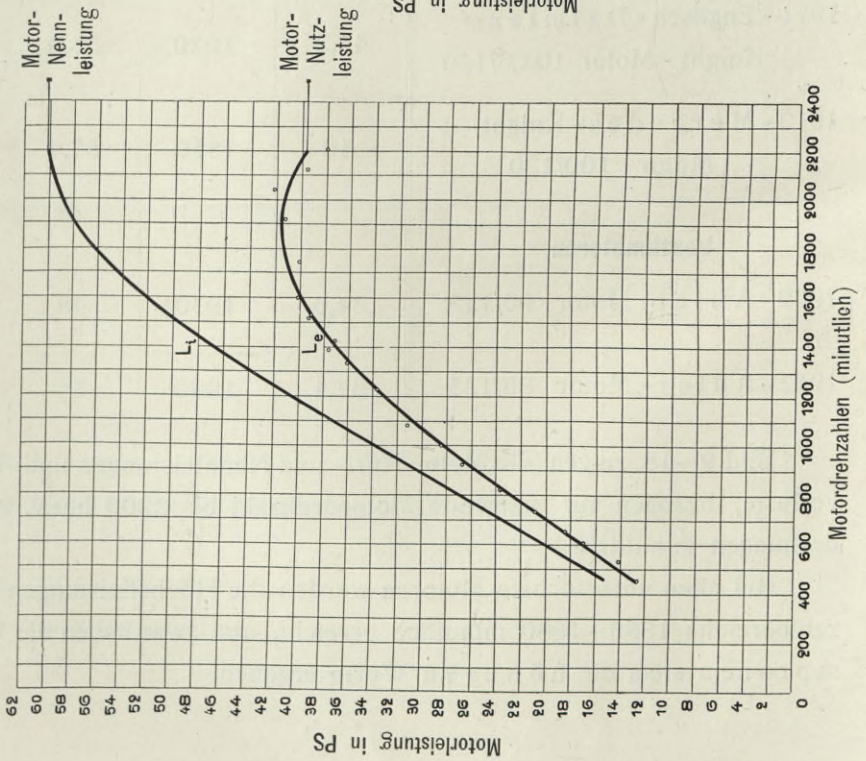
	Motor- Nutz- leistung in PS	Bei der min. Dreh- zahl n =	Motor-Nennleistung in PS.	
<b>Schiebermotoren</b>				
1909 - D a i m l e r - Knight - Motor 96/130	41,6	1920	58,0	noch steigend
1911 - Englisch - D a i m l e r - Knight - Motor 101,6/129	41,2	1920	55,0	„
1912 - M e r c e d e s - Knight - Motor 100/130	46	1850	57,4	„
<b>Ventilmotoren</b>				
1909 - A d l e r - Motor 90/125	34,6	1950	48	„
1912 - A d l e r - Motor 86/135	37,4	1980	51	„

Bild 9—18 zeigen die Motor-Nutz- und Nennleistungen und -Reibungsverluste, bezogen auf steigende Motordrehzahl bis 2200 bzw. 2400 Umdrehungen minutlich.

Bei allen untersuchten Motoren werden die Höchstleistungen im Drehzahlbereiche 1850—1980 minutlich erreicht, und zwar haben die V e n t i l - m o t o r e n stets die höheren Werte ergeben.

**Bild 9 und 10.**  
**Motorvolleistungen der Daimler-Knight-Motoren der Daimler-Motor-Co. in Coventry.**

**Bild 9.**  
**Daimler-Knight-Motor 96/130.**



**Bild 10.**  
**Daimler-Knight-Motor 101,6/129.**

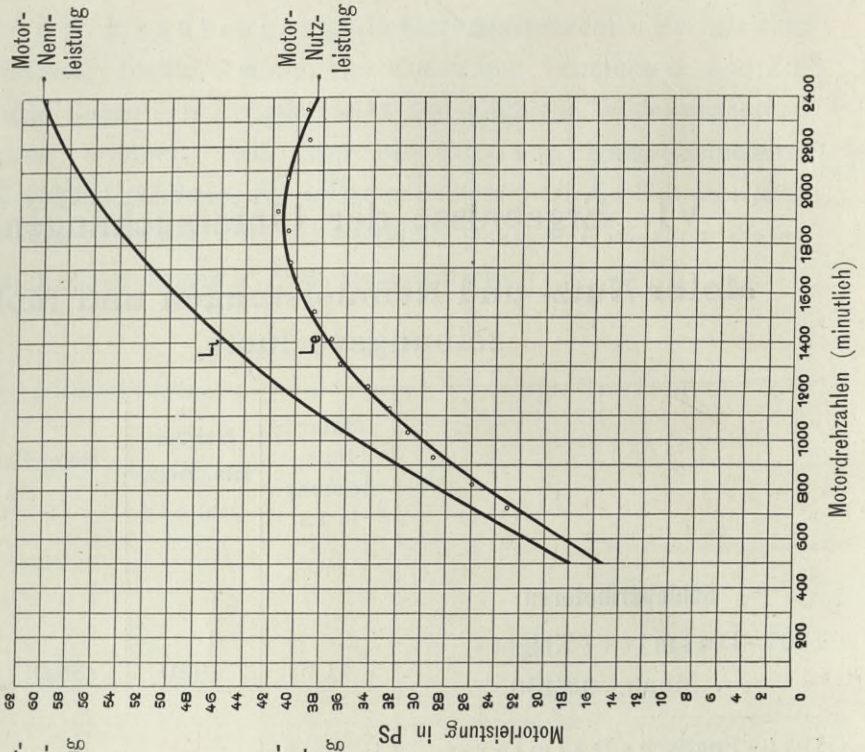


Bild 11.  
Motorvolleistungen der Knight-Motoren.

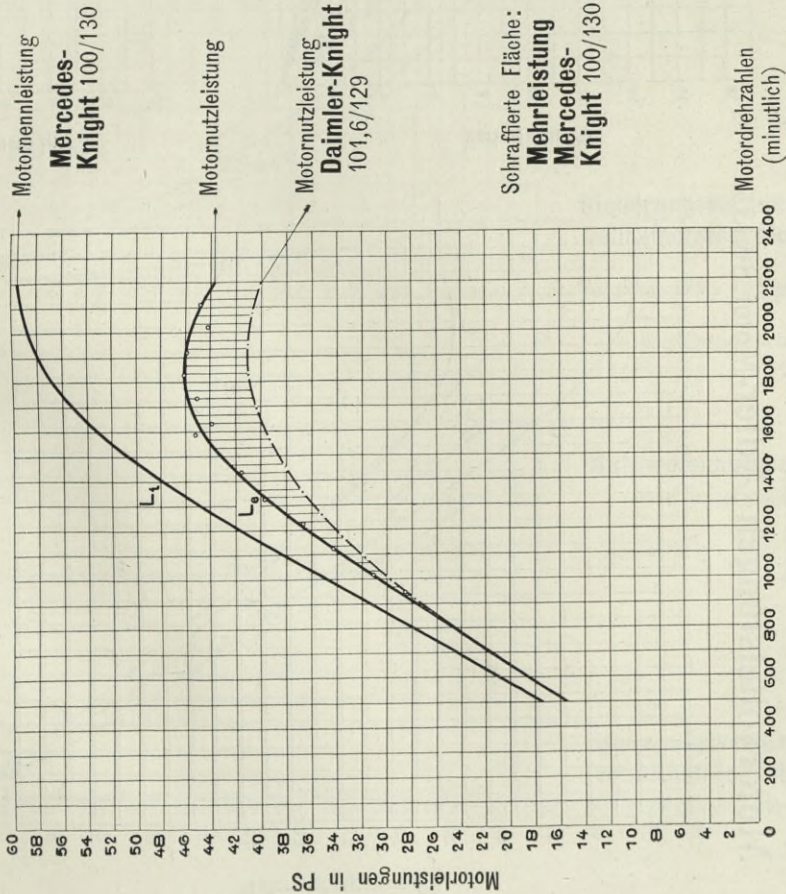
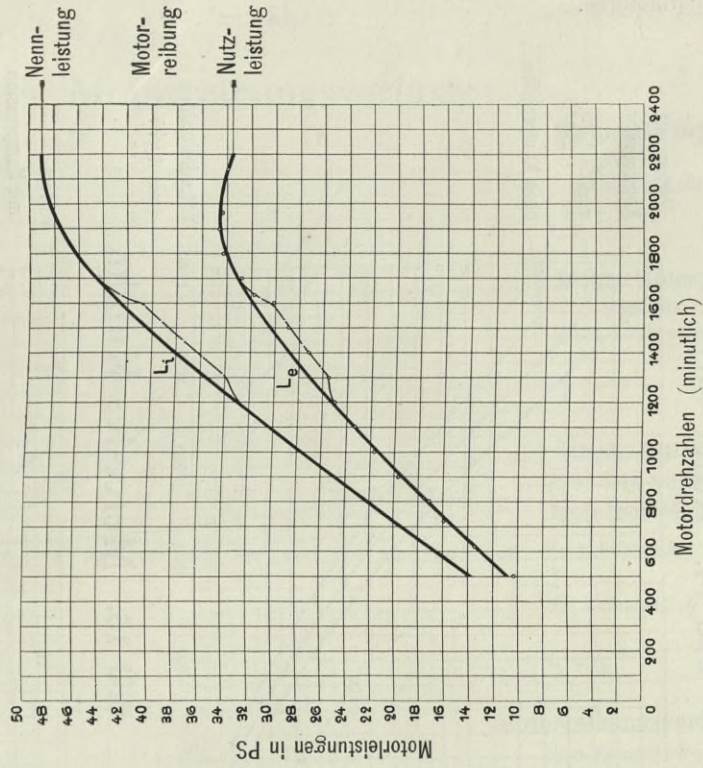
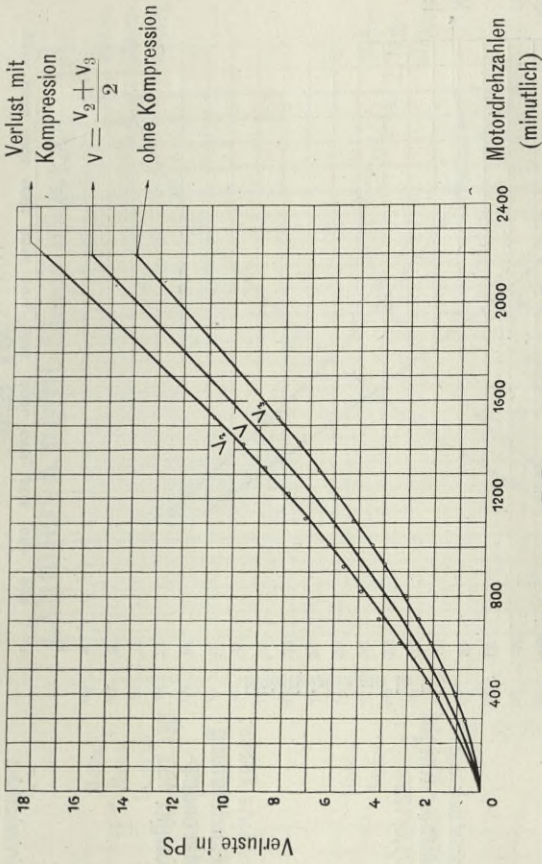


Bild 12.  
Volleistungen des 1909-Adler-Motors 90/125.

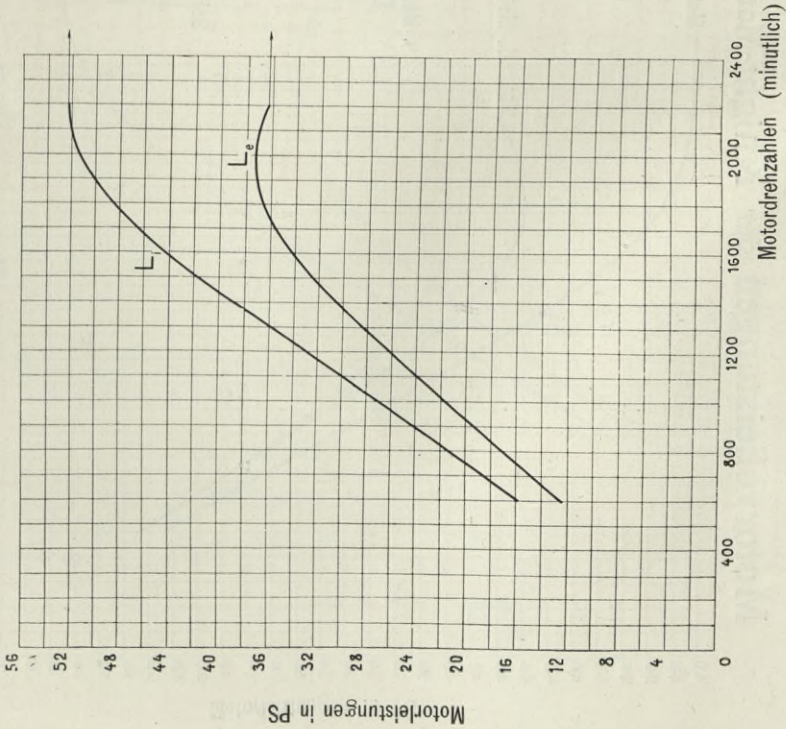


**Bild 14 und 15. Motorreibungsverluste.**

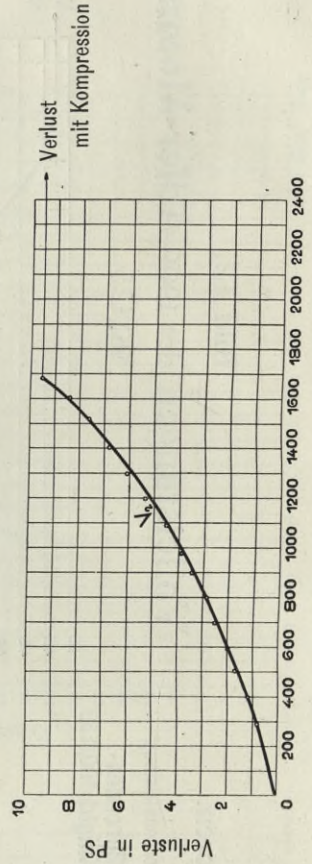
**Bild 14. Adler 86/135.**



**Bild 13. Motorvolleistungen Adler-Motor 86/135.**

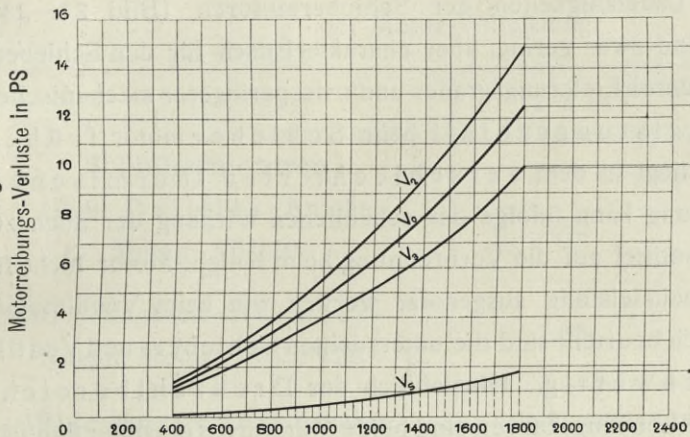


**Bild 15. Mercedes-Knight.**



### Motorreibungsverluste:

Bild 16. Daimler-Knight-Motor 96/130.



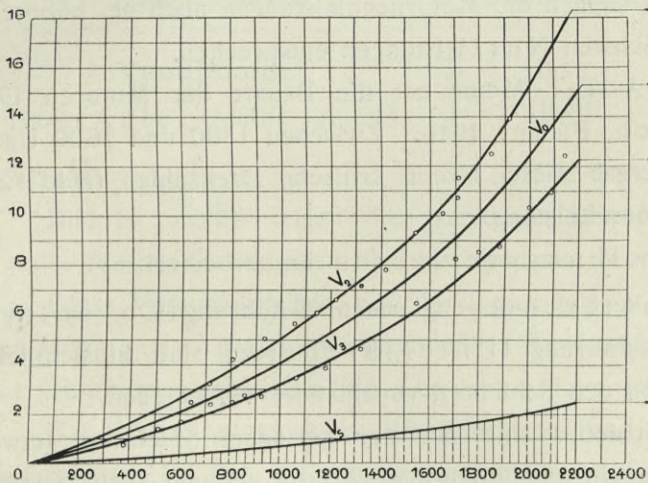
**Motorreibungs-  
verlust**  
mit Kompression

$$V_0 = \frac{V_2 + V_3}{2}$$

**Motorreibungs-  
verlust**  
ohne Kompression

**Steuerungsver-  
lust bei vollbe-  
lastetem Motor**

Bild 17. Daimler-Knight-Motor 101,6/129.



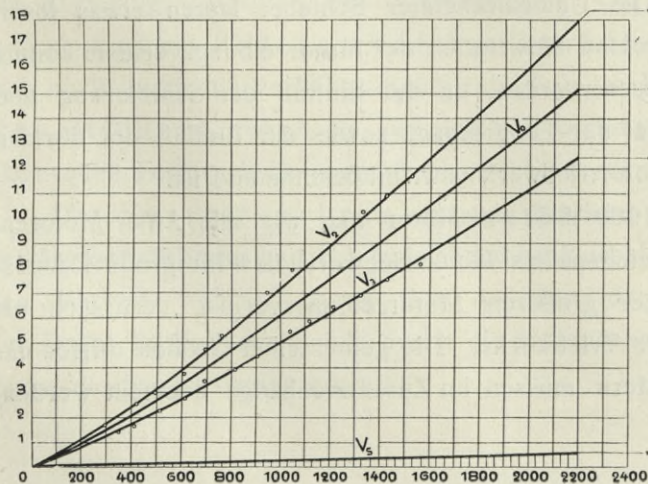
mit Kompression

$$V_0 = \frac{V_2 + V_3}{2}$$

**Motorreibungsverlust**  
ohne Kompression

**Steuerungsverlust bei**  
vollbelastetem Motor

Bild 18. 1909 Adler-Ventilmotor.



mit Kompression

$$V_0 = \frac{V_2 + V_3}{2}$$

**Motorreibungsverlust**  
ohne Kompression

**Steuerungsverlust bei**  
vollbelastetem Motor

Dieses Ergebnis entspricht nicht den im Vergleich mit älteren Ventilmotoren höheren Ladefähigkeiten der Schiebermotoren (Bild 21—23). Die Unterschiede sind zwar gering, aber charakteristisch für den Schiebermotor: trotz des größeren Lieferungsgrades und trotz geringerer mechanischer Verluste tritt der Leistungsabfall beim Schiebermotor früher ein. Die Ursache liegt in dem verschlechterten thermischen Vorgange. Die Ladung kann infolge der schädlichen Wirkung der noch zu erörternden Zwangsmittel auf die Verbrennung beim Knight-Motor nicht in dem Maße zur Arbeitsleistung ausgenutzt werden wie beim Ventilmotor.

Rein mechanisch beurteilt sind die untersuchten Schieber- und Ventilmotoren fast gleichwertig. Hinsichtlich des Drehzahlbereichs und des Verlaufs der Leistungskurven sind beide Motorarten einander ähnlich.

Bei allen Motoren steigen die Motornennleistungen noch bei höheren Drehzahlen, als den höchsten Nutzleistungen entsprechen.

Der untersuchte Adler-Motor hat die Bauart der Motoren für die Prinz Heinrich-Fahrt 1910. Zwischen 1300 und 1600 Umdrehungen minutlich ergab dieser Motor kritische Drehzahlen (Bild 12) und geringes Abfallen der Leistung.

Zu den Motorreibungsverlusten ist zu bemerken:

Die Schiebermotoren der englischen Ausführung (Coventry) und der deutschen Ausführung (Untertürkheim) sind hinsichtlich der Werkstättenarbeit an den Schiebern voneinander verschieden.

Die englischen Schieber sind mit nur geringem Spielraum (etwa 0,05 mm) ineinander gepaßt und ihre Auswechslung verlangt deshalb stets sehr große Sorgfalt. Die Untertürkheimer Schieber laufen etwas loser. Ein wesentlicher Unterschied hinsichtlich der Motorreibungsverluste konnte jedoch nicht nachgewiesen werden, da der Einfluß der Schmierung und der Schieberdehnung bei der Erwärmung, sowie der Einfluß der übrigen Reibungsverluste im Motortriebwerk usw. mitbestimmend ist.

Der untersuchte 1909-Adler-Motor hat, wie alle Adler-Motoren, ein besonders stramm eingepaßtes Motortriebwerk, das für große Lebensdauer gebaut ist, daher größeren Motorreibungsverlust verursacht als locker zusammengebaute Triebwerke. Die gemessenen Größen dürfen daher nicht einzeln, sondern müssen im Zusammenhange beurteilt werden.

## Energieverbrauch der Steuerungen $V_s$

bei Motor-Volleistung.

	$V_s$ in PS	Minutliche Drehzahl
<b>Schiebermotoren</b>		
1909 - D a i m l e r - Knight- Motor 96/130	1,82	1920
1911 - Englisch - D a i m l e r - Knight-Motor 101,6/129	1,85	1920
1912 - M e r c e d e s - Knight- Motor 100/130	nicht aufgenommen, weil das Antriebsrad in Motormitte liegt.	
<b>Ventilmotor</b>		
1909 - A d l e r - Motor 90/125	0,52 (0,39)	1950 bei Volleistung 1950 (beistillstehen- dem Kurbeltrieb u. warmem Motor)

Bild 19 und 20 zeigen die graphische Darstellung des Energieaufwandes für die Steuerungen der verschiedenen Motoren.

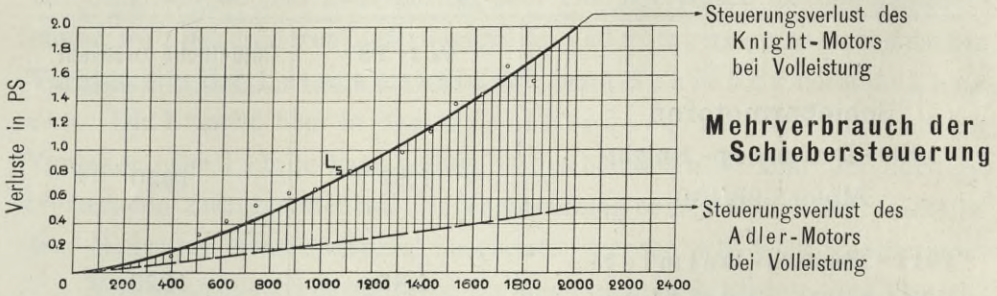
Diese Versuche zeigen, daß der Energieaufwand zum Betriebe der Motorsteuerungen einschließlich Betrieb der Magnetapparate und der Ölpumpen verhältnismäßig stets gering ist.

Bei Ventilmotoren ist der Energieaufwand und der mechanische Verlust auch bei hohen Drehgeschwindigkeiten äußerst gering, er erreicht bei 40 pferdigen Motoren nur  $\frac{1}{2}$  Pferdekraft. Die Arbeit der die Ventile belastenden Federn wird fast ganz zurückgewonnen. Dies bestätigt sich auch durch die verhältnismäßig sehr lange Lebensdauer der Ventilsfedern, wenn sie bei richtiger Ausführung nur innerhalb der elastischen Formveränderungen beansprucht werden.

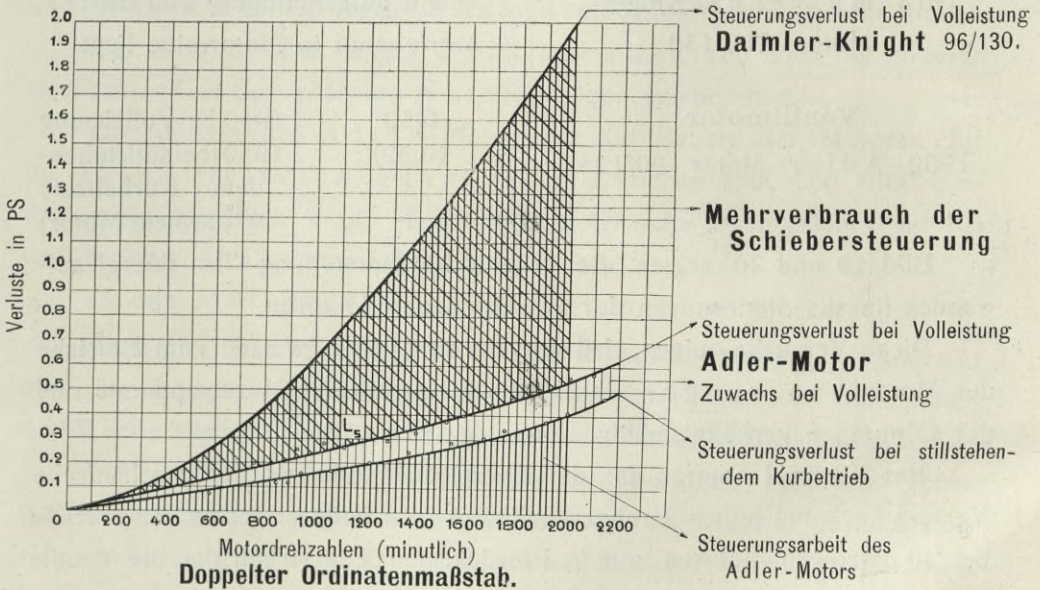
Der Energieverbrauch zum Betriebe der Ventilsteuerung bei Motorvolleistung und bei stillstehendem Kurbeltrieb in Bild 20 ergibt den Verlust, welcher durch das Anheben der Auslaßventile gegen den Druck im Zylinder, sowie durch die Schlußbewegung des Einlaßventils gegen die Saugströmung entsteht.

### Energieverbrauch der Steuerungen.

**Bild 19. Daimler-Knight 101,6/129, 1909-Adler 90/125.**



**Bild 20. 1909-Adler 90/125, Daimler-Knight 96/130.**



**Bild 43. Spezifischer Energieverbrauch Adler 90/125.**

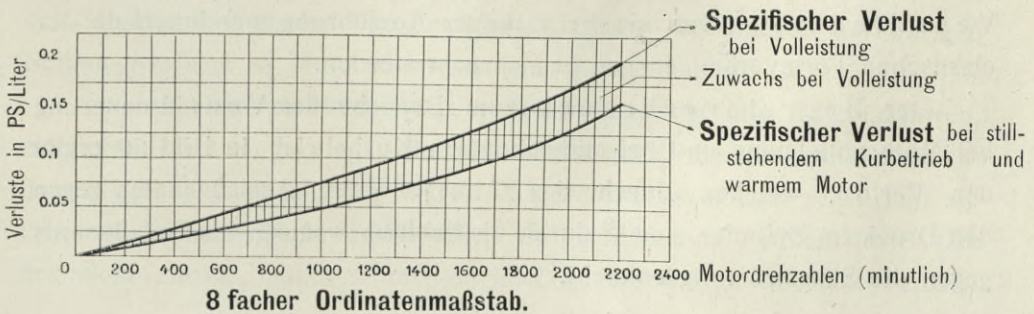




Bild 21.

### Volumetrische Wirkungsgrade des Daimler-Knight-Motors 96/130 und des 1909-Adler-Motors 90/125.

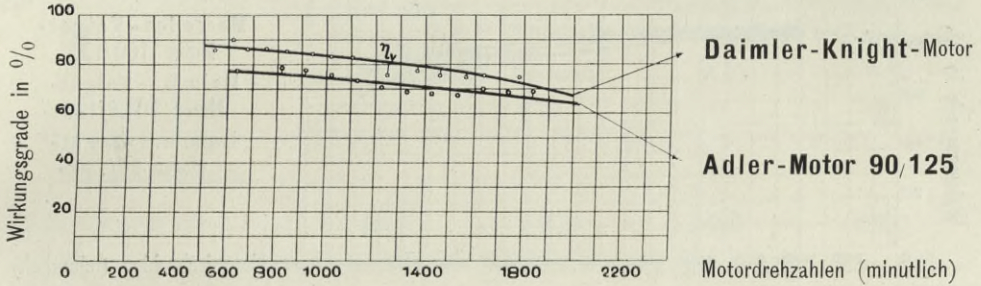


Bild 22.

### Volumetrische Wirkungsgrade des Daimler-Knight-Motors 101,6/129 und des Mercedes-Knight-Motors 100/130.

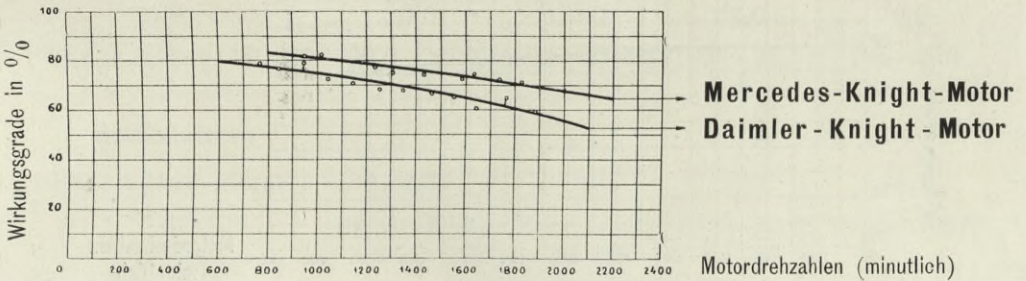


Bild 23.

### Volumetrischer Wirkungsgrad des Adler-Motors im Vergleich zu Mercedes-Knight.

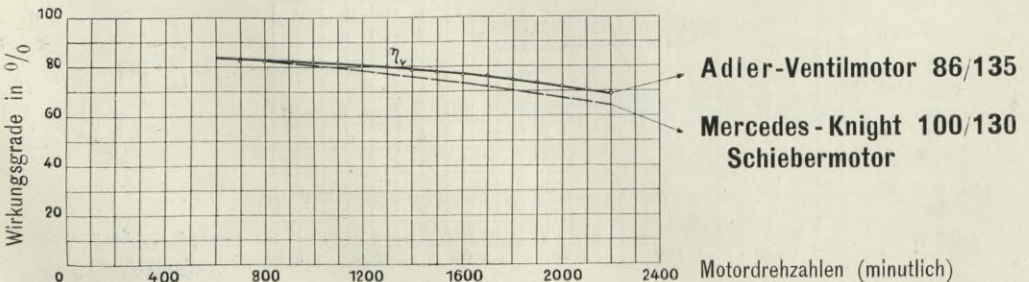


Bild 24.

Betriebswirkungsgrade der Schiebermotoren.

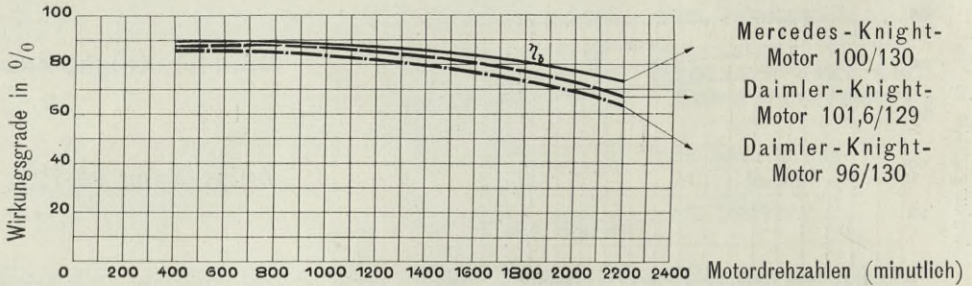


Bild 25.

Betriebswirkungsgrade des 1909-Adler-Motors 90/125.

