

1a
11

F1a 34f

4443660

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000303937

1908
77.13

Über
Triebwerk-Verluste in Kraftwagen

bray

DISSERTATION
zur
Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs.

Der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin vorgelegt am 4. April 1912

von

Dipl.-Ing. **Karl Fehrmann**
aus Potsdam.

Karl

Genehmigt am 29. November 1912.



305

F 19-394 0

X
1138

Referent: Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. **Riedler.**

Korreferent: Geheimer Regierungsrat Professor **Josse.**

Die Arbeit beruht auf Versuchen, welche vom Verfasser in den Jahren 1906 und 1907 im Auftrage des Vereins zur Beförderung des Gewerbleißes ausgeführt wurden. Der Bericht über diese Versuche ist in den Verhandlungen des genannten Vereins im Jahre 1907 veröffentlicht.

III 33712



Druck von Leonhard Simion Nf. in Berlin.

Akc. Nr.

5124/50

Zweck der vorliegenden Arbeit war, an einigen Kraftwagen verschiedener Bauart den Triebwerkverlust von der Kurbelwelle des Motors bis zu den Wagentreibrädern durch unmittelbare Messung zu ermitteln.

Das angewandte Meßverfahren besteht darin, die Maximalleistung des Antriebmotors durch Bremsung an der Kurbelwelle und darauf durch Bremsung an beiden Treibrädern des Wagens bei festgestelltem Ausgleichgetriebe zu bestimmen.

Die Differenz der Leistung stellt den gesamten Triebwerkverlust innerhalb des Wagens dar, ohne Berücksichtigung des Verlustes an den vorderen Wagenrädern.

Allerdings reicht das gewählte Prüfungsverfahren nicht aus, die Triebwerkverluste soweit genau zu bestimmen, daß sie in ihre Einzelbestandteile zerlegt und in ihrer Abhängigkeit von verschiedenen Arbeitsbedingungen klar erkannt werden können, anderseits aber gestatteten Zeit und Umstände eine genaue Untersuchung nicht. Die Versuche fanden im Jahre 1906 statt, als noch keinerlei Erfahrungen über die Höhe der Triebwerkverluste an Kraftwagen vorlagen. Es galt damals, in kurzer Zeit wenigstens einen ungefähren Anhalt über die Verluste an einigen Kraftwagen zu gewinnen, welche von den Fabrikanten für die Versuche oft nur auf wenige Tage zur Verfügung gestellt waren. Es war daher nicht möglich, besondere Versuchs-Einrichtungen zu schaffen, welche dem gesteckten Ziele mehr entsprochen hätten.

Vorbedingung für das gewählte Prüfungsverfahren ist, die wirkliche Maximalleistung bei Verbrennungsmotoren stets sicher zu ermitteln. Bei guten Maschinen bietet dies keine großen Schwierigkeiten, sobald man den Motor für die vergleichenden Versuche unter gleichen Bedingungen arbeiten läßt.

Um dies zu erreichen, wurde bei allen Versuchen

1. der Brennstoffverbrauch laufend gemessen, um aus der Gleichmäßigkeit des Brennstoffverbrauches die Gleichmäßigkeit des Betriebes zu überwachen,
2. die Kühlwassertemperatur auf gleicher Höhe gehalten — Zulauf-temperatur 10°C , Ablauftemperatur: beim Arbeiten mit Benzin $40\text{—}50^{\circ}\text{C}$, beim Arbeiten mit Benzol $70\text{—}80^{\circ}\text{C}$ — und bei annähernd gleichen Temperaturen im Versuchsraum gearbeitet,
3. für eine gleichmäßig reichliche Ölzufuhr gesorgt.

Die Bestimmung des Brennstoffverbrauches erfolgte durch Wägung in der Weise, daß der Brennstoffbehälter auf eine Wage gestellt und durch einen Gummischlauch mit

dem Motor verbunden wurde. Aus der Gewichtsabnahme des Behälters konnte der Brennstoffverbrauch sehr leicht und genau in wenigen Minuten bestimmt werden.