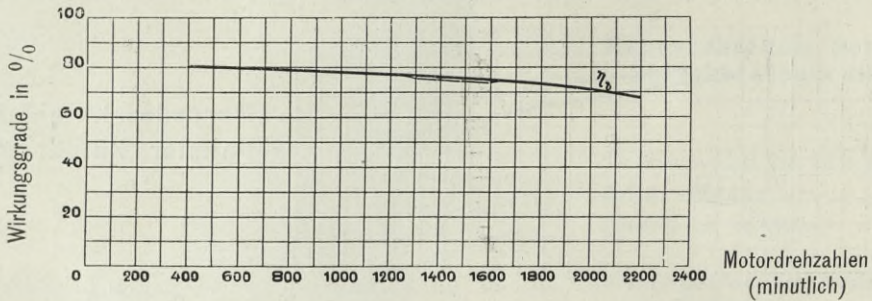
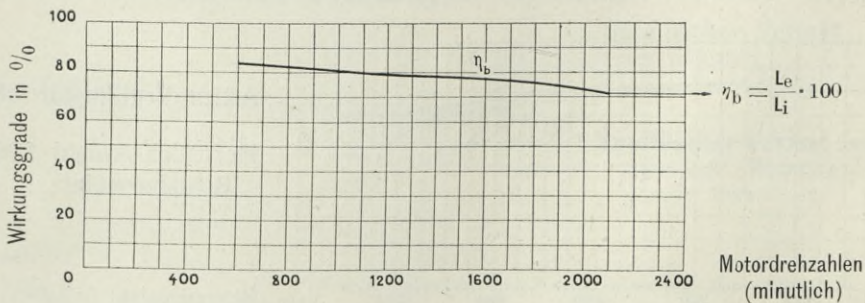


Bild 26.

Betriebswirkungsgrade des 1912-Adler-Motors 86/135.



### Betriebswirkungsgrad $\eta_b$ , thermischer Wirkungsgrad $\eta_t$ und volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_v$ .

	Betriebs- wirkungsgrad in % $\eta_b$	Minutliche Drehzahl	Thermischer Wirkungsgrad in % $\eta_t$	Volumetrischer Wirkungsgrad in % $\eta_v$
<b>Schiebermotoren</b>				
1909 - Daimler- Knight-Motor 96/130	71,0 (86—67,0)	1920 (500—2100)	20,0 (18,5—21,5)	69,0 (88—65)
1911 - Englisch-Daim- ler- Knight-Motor 101,6/129	75,0 (88,5—70,0)	1920 (500—2100)	16,57 (16,0—19,4)	57,0 (81,0—52,0)
1912 - Mercedes- Knight-Motor 100/130	80,0 (90,0—75,0)	1850 (500—2100)	22,0 (18,0—22,5)	70,0 (86—66)
<b>Ventilmotoren</b>				
1909 - Adler-Motor 90/125	72,0 (80,0—69,0)	1950 (500—2100)	22,0 (18,0—22,1)	64,5 (78,0—62,0)
1912 - Adler-Motor 86/135	73,0 (84,0—71,0)	1980 (500—2100)	24,0 (17,5—24,5)	72,0 (85—70)

Bild 21—26 und 47—51 geben in graphischer Übersicht die vorstehenden Meßergebnisse, und zwar:

Bild 24—26 die Betriebswirkungsgrade,

Bild 47—51 die thermischen Wirkungsgrade.

Bild 21—23 die volumetrischen Wirkungsgrade,

Die mechanischen Werte sind beim Mercedes-Knight-Motor 100/130 am günstigsten, hingegen werden die besten thermischen und volumetrischen Werte vom 1912-Adler-Motor 86/135 erreicht.

## Spezifischer Benzinverbrauch und Kühlwasserwärme der Motoren

	Spezifischer Benzinverbrauch in g für die Nutz-Pferdekraft		bei minütlicher Drehzahl n =	Günstigster Benzinverbrauch bei n =	Spezifische Kühlwasserwärme in WE i. d. Stunde		Günstigste Kühlwasserwärme in kg bei n =
	auf die Nutzleistung bezogen b <sub>e</sub>	auf die Nennleistung bezogen b <sub>i</sub>			auf die Nutzleistung bezogen k <sub>e</sub>	auf die Nennleistung bezogen k <sub>i</sub>	
<b>Schiebermotoren</b>							
1909 - Daimler-Knight-Motor 96/130	305 (b <sub>e</sub> = 330–290)	225	1920 (500–2100)	1650	750 (h <sub>e</sub> = 920–700)	540	700 WE n = 1400
1911 - Englisch-Daimler-Knight-Motor 101,6/129	370 (b <sub>e</sub> = 400–320)	280	1920 (500–2100)	1100	850 (h <sub>e</sub> = 960–825)	650	825 n = 1500
1912 - Mercedes-Knight-Motor 100/130	275 (b <sub>e</sub> = 360–270)	220	1850 (600–2100)	1700	690 (h <sub>e</sub> = 770–620)	555	620 n = 1250
<b>Ventilmotoren</b>							
1909 - Adler-Motor 90/125	280 (b <sub>e</sub> = 350–275)	200	1950 (500–2100)	1800	950 (h <sub>e</sub> = 1300–920)	695	920 n = 1700
1912 - Adler-Motor 86/135	260 (b <sub>e</sub> = 330–255) günstigster Verbrauch	190	1980 (600–2100)	1800	930 (h <sub>e</sub> = 1220–920)	680	920 n = 1800

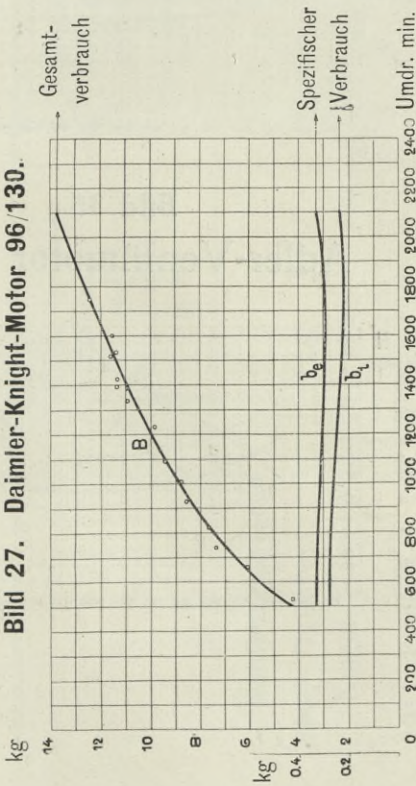
Bild 27–31 geben die graphische Darstellung des Benzinverbrauchs,

„ 32–36 die der abgeführten Kühlwasserwärme.

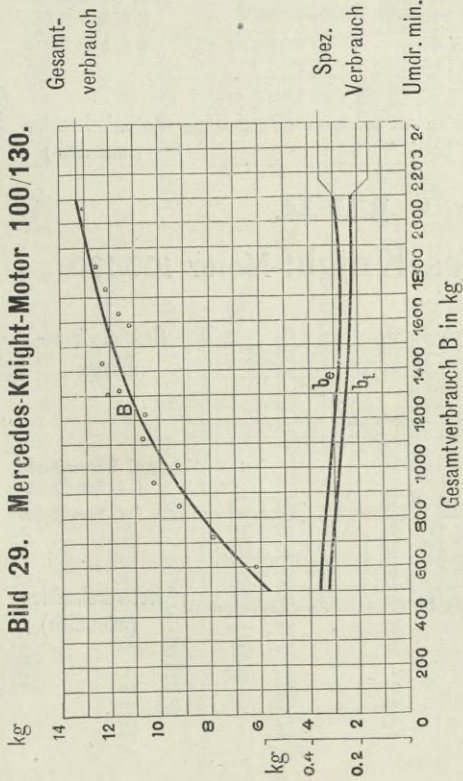
Diese Verbrauchswerte bilden den Ausgangspunkt für die nachfolgend erörterte Energie- und Wärmeverteilung in den untersuchten Motoren.

**Bild 27—30. Benzinverbrauch im ganzen Bereich der Motordrehzahlen.**

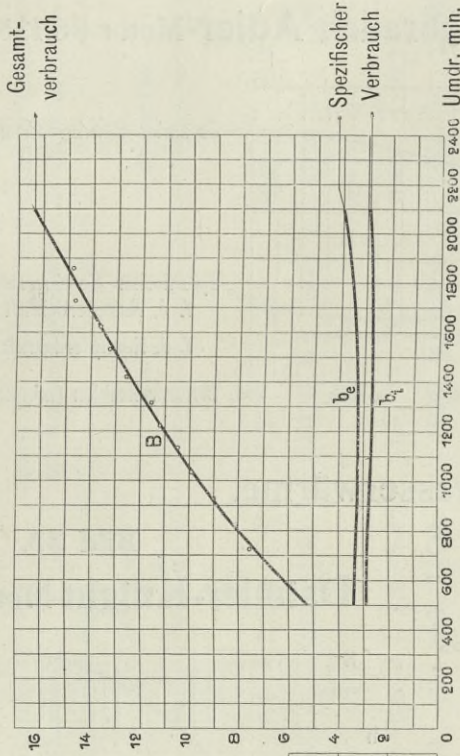
**Bild 27. Daimler-Knight-Motor 96/130.**



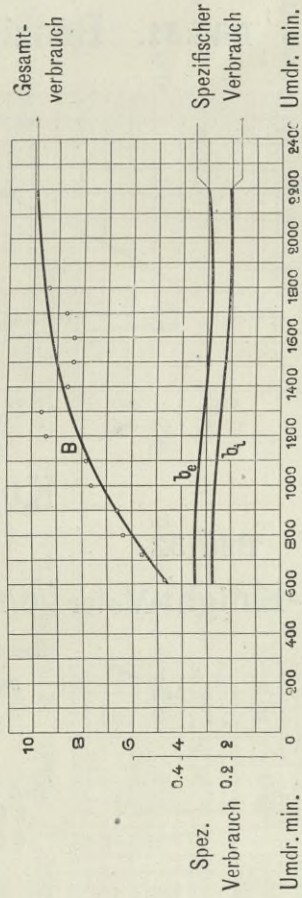
**Bild 29. Mercedes-Knight-Motor 100/130.**



**Bild 28. Daimler-Knight-Motor 101,6/129.**



**Bild 30. 1909 Adler-Motor 90/125.**

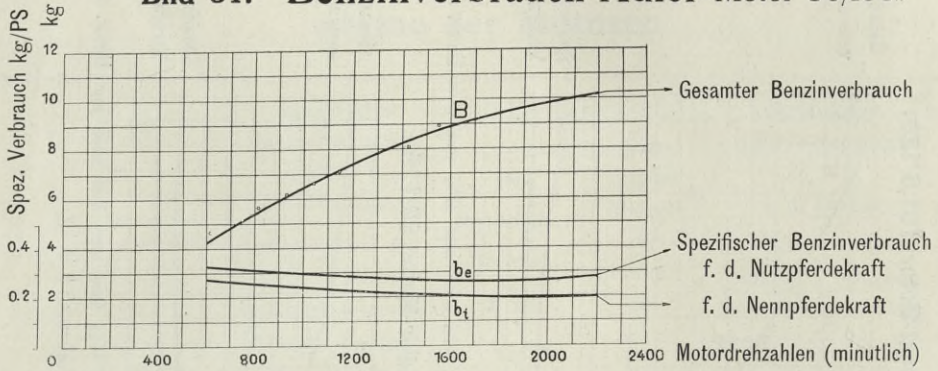


Spezifischer Verbrauch  $b$  in kg

$b_e$  bezogen auf die Nutzleistung,  $b_l$  auf die Nennleistung.

Gesamtverbrauch B in kg

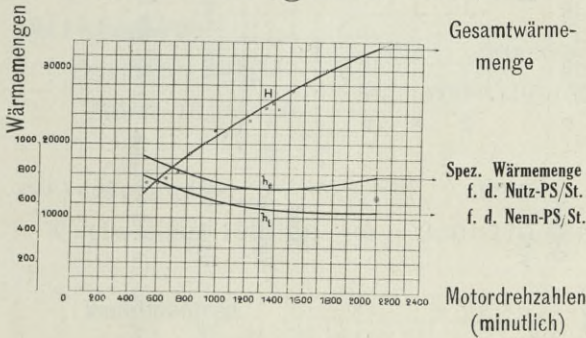
**Bild 31. Benzinverbrauch Adler-Motor 86/135.**



**Kühlwasserwärme.**

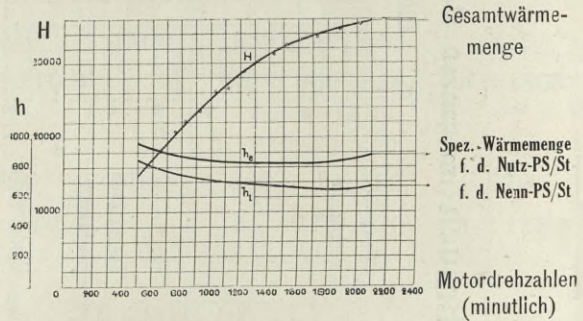
**Bild 32.**

**Daimler-Knight-Motor 96/130.**



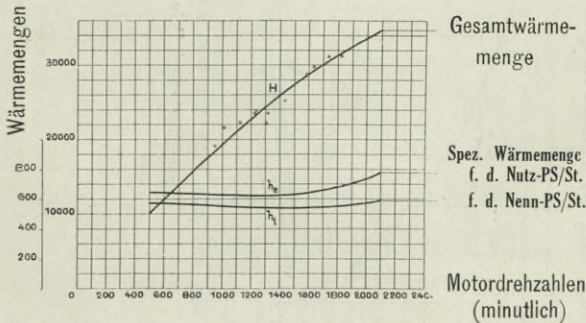
**Bild 33.**

**Daimler-Knight-Motor 101,6/129.**



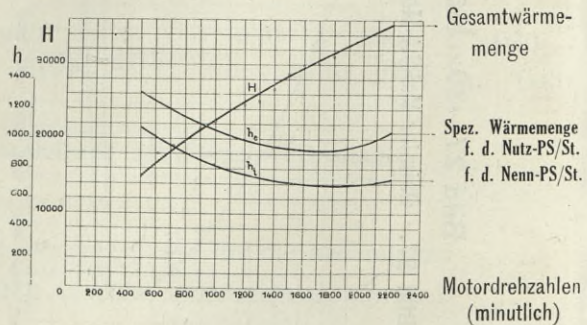
**Bild 34.**

**Mercedes-Knight-Motor 100/130.**



**Bild 35.**

**Adler-Ventilmotor 90/125.**



Spezifische Arbeitsleistungen in PS für 1 Liter Hubvolumen, spezifische Arbeitsdrücke und spezifische Verluste.

	Größte spezifische Leistungen bei n Umdrehungen min. in Ps	Spezifische Drücke auf den Arbeitskolben bei n Umdrehungen min.		Spezifische Verluste für das Liter Hubvolumen des Motorzylinders bei n Umdrehungen min. in PS				
		Höchstwert $p_e$	Mittlerer Wert $p_i$	Motor	Steuerung			
<b>Schiebermotoren</b>								
1909 - Daimler-Knight-Motor 96/130	11,2 n = 1920	7,1 n = 500	8,3 n = 600	7,1-4,7 n = 500-2100	4,3 n = 1920	1,5 n = 1000	0,47 n = 1920	0,14 n = 1000
1911 - Englisch-Daimler- (Knight-) Motor 101,6/129	9,85 n = 1920	6,6 n = 700	7,6 n = 750	6,6-4,1 n = 500-2100	3,3 n = 1920	1,2 n = 1000	0,45 n = 1920	0,17 n = 1000
1912 - Mercedes-Knight-Motor 100/130	11,3 n = 1850	6,85 n = 600	7,7 n = 900	6,85-4,7 n = 600-2100	2,75 n = 1850	1,0 n = 1000	nicht aufgenommen	
<b>Ventilmotoren</b>								
1909 - Adler-Motor 90/125	10,9 n = 1950	6,2 n = 500	7,7 n = 900	6,2-4,5 n = 500-2100	4,2 n = 1950	1,9 n = 1000	0,17 n = 1950	0,075 n = 1000
1912 - Adler-Motor 86/135	11,9 n = 1980	6,3 n = 600	8,0 n = 1400	6,3-5,1 n = 600-2100	4,4 n = 1980	1,65 n = 1000	nicht aufgenommen	

Bild 37-4 1 geben die graphische Darstellung der spezifischen Leistungen.

Bild 37.

Spezifische Leistungen des Daimler-Knight Motors  
96/130.

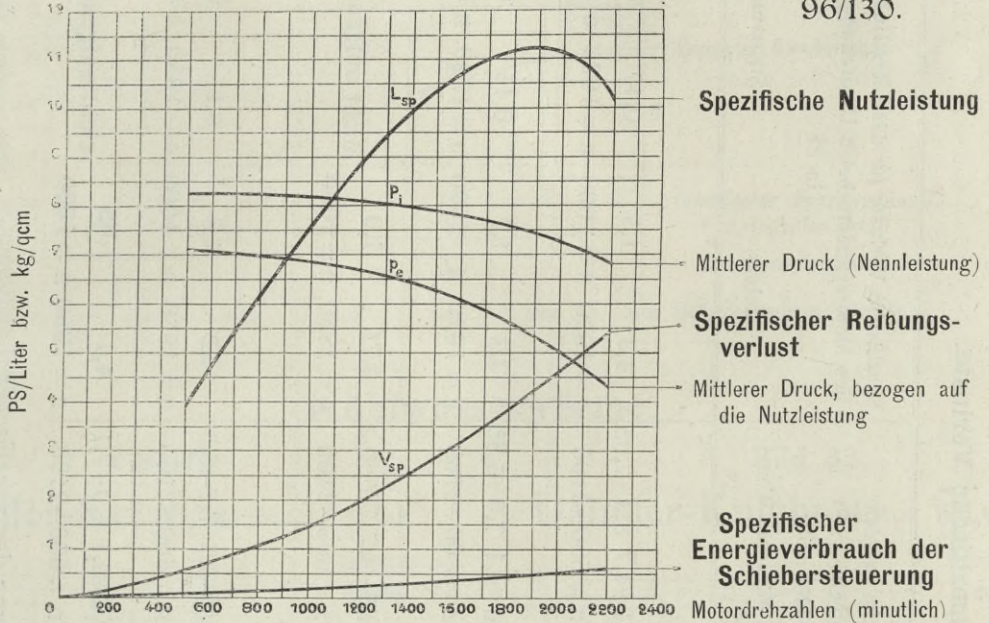
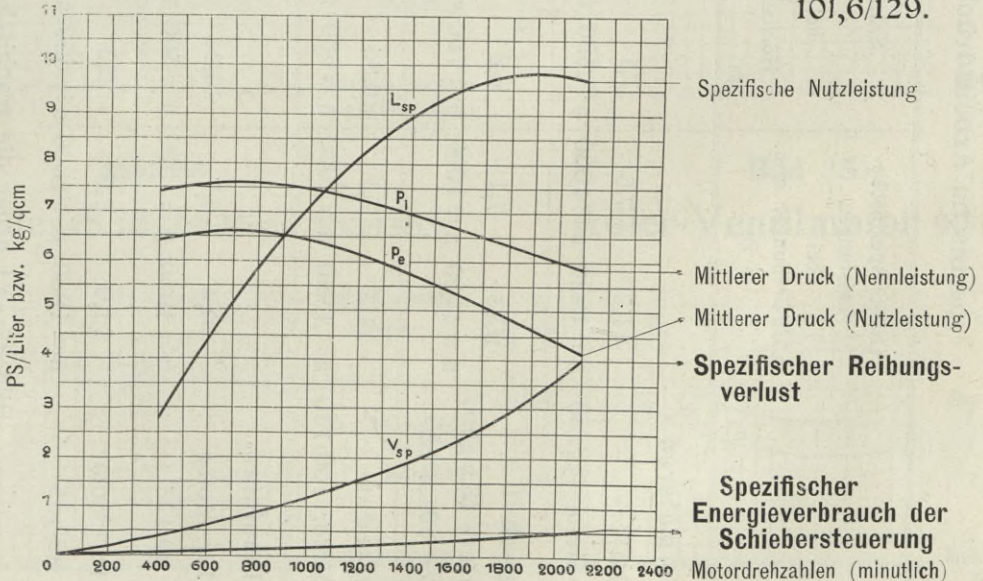


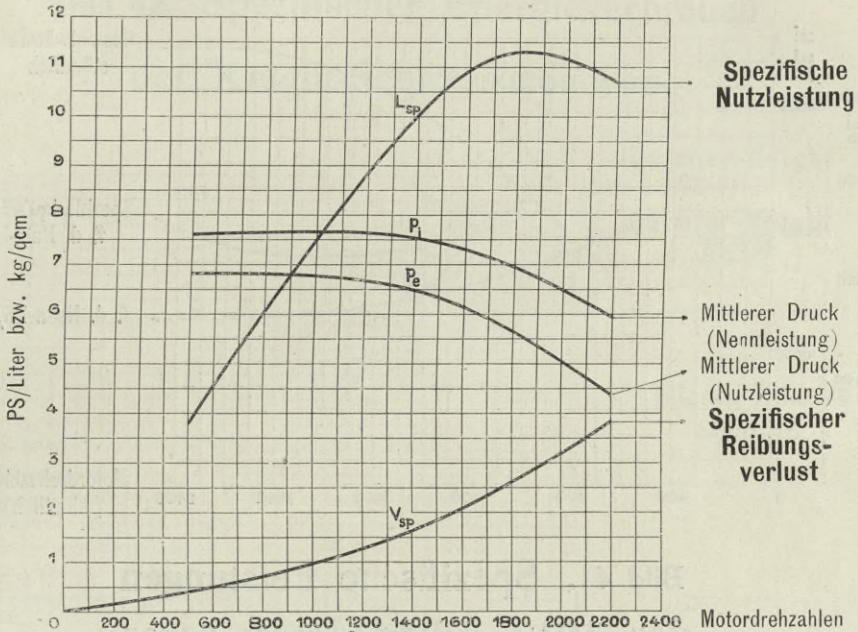
Bild 38.

Spezifische Leistungen des Daimler-Knight-Motors  
101,6/129.

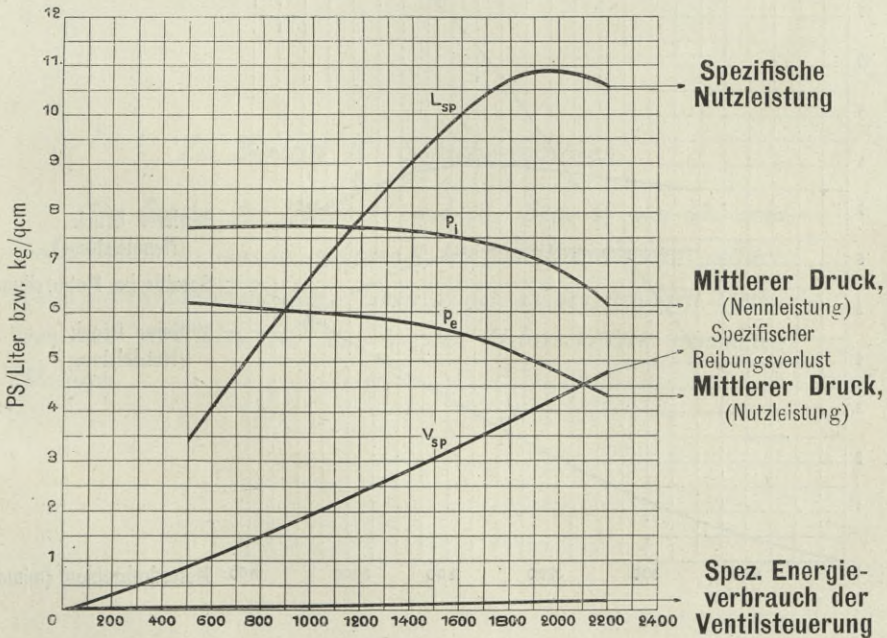




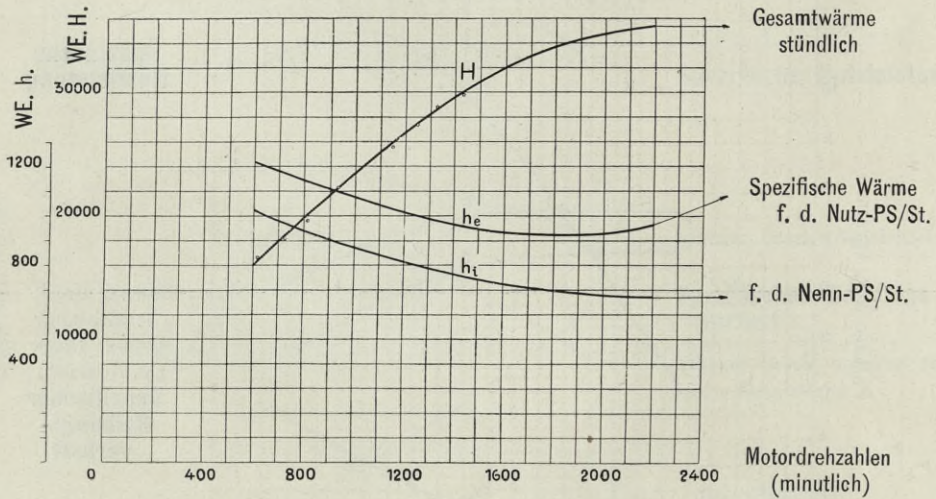
**Bild 39. Spezifische Leistungen  
des Mercedes-Knight-Motors 100/130.**



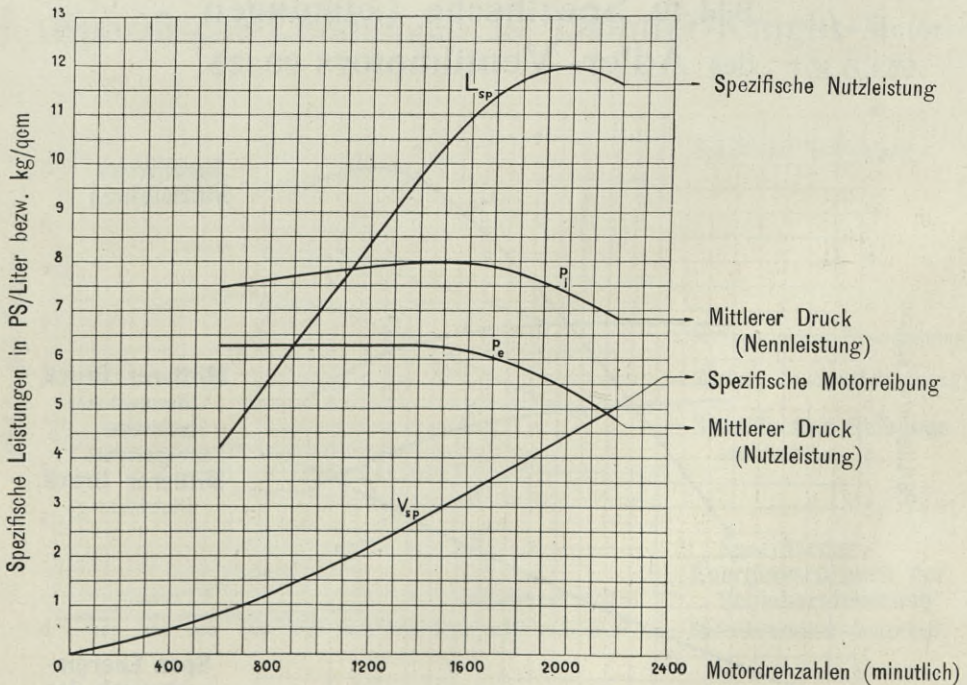
**Bild 40. Spezifische Leistungen  
des Adler-Ventilmotors 90/125.**



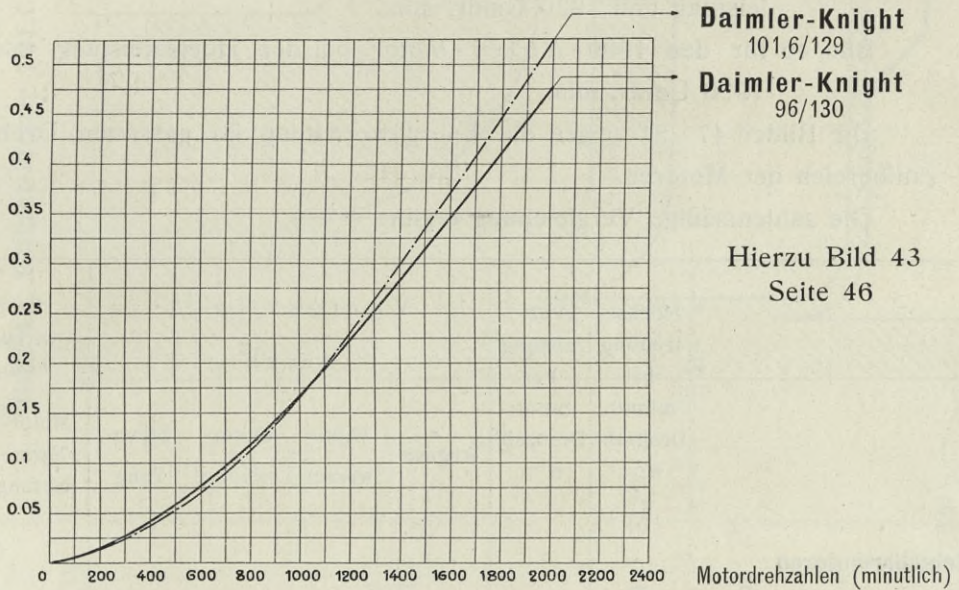
**Bild 36. Kühlwasserwärme  
des 1912-Adler-Motors 86/135.**



**Bild 41. Spezifische Leistungen  
des 1912-Adler-Motors 86/135.**



## Bild 42. Spezifischer Energieverbrauch der Knight-Schiebersteuerung.



### Zu Bericht X: Schiebermotoren.

Die Stöcke der Bilder 44 und 46, Seite 59 und 60, sind beim Druck vertauscht worden. Die den Diagrammen seitlich beigefügten Zahlenangaben stehen jedoch an der richtigen Stelle, beziehen sich also auf die in den Ueberschriften genannten Motoren.

## Die Energiediagramme

für die untersuchten Motoren zeigen die Bilder 44–51, und zwar:

Bild 44 für den 1909-Daimler-Knight-Motor bei der Höchstleistung und 1920 Umdr. min.,

Bild 45 für den 1911-Daimler-Knight-Motor bei der Höchstleistung und 1920 Umdr. min.,

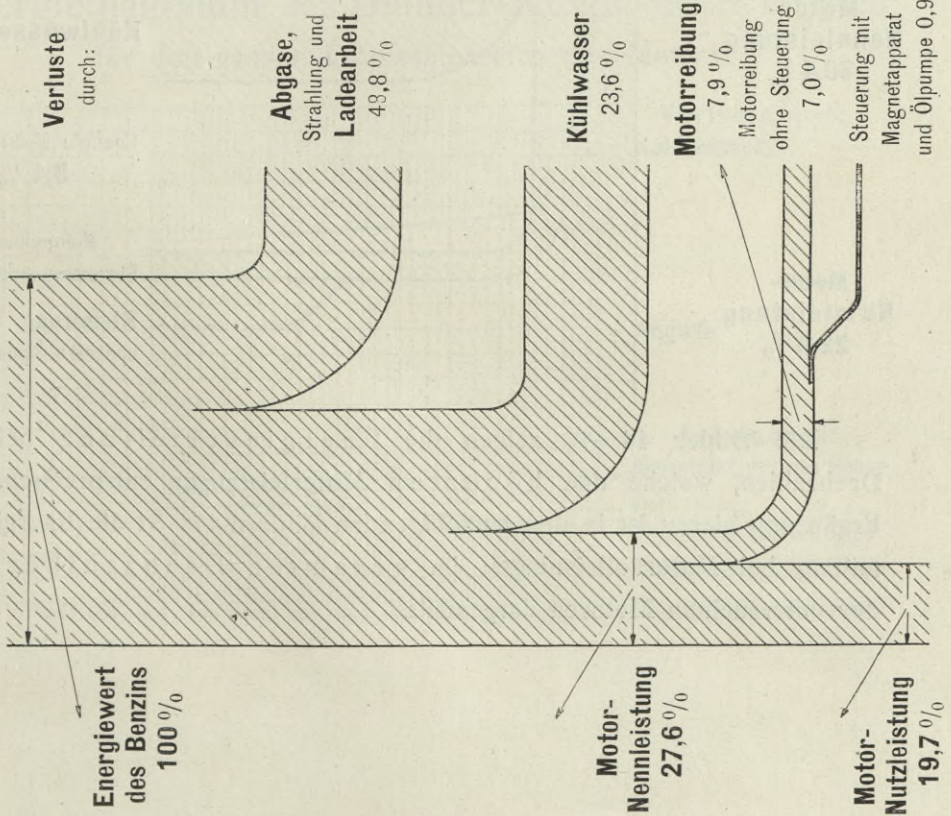
Bild 46 für den 1909-Adler-Motor bei der Höchstleistung und 1950 Umdr. min.

Die Bilder 47–51 zeigen die Energieverteilung im gesamten Drehzahlbereich der Motoren.

Die zahlenmäßige Vergleichung ergibt:

	Höchstleistung bei minutl. Drehzahl n =	Vollleistung bei minutl. Drehzahl n =	Verlust in %				Brennstoffwirkungsgrad, bezogen auf	
			durch				Motor-Nennleistung	Motor-Nutzleistung
			Abgase	Kühlwasser	Motorreibung	Steuerung		
<b>Schiebermotoren</b>								
1909-Daimler-Knight-Motor 96/130	1920		48,8	23,6	7,9	0,9	27,6	19,7
		1000	52,65	23,42	3,93	0,43	23,93	20,0
1911-Englisch-Daimler-Knight-Motor 101,6/129	1920		55,5	22,3	5,63	0,75	22,2	16,57
		1000	51,2	25,8	3,6	0,5	23,0	19,4
1912-Mercedes-Knight-Motor 100/130	1850		47,5	24,5	6,0		28,0	22,0
		1000	58,0	19,5	2,5		22,5	20,0
<b>Ventilmotoren</b>								
1909-Adler-Motor 90/125	1950		36,3	33,3	8,4	0,33	30,4	22,0
		1000	45,67	30,7	5,25	0,2	23,03	18,38
1912-Adler-Motor 86/135	1980		32,5	35,0	8,5		24,0	32,5
		1000	38,0	36,0	5,0		26,0	21,0

Energiediagramme der Daimler-Knight-Motoren (1920 Umdrehungen) min.  
Bild 44. Knight-Motor 96/130.



Energiediagramme der Daimler-Knight-Motoren (1920 Umdrehungen) min.  
Bild 45. Knight-Motor 101,6/129.

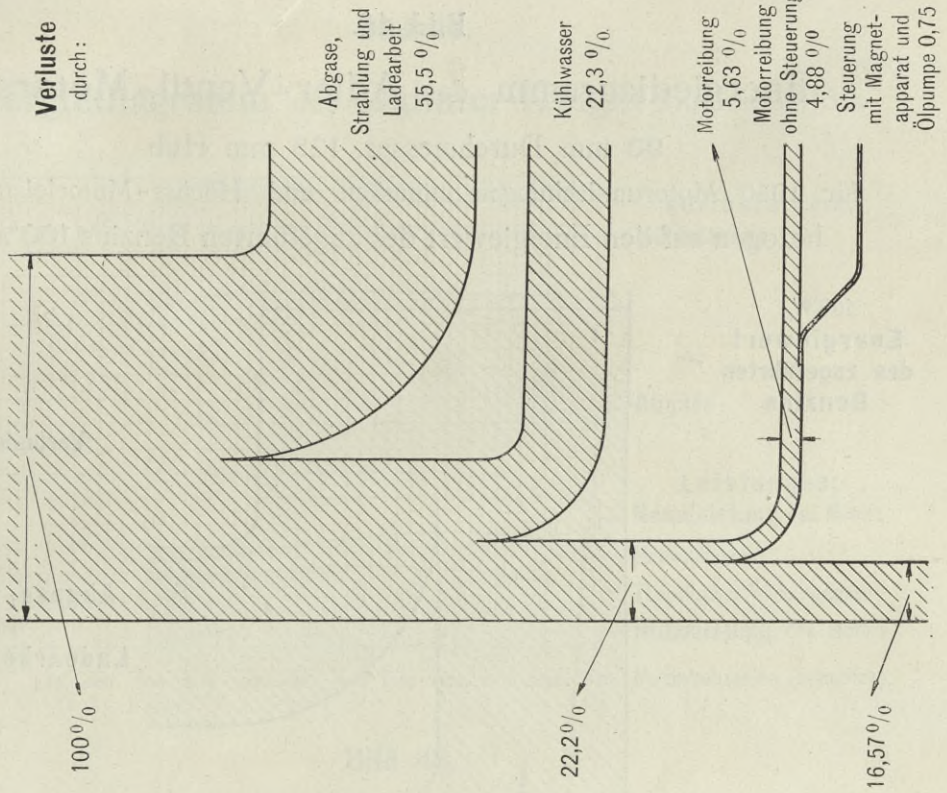
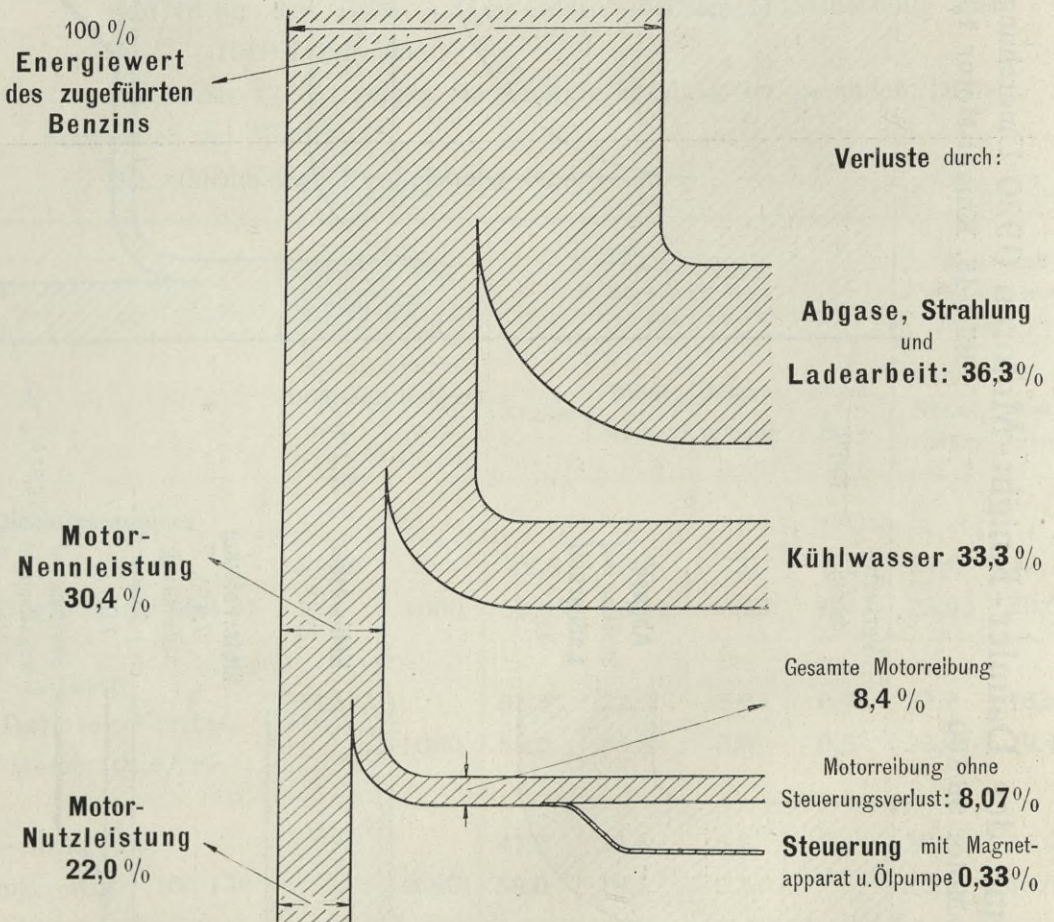


Bild 46.

## Energiediagramm des Adler-Ventil-Motors

90 mm Durchmesser, 125 mm Hub

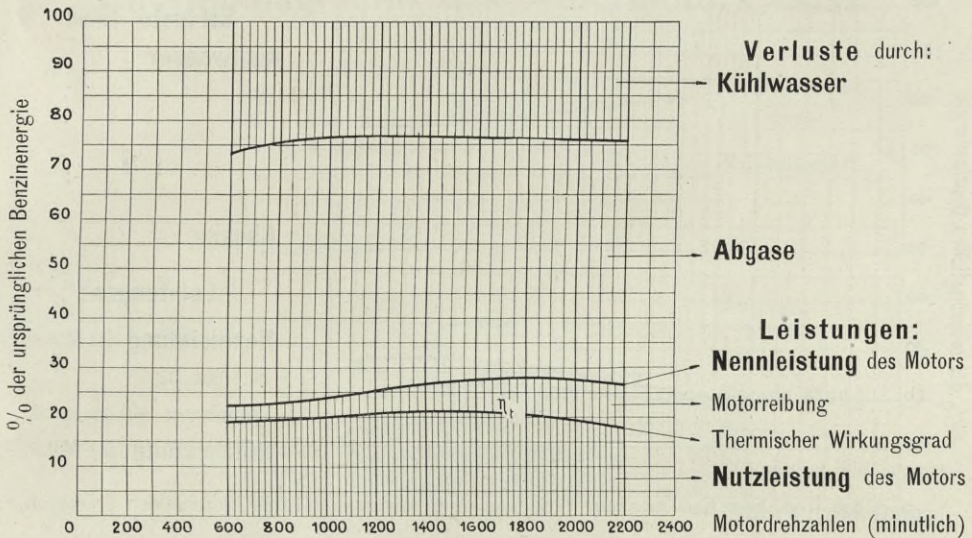
für 1950 Motorumdrehungen minutlich und Höchst-Motorleistung,  
bezogen auf den Energiewert des zugeführten Benzins 100<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.



Die Bilder 44—46 zeigen die Energieverteilung bei den Drehzahlen, welche den höchsten Motorleistungen entsprechen. Als Ergänzung hierzu ist in den nachfolgenden Bildern 47—51 die Energieverteilung bei Motorvolleistungen im gesamten Drehzahlbereich der untersuchten Motoren dargestellt.

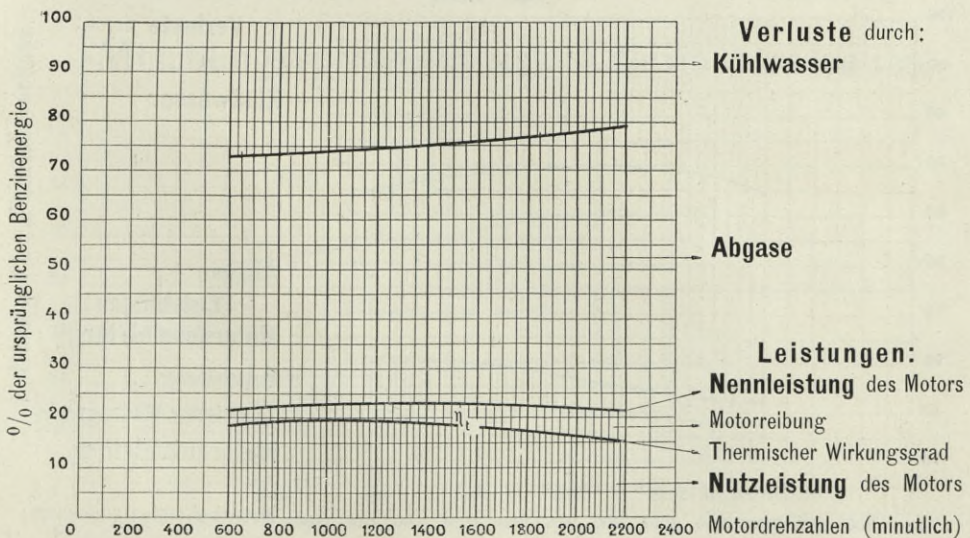
**Bild 47.**

**Energiediagramm des Daimler-Knight-Motors 96/130.**



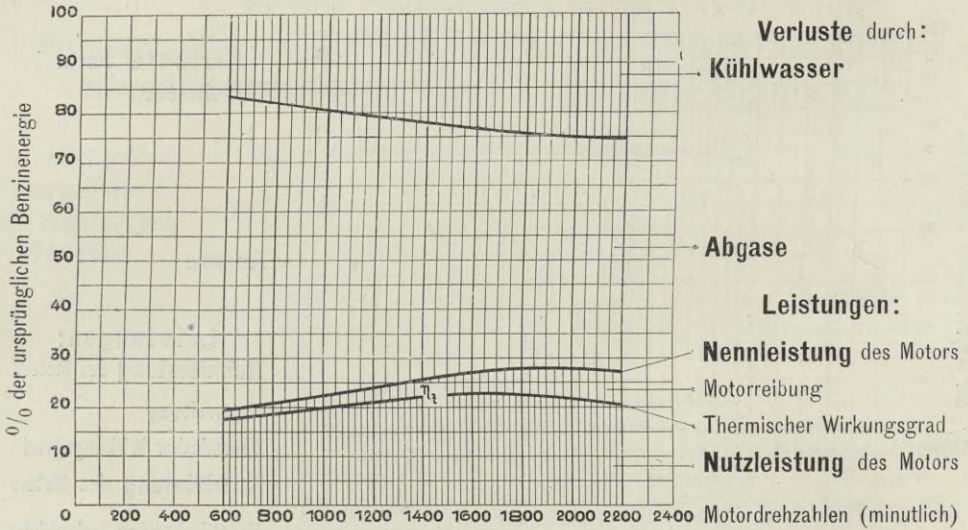
**Bild 48.**

**Energiediagramm des Daimler-Knight-Motors 101,6/129 für den ganzen Drehzahlbereich des Motors.**



**Bild 49.**

**Energiediagramm des Mercedes-Knight-Motors 100/130.**



**Bild 50.**

**Energiediagramm des 1909-Adler-Ventilmotors 90/125 für den ganzen Drehzahlbereich des Motors.**

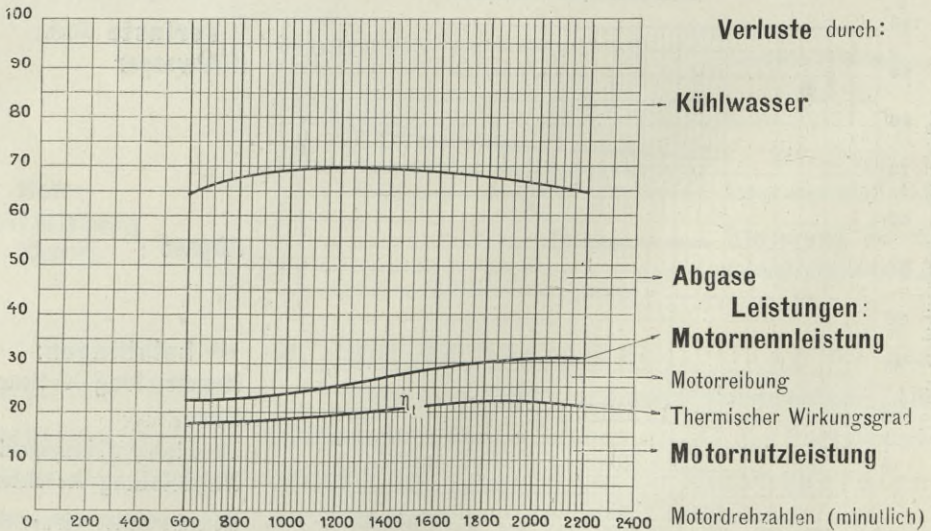




Bild 51.

### Energiediagramm des Adlermotors 86/135.

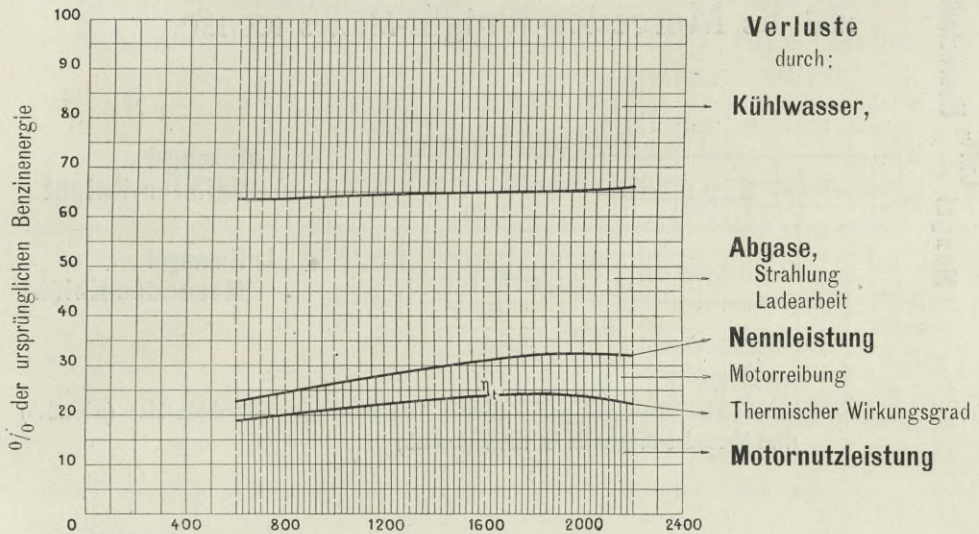
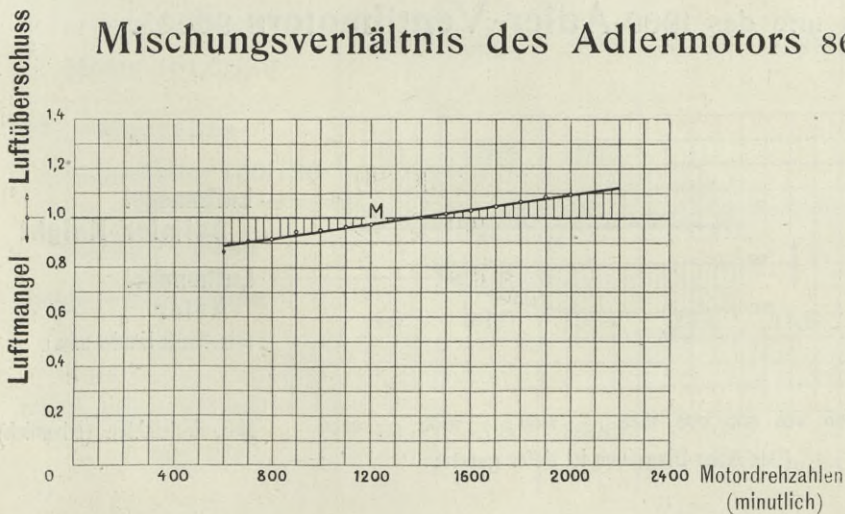


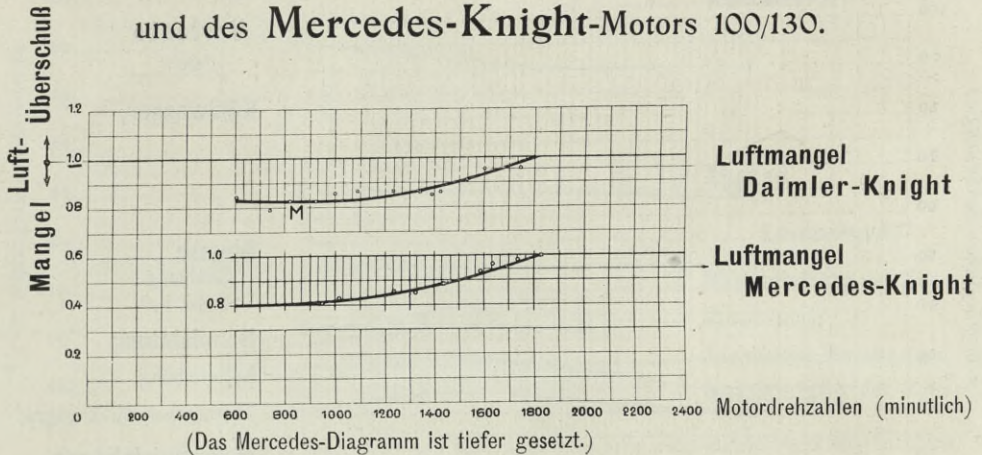
Bild 52.

### Mischungsverhältnis des Adlermotors 86/135.



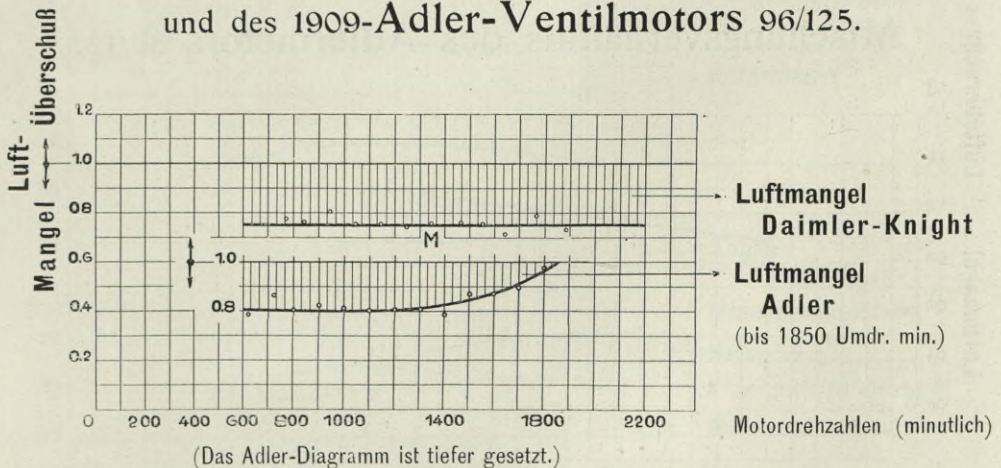
**Bild 53.**

Mischungsverhältnis des Daimler-Knight-Motors 96/130  
und des Mercedes-Knight-Motors 100/130.



**Bild 54.**

Mischungsverhältnis des Daimler-Knight-Motors 101,6/129  
und des 1909-Adler-Ventilmotors 96/125.



## Die Mischungsverhältnisse M

für die untersuchten Motoren zeigen Bild 52—54, und zwar:

Bild 52 für den 1912-Adler-Ventilmotor 86/135,

Bild 53 für den Daimler-Knight-Motor 96/130 und  
den Mercedes- „ 100/130,

Bild 54 für den Daimler-Knight-Motor 101,6/129 und  
den 1909-Adler-Ventilmotor 90/125.

## Dauerversuche

unter Volleistung bei 70° Cels. mittlerer Kühlwassertemperatur.

	Ver- suchs- dauer in Stun- den	Nutz- lei- stung im Mittel PS	Mi- nutl. Dreh- zahl im Mittel n	Benzin- ver- brauch in g für die Nutz-Pferdekraft und Stunde	Öl- ver- brauch für die	Öltempe- ratur im Kurbel- kasten im Be- harrungs- zustande
<b>Schiebermotoren</b>						
1909-Daimler- Knight-Motor 96/130	10	40,3	1600			
1911-Englisch- Daimler-Knight- Motor 101,6/129	10	39,4	1606	349	33,0	69°
1912-Mercedes- Knight-Motor 100/130	10	45,1	1603			
<b>Ventilmotoren</b>						
1909-Adler-Motor 90/125	10	30,6	1605	274	31,8	66°
1912-Adler-Motor 86/135	10	33,8	1600			

## Die Steuerungsquerschnitte

(mit Indikator an den Motoren aufgenommen)

für Einlaß und Auslaß der untersuchten Motoren, sowie des 75 PS-A d l e r R e n n m o t o r s (Bericht IV), des 100 PS - B e n z - R e n n m o t o r s (Bericht III) und eines 1910 - B e n z - M o t o r s 90/140 sind in den Bildern 55—62 in Abhängigkeit vom Kolbenweg dargestellt.

Aus den absoluten Öffnungsquerschnitten ist der mittlere Öffnungsquerschnitt für die Öffnungsdauer der Steuerung ermittelt und in den Bildern als schraffiertes Rechteck eingetragen.

Um die Steuerungsquerschnitte verschieden großer Motoren mit einander vergleichen zu können, sind (siehe Versuchsverfahren Seite 37) die s p e z i f i s c h e n Öffnungsquerschnitte  $\left(\frac{\text{absolute Querschnitte}}{\text{Hubvolumen}}\right)$  festgestellt und gleichfalls in den Bildern 55—62 eingetragen.

Die Bilder enthalten außerdem noch die Angaben über die Öffnungs- und Schlußpunkte der Steuerungen.

Dieser Zusammenhang ist sehr vielseitig verwertbar und gibt wertvolle Aufschlüsse über die gegenwärtige Entwicklungsstufe der Motorsteuerungen. Insbesondere für den Konstrukteur sind die hier nur im Auszug wiedergegebenen Angaben ein Prüfstein für neue Motorsteuerungen.

Eingehende Erörterung der Steuerungsfragen bleibt einem späteren Bericht vorbehalten.

Die mittleren s p e z i f i s c h e n Öffnungsquerschnitte werden nachfolgend zum Vergleiche der Schieber- und Ventilquerschnitte benutzt (Bild 68 und 69).

Die zahlenmäßige Vergleichung der Steuerungsquerschnitte ergibt:

## Auslaß

## Einlaß

Steuerungs- querschnitte.	Öffnungsquerschnitte (qcm)				Öffnung % Kolben- weg	Schluß % Kolben- weg	Öffnungsquerschnitte (qcm)				Öffnung % Kolben- weg	Schluß % Kolben- weg
	absolut		spezifisch				absolut		spezifisch			
	Höchst- wert	Mittel- wert	Höchst- wert	Mittel- wert			Höchst- wert	Mittel- wert	Höchst- wert	Mittel- wert		
1909 - Daimler - Knight- Motor 96/130	8,0	5,3	8,5	5,7	2,9 n. Tp.	2,6 n. Tp.	10,6	6,9	11,3	7,4	12,9 v. Tp.	8,7 n. Tp.
1911 - Englisch - Daimler - Knight-Motor 101,6/129	10,8	7,0	10,3	6,7	2,0 v. Tp.	7,9 n. Tp.	12,5	8,2	12,0	7,8	8,4 v. Tp.	3,9 n. Tp.
1912 - Mercedes - Knight- Motor 100/130	10,5	7,4	10,3	7,3	3,8 v. Tp.	14,2 n. Tp.	13,0	7,28	12,7	7,1	39,0 v. Tp.	0,8 n. Tp.
1909 - Adler - Motor 90/125	4,5	3,3	5,6	4,2	2,0 n. Tp.	1,3 n. Tp.	5,2	4,2	6,6	5,2	16,0 v. Tp.	1,3 n. Tp.
1912 - Adler - Motor 86/135	9,7	7,0	12,3	8,96	4,0 n. Tp.	5,2 n. Tp.	9,7	7,2	12,4	9,2	14,2 v. Tp.	0
1910 - Benz - Motor 90/140	7,4	5,9	8,3	6,6	0,6 v. Tp.	4,9 n. Tp.	7,6	5,9	8,5	6,7	10,7 v. Tp.	2,3 n. Tp.
1910 - Adler - Rennmotor 105/150	10,6	8,3	8,2	6,4	1,0 n. Tp.	2,5 n. Tp.	11,6	9,3	8,9	7,2	10,0 v. Tp.	1,0 n. Tp.
1910 - Benz - Rennmotor (Doppelventile) 115/175	24,5	21,0	13,47 günstigste Werte	11,55	im Tp.	3,0 n. Tp.	24,5	18,43	13,47 günstigste Werte	10,14	27,2 v. Tp.	im Tp.
1912 - Büssing - Last- wagenmotor 115/155	7,55	5,45	4,7	3,39	4,0 n. Tp.	1,3 n. Tp.	7,55	6,47	4,7	4,03	6,8 v. Tp.	2,3 n. Tp.

### Bild 55—58. Öffnungsquerschnitte.

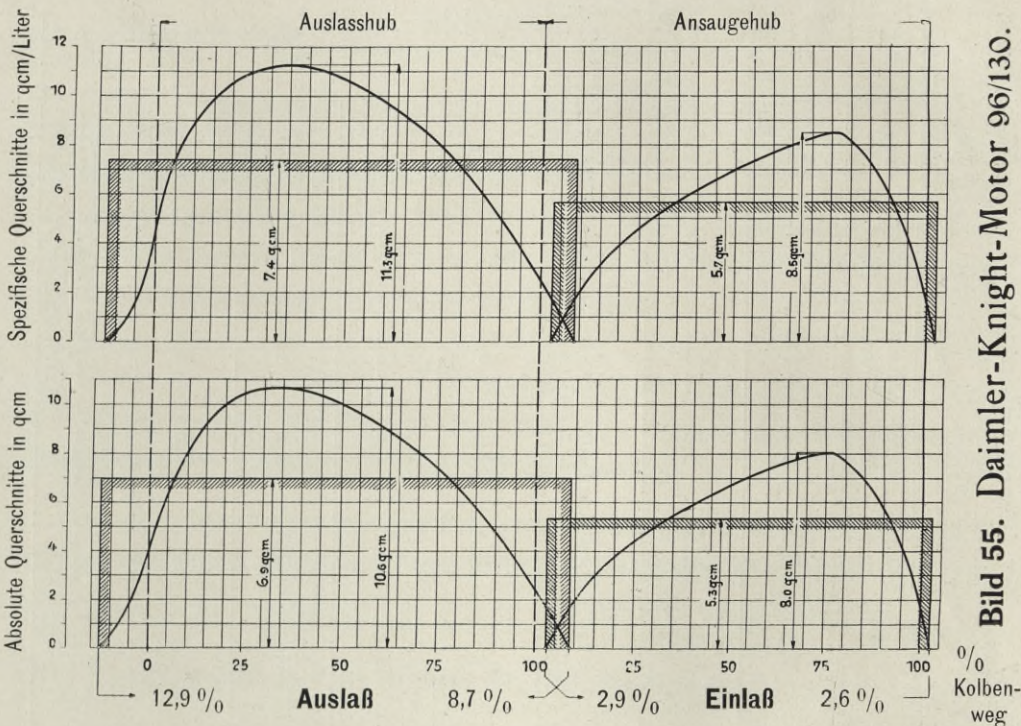


Bild 55. Daimler-Knight-Motor 96/130.

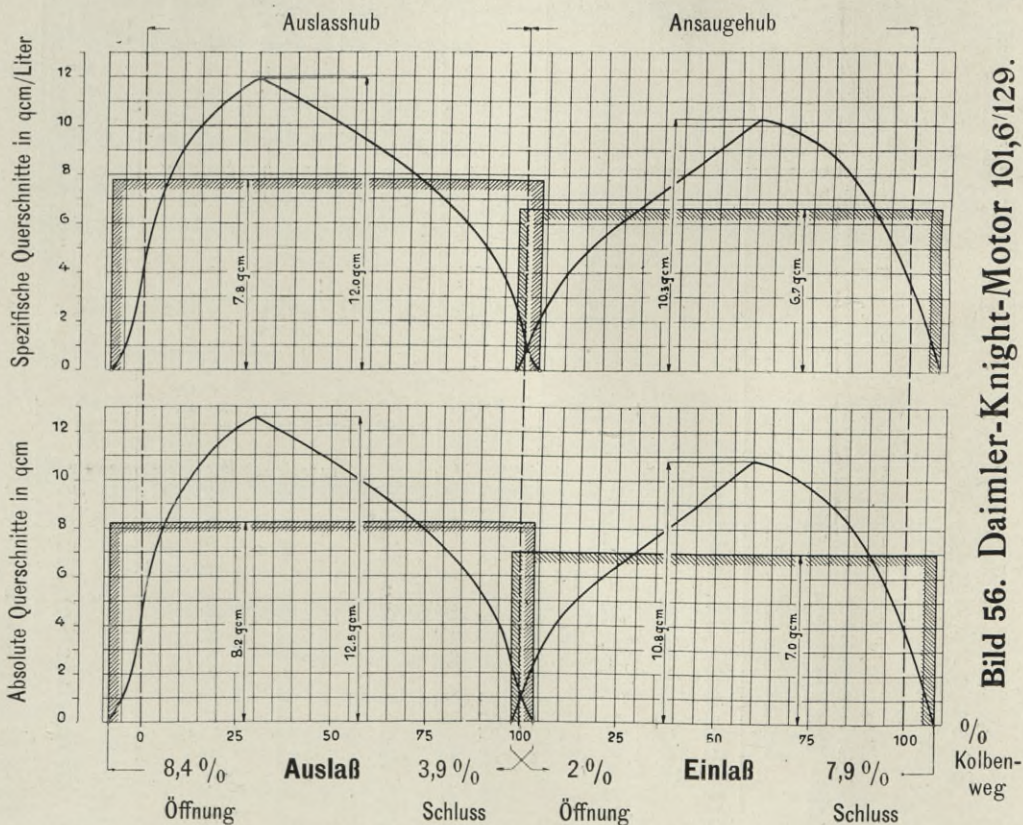


Bild 56. Daimler-Knight-Motor 101,6/129.