Wenn die Bauart des Fahrzeuges es gestattete, wurde die Leistung des Motors im Fahrzeugrahmen selbst gemessen. Ließ sich die Bremsvorrichtung am Motor nicht anbringen, sobald er im Fahrzeugrahmen blieb, so wurde der Motor ausgebaut und auf eine feste Unterlage gesetzt. Vergleichende Messungen zeigten, daß ein Unterschied in der Leistung des Motors im Fahrzeugrahmen oder auf der festen Unterlage nicht festzustellen waren.

Bei allen Versuchen ergab sich, daß die Leistungen der Motoren innerhalb des Meßbereiches mit wachsender Umlaufzahl zunahmen, daß aber andererseits diese Leistungszunahme nicht proportional der Kolbengeschwindigkeit bzw. Umlaufzahl erfolgte, sondern langsamer.

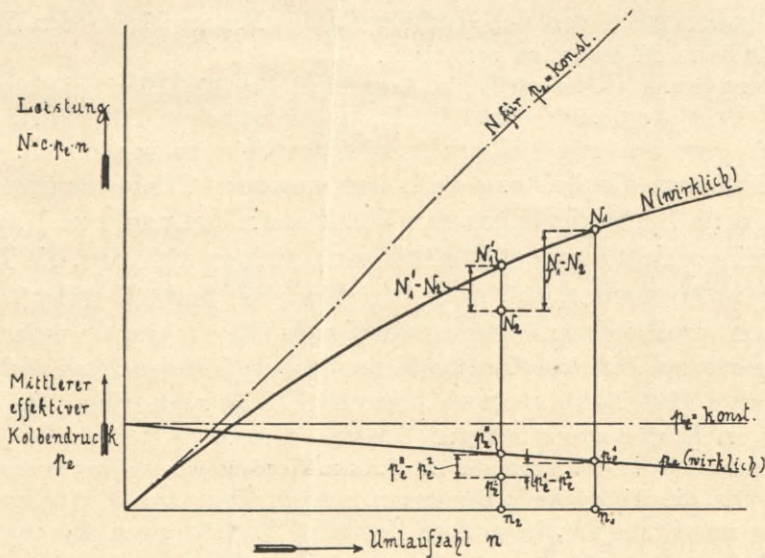


Abbildung 1.

Es nahm der mittlere Kolbendruck mit Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit ab.

Da die einzelnen Wagen für die Versuche nur je eine kurze Zeit zur Verfügung standen, so mußten die einmal gewonnenen Versuchsergebnisse der Berechnung zugrunde gelegt werden und konnten nicht beliebig ergänzt werden, auch wenn die vergleichenden Meßwerte sich nicht immer auf gleiche Kolbengeschwindigkeiten bezogen.

In derartigen Fällen ließ sich der wirkliche Verlust mit genügender Annäherung auf folgende Weise bestimmen:

Angenommen, es sei die effektive Motorenleistung durch Bremsung an der Kurbelwelle bei der größeren Umdrehungszahl n_1 ermittelt, bei Bremsung der Hinterräder indessen bei der kleineren Drehungszahl der Kurbelwelle n_2 .

In Abbildung 1 ist der Verlauf für das Wachsen der Motorenleistung bei zunehmender Umlaufzahl dargestellt, wenn der Kolbendruck $p_e = \text{const.}$ ist und in linearem Fortschreiten abnimmt. Es sei nun bei der Umlaufzahl n_1 durch Bremsung an der Kurbel-

welle die Leistung des Motors N_1 bestimmt und p_e^1 aus der Beziehung $N = c \cdot p_e \cdot n$ berechnet; dann sei bei der Motoren-Umlaufzahl n_2 durch Bremsung an den Hinterrädern die Leistung N_2 ermittelt und daraus p_e^2 berechnet.

Würde man nun als Triebwerkverlust die Differenz $N_1 - N_2$ nehmen, so ist dieser Wert zu groß, würde man dagegen $p_e^1 - p_e^2$ zurunde legen, wird das Ergebnis zu klein. Die richtigen Werte auf die Umlaufzahl n_2 bezogen sind $N'_1 - N_2$ bzw. $p_e'' - p_e^2$.