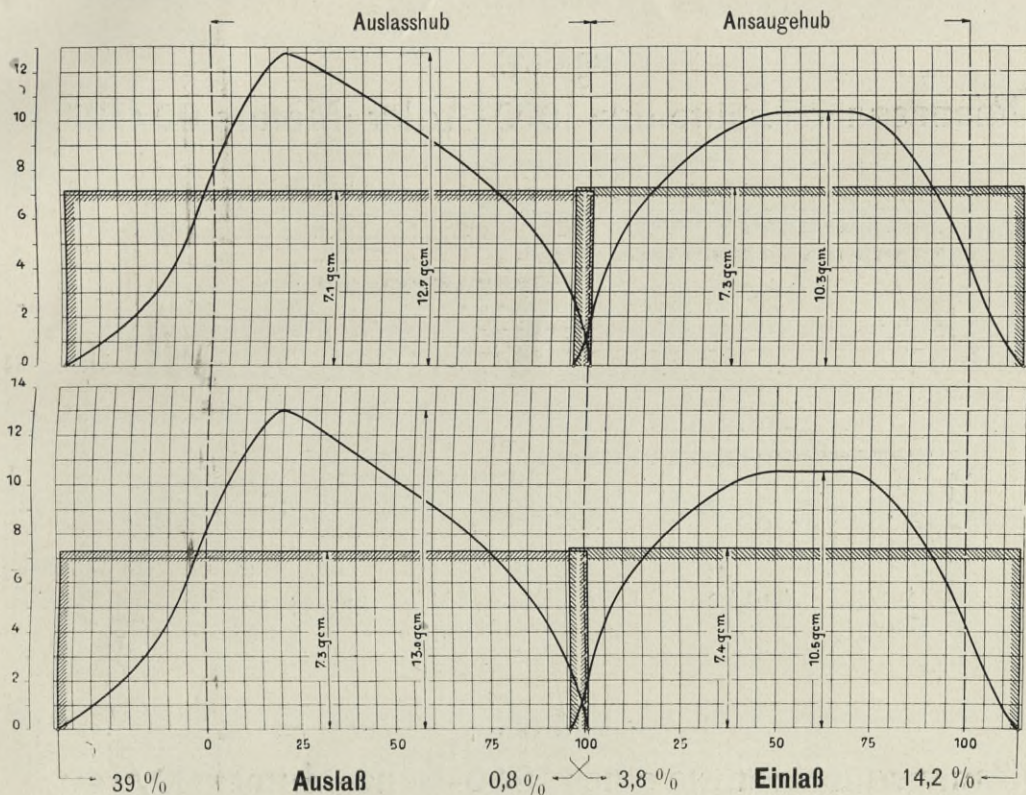


Bild 57. Mercedes-Knight 100/130.

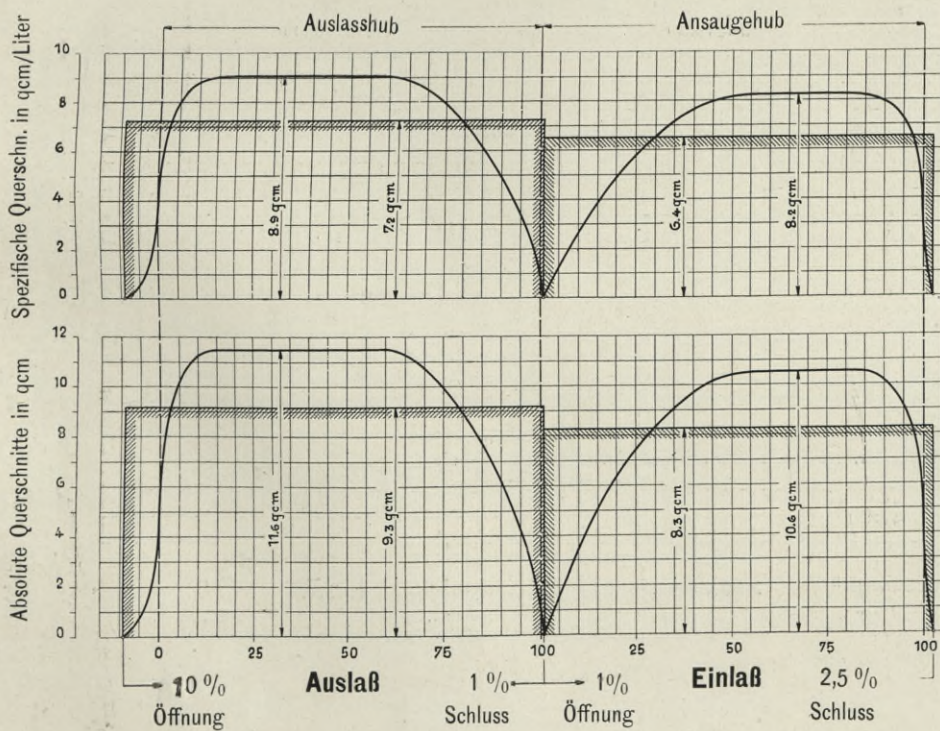


Bild 58. Adler-Rennmotor 105/150.

Bild 59.

Öffnungsquerschnitte des 1909-Adler-Motors 90/125.

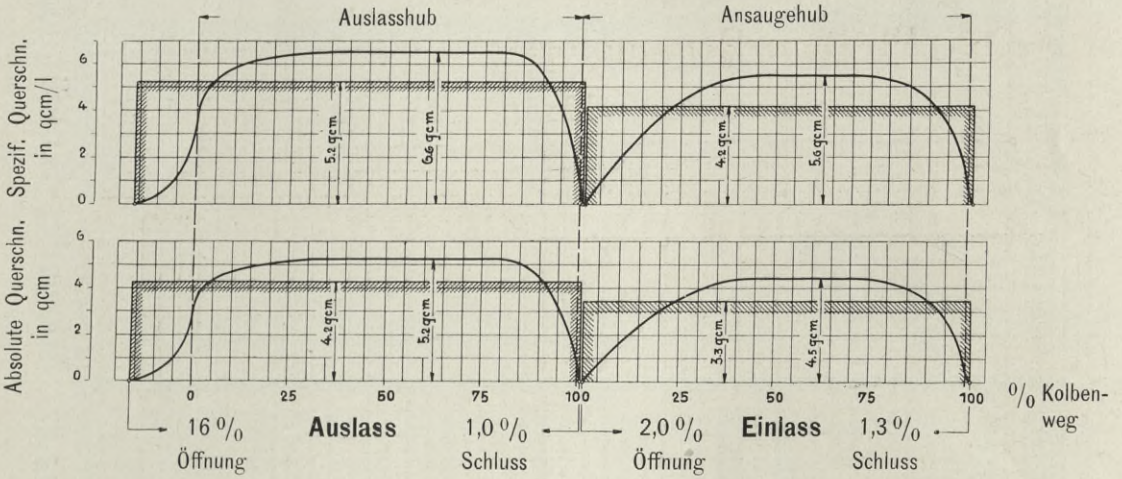


Bild 60.

Öffnungsquerschnitte eines 1910-Benz-Motors 90/140.

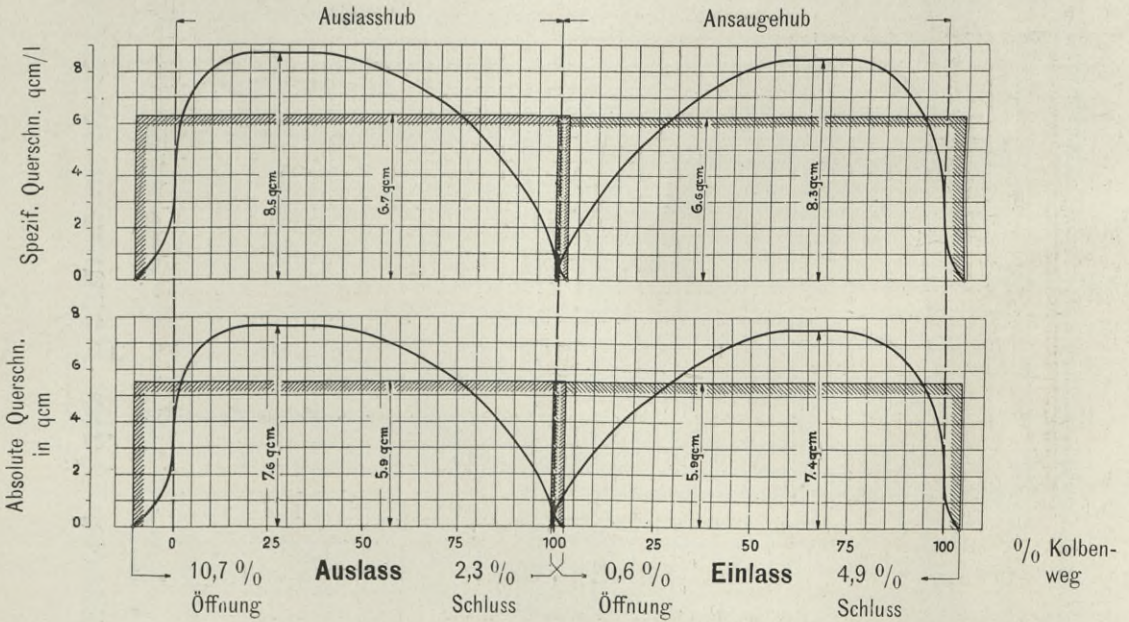




Bild 61.

# Öffnungsquerschnitte des 100 PS-Benz-Rennmotors 115/175 (Doppelventile).

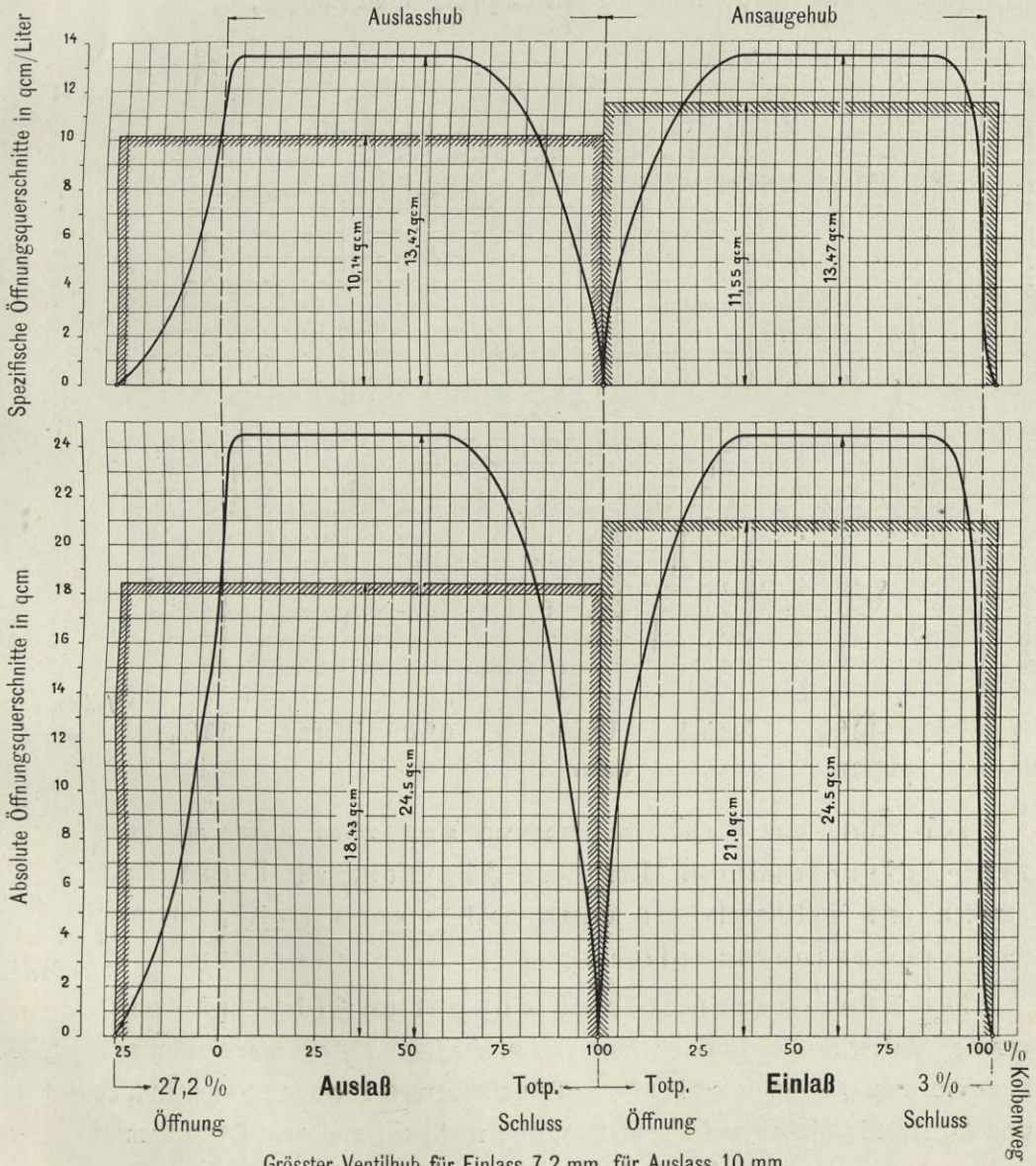
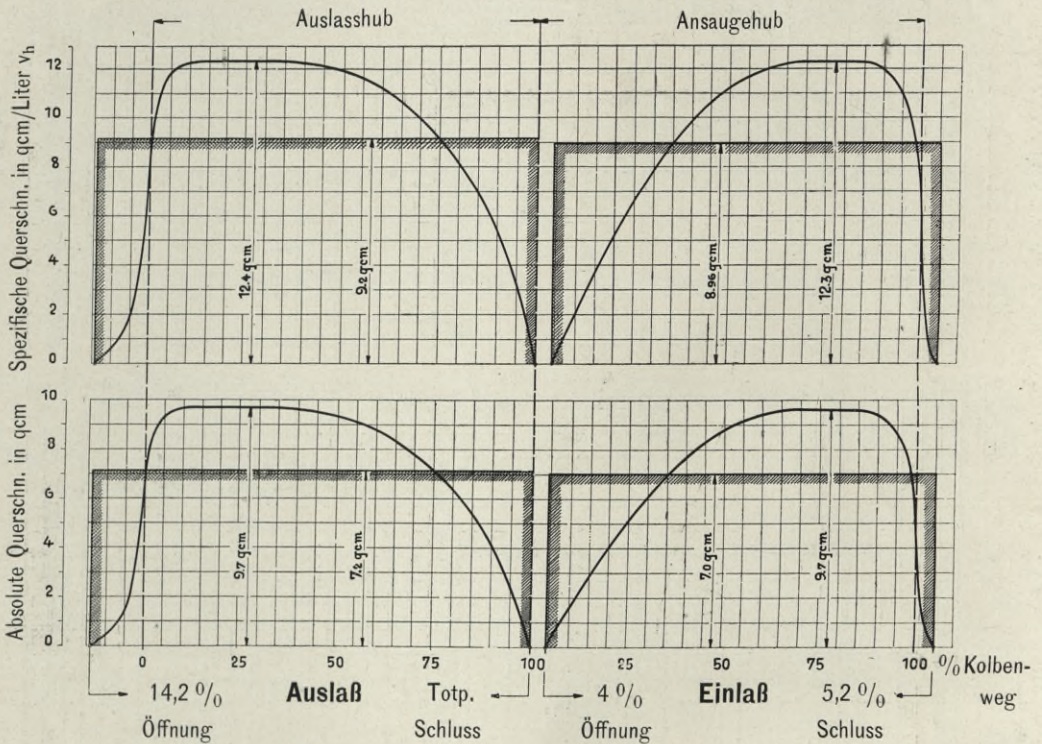


Bild 62.

# Öffnungsquerschnitte des 1912-Adler-Motors 86/135.

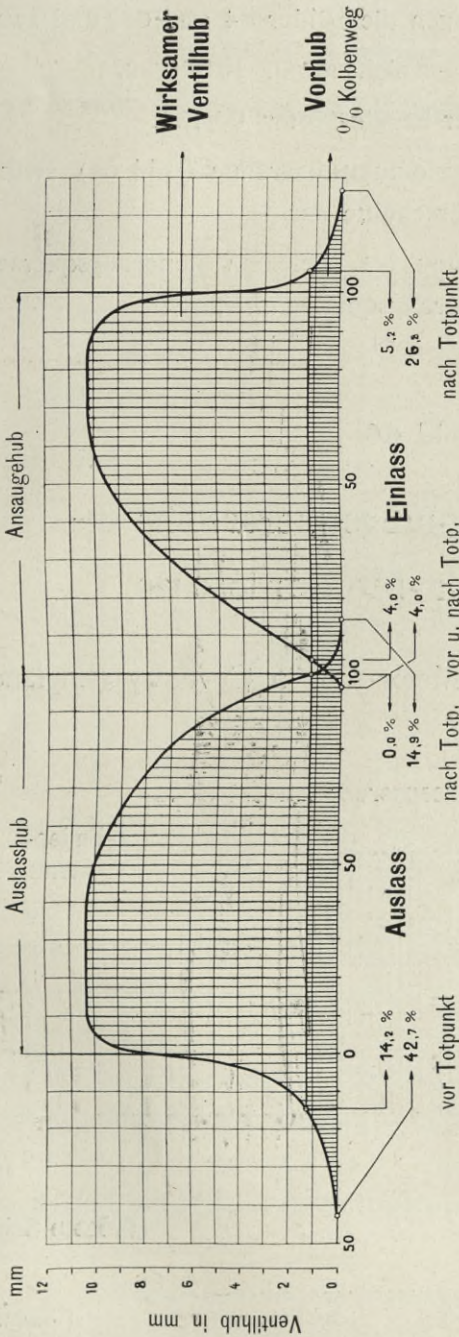
(Wälzhebelsteuerung mit Doppelschlußventil.)



Die Werte der Schiebermotoren sind etwas höher als beim 75 PS-Adler-Rennmotor. Der neue Adler-Motor mit Doppelschlußventilen und Wälzhebeln hat jedoch noch wesentlich größere Steuerungsquerschnitte als die Schiebermotoren.

Der Benz-Rennmotor mit doppelten Einlaß- und Auslaßventilen übertrifft alle übrigen Motoren hinsichtlich Öffnungsquerschnitten. Die Anordnung doppelter Einlaß- und Auslaßventile ist aber zu umständlich und kostspielig, daher auf Normalmotoren nicht anwendbar. Dazu kommt noch die unzureichende Zugänglichkeit der Auslaßventile.

Bild 63. Ventilhubdiagramm des 1912-Adler-Motors 86/135.



### Die Ventilbewegung

der neuen Adler-Steuerung ist in Bild 63 dargestellt.

Aus dem Bilde ist der große Vorteil des durch den Doppelschluß erreichten Vorhubes deutlich zu erkennen. Langsame Anhub- und Schlußbewegung der Ventile, also bessere Beherrschung der Anfangs- und Schlußbeschleunigung der Ventilmassen bei raschem, wirksamem Öffnen und Schließen, sowie erhöhter Ventilhub sind die wesentlichen Kennzeichen der neuen Adler-Steuerung.

Die Besserung des einfachen Ventils ist die sinn-gemäße Übertragung eines Vorteils der Schiebersteuerung: Trennung der Steuerungspunkte von den Umkehrpunkten der Schieberbewegung.

## Die freien Saug-Strömungsquerschnitte

in Abhängigkeit vom Saugwege zeigen die Bilder 64 und 65, und zwar:

Bild 64 für den 1911-Daimler-Knight-Motor 101,6/129,

Bild 65 für den 1909-Daimler-Knight-Motor 96/130.

Die schraffierte Fläche im Eröffnungsdiagramm (Bild 64) stellt die Drosselung durch die Vergaserquerschnitte dar.

Der Höchstwert der Drosselung bei höchstem Steuerungsquerschnitt beträgt 48 %, beim mittleren Steuerungsquerschnitt 20 %.

**Bild 64.**

### Freier Saug-Strömungsquerschnitt des Daimler-Knight-Motors 101,6/129,

ausgeführt von der Daimler Motor Co. in Coventry (England).

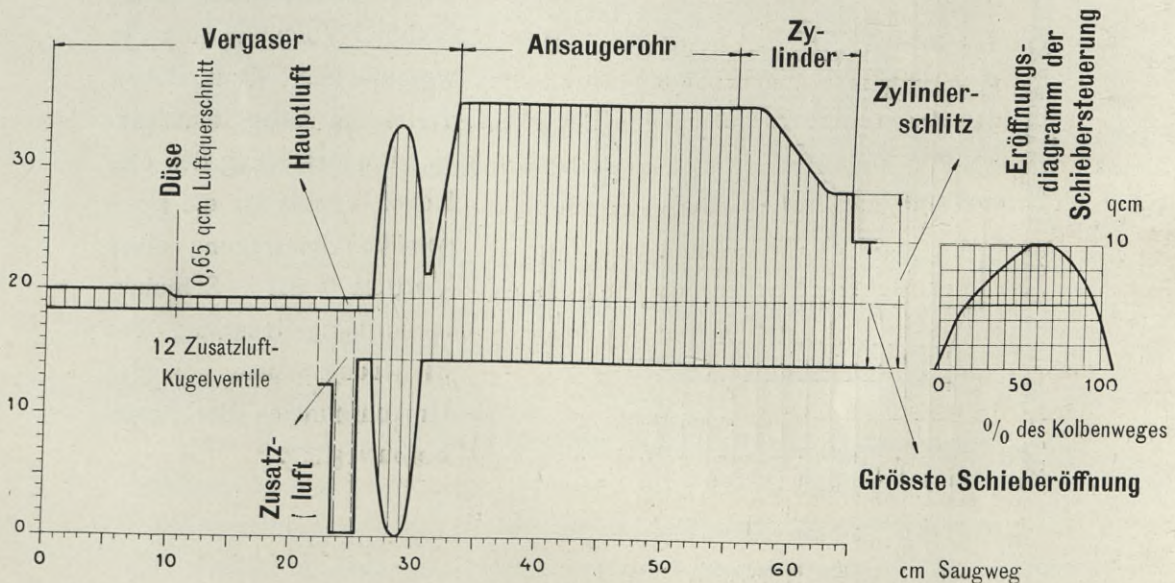
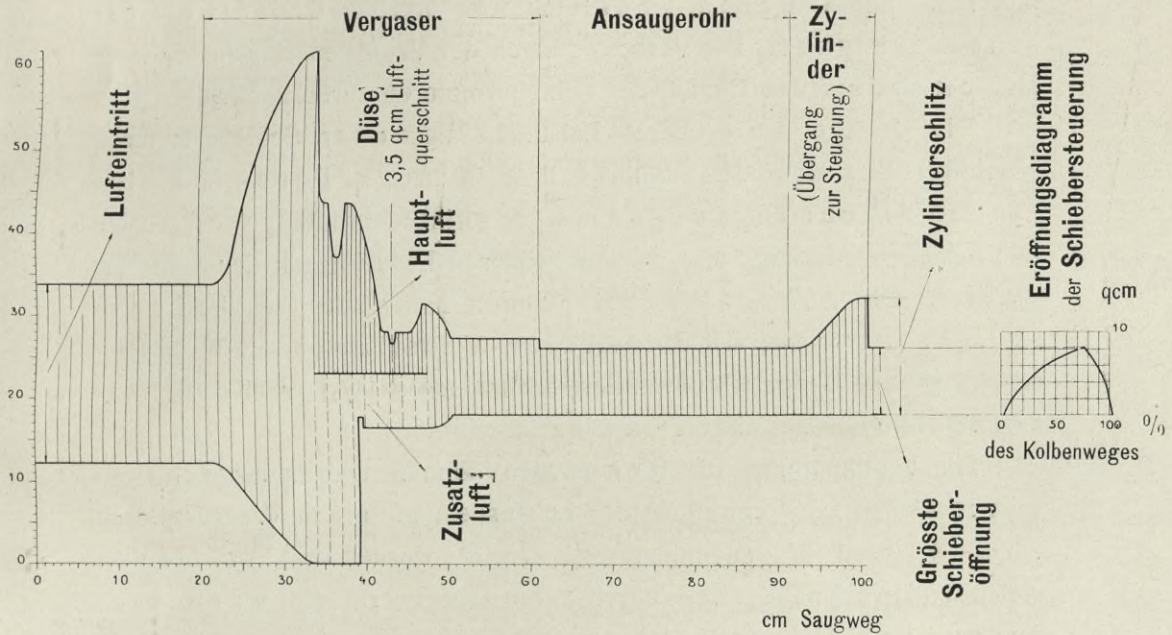


Bild 65.

## Freier Saug-Strömungsquerschnitt des Daimler-Knight-Motors 96/130

(Versuchsmotor der Daimler-Motoren-Ges. in Untertürkheim).



Den vorstehend angegebenen Einzelheiten der Versuche seien im Nachfolgenden weitere Erläuterungen derselben, sowie einige wesentliche Ergebnisse von Vergleichsversuchen angereiht, die von allgemeiner Bedeutung sind und insbesondere betreffen:

- die Motornutzleistungen,
- die spezifischen Motornutzleistungen,
- den Luftverbrauch und das Mischungsverhältnis, Luftmangel und Luftüberschuß, sowie den Zusammenhang dieser Größen mit der Zündgeschwindigkeit,
- die spezifischen Motorreibungsverluste,
- die Betriebswirkungsgrade,
- die volumetrischen Wirkungsgrade (Lieferungsgrade) und
- die Steuerungsquerschnitte der Schieber- und Ventilsteuerungen.

## Motornutzleistungen.

Die Leistungsfähigkeit der Schiebermotoren ergibt sich durch die Versuche bis zu 12 % größer als die der alten Ventilmotoren. Die neueren Ventilmotoren ergeben dieselbe Leistungsfähigkeit. Die Verbesserungen der Ventilsteuerungen in dieser Hinsicht sind auf den Einfluß der Schiebermotoren zurückzuführen.

Die Ursache der größeren Leistungsfähigkeit der Schiebermotoren gegenüber den alten Ventilmotoren liegt in den größeren und einfacheren Steuerungswegen und den geringen Strömungswiderständen der Schiebersteuerung, also in der größeren Ladefähigkeit der Schiebermotoren. Die neueren Ventilmotoren haben aber dieselbe Ladefähigkeit erreicht; der 1912-Adler-Ventilmotor mit Wälzhebelsteuerung und Doppelschlußventilen besitzt sogar 5 % größere Leistungsfähigkeit als der beste Schiebermotor.

Die Ventilmotoren für Rennwagen können wieder als Grenzwerte dienen zur Beurteilung der Leistungen, wie sie mit Ventilmotoren vor 2—3 Jahren für den Sonderzweck erreicht worden sind. Solcher Vergleich ist zweckmäßig, weil durch diese Grenzwerte die Verbesserungsmöglichkeiten gekennzeichnet werden.

Der Adler-Ventil-Rennmotor hat 6—23 % höhere spezifische Nutzleistung ergeben als der beste Schiebermotor.

Die größere Leistungsfähigkeit und Ladefähigkeit ist der wesentlichste Vorteil der Schiebermotoren, aber kein nur den Schiebermotoren eigenes Kennzeichen. Dieser Vorteil besteht nur gegenüber den alten Ventilmotoren, bei denen Vergrößerung der Leistungsfähigkeit nicht angestrebt wurde.

Die neueren Ventilmotoren, insbesondere Rennmotoren und Gebrauchsmotoren mit verbesserter Ventilsteuerung, bei denen in der Konstruktion und Bemessung der Steuerungsquerschnitte am weitesten gegangen ist, sind auch in dieser Hinsicht den Schiebermotoren weit überlegen.

Insbesondere zeigt der Benz-Rennmotor (Bericht III) eine um

48 % größere Querschnittsentwicklung als die besten Schiebermotoren (Bild 68).

In diesem Zusammenhange muß erwähnt werden, daß die geschäftlichen Angaben über Motorleistungen und Verbrauch vielfach irreführend sind.

Es werden die gemessenen Höchstleistungen und der Benzinverbrauch nebeneinander angegeben, aber nicht gesagt, daß dieser Benzinverbrauch sich nicht auf diese Höchstleistung bezieht, bei der mit übersättigtem Gemisch und Luftmangel gearbeitet werden muß, sondern auf die wesentlich geringere Motorleistung, die dem wirtschaftlichsten Benzinverbrauch entspricht.

Die Motorreibungsverluste haben sich bei den besten Schiebermotoren nicht größer ergeben als bei Ventilmotoren.

Die Reibungsverluste der deutschen Knight-Motoren sind um 10—15 % geringer als die der englischen, was mit ihrer zweckmäßigeren Ausführung zusammenhängt.

Der spezifische Steuerungsverlust der Knight-Motoren ist wegen der großen Schieberflächen und ihrer Widerstände 2—3 mal größer als bei Ventilmotoren, jedoch ist dies für die Beurteilung belanglos, weil die absoluten Werte gering sind.

## Spezifische Motornutzleistungen

(bezogen auf das Zylinder-Hubvolumen).

Die spezifischen Motornutzleistungen, sowie die spezifischen mittleren Arbeitsdrücke (Bild 37—41) kennzeichnen die Leistungsfähigkeit der einzelnen Motoren.

Die Schiebermotoren erreichen folgende Höchstwerte:

Daimler-Knight-Motor 96/130 . . . . . 11,2 PS/l  
bei 1920 Umdr. min.,

deutscher Mercedes-Knight-Motor 100/130 . . . . .	11,3 PS/l bei 1850 Umdr. min.,
englischer Daimler-Knight-Motor 101,6/129 nur . . . . .	9,85 PS/l bei 1920 Umdr. min.

Dieser letzte geringe Höchstwert von nur 9,85 PS des englischen Motors hat seine Ursache im Ansaugen von Öldampf und erwärmter Luft aus dem Kurbelkasten und insbesondere im absichtlich gedrosselten Vergaser, mit dem die Fabrik ihre Motoren ausstattet. Dieser Motor ist daher vom Vergleich ausgeschlossen. Maßgebend sind nur der erst- und zweitgenannte Motor.

Die Versuche weisen etwas höhere Leistungsfähigkeit der Knight-Motoren gegenüber den älteren Ventilmotoren auf.

In Bild 66 ist diese Leistungserhöhung prozentual dargestellt, und zwar für Höchstwerte jeder Motorgattung.

Die Leistungserhöhung des Schiebermotors gegenüber älteren Ventilmotoren beträgt 12 % bei 500—1200 Umdrehungen minutlich. Die Ursache der Leistungsverbesserung liegt in den beim Schiebermotor günstigeren Durchflußquerschnitten und dadurch bewirkter höherer Ladefähigkeit.

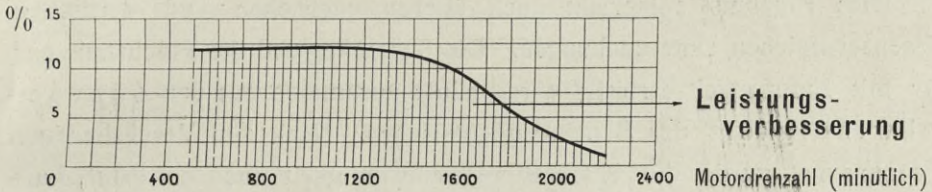
Erst durch die neueren Verbesserungen der Ventilsteuerungen ist der freie Ventilquerschnitt so weit erhöht, daß dieselbe Ladefähigkeit wie bei Schiebermotoren erreicht wird.

Der neue 1912-Adler-Motor mit verbesserter Ventilsteuerung (Wälzhebel und Doppelschlußventile zum Zwecke vergrößerter Ventileröffnung) hat (5 %) höhere Leistung erreicht als der deutsche Mercedes-Knight-Motor, trotzdem das Triebwerk des Adler-Motors für große Lebensdauer und dem entsprechend größeren Motorwiderstand gebaut ist.

Um zu erkennen, inwieweit die Leistungserhöhung durch die Schiebersteuerung sich den überhaupt erreichten Grenzwerten nähert, können die spezifischen Motor-Nutzleistungen der Schiebermotoren mit den Höchstleistungen von Rennmotoren verglichen werden (Be-



**Bild 66.**  
**Prozentuale Leistungsverbesserung**  
 des  
**Mercedes-Knight-Motors 100/130**  
 gegenüber dem 1909-Ventilmotor 90/125.



richt IV), z. B. mit dem 75 PS - Adler - Rennmotor, der unter den damals untersuchten Ventilmotoren der günstigste war und der auch langen Dauerbetrieb ohne jede Störung ausgehalten hat.

Der Adler - Ventil - Rennmotor hat 6 % bis 23 % höhere spezifische Leistung als der beste Knight - Motor.

Der Grund hierfür liegt überwiegend in der guten thermischen Ausnutzung der Ladung. Mit diesem gewöhnlichen Ventilmotor ohne die besonderen gegenwärtig für die Adler - Ventilmotoren benutzten Hilfskonstruktionen werden daher schon höhere Leistungen als mit Schiebermotoren erzielt. Zu den Hilfskonstruktionen hat erst der Schiebermotor Anregung gegeben.

Diesem Vergleiche gegenüber könnte eingewendet werden, daß ein Schiebermotor, wenn er als Rennmotor gebaut würde, hinsichtlich Leistung wieder höherwertig als der Ventilrennmotor sein werde. Dies ist grundsätzlich wohl richtig, aber nicht ausführbar, weil bei Knight - Motoren schon für den gewöhnlichen Motordauerbetrieb wegen Wärmestauung zu den S. 115 u. f. erwähnten Zwangsmitteln gegriffen werden muß, um eine ausreichende Betriebssicherheit zu erkämpfen. Dazu kommt die Begrenzung der erreichbaren Steuerungsquerschnitte beim Knightmotor durch Zylinderdurchmesser und Schieberhub. Dies würde für Rennverhältnisse nicht ausreichen, was den erfahrenen Schiebermotoren - Konstrukteuren wohl bekannt ist, weshalb wohl auch bisher noch kein Rennschiebermotor gebaut worden ist, sondern nur gewöhnliche Fahrten mit gewöhnlichen Wagen bestritten wurden.

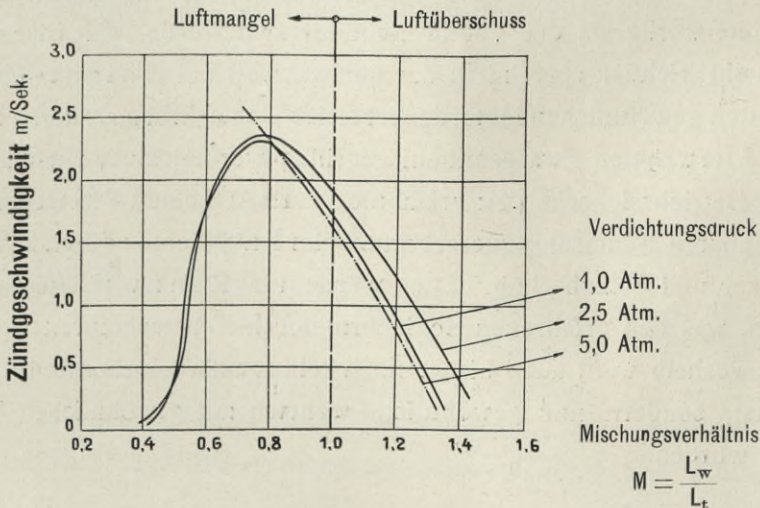
**Luftverbrauch und Mischungsverhältnis:** Bei allen Versuchen mit Schieber- und Ventilmotoren hat sich ergeben, daß die Höchstleistung der Motoren nur mit übersättigtem Gemisch, daher Luftmangel (bis zu 20 %), also nur unter Verringerung der Wirtschaftlichkeit erreichbar ist. Weitere Ergebnisse hierzu werden später folgen.

Dies Ergebnis entspricht auch älteren englischen und deutschen wissenschaftlichen Untersuchungen. Die Tatsache, daß die Höchstleistung nur mit Luftmangel erreicht wird, hängt zusammen mit der Zündgeschwindigkeit des Benzin-Luftgemisches. Nach den Versuchen von Neumann wurde die Höchstzündgeschwindigkeit auch bei 20 % Luftmangel erreicht, während sie abnimmt, wenn das Benzingerisch sich dem richtigen Mischungsverhältnis nähert (Bild 67). Mit den verringerten Zündgeschwindigkeiten tritt erhebliches Nachbrennen auf, wodurch die Leistungsausnutzung des Motors vermindert, aber die wirtschaftliche Ausnutzung des Brennstoffs erhöht wird.

Leistungs-Ausnutzung und wirtschaftliche Ausnutzung können daher nicht zusammenfallen. Eine Verbesserung des einen entspricht einer Verschlechterung des andern Wertes.

**Bild 67.**

**Zündgeschwindigkeit von Benzin-Luftgemisch**  
 bei verschiedenem Mischungsverhältnis  
 (nach Neumann).



Der **Benzinverbrauch** ist, bei gleicher Einregulierung gemessen, bei den Schiebermotoren höher als bei Ventilmotoren. Der Höchstmehrverbrauch betrug bis 10 %. Die Ursache liegt im wesentlichen in der Gemischverschlechterung bei den Schiebermotoren durch Öldampf. Der Unterschied hängt ab von der zusätzlichen Ölmenge.

**Ölverbrauch:** Durch die Versuche konnte kein erheblicher Mehrverbrauch an Schmieröl bei den Schiebermotoren maßgebend nachgewiesen werden, das heißt kein Mehrverbrauch des Motortriebwerks, der nachweislich durch die Schiebersteuerung veranlaßt wird.

Nur durch den Ölaufwand für die Zusatzschmierung im Dauerbetriebe wird der Ölverbrauch etwas größer, aber auch nur unwesentlich. Der Mehrverbrauch durch diese Zusatzschmierung ist im Verhältnis zum Ölverbrauch des Motortriebwerks gering.

Der Ölverbrauch ist auch bei den Ventilmotoren verhältnismäßig groß wegen des Bedarfs des Triebwerks und wegen der Ölverluste in den Stoßführungen der Ventilsteuerungen.

Die **Kühlwasserwärme** ist bei den Schiebermotoren geringer als bei Ventilmotoren, eine notwendige Folge der Wärmeverschiebung vom Kühlwasser weg zu den Auspuffgasen.

Schiebermotoren erfordern daher auch kleinere Kühler, wie dies auffällig an den englischen Daimler-Wagen sichtbar ist. Die verminderte Kühlwirkung ist die Folge der erwähnten schädlichen Wärmestauung und daher nur als Nachteil anzusprechen, gegenüber dem die Ersparnis an Kühlfläche ganz nebensächlich ist.

Kühlwasserwärme und Kühlfläche können nur im Zusammenhange mit der Abgaswärme beurteilt werden. Beide zusammen geben erst über die Energieausnutzung Auskunft.

### Spezifische Verluste.

Die Kurven der spezifischen Verluste der Motoren, Bild 37—41, zeigen keine wesentlichen Merkmale zur Kennzeichnung der Schiebermotoren.

Die höchsten spezifischen Verluste, entsprechend den höchsten Nutzleistungen, sind:

für die Schiebermotoren . . . .	4,3	2,9	3,2 PS
für die Ventilmotoren . . . .	4,1	4,4	3,0 PS

(letzterer Wert: Adler-Rennmotor, Bericht IV).

Die Motorreibungsverluste hängen wesentlich vom Motortriebwerk und dessen Ausführung und Zurichtung für den Betrieb ab. Die Steuerung des Motors hat nur untergeordneten Einfluß auf den Gesamtverlust, ist daher nebensächlich.

Die spezifischen Reibungsverluste des deutschen Mercedes-Knight-Motors sind trotz der größeren Widerstände der Schiebersteuerung gegenüber Ventilsteuerung gleichwertig den Reibungsverlusten der Ventilmotoren.

Die Reibungsverluste des deutschen Motors sind um etwa 10—15% geringer als die des englischen.

Der spezifische Energieverbrauch der Steuerungen ist in Bild 42 u. 43 dargestellt. Die Schiebersteuerungen beanspruchen stets größeren Energiebedarf für den Antrieb ihrer Steuerungen.

Der spezifische Energieverbrauch beträgt bei den Drehzahlen, die den Motorhöchstleistungen entsprechen:

Knight-Schiebermotor	96/130:	0,47 PS/l	oder	4,2%	der höchsten
					spez. Nutzleistung,
„ „ „	101,6/129:	0,45 „	„	4,57%	„
Adler-Ventilmotor	90/125:	0,17 „	„	1,56%	„

Der spezifische Steuerungsverlust der Knight-Schiebermotoren ist daher zwei- bis dreimal größer als bei Ventilmotoren.

Die Ursache liegt in den Widerständen der großen Schieberflächen und deren Öl widerständen und insbesondere in den unvorteilhaften Reibungsverhältnissen der Schieber, die durch den Seitendruck der Triebkolben belastet sind.

Die Werte sind aber auch bei den Schiebermotoren als gering anzusehen und bilden einen so kleinen Teilverlust, daß er für die Motorausnutzung und für die Beurteilung der Motorsteuerung nur von untergeordneter Bedeutung ist.

#### Der Betriebswirkungsgrad

ist in den Bildern 24—26 dargestellt. Die Werte sind:

Daimler-Knight-Motor	96/130:	71 %	bezw.	86	bis	67 %
Mercedes- „ „	100/130:	80 %	„	90	„	75 %
Daimler- „ „	101,6/129:	75 %	„	88,5	„	70 %
Adler-Ventilmotor	90/125:	72 %	„	80	„	69 %
„ „	86/135:	73 %	„	84	„	71 %

bei der Motorhöchstleistung bezw. im Bereiche von  
500—2100 Umdrehungen minutlich.

Den höchsten Betriebswirkungsgrad hat der Mercedes-Knight-Motor erreicht.

Der Vergleich mit Rennmotoren zeigt:

Der 75 PS-Adler-Rennmotor arbeitet mit annähernd gleichem Wirkungsgrad wie der Mercedes-Knight-Motor.

Der 100 PS-Benz-Rennmotor weist etwas höheren Wirkungsgrad auf als der Knight-Motor. Hierzu ist wieder zu bemerken, daß Rennmotoren nur zur Kennzeichnung der Grenzwerte dienen können, da bei ihnen Verhältnisse zugelassen werden, die bei Gebrauchsmotoren unzulässig sind.

## Die volumetrischen Wirkungsgrade

sind in den Bildern 21—23 dargestellt. Ihre Werte sind:

Daimler-Knight-Motor	96/130:	88 bis 65 %
Mercedes- „ „	100/130:	86 „ 66 %
Daimler- „ „	101,6/129:	81 „ 52 %
Adler-Ventilmotor	90/125:	78 „ 62 %
„ „ „	86/135:	85 „ 70 %

im Bereiche von 500—2100 Umdrehungen minutlich.

Diese Werte stellen die Ladefähigkeit der Motorsteuerung dar, einschließlich Mischorgan und Rohrleitungen. Der Verlauf des volumetrischen Wirkungsgrades kennzeichnet einen wesentlichen Teil der Motorsteuerung, vorausgesetzt, daß das Mischorgan und die Rohrleitungen richtig bemessen und ausgeführt sind.

Diese Voraussetzung trifft für alle untersuchten Motoren zu, mit Ausnahme des englischen Daimler-Schiebermotors, bei welchem der Vergaser absichtlich gedrosselt ist, um die Wärmestauung zu bekämpfen (Bild 64 u. 68). Mithin wird der volumetrische Wirkungsgrad verschlechtert.

Der größere volumetrische Wirkungsgrad der Schiebermotoren hat seine Ursache in den günstigen Steuerungsquerschnitten und in der einfacheren Strömung des Gemisches beim Laden, im Gegensatz zu den plötzlichen Richtungsänderungen des Ladestroms bei den Ventilmotoren.

Zu diesem Vorteil der Schiebersteuerung ist zu bemerken, daß nicht unbegrenzte Querschnittentwicklung möglich ist. Auch kann der Schieberhub wegen der wechselnden großen Massenwirkung der Schieber nicht erheblich vergrößert werden. Die Abmessungen der Schieber sind im wesentlichen gegeben, und in diesem Zusammenhange ist kaum eine wesentliche Verbesserung der Schiebersteuerung über das hinaus möglich, was durch die deutschen Knight-Motoren erreicht ist.

Ventilsteuerungen können im Sinne vergrößerter Ladefähigkeit und Leistungssteigerung noch weitgehend entwickelt werden.

Die Ventilsteuerung des neuen 1912-Adler-Motors zeigt insbesondere, wie durch einfache Zusatzkonstruktionen (Wälzhebel, Vorhub durch Doppelschluß usw.) wesentlich höher wirksame Steuerungsquerschnitte als bisher erreicht werden und überhaupt auch größere Durchflußquerschnitte als mit den Schiebersteuerungen erreicht sind. Dies muß ausdrücklich hervorgehoben werden, weil der Anblick der großen und langen Schieber der Knight-Motoren dazu verleitet, anzunehmen, es sei jede beliebige Entwicklung der Steuerungsquerschnitte und der Steuerungsbewegung und Wirkung möglich.

Schiebermotoren haben daher den Vorzug großer Steuerungsquerschnitte nur im Vergleich zu den älteren Ventilmotoren. Gegenüber den neueren fehlt dieser Vorzug. Die Vergrößerung der Ventilquerschnitte (Bild 68) um 19 % beim Adler-Motor 1912 gegenüber dem besten Knight-Motor z. B. ist so erheblich, daß die größeren Strömungswiderstände bei der Durchströmung durch die Ventilöffnungen infolge der plötzlichen Richtungsänderungen mehr als ausgeglichen sind und dementsprechend höhere Lieferungsgrade erreicht werden (Bild 23).

In den Bildern 68 und 69 sind

### die freien Einlaß- und Auslaßquerschnitte

der untersuchten Schieber- und Ventilmotoren sowie der Benz- und Adler-Rennmotoren (Bericht III und IV) miteinander verglichen. Zur Ausschaltung des Einflusses der verschiedenen Motorgrößen sind die mittleren spezifischen Steuerungsquerschnitte  $\left( \frac{\text{absoluter mittlerer Querschnitt}}{\text{Hubvolumen}} \right)$  aus den Bildern 55—62 zur Vergleichswertung benutzt.

Hiernach hat der Benz-Rennmotor (Bericht III) die größten Steuerungsquerschnitte für Einlaß und Auslaß. Dies ist erreicht durch Anordnung doppelter Einlaß- und Auslaßventile. Für Gebrauchsmotoren ist solche Ausführung zu kostspielig und kompliziert. Dazu kommt der Nachteil unbequemer Zugänglichkeit der Auslaßventile (Bild 61 Bericht III).

Aus diesen Gründen sind die Werte des Benz-Rennmotors für den Vergleich nicht unmittelbar verwendbar, sie zeigen aber deutlich die Entwicklungsfähigkeit der Ventilsteuerungen.

Bild 68 und 69.

Vergleich der mittleren spezifischen Steuerungsquerschnitte.

Bild 68. Einlass.

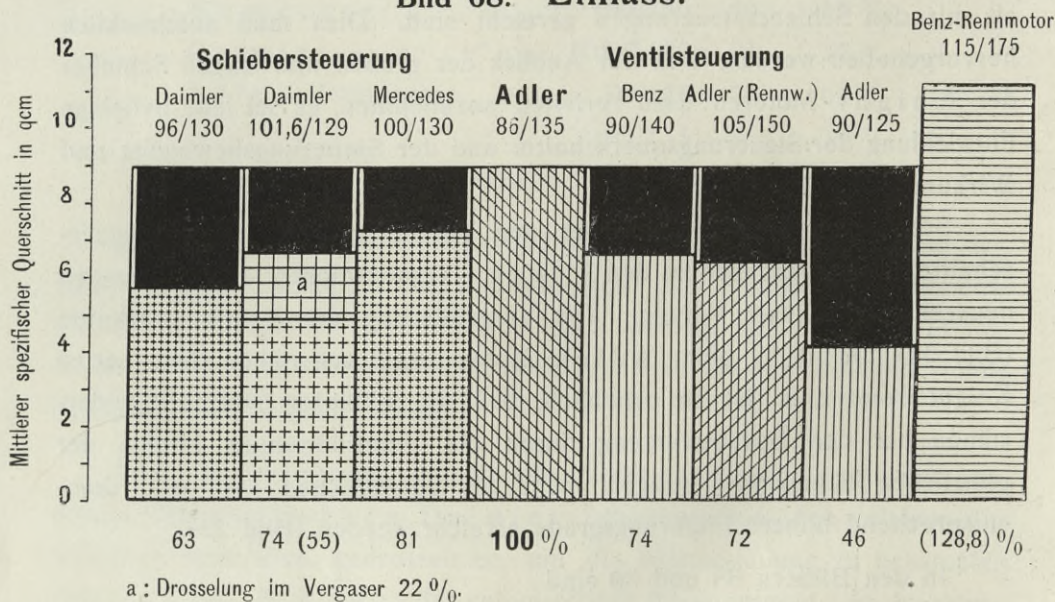
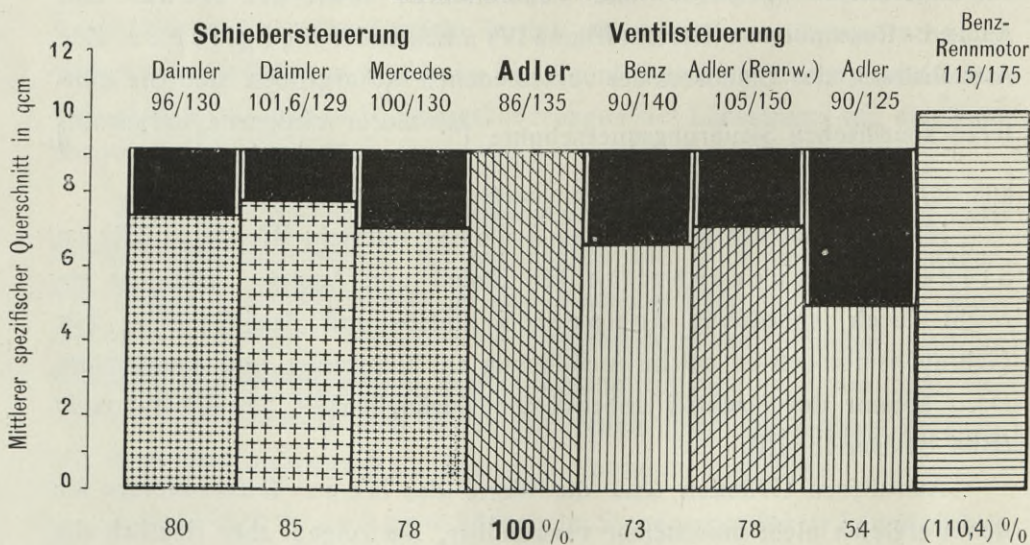


Bild 69. Auslass.



Die Prozente sind auf den günstigsten Querschnitt von Gebrauchsmotoren (= 100 %) bezogen.



Mit Rücksicht auf die sehr beschränkte Verwendbarkeit dieser Doppelventilsteuerung des Benz - Renn motors sind in Bild 68 u. 69 nur die Schieber- und Ventilsteuerungen normaler Motoren unmittelbar miteinander verglichen in der Weise, daß die Steuerungsquerschnitte in Prozenten ausgedrückt werden, wobei aber der bei den untersuchten Gebrauchsmotoren erreichte größte Steuerungsquerschnitt = 100 % als Bezugswert gesetzt ist.

Die Ergänzung der so ermittelten Werte auf 100 % (schwarze Flächen in Bild 68 u. 69) ist also der prozentuale Querschnittsunterschied zwischen diesen und dem Wert der günstigsten Steuerung.

Der Vergleich der Steuerungsquerschnitte (Bild 68 u. 69) ergibt zahlenmäßig:

<b>E i n l a ß:</b>	Mittl. spez. Querschnitt in qcm/Liter $v_h$	Prozent- wert
(1910 - Benz - Renn motor 115/175 . . . . .	11,55	128,8 %)
1912 - Adler - Ventilmotor 86/135 . . . . .	8,96	<b>100</b> „
1912 - Mercedes - Knight-Motor 100/130 . . . . .	7,3	81 „
1911 - Daimler - Knight-Motor 101,6/129 . . . . .	6,7	74 „
1910 - Benz - Ventilmotor 90/140 . . . . .	6,6	74 „
1910 - Adler - Renn motor 105/150 . . . . .	6,4	72 „
1909 - Daimler - Knight-Motor 96/130 . . . . .	5,7	63 „
1909 - Adler - Ventilmotor 90/125 . . . . .	4,2	46 „
<b>A u s l a ß:</b>		
(1910 - Benz - Renn motor 115/175 . . . . .	10,14	110,4 %)
1912 - Adler - Ventilmotor 86/135 . . . . .	9,2	<b>100</b> „
1911 - Daimler - Knight-Motor 101,6/129 . . . . .	7,8	85 „
1909 - „ „ 96/130 . . . . .	7,4	80 „
1910 - Adler - Renn motor 105/150 . . . . .	7,2	78 „
1912 - Mercedes - Knight-Motor 100/130 . . . . .	7,1	78 „
1910 - Benz - Ventilmotor 90/140 . . . . .	6,7	73 „
1909 - Adler - Ventilmotor 90/125 . . . . .	5,2	54 „

Der mit Doppelventilen ausgerüstete Benz - Renn - Motor

übertrifft den besten Schiebermotor um 47,8 %. Diese Steuerung mit Doppelventilen ist aber für Wagenmotoren nicht anwendbar.

Der freie Einlaßquerschnitt des deutschen Mercedes-Knight-Motors ist größer als bei den normalen Ventilmotoren, sogar als beim Adler-Rennmotor. Dazu kommt noch als zweiter Vorzug die erhöhte Durchlaßfähigkeit des Knight-Motors.

Bei dem neuen Adler-Motor (Wälzhebel, Doppelschluß) ist eine außerordentliche Steigerung des freien Steuerungsquerschnitts erreicht, dem der beste Knight-Motor sogar um 9 % nachsteht. Mit dieser Querschnittsverbesserung ist mehr als vollständige Deckung des Ladeausfalls durch die schlechtere Durchlaßfähigkeit des Ventils gegenüber Schieber erreicht. Einzelheiten hierzu sind einem späteren Bericht vorbehalten.

In diesem Vergleich spiegelt sich deutlich das Ergebnis der Untersuchung eines wichtigen Teils der Steuerung wieder.

Die in Bild 68 und 69 nachgewiesene sprunghafte Entwicklungsmöglichkeit der Ventilsteuerung zeigt deutlich, daß die Innen-Schiebersteuerung schwer kämpfen muß, wenn sie in Zukunft neben dem Ventil existenzberechtigt bleiben will.

Werden die Steuerungsquerschnitte der beiden untersuchten Prinz Heinrich-Rennmotoren Adler und Benz miteinander verglichen, so müßte auf Grund der wesentlich höheren Steuerungsquerschnitte eine entsprechend größere spezifische Motorleistung des Benz-Rennmotors erwartet werden. Die Versuchsergebnisse (Bericht III und IV) haben dies nicht bestätigt. Der Grund hierfür ist ungenügende Wärmeableitung aus dem Kolbenboden.

Die durch die Untersuchung der Schiebermotoren gewonnene Erkenntnis über die Ursachen und Folgen der Wärmestauung erklärt auch dieses Verhalten des Benz-Rennmotors. Bei normaler Einregulierung des Benz-Rennmotors trat im oberen Drehzahlbereich bei Motorvolleistung Selbstzündung der Ladung während des Ansaugens auf. Die Leistungsversuche konnten bei mehr als 1500 Motordrehungen auch nur bei Überschmierung, daher verschlechtertem Gemisch, oder unter Drosselung durchgeführt werden. Von diesen Mitteln innerer Kühlung ist bei den Versuchen (Bericht III) die Überschmierung angewandt worden.

Die Versuche zeigen daher deutlich die Gefahren für schnelllaufende Motoren mit großen Kolbendurchmessern.

Erhöhung der Motordrehzahl erfordert, ohne besondere Kolbenkühlung, Verminderung der Kolbendurchmesser. Das ist eine der wichtigsten Forderungen beim Entwurf neuer Motoren und eine Erklärung für manchen Erfolg oder Mißerfolg.

### Die Energiediagramme,

in Bild 47—51 für die Motorvolleistungen aufgestellt, zeigen die Energieverteilung über den ganzen Drehzahlbereich der Motoren. In dieser Darstellung kommen auch die Teilenergien für: Kühlwasser, Abgase, Strahlung und Ladeverluste, Motorreibung, sowie die Motor-Nutzleistung in ihrer Abhängigkeit von der Motordrehzahl vollständig zum Ausdruck. Sie ergeben eine Gesamtübersicht über die wirtschaftlichen und thermischen Verhältnisse der Motoren.

Wesentlich ist die durch die Diagramme besonders erkenntliche Wärmestauung und deren Folgen, worüber das eingangs Erwähnte Aufschluß gibt.

Die Versuche ergeben auch Anhaltspunkte für die Verbesserungsmöglichkeiten der Schiebersteuerungen. Das Wesentliche ist:

Vermeidung der Wärmestauung durch Vermeidung der Innenschieber, der Wärmeableitung durch drei hintereinanderliegende Wände. Außenschieber sind daher aussichtsreicher. Sache geschickter Bauart ist es, solche Schieber herzustellen, die nicht zu viel von den Vorteilen der Innenschieber preisgeben.

## Wertung des Motorgeräusches.

Die „Geräuschlosigkeit“ des Motorlaufs gilt gegenwärtig weiten Kreisen der Interessenten, vor allen den Käufern von Kraftwagen, als besonderer Vorzug der Schiebermotoren. Es lag daher nahe, auch das Motorgeräusch objektiv zu werten und einwandfreie Vergleiche mit den Ventilmotoren aufzustellen.

Solche Wertung ist subjektiv möglich durch gleichzeitigen Betrieb von Motoren auf benachbarten Prüfständen, deren Bremsdynamomaschinen als Elektromotoren geschaltet werden können, so daß sie rasch elektrisch angedreht werden können. Die Motoren können so rasch hintereinander auf gleiche Drehzahl gebracht und das Geräusch geschätzt werden. Das Verfahren ist aber durchaus anfechtbar.

Objektive Wertung läßt sich nach dem Vorbilde der Photometer durchführen. Am äußersten Ende des Laboratoriums in einer Entfernung von 25 m von den Prüfständen läuft ein 30 PS-Elektromotor zum Betrieb der Werkstätte, dessen leichtes Rauschen als Normalgeräusch angesehen und mit dem Geräusch des zu untersuchenden Motors verglichen werden kann. Die Entfernung, in der der Beobachter gleiche Geräuschstärke von beiden Seiten hört, ist das Maß für das Motorgeräusch. Hierzu lassen sich Geräuschkurven darstellen, indem diese Entfernungen abhängig von den Motordrehzahlen aufgetragen werden.

Ein anderes objektives Verfahren besteht darin, daß ein Telephon von dem zu wertenden Motor so weit entfernt wird, bis der angeschlossene Beobachter in einem benachbarten geräuschlosen Raume nichts mehr vom Motorgeräusch hört. Die gemessenen Entfernungen, bezogen auf die Drehzahl, ergeben die Kurve zur Wertung des Geräusches.

Weiter ist solche Wertung möglich durch phonographische Aufnahme des Geräusches unmittelbar neben dem Motor unterhalb einer Schalldecke. Die Eindrücke auf der Schallplatte werden dann durch Spiegelwirkung vergrößert und ergeben die Geräuschkurve für verschiedene Drehgeschwindigkeiten des Motors. Oder es werden Saitenschwingungen neben dem Motor als Maß für die Geräuschstärke benutzt. —

Das Ergebnis dieser Untersuchungen war, daß Schiebermotoren nur bei geringen Geschwindigkeiten geräuschfreier arbeiten als die alten Ventilmotoren, bei denen bisher zum Zwecke geräuschfreien Ganges nichts vorgesehen ist, weil solcher Gang bisher noch nicht verlangt worden ist. Bei hohen Drehzahlen hingegen ist das Geräusch das selbe wie bei Ventilmotoren oder (je nach dem Spielraum im Schieberantrieb) noch stärker als bei gewöhnlichen Ventilmotoren. Neuere Ventilmotoren hingegen, die für geräuschfreien Gang gebaut sind, ergeben bei geringen Geschwindigkeiten ebenso wenig Geräusch wie Schiebermotoren.

Einzelheiten hierzu haben zunächst keinen Zweck, weil die ganze Sache praktisch wie wissenschaftlich, als bloße Geräuschfrage behandelt, unwesentlich ist.

Praktisch deshalb, weil das Geräusch der eigentlichen Steuerung immer vollständig beseitigt werden kann, wenn dies gewollt wird. Die Mittel hierzu sind allen erfahrenen Fachleuten bekannt: richtige Bemessung des Ventilhubes, Verminderung der Massenbeschleunigung, Beherrschung der Eröffnungs- und Schlußgeschwindigkeiten usw.

Seitdem Schiebermotoren wegen „Geräuschlosigkeit“ Erfolg hatten und die Käufer zum Teil mit Recht geräuschlosen Gang fordern, sind auch Ventilmotoren für vollständig geräuschlosen Gang hergestellt worden.

Bei Probefahrten mit einem 30 PS Benz-Wagen, ohne jede besondere Hilfskonstruktion an den Ventilen, und mit einem 30 PS-Adler-Wagen, mit Wälzhebeln und Doppelschluß zur allmählichen Beschleunigung und Verzögerung der Ventilmasse und mit Doppelschluß an den Sitzen, beides im Sinne der Geräuschbeseitigung, war das Motorgeräusch bei hohen Drehzahlen und Volleistung nicht stärker als bei einem englischen 40 PS-Daimlerwagen und bei einem 40 PS-Mercedeswagen mit Schiebermotoren, so gering auch im Leerlauf, daß selbst Fachleute das Laufen der Ventilmotoren der erstgenannten Wagen unter der Motorhaube nicht bemerkt haben.

Ob damit praktisch für den Fahrbetrieb etwas Wertvolles erreicht ist, läßt sich verschieden beurteilen. Es gibt viele erfahrene Fahrer, die gar nicht wollen, daß der Motor gänzlich stumm sei, die wollen, daß ihnen

der Motor etwas zu erzählen habe, und mit manchem Recht. Denn beim Motor mit normalem Geräusch, nur herrührend von der Bewegung der *Steuerungsventile*, sind Störungen im Motorgange von dem geübten Ohr sofort zu erkennen, während beim ganz geräuschlosen Gang dies nicht oder nur schwer möglich ist.

Praktisch läuft daher die Geräuschfrage darauf hinaus, daß bei Luxuswagen, wenn die Käufer es verlangen, das Geräusch völlig beseitigt werden kann. Oder wenn das Geräusch aus den erwähnten Gründen nicht ganz unterdrückt werden soll, so bleibt nur die Frage, mit welcher Diskretion das Gespräch zwischen dem Fahrer und seinem Motor geführt werden soll.

Wissenschaftlich ist die Geräuschwertung von keiner Bedeutung, wenn nicht zugleich die Ursachen der Geräuschbildung gewertet werden.