Ist nun der Verlauf der wirklichen Kurven für N und p_e nicht bekannt, so kann man den wirklichen Verlust durch die gefundenen beiden Werte $N_1 - N_2$ und $p_e^1 - p_e^2$ wenigstens in seinen äußeren Grenzen erkennen. Liegen diese hinreichend eng zusammen, so kann man, ohne einen unzulässigen Fehler zu begehen, aus beiden Werten das arithmetische Mittel als die wirkliche Höhe des Verlustes betrachten, sobald die Zunahme der Leistung bzw. die Abnahme des mittleren Kolbendruckes innerhalb der Meßgrenzen in annähernd linearem Verlauf mit der Umlaufzahl des Motors Schritt hält.

Dies ist aber bei den verhältnismäßig geringen Unterschieden, welche hier überhaupt nur in Frage kommen, der Fall.

W a g e n I.

Der Wagen besitzt eine Tragfähigkeit von 4000 kg.

Der Gesamtaufbau, das Triebwerk und der Motor sind in den Abbildungen 2 und 3 wiedergegeben.

M o t o r:

Zahl der Zylinder: 4

Kolbendurchmesser 110 mm

Hub 140 mm

Minutliche Umdrehungszahl $n_m = 800$.

Regelung der Umlaufzahl durch Fliehkraft-Regler.

Zündung: magnet-elektrisch.

Nennleistung: 28 PSe.

K o m p r e s s i o n s v e r h ä l t n i s:

$$\frac{(\text{Hubvolumen} + \text{Kompressionsraum})}{\text{Kompressionsraum}} \varepsilon = 4,65.$$

Benutzter Brennstoff: Benzin von spez. Gew. 0,705.

T r i e b w e r k:

Lager: sämtlich Kugellager mit Ausnahme der Hinterradachsen, welche in Gleitlagern laufen.

Hinterradantrieb durch Innenverzahnung.

Übersetzungsverhältnisse:

Hinterrad: Antriebbrietzeln = 1 : 4

Antriebbrietzeln: Kardanwelle = 1 : 2

Wechselgetriebe: $\frac{\text{Kardanwelle}}{\text{Kurbelwelle des Motors}}$

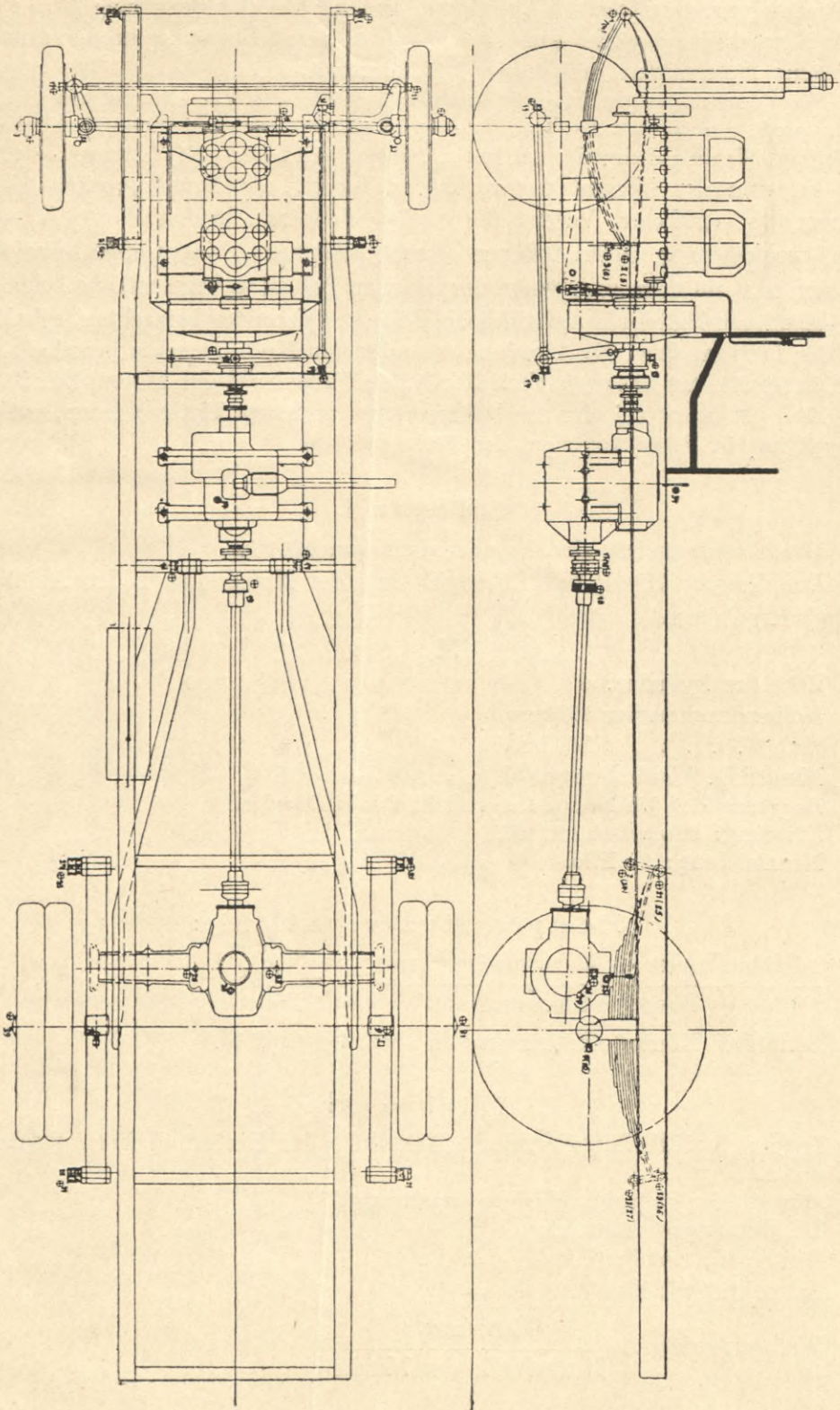


Abbildung 2,
Gesamtaufbau des Wagens 1.