Das Motorgeräusch bei hohen Drehzahlen rührt gar nicht oder nur untergeordnet von der *Steuerung* des Motors her. Steuerungsgeräusch ist nie der Hauptteil im Gesamtgeräusch, dies haben auch die Telephonbeobachtungen deutlich erkennen lassen. Die wesentlichste Ursache der Geräuschbildung liegt stets im *Motortriebwerk* und in den *Schwingungen* der einzelnen zahlreichen Maschinenteile und der umgebenden Wagenteile. Jeder dieser Teile besitzt *seine eigenen Schwingungseigenschaften*, bestimmte Schwingungsdauer und -länge. Durch das Auftreten *kritischer Schwingungen* in Einzelteilen und insbesondere durch das Zusammentreffen mehrerer Schwingungen entstehen die stärksten Motorgeräusche, die bis zur Betriebsunmöglichkeit führen können, weil die dynamischen Wirkungen gefährlich werden.

Es ist beabsichtigt, auch diesen Zusammenhang im Laboratorium planmäßig zu untersuchen, weil hiervon Konstruktionseinzelheiten und -anordnungen abhängen, die viel wichtiger sind, als die bekannten Einzelheiten zur Geräuschminderung.

Aufgabe der Untersuchung ist dann, die *Schwingungen* und ihr *Entstehen* festzustellen. Aufgabe der Konstruktion ist es, die Schwingungen zu verhüten oder, wo dies nicht möglich ist, zu unterbrechen, zu

bekämpfen, zu dämpfen. In diesem Sinne ist der Einbau des Kettentriebs für die Steuerung der Motoren ein wirksames Mittel zur Dämpfung, zur Unterbrechung der Schwingungen zwischen benachbarten umlaufenden Maschinenteilen der Steuerung. Mit den Schwingungsfragen hängen wichtige Einzelfragen zusammen, die in diesem Bericht nicht Raum finden können.

Allgemein ist über Motorgeräusch zu sagen:

Die Forderung geräuschlosen Ganges der Kraftwagenmotoren konnte erst gestellt werden, nachdem der Lauf des Wagentriebs wenigstens beim direkten Schaltgang durch richtige und genau gebaute Zahnräder im wesentlichen geräuschlos geworden war. Solange das Gerassel des Zahneingriffs anderes Geräusch übertäubte, hatte es wenig Sinn, Geräuschlosigkeit der Motorsteuerung zu verlangen.

Geräuschloser Motorgang ist mit Ventilsteuerung ebenso wie mit Schiebersteuerung erreichbar, soweit überhaupt das Motorgeräusch von der Steuerung und ihren Teilen abhängt.

Diese Forderung ist an Ventilsteuerungen früher nicht gestellt worden, sonst wäre sie auch erfüllt worden. Sie wird erst jetzt gestellt, weil die Schiebermotoren für geräuschloser als Ventilmotoren gelten, welche Meinung aber nur für langsamen Motorlauf zutrifft.

Bei hohen Geschwindigkeiten laufen weder Schiebermotoren noch Ventilmotoren geräuschlos, weil die wesentlichsten Ursachen des Geräusches nicht bloß in der Motorsteuerung, sondern vielmehr in den Eigenschwingungen der Maschinen- und Wagenteile, insbesondere der Triebwerksteile, liegen.

Auch dieses Geräusch läßt sich bis zu hohen Motordrehzahlen beheben: durch sorgfältige Bauart, welche die Schwingungen in den Einzelteilen und das Zusammentreffen verschiedener Schwingungen verhütet oder dämpft, durch entsprechende Bemessung der Maschinenteile, insbesondere der Kurbelwellen und Steuerwellen und der auf ihnen befindlichen Massen von Schwungrädern und Steuerungsradern, durch die ganze Massenverteilung auf dem Wagen, entsprechend den Formveränderungen und Schwingungen usw.

Nach wie vor ist die Behebung dieser Ursachen, insbesondere der Schwingungen, das Wichtigste, das mit dem ganzen Fortschritt im Motor-

und Wagenbau Zusammenhängende, während die Geräuschverminderung in den Steuerungsteilen allein nebensächlicher ist und bei allen Motoren erreicht wird.

Die Schiebermotoren und der Glaube an ihre Geräuschlosigkeit, genährt dadurch, daß keine bewegten Steuerungsteile sichtbar sind, haben dazu geführt, daß die Forderung geräuschlosen Laufs auch an alle hochwertigen Ventilmotoren gestellt wird. Mit Recht, weil hierbei zugleich andere wertvolle Zwecke erreicht werden: Beherrschung der Massenbewegung der Steuerungsteile, der Eröffnungs- und Schlußgeschwindigkeiten, Schonung der Ventilsitze usw. Das Auftreten der Schiebermotoren hat daher nur wohlätig gewirkt.

So außerordentlich groß in den letzten Jahren auch der Fortschritt in der Herstellung genauer Zahnräder war, so kann er doch noch weiter gesteigert werden bis zur völligen Unhörbarkeit aller Rädertriebe. Gegenwärtig stellen gute Fabriken die Zahnräder mit einer Genauigkeit von  $\frac{1}{100}$  mm her, die aber durch die nachträgliche Härtung der Räder Schaden leidet. Herstellung von Zahnrädern, die auch nach dem Härten durch besondere sich selbsttätig korrigierende Schleifmaschinen eine Genauigkeit von  $\frac{1}{100}$  mm behalten, damit völlig geräuschlosen Eingriff und höhere Betriebsicherheit ergeben und größere Lebensdauer besitzen, ist noch immer eine wichtigere Aufgabe als die, das Steuerungsgeräusch gänzlich zu unterdrücken. Noch wichtiger ist die Beherrschung der Schwingungen und ihrer Wirkungen, die auf das Motorgeräusch den größten Einfluß üben, aber mit geräuschloser Motorsteuerung nur teilweise zusammenhängen.



## VII. Bauart der untersuchten Schieber- und Ventil- motoren.

### 1. Daimler-Knight-Motor der Daimler-Motoren- Gesellschaft in Coventry (Bild 70—78).

(Versuchsmotor der Daimler-Motoren-Gesellschaft  
in Untertürkheim.)

Abmessungen:

4 Zylinder, je 2 in einem Block.	Hubvolumen:	0,9409 Liter.
Kolbendurchmesser: 96 mm.	Kompressionsraum:	0,2323 „
Kolbenhub: 130 mm.	Kompressionsgrad:	5,05.

Zündung: Regulierbare Lichtbogenzündung. Stromerzeugung durch Bosch-Magnetapparat.

Schmierung: Tauchschmierung. Besondere Pumpenschmierung für die Schieberköpfe.

Gemischbildung: im Daimler-Spritzvergaser (Bild 74) mit zwangläufiger Regulierung der Zusatzluft und Vorwärmung der Haupt- und Zusatzluft. Drosselstift für die Düsenöffnung.

Hauptluft-Querschnitt an der Düse . . 4,9 qcm.

Abgewinkelte Vergaser- und Saugquerschnitte: Bild 65.

Triebwerk: 5mal gelagerte Kurbelwelle mit Gleitlagern (Bild 70 u. 71).

Gewicht der Kurbelwelle . . 12,1 kg.

Gewicht des Schwungrades . 57,5 kg.

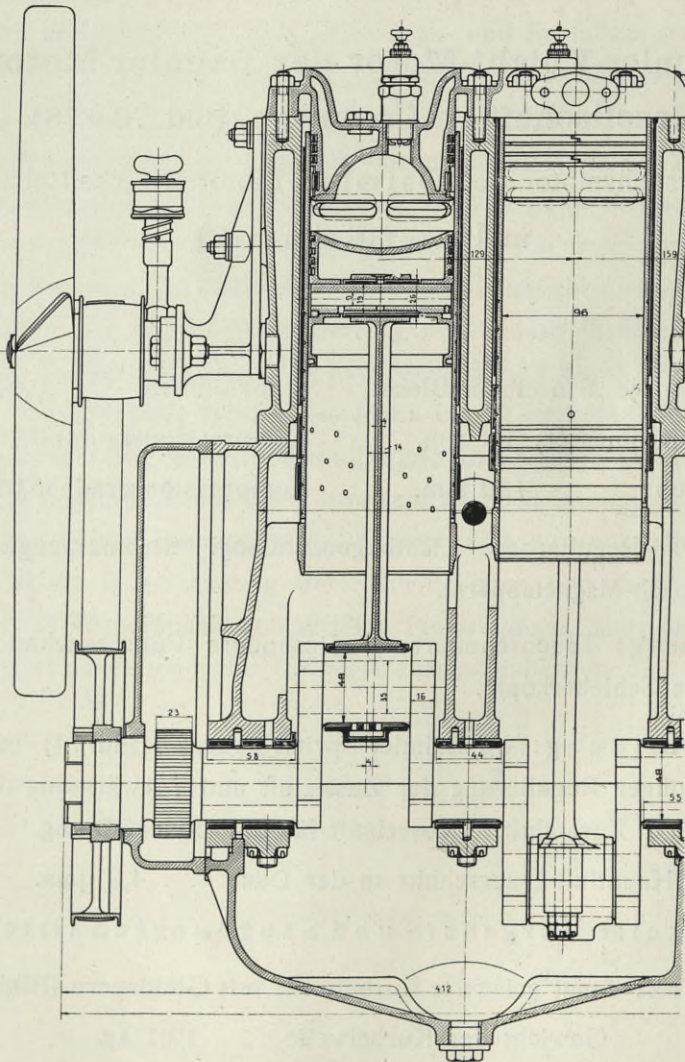
Bild 70.

**Daimler-Knight-Motor** der englischen **Daimler-Ges.**  
(Versuchsmotor der Daimler-Motoren-Ges.  
in Untertürkheim)

96 mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub.

**Längsschnitt:**

Zylinder, Schieber, Deckel, Triebwerk und Ventilator.



Maßstab 1 : 5.

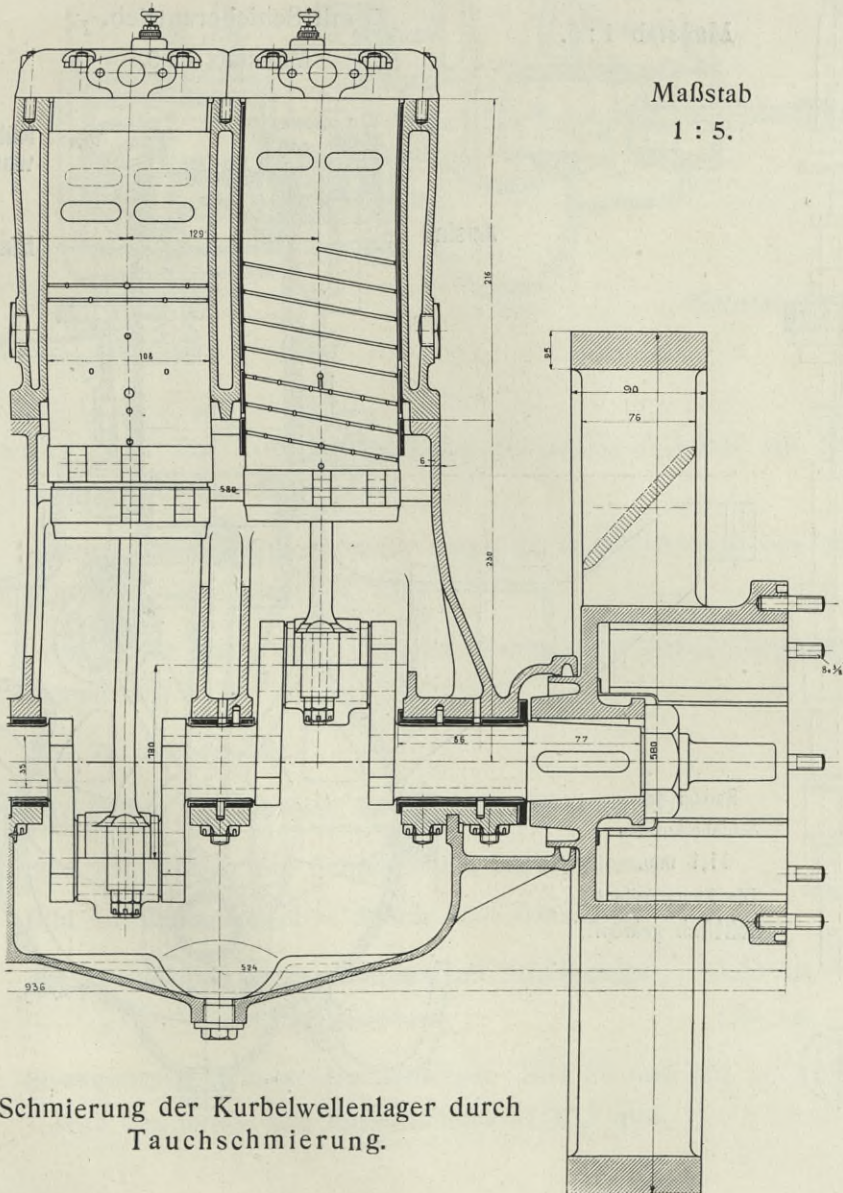
Bild 71.

**Daimler-Knight-Motor** der englischen **Daimler-Ges.**  
(Versuchsmotor der Daimler-Motoren-Ges. in Untertürkheim)

96 mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub.

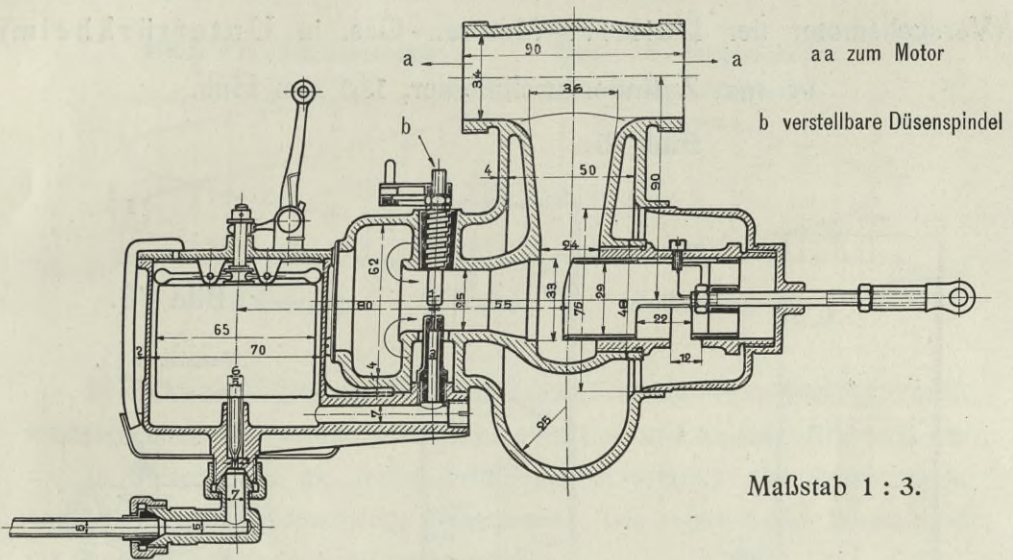
**Längsschnitt:**

Zylinder, Schieber, Triebwerk mit Ventilator-Schwungrad.





## Bild 74. Vergaser des Daimler-Knight-Motors 96/130.



Steuerung: Ein Kolbenschieberpaar für jeden Zylinder mit Steuer-  
schlitzen für Ein- und Auslaß.

Antrieb jedes Kolbenschiebers durch kurze Schubstange von der gekröpften Steuerwelle aus (Bild 73).

Antrieb der Steuerwelle von der Kurbelwelle durch Zahnkette mit der Übersetzung 1:2.

Bild 72: Steuerwelle.

Der Einbau der Schieber ist aus Bild 73 ersichtlich.

Bild 75: Schnitte der Schieber und Einzelheiten.

Bild 76: Zylinderkopf in Schnitt und Draufsicht.

Gewicht eines Innenschiebers mit Schubstange	2,75 kg,
„ „ Außenschiebers „ „	1,85 kg.

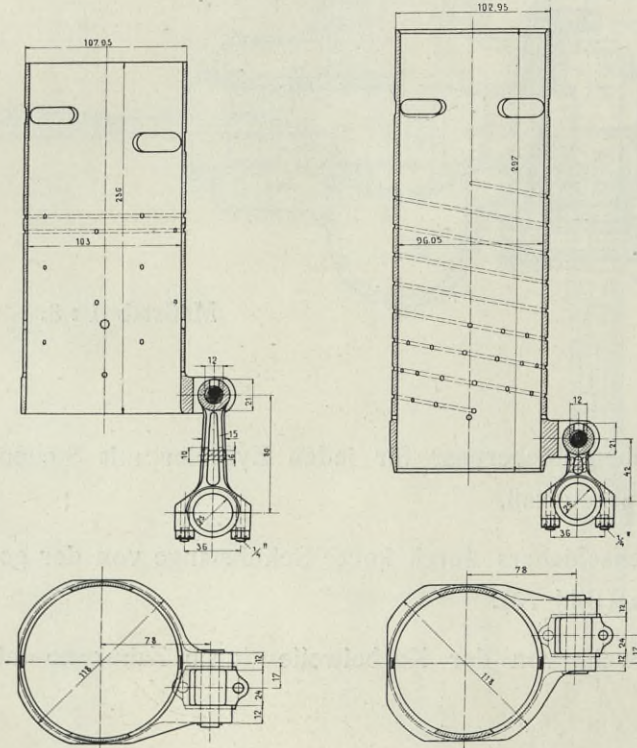
Bewegungsverhältnisse der Schieber: Bild 77 und 78.

Hub des Innen- und Außenschiebers: 22,2 mm.

**Bild 75—76.**

**Doppelschieber und Deckel des Daimler-Knight-Motors**  
(Versuchsmotor der Daimler-Motoren-Ges. in Untertürkheim)  
96 mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub.

**Bild 75.**



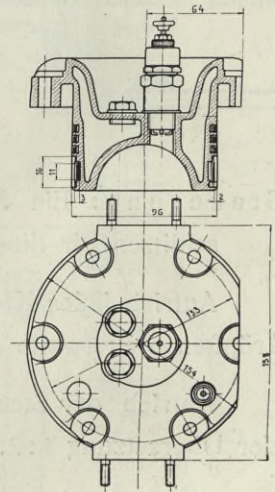
Äußerer Schieber

mit Kurbelantrieb

Innerer Schieber

**Bild 76.**

Masstab 1 : 5.



Zylinderdeckel mit  
Dichtung u. Steuerkante

Wandstärke des Innenschiebers 3,5 mm,

Wandstärke des Außenschiebers 2,5 mm.

Höhe der Schieberkanäle für Einlaß: 10 mm, Auslaß: 12,5 mm.

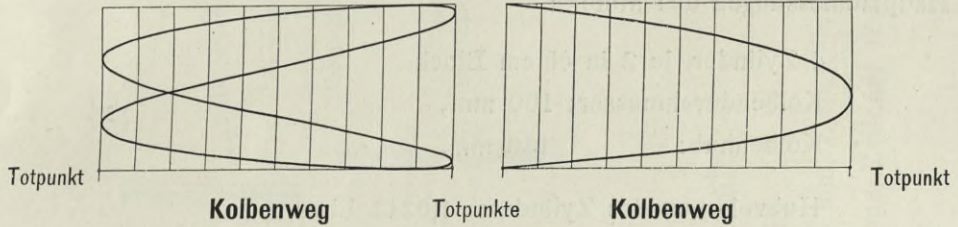
Der Innenschieber hat schraubenförmige Ölnuten mit radialen Bohrungen. Durch diese wird Öl vom Triebkolben nach den Gleitflächen zwischen Innen- und Außenschieber gedrückt.

## Schieberdiagramme

des Daimler-Knight-Motors 96 mm Durchmesser, 130 mm Hub.

**Bild 77. Außenschieber.**

**Bild 78. Innenschieber.**

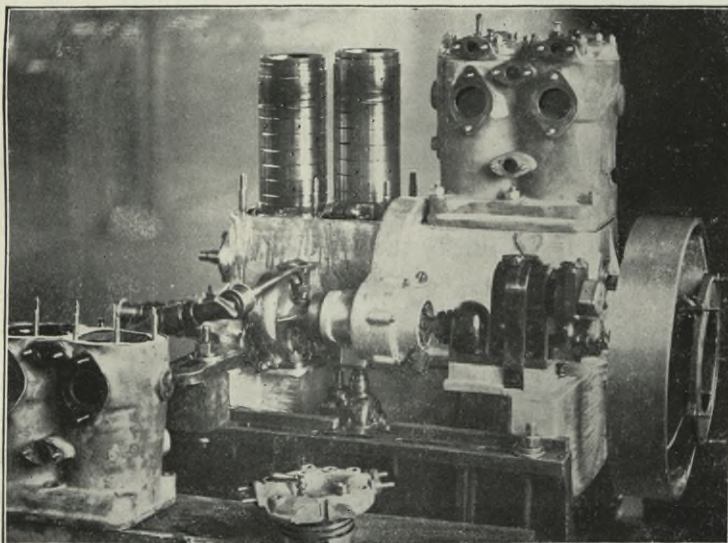


Die Schieberdiagramme der Innen- und Außenschieber sind in Bild 77 u. 78 wiedergegeben, die Eröffnungsdiagramme für Ein- und Auslaß in Bild 55 S. 68.

In diesen sind die freien Eröffnungsquerschnitte der Steuerung in Abhängigkeit vom Kolbenwege aufgetragen. Die wesentlichen Werte sind auf Seite 67 tabellarisch zusammengestellt.

**Bild 79.**

**Mercedes-Knight-Motor** der Daimler-Motoren-Gesellschaft  
in Untertürkheim.



## 2. Mercedes - Knight - Motor der Daimler - Motoren - Gesellschaft in Untertürkheim (Bild 79—82).

Hauptabmessungen des Motors:

4 Zylinder, je 2 in einem Block.

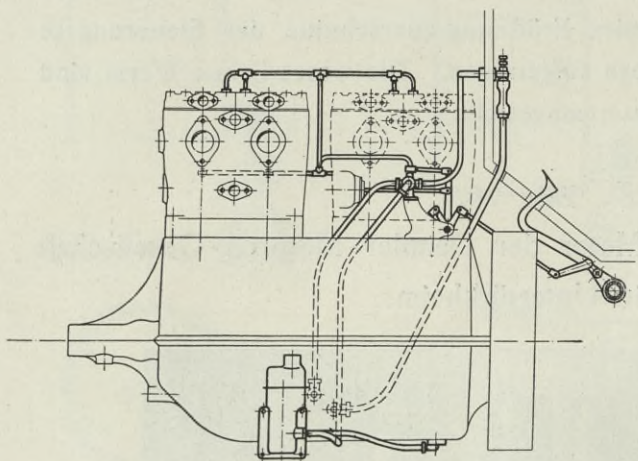
Kolbendurchmesser: 100 mm,

Kolbenhub: 130 mm.

Hubvolumen des Zylinders: 1,0212 Liter,

Kompressionsraum: . . . . 0,25 „

Kompressionsgrad: . . . . 5,1



Umlauf- und Zusatz-Ölpumpe.

Bild 80.  
Zusatz-Schmierung  
des  
Mercedes-Knight-  
Motors.

Maßstab 1 : 15.

Bauart des Motors: Bild 79 und 7 (Seite 34).

Zündung: Lichtbogenzündung mit selbsttätiger Zündverstellung. Strom-  
erzeugung durch Eisemann-Magnetapparat.

Schmierung: Zwangsläufige Pumpenumlaufschmierung für das Trieb-  
werk. Die Schieber und Schieberköpfe haben getrennte Rohr-  
leitungen. Die Ölmenge wird durch einen mit dem Drosselorgan  
gekuppelten Dreiweghahn entsprechend der Belastung des Motors





reguliert. Durch eine Zusatzölpumpe wird aus einem Ölbehälter noch Frischöl in den Motor gefördert (Bild 80).

**Gemischbildung:** im Daimler - Spritzvergaser mit zwangsläufiger Regulierung der Zusatzluft durch den Drosselschieber, abhängig von der Belastung des Motors. Drosselstift für eine Düsenöffnung.

**Steuerung:** Dieselbe Anordnung wie beim Motor 96/130

Antrieb der Steuerwelle zwischen den beiden Zylinderpaaren.

Antrieb und Einbau der Schieber wie in Bild 73.

**Bewegungsverhältnisse der Schieber:**

Schieberhub . . . . . 22 mm

Die abgewickelten Schieberbewegungs-Diagramme der Innen- und Außenschieber sind aus Bild 81 und 82 ersichtlich.

Es werden danach gesteuert:

Beginn des Ansaugens: die Schlitzkanten des Innen- und Außenschiebers.

Schluß des Ansaugens: die Deckelkante und die Schlitzkante des Innenschiebers.

Beginn des Auspuffs: die Deckelkante und die Schlitzkante des Innenschiebers.

Schluß des Auspuffs: die Zylinderkanten und die Schlitzkante des Außenschiebers.

Die Öffnungsdiagramme für Ein- und Auslaß zeigt Bild 57 Seite 69.

Die wesentlichen Werte sind in der Tabelle auf Seite 67 angegeben.

### 3. Daimler-Knight-Motor der Daimler Motor Co. in Coventry (England).

Hauptabmessungen des Motors:

4 Zylinder, je 2 in einem Block.

Kolbendurchmesser: 101,6 mm

Kolbenhub: . . . . . 129 „

Hubvolumen eines Zylinders: 1,0534 l,

Kompressionsraum: . . . . . 0,2604 l,

Kompressionsgrad: . . . . . 5,04.

Zündung: Regulierbare Lichtbogenzündung. Stromerzeugung durch Bosch-Magnetapparat.

Schmierung; Pumpenumlaufschmierung mit verstellbaren Schöpfrippen für die Kurbellager.

Die Schieberschmierung erfolgt durch Schleuderöl.

Die Schieberköpfe haben keine besondere Schmierung.

Hilfsschmierung für die Schieber durch angesaugte Öldämpfe und Öl im Saugstrom.

Gemischbildung: in einem Spritzvergaser (Bild 83) mit kombinierter Zusatzluftregulierung, und zwar zwangsläufig in Abhängigkeit von der Motorbelastung unter Vorschaltung eines selbsttätigen Kugelventils.

Verstellbarer Düsenquerschnitt durch eine Kegelnadel. Für Leerlauf und geringe Belastung ist eine kleinere Hauptluftleitung mit besonderer Düse vorhanden. Die Hauptluft wird aus dem Kurbelkasten entnommen.

Abgewinkelte Schieberbewegungs - Diagramme der Innen- und Außenschieber: Bild 84 und 85.

Versetzung der Antriebskurbeln des Innen- und Außenschiebers . . . . . 69°.

Die Öffnungsdiagramme für Einlaß und Auslaß zeigt Bild 56 Seite 68.

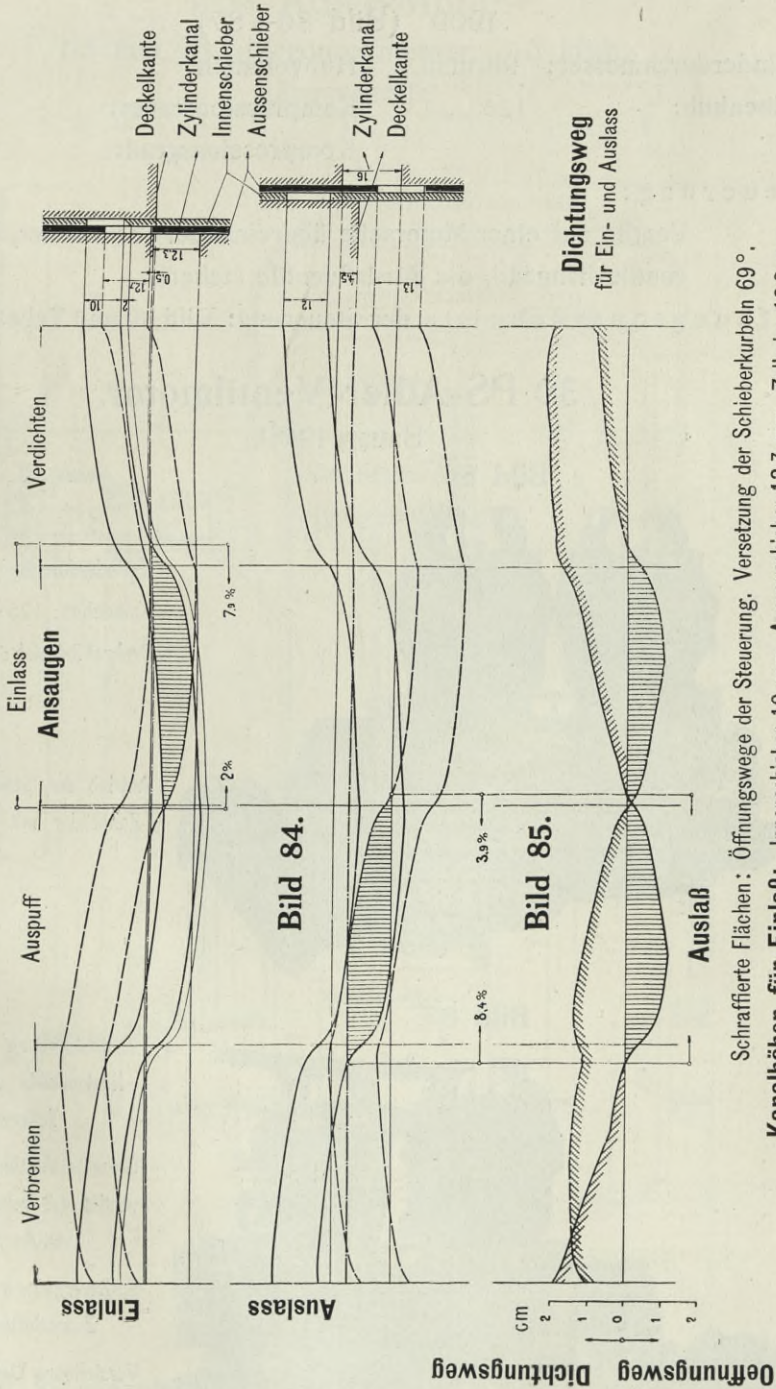
Die Dichtungslänge der Steuerung in Abhängigkeit vom Kolbenwege für Einlaß und Auslaß ist aus Bild 85 ersichtlich.

Diese Dichtungslänge ist die kürzeste Fugenlänge zwischen Verbrennungsraum und Zylinderkanal bei Deckung der Steuerschlitze.

Die Dichtungslänge wächst mit wachsendem Druck im Zylinder.



**Bild 84 und 85.**  
 Abgewinkelte  
 Schieberdiagramme und Dichtungswege des Daimler-Knight-Motors 101,6/129.



Schraffierte Flächen: Öffnungswege der Steuerung. Versetzung der Schieberkurveln 69°.  
 Kanalhöhen für Einlaß: Innenschieber 10 mm, Aussenschieber 12,7 mm, Zylinder 12,3 mm.  
 Kanalhöhen für Auslaß: Innenschieber 12 mm, Aussenschieber 13 mm, Zylinder 16 mm.

#### 4. Adler-Ventilmotor der Adlerwerke in Frankfurt a. M.

1909 (Bild 86—87).

Zylinderdurchmesser: 90 mm.	Hubvolumen: . . . . .	0,795 l.
Kolbenhub: . . . . . 125 „	Kompressionsraum: . . . . .	0,186 l.
	Kompressionsgrad: . . . . .	5,26

##### Steuerung:

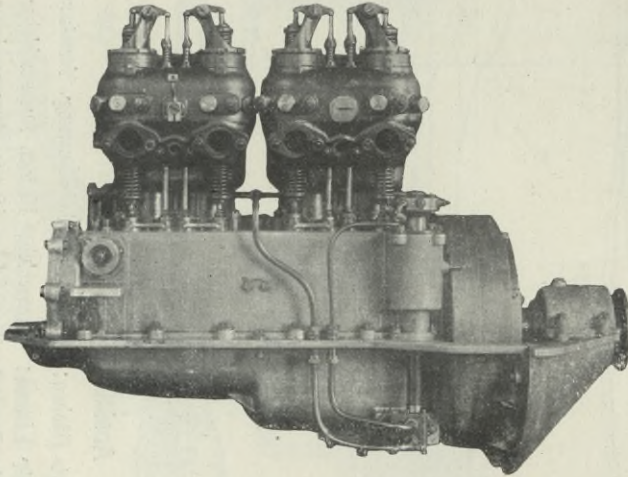
Ventile auf einer Motorseite übereinander angeordnet, die Einlassventile hängend, die Auslassventile stehend.

Öffnungsquerschnitte der Steuerung: Bild 59 und Tabelle Seite 67.

#### 30 PS-Adler-Ventilmotor.

Bauart 1909.

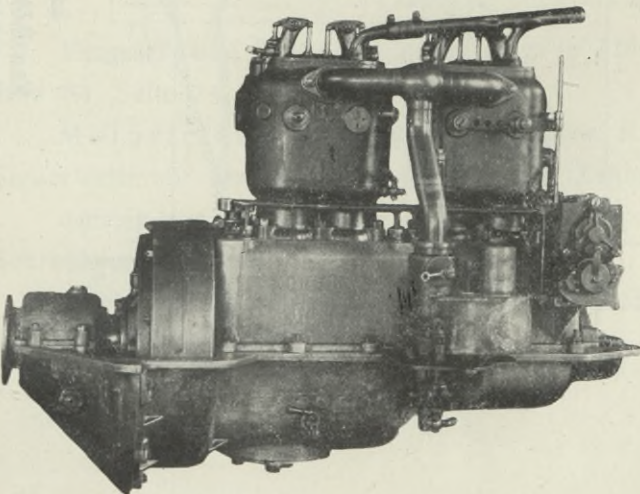
Bild 86.



Zylinderdurchmesser: 90 mm.  
Kolbenhub: 125 mm.  
Drehzahlbereich: 500 bis 2100  
minütlich.

Antrieb der Steuerwelle durch  
Zahnräder mit Schrägzähnen.

Bild 87.



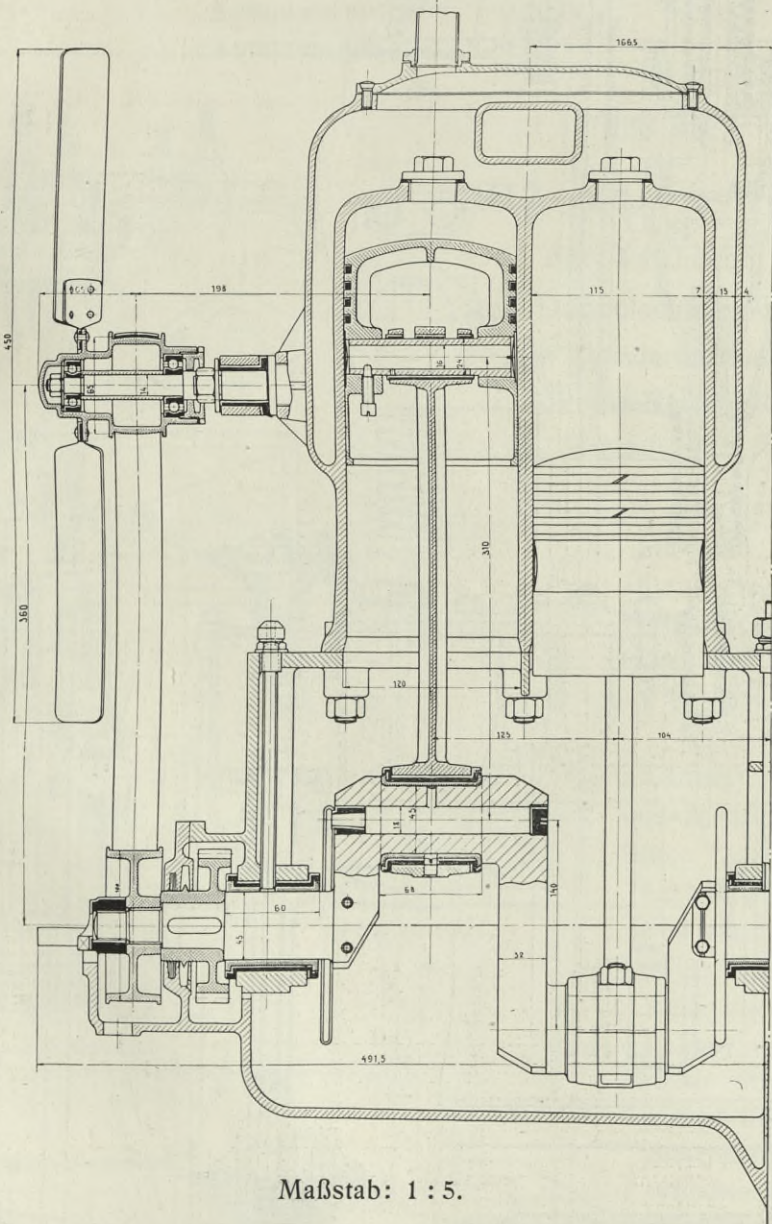
Ventilsteuerung mit einfachem  
Nockentrieb und einfachen  
Tellerventilen.

Grösster Ventilhub der Einlass-  
ventile 4,2 mm, der Auslass-  
ventile 5,0 mm.

Spritzvergaser mit automatischer  
Zusatzluftregulierung.

Verstellbare Lichtbogenzündung  
(Bosch).

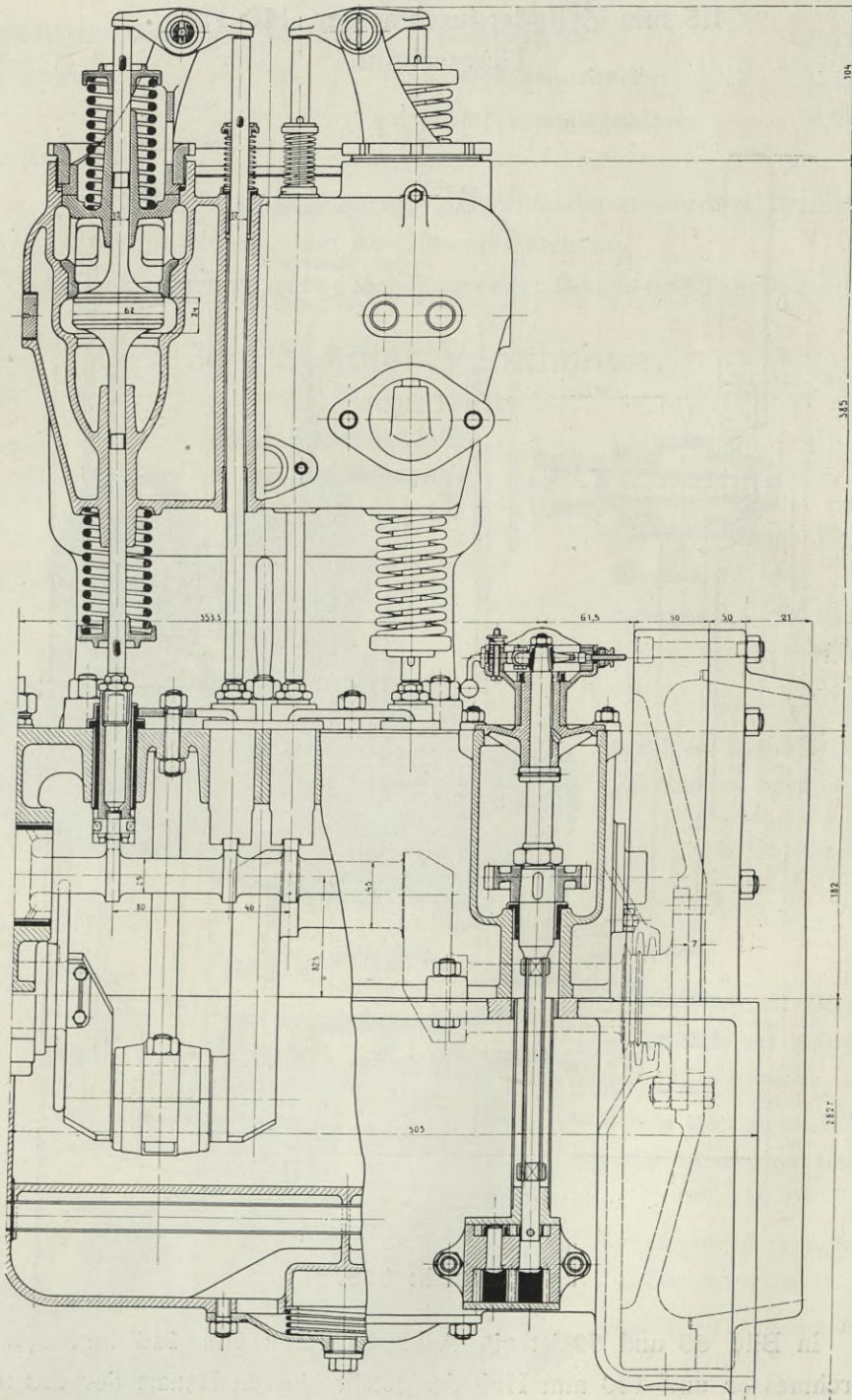
**Bild 88.**  
**1909-Adler-Motor**  
115 mm Zylinderdurchmesser, 140 Hub.  
Längsschnitt.



Maßstab: 1 : 5.

In Bild 88 und 89 ist ein Adler-Motor von 115 mm Zylinderdurchmesser und 140 mm Hub dargestellt, dessen Bauart der des untersuchten Motors 90/125 ganz gleichartig ist.

**Bild 89. 1909-Adler-Motor 115/140. Seitenansicht u. Steuerung.**  
Maßstab 1 : 5.





## 5. Adler-Ventilmotor der Adlerwerke in Frankfurt a. M.

1912 (Bild 90—94).

Zylinderdurchmesser: 86 mm.

Kolbenhub: . . . . . 135 mm.

Hubvolumen: . . . . . 0,7842 l.

Kompressionsraum: . 0,204 l.

Kompressionsgrad: . 4,8.

Bild 90.

### 1912-Adler-Motor

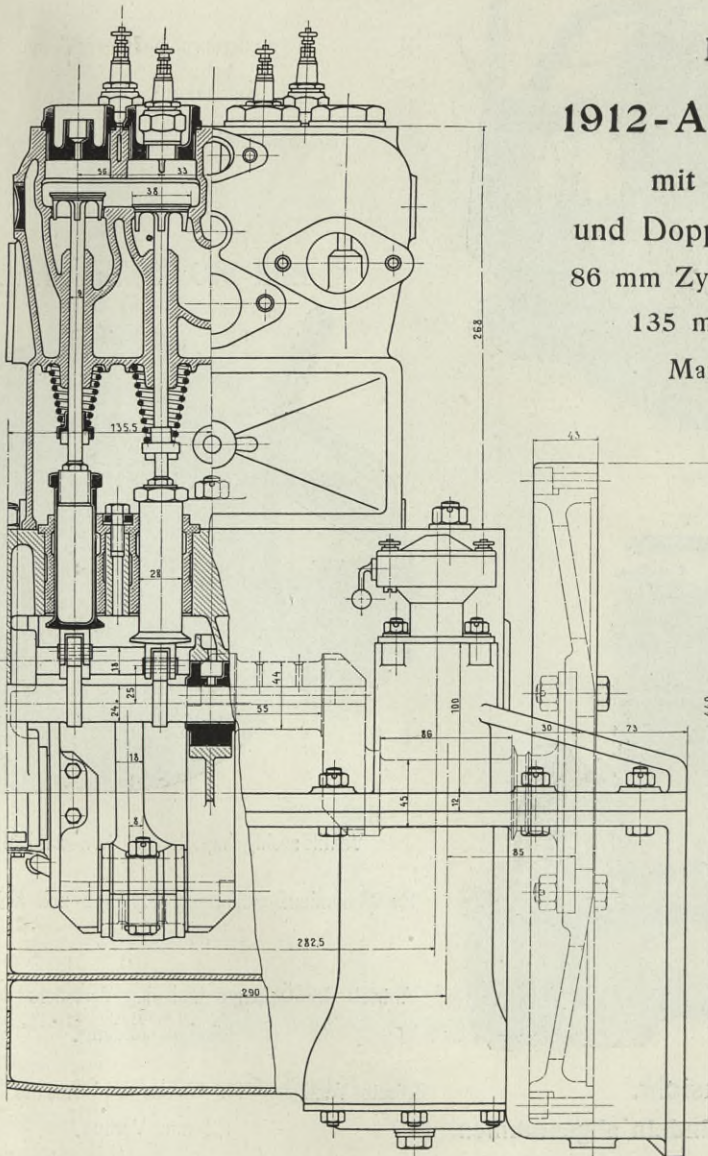
mit Wälzhebeln

und Doppelschlußventilen.

86 mm Zylinderdurchmesser,

135 mm Kolbenhub.

Maßstab: 1 : 5.



#### Steuerung:

Ein- und Auslaßventile auf einer Zylinderseite nebeneinander. Doppelschlußventile. Wälzhebel. Bild 90.

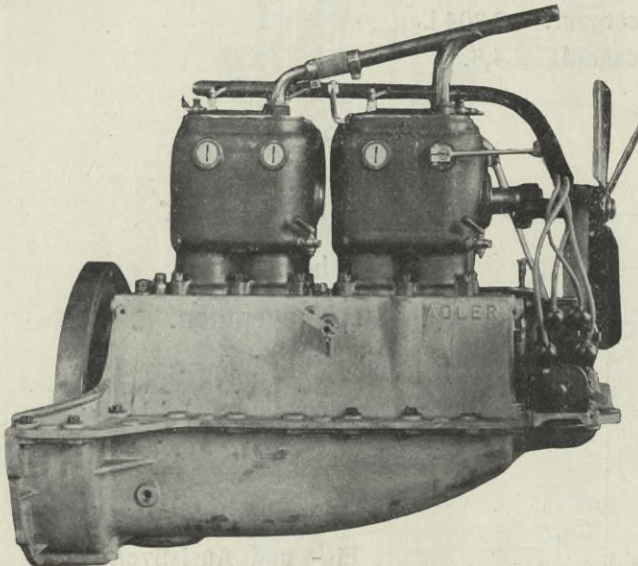
Öffnungsdiagramme für Einlaß und Auslaß: Bild 62, Seite 72. Ventilhubdiagramm: Bild 63, Seite 73.

Antrieb der Steuerwelle durch Zahnkette.

Antrieb der Wasserpumpe und des Magnetapparates durch zylindrische Schraubenräder. Bild 93.

## Adler-Ventilmotor Bauart 1912 mit Wälzhebelübertragung und Doppelschlußventilen.

**Bild 91.** Seitenansicht.

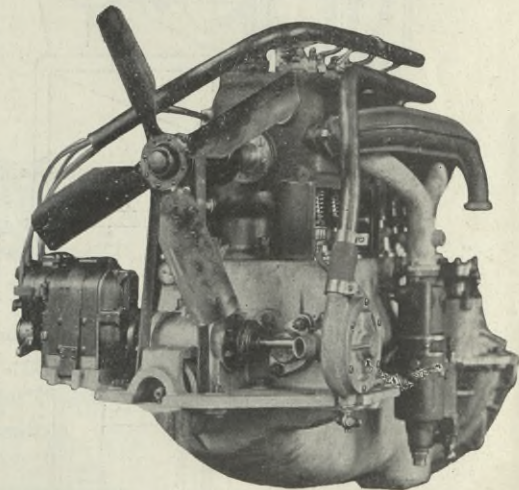


Zylinderdurchmesser: 86 mm

Kolbenhub: 135 mm

Drehzahlbereich: 500—2100 minutlich

**Bild 93.** Stirnansicht.



Ventile: eingekapselt zur Geräuschdämpfung.

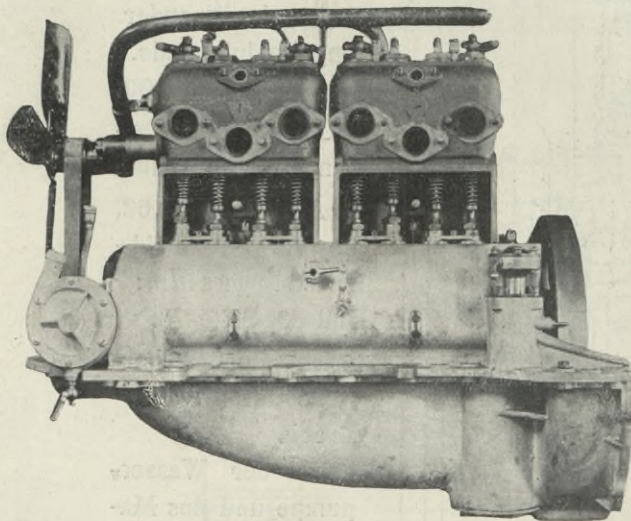
Pumpenumlaufschmierung, Ölpumpe und Rohrleitungen  
im Gehäuse.

Antrieb der Ölpumpe und des Verteilers der Batterie-  
zündungsbildung.

Grösste Ventilhubhöhe für Einlass und Auslass 10,3 mm bei  
1,2 mm Vorhub.

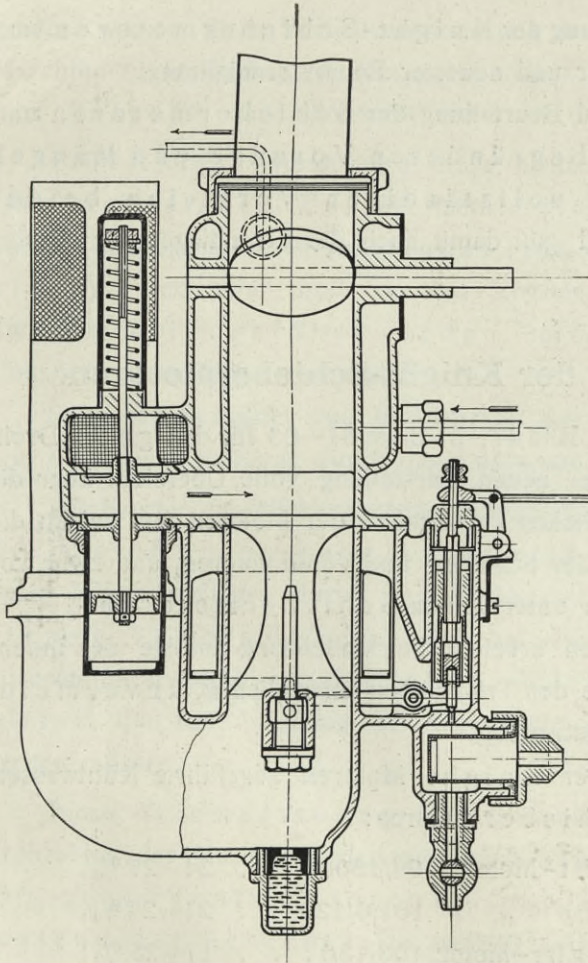
**Bild 92.** Seitenansicht.

Verschlußdeckel vor den Ventilspindeln abgenommen.



## Verstellbare Lichtbogenzündung (Bosch).

Gemischbildung: im Adler-Vergaser mit automatischer Zusatzluftregulierung durch federbelastetes Tellerventil. Ringschwimmer zentrisch zur Düsenachse. (Bild 94.)



Das Zusatzluftventil ist mit einer Ölbremse versehen. Die Wandung des Vergasers wird durch das Kühlwasser erwärmt. Unmittelbare Vorwärmung der Verbrennungsluft ist nicht vorhanden.

Der Hauptluftquerschnitt an der Brennstoffdüse beträgt 2,0 qcm. Die Düsenöffnung hat 1,25 mm Durchmesser.

Größter Zusatzquerschnitt 7,5 qcm. Der Benzinstand kann durch Verstellung einer Hülse auf der Schwimmernadel einreguliert werden.

Bild 94.

## Adler-Vergaser.

Maßstab 1 : 5.

## VIII. Hauptergebnis der Versuche.

Die vergleichende Prüfung der Knight-Schiebermotoren und der Ventilmotoren älterer und neuester Bauart ermöglicht:

die Kennzeichnung und Beurteilung der Schiebermotoren und der in ihrer Bauart begründeten Vorzüge und Mängel.

Sie ermöglicht den vollständigen Vergleich beider Steuerungsarten und gibt damit auch die Grundlagen für Motorverbesserungen.

### Kennzeichnung der Knight-Schiebermotoren.

Die Energiediagramme Bild 47—51 Seite 61—63 für den ganzen Drehzahlbereich geben in dieser neuen Darstellung volle Übersicht über die thermischen und wirtschaftlichen Verhältnisse der Motoren und zeigen die wesentlichen Unterschiede der Schieber- und Ventilmotoren, und zwar vor allem die Nachteile der untersuchten Schiebermotoren.

Die Knight-Motoren arbeiten bei Volleistung infolge der innenliegenden Rohrschieber, die den Triebkolben umschließen, unvermeidlich mit großer Wärmestauung.

Die im Kühlwasser der Knight-Motoren abgeführte Kühlwassermenge beträgt bei den Schiebermotoren:

Daimler-Knight-Motor 96/130 . . . 24—27%,

„ „ „ 101,6/129 . . . 21—27%,

Mercedes-Knight-Motor 100/130 . . . 17—25%;

hingegen bei den Ventilmotoren um 8—13% mehr:

Adler-Ventilmotor 90/125 . . . . . 30—35%,

„ „ 86/135 . . . . . 34—37%.

Bei den Knight-Motoren werden daher im Mittel 10,5% der Verbrennungswärme nicht durch das Kühlwasser abgeleitet.

Diese Wärme kann nicht rechtzeitig durch die beiden Rohrschieberwände und die Zylinderwand in das Kühlwasser gelangen, da der Wärmeleitungsweg durch die beiden Schieber erschwert ist.

Verminderung des Wärmeverlustes durch das Kühlwasser wäre thermisch ein Vorteil im Sinne der Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades, wenn diese Verlustverminderung dem Arbeitsprozeß der Maschine zugute käme und nicht einem andern Verlustkonto, nämlich dem Auspuff, zugeschoben würde.

Beim Knight-Motor wird diese nicht im Kühlwasser abgeleitete, daher angestaute Wärme jedoch nicht in Arbeit umgesetzt, sondern diese Wärme findet sich in den Auspuffgasen wieder, und zwar muß sie den Abgasen absichtlich durch Zwangsmittel zugeführt werden, um das Triebwerk des Knight-Motors betriebsfähig zu erhalten.

Diese Zwangsmittel sind Kühlmittel zur inneren Kühlung, nachdem die äußere Kühlung durch das Kühlwasser nicht ausreichend gelingt.

Die Kurven des Wirkungsgrades in Bild 47—51 zeigen deutlich, daß die Brennstoffausnutzung in den Knight-Motoren trotz des geringeren Wärmeverlustes durch das Kühlwasser schlechter ist als bei den Ventilmotoren. Dies hat seinen Grund in der für den Verbrennungsprozeß schädlichen Wirkung der Zwangsmittel, die zur Ableitung der Stauwärme in die Abgase angewandt werden müssen.

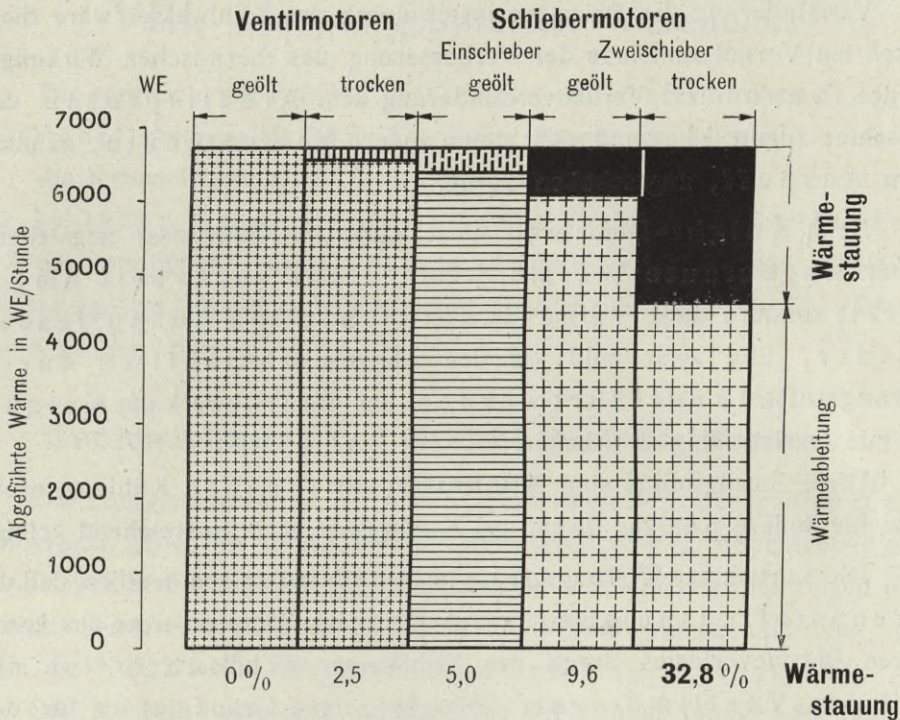
Diese Wärmestauung ist stets schädlich. Sie beträgt bei den Drehzahlen der Motorhöchstleistung der Knight-Schiebermotoren etwa 10 % gegen Ventilmotoren und steigt je nach dem Schmierzustand der Schieber bis auf 30 % (Bild 95).

Diese schädliche Wärmestauung ist bei Doppelschieber-Knight-Steuerung nicht behebbar und unvermeidliche Folge der ineinanderliegenden, den Kolben umschließenden Steuerschieber.

Die Wärmestauung ist der wesentlichste Fehler dieser Schiebermotoren. Er erinnert an die erste Entwicklungszeit der Automotoren mit ihrer äußerst geringen Betriebssicherheit als

Bild 95.

## Wärmestauungen in Schiebermotoren und Ventilmotoren.



Folge der damals durch zu starke Zylinderwände hervorgerufenen Wärmestauung.

Inwieweit dieser Grundmangel auch bei Einschiebersteuerungen auftritt, werden weitere Versuche ergeben.

Die Folgen der Wärmestauung sind: Betriebunsicherheit und Betriebsstörungen im Dauerbetrieb unter Volleistung, teilweises Verbrennen von Schmieröl, Störungen des Triebwerks, insbesondere der Kolbendichtung, Brennstellen an den Schieberflächen und am Triebkolben, Glühendwerden des Kolbenbodens, Festfressen der Schieber und schließlich Schieberbrüche.

Bei den Schiebermotoren solcher Bauart sind die außerordentlich großen Schieberflächen zugleich Lauf- und Dichtungsflächen und

Schmierflächen. Als solche müssen sie stets in tadellosem Zustande bleiben. Sie können daher Wärmestauungen und die dadurch verursachte höhere Innentemperatur im Dauerbetriebe nicht vertragen. Deshalb ist auch die Ausnutzung der Stauwärme im Arbeitsprozeß nicht möglich.

Es müssen Zwangsmittel angewendet werden, damit die der Wärmestauung ausgesetzten empfindlichen Maschinenteile, insbesondere die großen Schieberflächen und die Triebkolben, im Dauerlauf unter Volleistung betriebsbrauchbar bleiben.

Keines dieser Zwangsmittel kann den grundsätzlichen Mangel dieser Schiebersteuerungen und seine Ursache beheben. Sie sind nur Palliativmittel, welche einige Folgen der Wärmestauung bekämpfen können.

Den erfahrenen Erbauern der Schiebermotoren ist dieser in der Bauart begründete Mangel selbstverständlich bekannt. Sie verwenden deshalb auch die verfügbaren Zwangsmittel, deren es im wesentlichen aber nur drei gibt:

1. Es wird der Ansaugquerschnitt für das Benzingemisch verringert, sodaß das Ladegewicht und damit die Leistung des Motors vermindert wird.

Dieses Zwangsmittel, zweifellos das schlechteste, wird von den englischen Daimler-Werken angewendet. Sie verkauften ihre Knight-Motoren mit Vergasern, die so abgeändert sind, daß die Höchstleistung im Dauerbetriebe vom Fahrer nicht erreicht werden kann. Zu diesem Zwecke wird der größte Vergaserquerschnitt so verengt, daß der Motor nur gedrosselt arbeiten kann.

Bild 64 stellt die Verhältnisse am englischen Vergaser graphisch dar. Die freien Querschnitte der Saugleitung sind in Abhängigkeit von der mittleren Länge der Saugleitung dargestellt.

Für die Ladefähigkeit ist, abgesehen von Strömungswiderständen, nur der kleinste vorhandene Querschnitt in den Leitungen bzw. im Steuerungsorgan bestimmend. Die kleinsten Eröffnungsquerschnitte haben aber stets die Steuerungsorgane, bei Großmaschinen die Regulierungsorgane. Jede Motorverbesserung im Sinne von Leistungserhöhung zielt darauf hin,

rasche und große Eröffnung der Steuerungsorgane zu erreichen, da hiervon in erster Linie die spezifische Leistungsfähigkeit des Motors abhängt.

Die englischen Daimler-Werke machen aber, um die Wärmestauung im Knight-Motor zu bekämpfen, gerade das Gegenteil:

Sie nutzen den Vorteil der Doppelschiebersteuerung von Knight, das große Ladevermögen, schlecht aus, indem sie absichtlich einen engen Querschnitt in die Saugleitung einschalten.

Der größte Durchflußquerschnitt im englischen Vergaser beträgt 5,2 qcm, der größte Steuerungsquerschnitt 10 qcm. Der Vergaser drosselt also den verfügbaren Ansaugquerschnitt, nur zu dem Zwecke und mit der Wirkung:

das Ladegewicht des Benzingemisches und damit die Verbrennungstemperatur im Motor zu vermindern und

die Steuerungsschieber und Triebkolben im Dauerlauf unter Höchstleistung länger betriebsbrauchbar zu erhalten, alles aber erkauft durch Leistungsverminderung und durch die schädliche Mitwirkung des Öldampfes und der Lufterwärmung.

Der Hauptvorteil dieser Schiebersteuerung, ziemlich der einzige, wird daher absichtlich geschädigt, die Leistungsfähigkeit des Motors beschränkt.

Die Verschlechterung des Lieferungsgrades durch dieses Gewaltmittel ist aus den Kurven der volumetrischen Wirkungsgrade zu ersehen.

Ein 2. Zwangsmittel, um die Folgen der Wärmestauung zu bekämpfen, ist: die Qualität der Gemischbildung zu verschlechtern mit der Wirkung, das verschlechterte Gemisch nachbrennen zu lassen und die Temperatur im Verbrennungsraume herabzudrücken.

Auch dieses bedenkliche Mittel wird von den englischen Daimler-Werken bei ihren Knight-Motoren angewendet, indem das Hauptluftrohr des Vergasers an das Kurbelgehäuse angeschlossen ist. Daher wird nicht nur Verbrennungsluft von außen, sondern auch

Öldampf aus dem Kurbelgehäuse angesaugt, außerdem Frischöl dem Vergaser zugeführt und das erwärmte



Benzinluftgemisch mit diesem Öldampf und Öl verschlechtert, so daß der Öldampf während der Verbrennung die innere Kühlwirkung ausübt, damit dem gewollten Zwecke dient, aber unter Verschlechterung der Verbrennung und der Leistung,

somit wieder unter Schädigung der besten Eigenschaft des Schiebermotors, der durch seine Steuerung und einfachen Verbrennungsraum sehr gute Verbrennung ergeben könnte.

In den Kurven der Motornutzleistungen kommt der Einfluß dieser von den englischen Daimler-Werken angewendeten Zwangsmittel deutlich zur Geltung.

Die Verschlechterung der Motornutzleistung der englischen Knight-Motoren gegenüber den Mercedes-Knight-Motoren der deutschen Daimler-Werke ist in Bild 11, Seite 41, als schraffierte Fläche gekennzeichnet.

Das 3. und zugleich relativ beste Zwangsmittel ist:

**Überschmierung** der Schiebergleitflächen und Kolben zum Zwecke erhöhten Wärmedurchgangs durch die Schieber und die Zylinderwände, sowie zum Zwecke der inneren Kühlung während der Verbrennung durch das Schmieröl.

Dem Verbrennungsraum und insbesondere den Schiebern wird soviel Öl zugepumpt, daß einerseits durch die reiche Ölbenetzung aller Schieber- und Zylinderflächen wesentlich verbesserte Wärmeableitung an das Kühlwasser, andererseits durch die Ölverdampfung eine Verminderung der Verbrennungstemperatur erreicht wird.