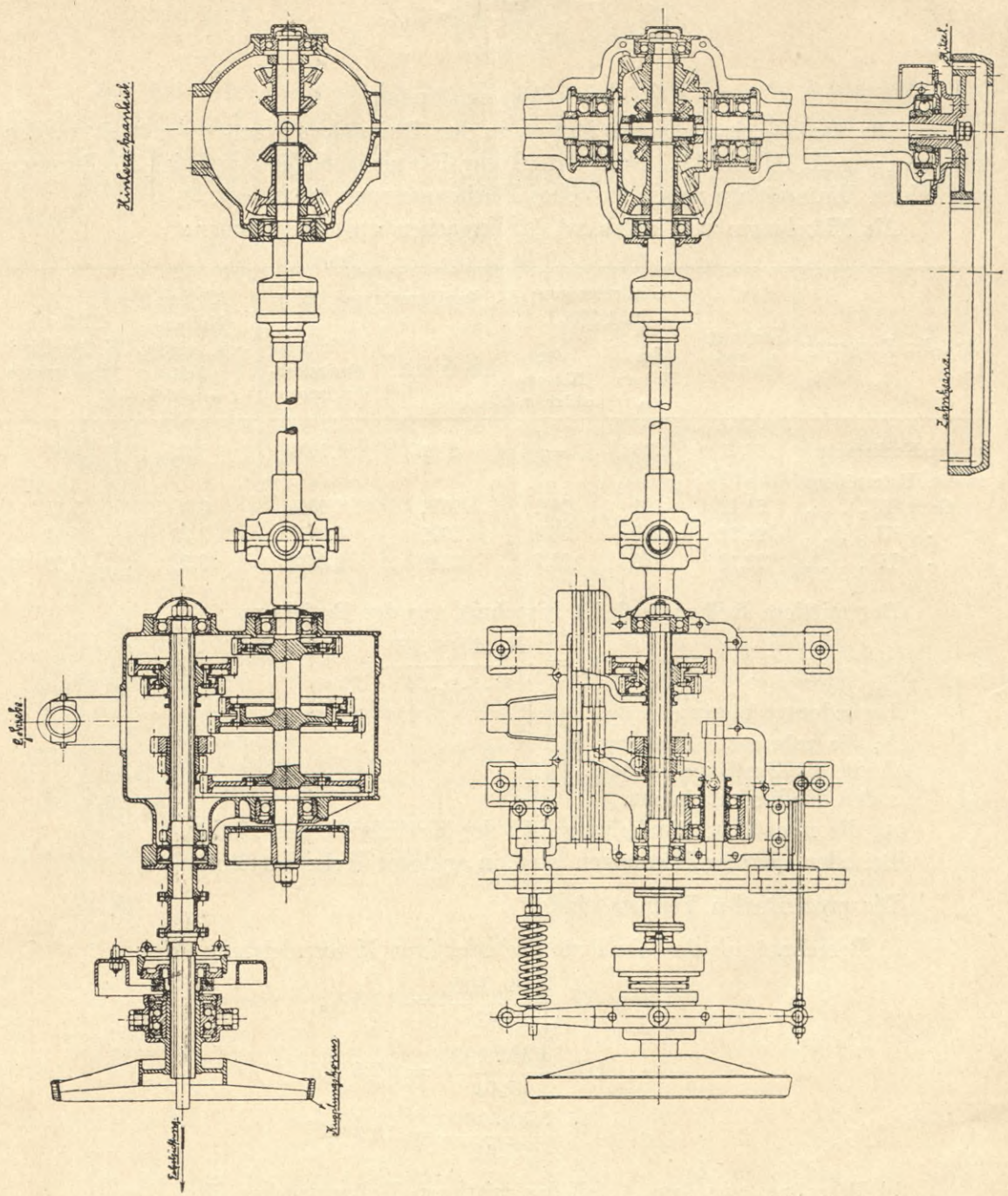


Abbildung 3. Getriebeanordnung des Wagens I.

für Gang	I (langsamster)	1 : 4
- -	II	3 : 8
- -	III	3 : 5
- -	IV (schnellster)	1 : 1

Versuchsergebnisse.

Die Maximalleistungen des Motors an den Treibrädern konnten ermittelt werden für den Gang II, III und IV. Beim Gang I war dies nicht möglich, weil sich die Bremsen auf beiden Hinterrädern wegen zu hoher Flächenpressung festfraßen.

Als Mittelwerte von insgesamt 12 Versuchen wurden gefunden:

Art der Bremsung	Leistung in PSe.	Umdrehungen in 1 Min.		Benzinverbrauch in g		Mittlere Kolben- geschwindig- keit $c = m/\text{Sek.}$	Mittlerer Kolbendruck $p_e = \text{kg/qcm}$
		des Motors n_m	der Hinter- räder n_r	für 1 Std.	für 1 l Saugehub- volumen		
an der Kurbelwelle	27,61	795	—	8041	0,0635	3,71	5,88
an den Hinterrädern							
Gang II	24,17	791	36,1	7871	0,0625	3,70	5,17
- III	24,22	799	59,9	7921	0,0622	3,73	5,13
- IV	22,19	750	93,7	7548	0,0632	3,50	5,00

Der mittlere Kolbendruck ist berechnet aus der Beziehung

$$p_e = \frac{N_e \cdot 2 \cdot 60 \cdot 75}{F \cdot s \cdot n_m \cdot 4}$$

Es bedeutet hierin:

N_e die gebremste Leistung in PSe.

F die Kolbenfläche in qcm.

s den Kolbenhub in mt.

n_m die minutliche Umdrehungszahl der Kurbelwelle des Motors.

Bei allen späteren Messungen ist p_e in analoger Weise berechnet.

Die prozentualen Verluste sind:

a) Berechnet aus der Abnahme der effektiven Motorenleistung für:

$$\text{Gang II } \frac{3,44 \cdot 100}{27,61} = 12,5 \%,$$

$$\text{- III } \frac{3,39 \cdot 100}{27,61} = 12,3 \%,$$

$$\text{- IV } \frac{5,50 \cdot 100}{27,61} = 19,9 \%.$$

b) Berechnet aus dem Abfall des mittleren Kolbendruckes für:

$$\text{Gang II } \frac{0,71 \cdot 100}{5,88} = 12,1 \%,$$

$$\begin{aligned} \text{Gang III} & \frac{0,75 \cdot 100}{5,88} = 12,8\%, \\ - \text{IV} & \frac{0,88 \cdot 100}{5,88} = 15,0\%. \end{aligned}$$

Bei den kleineren Kolbengeschwindigkeiten für Gang II und IV gegenüber der größeren Kolbengeschwindigkeit bei Bremsung der Kurbelwelle ist also in der Tat der Verlust, berechnet aus der Leistungsabnahme, der höhere Grenzwert, berechnet nach dem Abfall des mittleren Druckes der kleinere Grenzwert. Für Gang III trifft das Gegenteil zu.