Dieses Mittel ist aber auch eine Gemischverschlechterung in dem Maße, als der Öldampf bei der Verbrennung verlangsamend mitwirkt. Das Öl ist hier nicht bloß Schmiermittel, sondern **Kühlmittel** und auch wesentlich Wärmeleiter zwischen der Ladung und den Gußmassen. Solche Überschmierung ist immerhin das beste Auskunftsmittel, die Folgen der Wärmestauung zu bekämpfen und ausreichende Betriebssicherheit im Dauerlauf zu erzwingen.

Bild 95 zeigt die Abhängigkeit des Wärmedurchgangs vom Verbren-

nungsraum durch die Schieber und Zylinder zum Kühlwasser, und zwar durch geölte und trockene Schieber- und Zylinderflächen.

Diese in Ergänzungsversuchen ermittelte Abhängigkeit des Wärmedurchgangs von dem Schmierzustande und den Gußmassen deckt sich vollständig mit den thermischen Ergebnissen der Hauptversuche.

Insbesondere ist beim Knight-Motor die Abhängigkeit des Wärmedurchgangs vom Schmierzustande (schwarze Fläche in Bild 95) klar ersichtlich. Bei vollkommen ölbenetzten Flächen beträgt die Wärmestauung noch 9,6 % gegenüber dem Ventilmotor; bei verminderter Schmierung steigt die Stauung erheblich, und zwar bis 30 % bei trockenen Schiebern.

Die deutschen Daimler-Werke verwenden bei ihren Mercedes-Knight-Motoren solche zusätzliche Überschmierung.

Der von diesen Werken an das Laboratorium verkaufte Knight-Versuchsmotor war anfänglich für Dauerversuche nicht geeignet. Es mußte erst die Schmierung der Schieber im Laboratorium abgeändert werden. Dies mußte ohne Mithilfe der liefernden Fabrik geschehen, da von ihr rechtzeitig Auskunft nicht erlangt werden konnte. Bezeichnenderweise ist die notwendig gewordene Änderung genau dasselbe, was die Fabrik bei ihren Mercedes-Knight-Motoren gegenwärtig ausführt:

eine reichliche Zusatzschmierung, die mit der Motorleistung zunimmt und die Schieberköpfe und die Schieberlaufflächen übermäßig schmiert.

Bild 80 zeigt die Zusatzschmierung, die von den deutschen Daimler-Werken bei ihren Schiebermotoren ausgeführt wird.

Die ganze Durchbildung des Mercedes-Knight-Motors bekundet ein ungewöhnlich eingehendes, kostspieliges und wahrscheinlich jahrelanges Studium der Schiebersteuerungen, das die deutschen Daimler-Werke aufwendeten, bevor sie diesen Schiebermotor mit ihrer Marke deckten. Alle Einzelheiten sind für die Eigenart dieser Steuerung folgerichtig durchgebildet.

Tatsächlich sind die Knight-Motoren in der deutschen Ausführung und Bauart mit der erwähnten Zusatzschmierung betriebsicher. Die englischen sind es im Dauerbetrieb mit Volleistung nicht, weil die Zusatzschmierung fehlt.

Die Mercedes-Knight-Motoren haben bei den 10 stündigen Dauerversuchen im Laboratorium unter Volleistung nie versagt, die englischen immer. Am Ende der Dauerversuche waren alle Teile der deutschen Maschine in gutem Zustande, nur mußte der Motor nach so langem Dauerbetriebe stets auseinandergenommen und von Ölverbrennungsrückständen gründlich gereinigt werden.

Mit dem Zwangsmittel der Überschmierung hängt der Nachteil zusammen, daß die Motoren leicht qualmen. Die großen Schieberflächen müssen übrigens auch bei mäßiger Beanspruchung des Motors stets reichlich geschmiert gehalten werden. Schiebermotoren neigen daher zu rauchendem Gange und können dadurch im Stadtverkehr un bequem werden.

Die englischen Daimler-Werke sind von der Zusatzschmierung der Zylinderköpfe abgegangen und haben zu den zuerst erwähnten Zwangsmitteln gegriffen, wahrscheinlich auch im Zusammenhange mit Klagen über Qualmen der überschmierten Motoren.

Für den starken Automobilverkehr in Städten müssen vollkommene Verbrennung und reine Abgase verlangt werden. Dies kann mit Ventilmotoren bei richtig durchgeführter, aber sparsamer Zwangsschmierung immer erreicht werden. Die Knight-Motoren können diese Forderung nur auf Kosten ihrer vollen Betriebssicherheit erfüllen. Wegen der Gefahren schwacher Schmierung wird in den meisten Fällen zur Überschmierung gegriffen werden; daher sind auch die Beanstandungen der Schiebermotoren wegen Qualmens zahlreich.

Die Wärmestauung ist daher ein Geburtsfehler dieser Motorart, eine unvermeidliche Folge der mangelhaften Kühlung der Innenschieber und für die Betriebssicherheit der Knight-Motoren eine Lebensfrage.

Durch die Anwendung eines der genannten Zwangsmittel kann die Betriebsbrauchbarkeit immer erreicht werden, die Betriebssicherheit aber nur durch die Überschmierung der Schieber und Kolben während der ganzen Dauer der Vollbelastung.

Durch keines der drei Zwangsmittel lassen sich die Ursachen des Übels beseitigen, wohl aber die Folgen der Wärmestauung mildern.

Durch jedes der drei Zwangsmittel wird die Motorleistungsfähigkeit vermindert, weil das Gemisch und die Verbrennung durch Öldampf und Ölverbrennung verschlechtert und die Zündgeschwindigkeit verringert wird. Auch die Überschmierung wirkt in dieser Weise schädlich.

Bei den Versuchen konnte durch die Abstellung der Überschmierung eine Leistungserhöhung bis zu 10 % festgestellt werden, aber der Schieberbruch ist solchem Leistungsgewinn auf dem Fuße gefolgt. Diese Mehrleistung ist nur auf die Ausschaltung des Öldampfes zurückzuführen. Genauere Messungen konnten nicht durchgeführt werden, weil Betriebsstörung durch Fressen oder Bruch der Schieber den Messungen ein rasches Ende bereitet hat.

Durch die genannten Zwangsmittel, die aber unvermeidlich sind, insbesondere durch die Verengung der Saugquerschnitte, wird daher ein Hauptvorteil der Schiebersteuerungen herabgesetzt.

Der wirtschaftliche Wert der Knight-Motoren bleibt im Dauerbetriebe mit Volleistung unter dem wirtschaftlichen Werte der Ventilmotoren, trotz der Vorteile der Schiebersteuerungen hinsichtlich der Gemischeinströmung.

Schädlich sind die Folgen der Wärmestauung auch für den Motorkolben.

Wird Öldampf mit dem Benzingemisch angesaugt oder Überschmierung angewendet, dann wird die Verbrennung schlechter, die schweren Bestandteile vergasen, aber verbrennen nicht wegen der verminderten Temperatur. Diese Bestandteile verkrusten auf dem Kolbenboden und zwischen den Kolbenringen und setzen sich in deren Nuten fest.

Bild 97 zeigt den Kolben des Daimler-Knight-Motors 101,6/129 nach 10 stündigem Dauervollbetriebe mit minutlich 1600 Umdrehungen.

Die helle Stelle des Kolbenbodens war Glühstelle infolge Wärmestauung.

Es ist beim Knight-Motor bei Dauervolleistung im oberen Drehzahlbereich wegen der Wärmestauung nicht möglich, die ungünstigste Kühlstelle des Kolbens, die am weitesten vom Kühlwasser entfernt ist, unterhalb der Glühtemperatur zu halten.

Diese Wirkung der Wärmestauung bei den Knight-Motoren ist sehr bedenklich. Bruch der Kolben, als Folge der Wärmestauung, ist während der Versuche mehrere Male vorgekommen, und zwar immer gleichzeitig mit den Schieberzerstörungen.

Die Folgen der Übersmierung sind stets starke Verkrustung der Kolbenringe, Ruß- und Krustenablagerungen an den Schiebern.

Außerdem bewirkt Übersmierung sehr lästiges Verölen der Zündkerzen.

Hierdurch kann auch das Ankurbeln der Schiebermotoren sehr schwierig oder unmöglich werden und gelingt in bestimmten Fällen erst, wenn alle Zündkerzen herausgenommen und mit Benzin abgewaschen sind.

Wenn nämlich die Fahrt mit raschem Lauf und Volleistung beendet wurde, dann ist die Zylindertemperatur der Schiebermotoren hoch, beim Stillstand kondensiert der Öldampf und schlägt sich auf den Zündkerzen nieder.

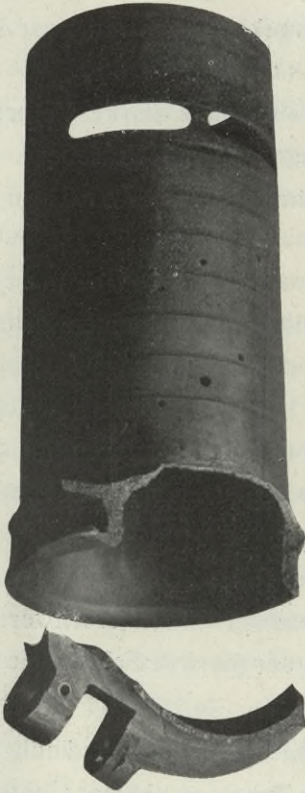
Es muß daher mit Schiebermotoren die Fahrt genügend langsam beendet werden, damit das Wiederankurbeln nicht erschwert wird. Das widerspricht aber den Fahrgewohnheiten der meisten Fahrer, die gerade am Ende der Fahrt meist Eile wünschen.

Die Folgen von Übersmierung ergeben sich selbstverständlich auch bei Ventilmotoren. Bei diesen ist aber kein Zwang zu solcher Übersmierung vorhanden. Auch leiden Ventilmotoren nur durch Verkrustung der Kolben, während die Steuerungsteile im wesentlichen dafür unempfindlich sind. Diese laufen auch dann noch sicher, wenn sie ohne Öl laufen, oder wenn sie durch Ölüberschuß mit Ablagerungen bedeckt sind. Auswechseln oder Reinigen der Ventile ist auch von unerfahrenen Fahrern zu erlangen, Schieberreinigung nur von zuverlässigen, Schieberauswechslung nur von Perlen.

Zu den Dauerversuchen und Vergleichsversuchen ist noch zu bemerken:

Bevor zu den Dauerversuchen geschritten wurde, sind die Motoren in der weitestgehenden Weise untersucht worden, um die für die Schiebermotoren günstigsten Verhältnisse für Dauerversuche zu ermöglichen, insbesondere die beste Ladung und die geringste Ölmenge für die Schieber auf das sorgfältigste festzustellen.

## Daimler-Knight-Motor 101,6 mm Durchmesser, 129 mm Hub.



**Bild 96.**

Äußerer  
Knight-Rohrschieber (Bruchstelle).

**Bild 97.**  
Knight-Motorkolben mit Glühstelle  
und Verkrustung.



Dabei stellte sich aber heraus, daß sowohl die englische wie die deutsche Fabrik die Ölmenge der Schieber schon auf das zulässige Mindestmaß gebracht haben. Jede weitere Verminderung der Schmierung bzw. der angewendeten Zwangsmittel bewirkte einen betriebsunsicheren Zustand oder führte zu der Gefahr von Schieberbrüchen.

Wenn die Kühlung des Verbrennungsraumes durch Öl, durch Übersmierung, durch Öldampf aus dem Kurbelkasten im Dauerbetriebe nicht ununterbrochen gesichert wird, so treten stets Brennstellen an Kolben oder Schiebern auf, dann Anfressen dieser Teile, schließlich Brüche der Schieber.

Schieberbrüche treten stets überraschend schnell ein. Sobald an einer einzigen Stelle der großen Schieberflächen die Schmierung versagt und wegen fehlenden Öls die Wärmeleitung zum Kühlwasser unterbrochen wird,

entsteht dort eine Brennstelle, und kurz darauf folgt der Schieberbruch.

Die Schieberbrüche erfolgten stets in gleicher Weise und an gleicher Stelle, am Übergang der für den Schieberantrieb verdickten Hülse zum dünnen Steuerungsschieber (Bild 96). Nie ist ein Bruch am Schieberantrieb selbst erfolgt.

An den Zylinderflächen ist nie ein Brennen oder ein Anfressen vorgekommen, auch wenn die Übersmierung fehlte. Diese Flächen sind eben nahe dem Kühlwasser, und ausreichende Kühlung ist dort stets gesichert. Die grundsätzlichen Mängel: teilweises Versagen der Schmierung, Anbrennen einzelner Flächen, Glühendwerden von Teilen, wachsen mit der Entfernung vom Kühlwasser und mit der nach der Zylindermitte zunehmenden Wärmestauung.

Durch sorgfältigste Behandlung ist es gelungen, auch mit dem englischen Daimler-Knight-Motor Dauerbetrieb zu erreichen. Der Motor mußte dann aber ganz auseinandergenommen und nicht bloß gereinigt, sondern wiederhergestellt werden, da die Steuerungsteile nicht mehr in gutem Zustande waren. Die Beanspruchung der Steuerungsteile wird insbesondere durch die Verkrustung der Schieber und Kolbenringe unzulässig groß.

Die Mercedes-Knight-Motoren haben den 10stündigen Dauerbetrieb mit Übersmierung stets anstandslos ausgehalten. Die Umdrehungszahl der Motoren war dabei 1600 minutlich, ein Dauerversuch würde daher einer ununterbrochenen Fahrt mit Volleistung während 7—800 km entsprechen; bei dem Versuche sind die Motoren sehr heiß geworden, aber kein Triebwerks- oder Steuerungsteil hat Schaden gelitten. Die Steuerungsteile des Motors mußten aber nachher auseinandergenommen und gründlich gereinigt werden.

Zur Schmierung der Schiebermotoren ist noch als wesentlich zu bemerken, daß eine grundsätzliche Schwierigkeit auch darin liegt, daß das Schmieröl von den Schieberflächen an den Einströmungskanälen durch das einströmende Benzingemisch nicht bloß weggeblasen, sondern auch weggewaschen wird und an dieser Einströmungsstelle daher zur Sicherstellung des Schieberlaufs besondere Vor-

kehrungen notwendig sind. Diese sind an den *Knight*-Motoren sehr sorgfältig durchgeführt, ihre Erörterung würde aber hier zu weit führen.

Mit der erwähnten schlechten Wärmeleitung durch die Doppelschieber hindurch und mit dem Auftreten von *Brennstellen* an allen Flächen, die auch nur vorübergehend ölfrei sind, stimmen auch die Erfahrungen des Großgasmaschinenbetriebs überein:

Zylinder von Großgasmaschinen werden zur Verbesserung der Zylinderlauffläche mit besonderen Laufbüchsen versehen, die in die Zylinder eingepaßt werden. Eine schwierige Arbeit, die nur bei sorgfältigster Ausführung gelingt. Diese Laufbüchsen müssen aus den gleichen Gründen wie die Rohrschieber der *Knight*-Steuerung so dünn als möglich ausgeführt werden, damit die Wärmeableitung ins Kühlwasser möglichst erleichtert wird. Überall dort, wo durch einen Ungenauigkeitspielraum oder durch einen Fremdkörper zwischen Laufbüchse und Zylinder eine wenn auch nur kleine Fuge entsteht, wird die Wärmeübertragung durch die metallische Leitung gestört, und es entstehen *Brandflecken*.

Die erwähnten Verhältnisse der Wärmeableitung sind grundsätzlicher Art. Es können in dieser Richtung Schlußfolgerungen für alle Motoren gezogen werden; hier mögen einige Bemerkungen über Schnellläufer Platz finden.

*Schnellläufer* verlangen, zur Verhütung von Wärmestauungen, außer weitgehendster Verminderung der Zylinderwandstärken auch Verkleinerung der Kolbendurchmesser und Vergrößerung des Kolbenhubs. Kolben von wesentlich mehr als 100 mm Durchmesser bringen bei hohen Drehzahlen die Gefahr der Wärmestauung im Zylinderinnern, da das Zylindervolumen kubisch mit dem Zylinderdurchmesser wächst, die kühlende Oberfläche aber nur quadratisch. Bei Motoren mit großem Zylinderdurchmesser ist die Wärme vom Kolbenboden bei raschem Lauf nicht rechtzeitig herauszubringen, oder die Wärmeleitung kann nur durch *Ölverdampfung* bei *Überschmierung* erreicht werden. Sonst ist *Selbstzündung* des Gemisches am Kolbenboden beim Ansaugen, knallender Gang und Betriebsunsicherheit die Folge.

Hiermit steht auch in Zusammenhang, daß mehrere erfolgreiche *Ren-*



motoren besonders langhubig sind bzw. nur mit qualmendem Gang betrieben werden können.

Auch für Flugmotoren sind die erörterten Verhältnisse von großer Wichtigkeit; sie erklären genügend, daß nur wenige Konstrukteure auf hohe Drehzahlen einzugehen geneigt sind. Auch Flugmotoren müssen für große Leistungen aus den gleichen Gründen langhubig oder mit großer Zylinderzahl gebaut werden.

Über alle diese wesentlichen Beziehungen wären gründliche Vergleichsversuche zur vollständigen Klärung der Grundlagen dringend notwendig. Anfänge hierzu sind bisher am mangelnden Entgegenkommen der Interessenten gescheitert.

Im Gegensatz zu den angegebenen Schwierigkeiten, welche die unvermeidliche Wärmestauung der Schiebermotoren bereitet, ist hervorzuheben:

Ventilmotoren leiten ohne Zwangsmittel genügend Wärme ab. Die Wärme kann unbehindert durch die Zylinderwände in das Kühlwasser abfließen. Überschmierung ist entbehrlich. Die normale Schmierung kann allen Forderungen des Dauerbetriebes unter Volleistung entsprechen, weil alle Mittel für die Wärmeableitung nutzbar gemacht werden können, solange der Kolbendurchmesser und damit die Entfernung vom Kühlwasser nicht zu groß ist.

Während des Dauerbetriebes des alten Adler-Motors z. B. sind keine Störungen vorgekommen. Nach 10 stündigem Betriebe mit Volleistung brauchte nichts auseinandergenommen oder gereinigt zu werden. Nach Ölerneuerung, ohne weiterer Reinigung zu bedürfen, war der Motor unverändert wieder für Dauerbetrieb bereit, obwohl er schon bei vielen Laboratoriumsversuchen gründlichst geschunden worden war. Kolben und Steuerungsteile waren nach allen Dauerversuchen frei von Störungen, starken Verkrustungen und Verbrennungsrückständen. Alles das ist nur Folge richtiger Wärmeableitung und richtiger Schmierung des Ventilmotors. Denn die Einzelheiten des Triebwerks sind an einer solchen alten Maschine selbstverständlich nicht so vollkommen wie bei neuen Motoren.

Die empfindliche Abhängigkeit der Schiebermotoren vom Schmierzustande der wärmeleitenden großen Schieberflächen ist eine große Gefahr.

Bei unzureichender oder fehlender Schmierung nimmt die Wärmestauung zu, und die mechanischen Störungen folgen unmittelbar nach: Anbrennen und Anfressen der Schieber, Abreißen der Schieberhülsen. Ebenso ist der Kolbenboden, der am weitesten von der Kühlstelle entfernt ist, vom Schmierzustande und der Kühlwirkung durch Öldampf vollständig abhängig und damit die Gefahr des Glühendwerdens des Kolbens vorhanden.

Richtig gebaute Ventilmotoren besitzen keinen dieser Mängel, bedürfen keines besonderen Kühlmittels und keiner Überschmierung. Brennstellen an Steuerungsteilen können bei ihnen stets verhütet werden. Festfressen von Kolbenringen kann bei normaler Schmierung nicht vorkommen.

Ventilmotoren sind hinsichtlich Betriebssicherheit im Dauerlauf unter Volleistung den Schiebermotoren weit überlegen.

Die Reinigung der Ventilmotoren und ihrer Steuerung ist viel einfacher als bei Schiebermotoren; sie ist zudem nur selten notwendig und kann von jedem Fahrer selbst besorgt werden.

Schiebermotoren müssen wegen der erwähnten Verkrustungen oft gereinigt werden. Die Wiederinstandsetzung und Instandhaltung ist viel mühsamer als bei Ventilmotoren und erfordert viel Erfahrung.

Die englischen Knight-Motoren sind im Dauerbetrieb unter Vollast im Vergleich zu den deutschen Schiebermotoren nicht betriebssicher. Die Betriebsbrauchbarkeit wird nur erreicht, indem die Höchstleistung absichtlich beschränkt wird. Die deutschen Knight-Motoren mit ihrer zusätzlichen Überschmierung dagegen sind vollständig betriebssicher.

Kriegsbrauchbar sind diese Schiebermotoren aber in keinem Falle. Zunächst deshalb nicht, weil die Betriebssicherheit von Hauptteilen des Motors vom Zustande der Überschmierung abhängt, und weil die unerläßliche Überschmierung Verkrustung der Kolbenringe und Schieber bewirkt. Weiter aber, weil die Instandhaltung und die Auswechslung der Schieber schwierig ist.

Als kriegsbrauchbar kann derjenige Motor bezeichnet werden:

der unbeschränkten Dauerbetrieb unter Höchstleistung mit den verfügbaren Betriebsstoffen störungsfrei zuläßt, bei dem keine Teile gefährdet

werden, auch wenn der Motor mit wenig Sorgfalt behandelt wird, und der durch eigene Kräfte und Mittel des Benutzers instandgesetzt werden kann.

Die englischen Knight-Motoren erfüllen keine dieser Forderungen. Die deutschen erfüllen alle Betriebsbedingungen unter der Voraussetzung der Überschnierung; sie können aber ohne besondere Sachkunde und Sorgfalt nicht instandgehalten werden. Selbst das Einsetzen von Ersatzschiebern erfordert Übung. Ein schadhafter Schieber kann überhaupt nicht erneuert werden, sondern nur das Schieberpaar. Geübte Mechaniker werden unter den Fahrern immer seltener, und gewöhnliche Mechanikerübung reicht für richtige Schieberbehandlung nicht aus. Schieberschäden können daher zu vollständigen Betriebsstörungen führen. Ersatzschieber sind außerdem wegen ihrer geringen Wandstärke sehr empfindlich und müssen daher auch sorgfältig behandelt und gegen Druck und Stoß geschützt, vorsichtig verpackt und verstaut werden.

Die Vorteile größerer Ladefähigkeit der Knight-Motoren sind nur gegenüber den älteren Ventilmotoren vorhanden. Nur gegenüber diesen ergeben sie Leistungsverbesserung bis 12%. Gegenüber neueren Ventilmotoren sind diese Vorteile nicht vorhanden. Die verbesserten Ventilmotoren sind den Schiebermotoren sogar überlegen; sie ergeben größere Ladefähigkeit, größere Leistung und größeren volumetrischen Wirkungsgrad als die besten Schiebermotoren. Die spezifische Leistung dieser Ventilmotoren kann um 6—23% größer sein als die der Schiebermotoren.

Schließlich muß für den Vergleich noch hervorgehoben werden, daß die Herstellungskosten sowie die im normalen Betriebe für Reparaturen aufzuwendenden Kosten und auch das unvermeidliche Motorgewicht beim Schiebermotor höher sind als beim Ventilmotor.

Der Vergleich der Schieber- und der Ventilmotoren hinsichtlich der übrigen Motoreigenschaften ergibt nur Vorteile zugunsten der Ventilmotoren.

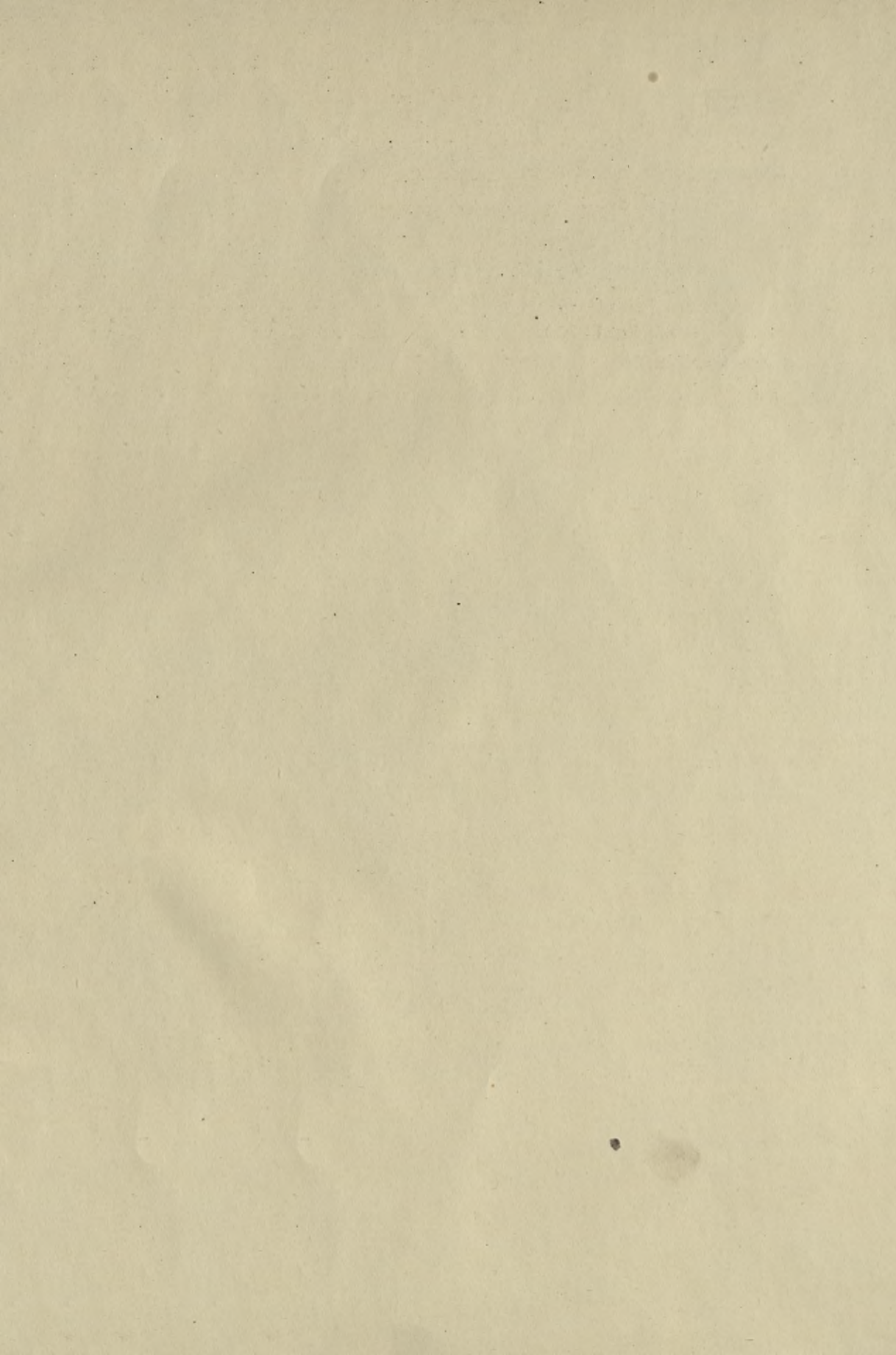
Die Verbesserungsmöglichkeiten der Schiebermotoren sind sehr gering.

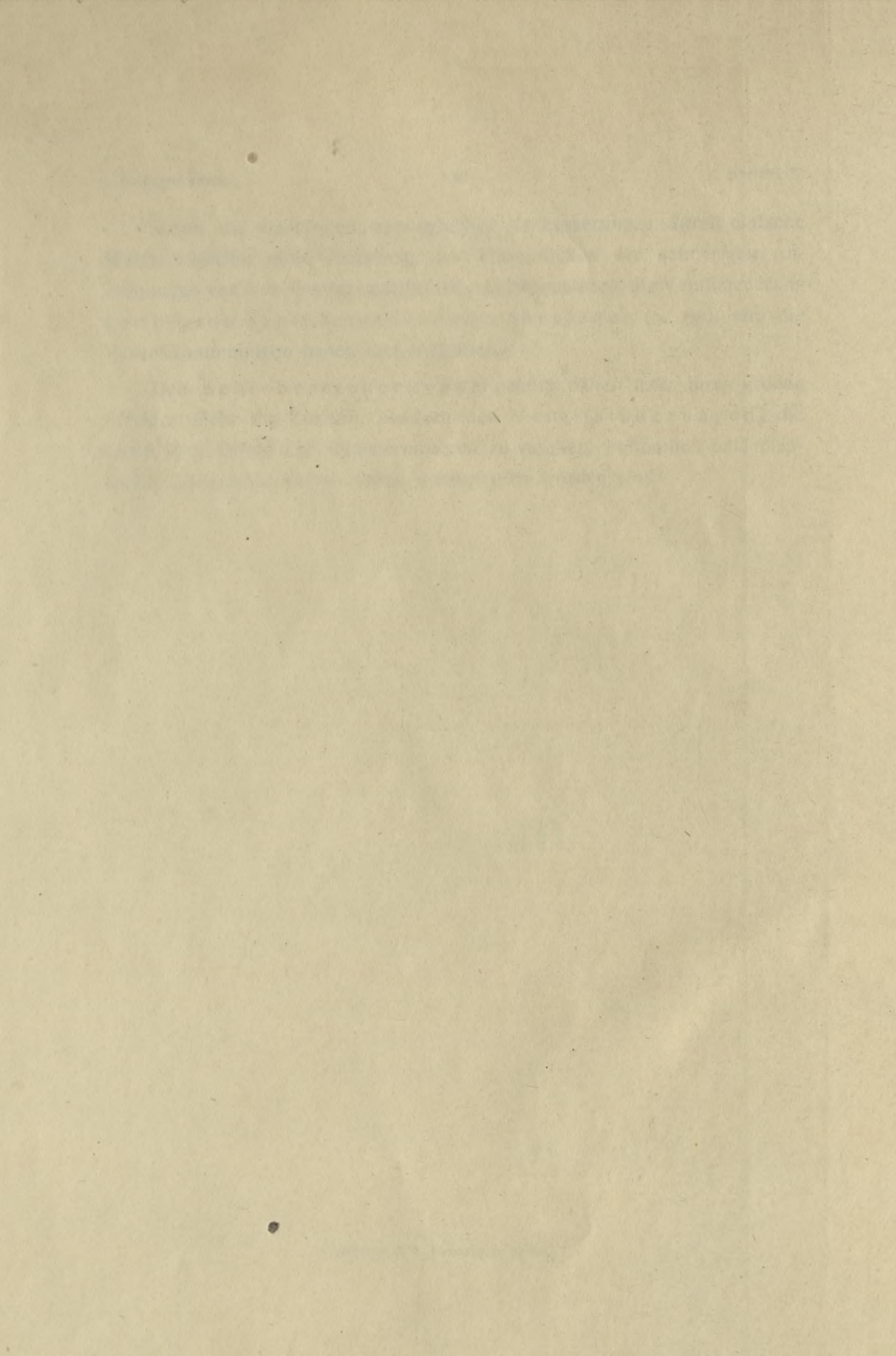
Hingegen bietet die Ventilsteuerung weitgehende Ausbildungs- und Verbesserungsmöglichkeiten.

Schon die bisherigen, sprunghaften Verbesserungen durch einfache Mittel, zunächst ohne Änderung des Wesentlichen der seitherigen Anordnungen von Ventilmotoren (Bild 68 und 69), machen die Ventilsteuerung der besten Schiebersteuerung überlegen (S. 88), und die Vervollkommnungen haben erst begonnen.

Den Schiebersteuerungen gehört daher trotz ihres großen Erfolges nicht die Zukunft, sondern den Ventilsteuerungen, die durch den Erfolg der Schiebermotoren zu rascher, hoffentlich bald planmäßig erfolgender Verbesserung wachgerufen worden sind.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW







Biblioteka Politechniki Krakowskiej



III-307388

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



III-15206

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000318197

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000298654