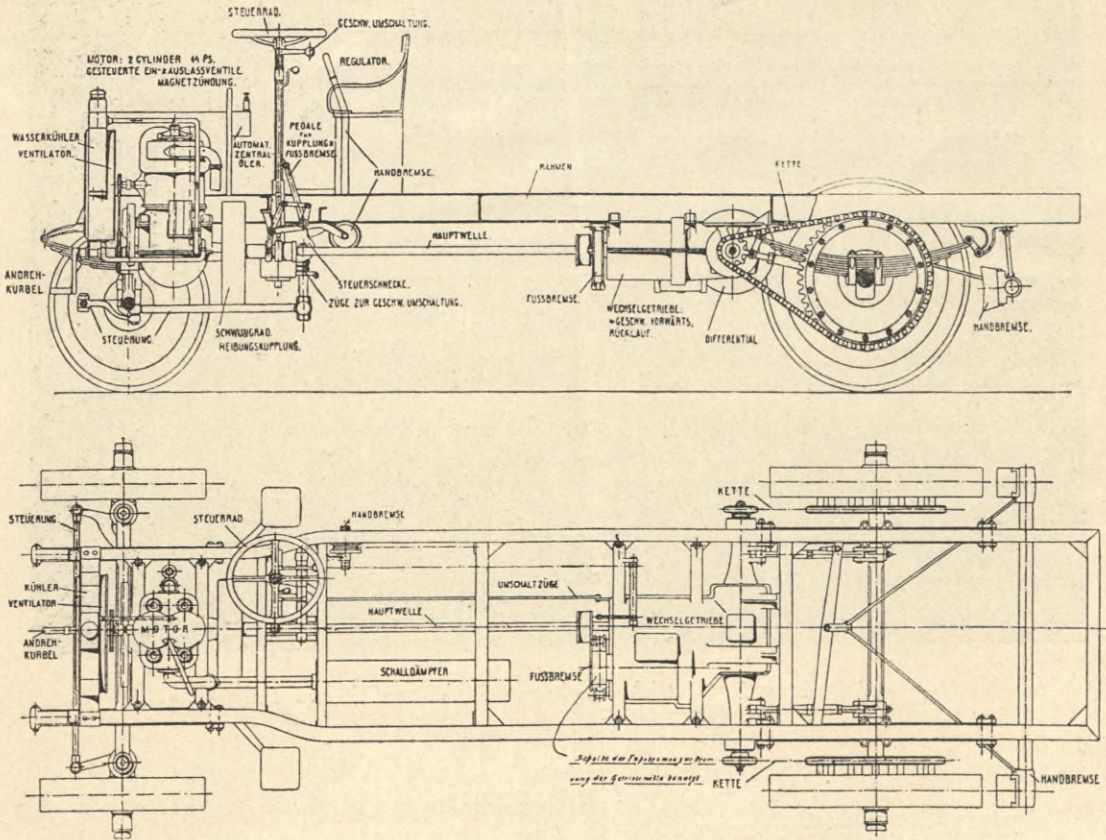


Abbildung 4. Gesamtaufbau für Wagen II und III.

Die wirklichen Verluste betragen für:

Gang II	12,3 %
- III	12,5 %
- IV	17,5 %

Es ist also der Triebwerkverlust bei der höheren Geschwindigkeitsstufe größer als bei der kleineren; d. h. bei gleicher übertragener Leistung wächst der Verlust mit der Zunahme der Umlauffzahlen der Triebwerkteile.

Dieser Punkt wird später noch näher erörtert werden.

Wagen II und III.

Die Wagen besitzen eine Tragfähigkeit von je 4000 kg.

Der Gesamtaufbau und das Triebwerk sind in den Abbildungen 4 und 5 wiedergegeben.

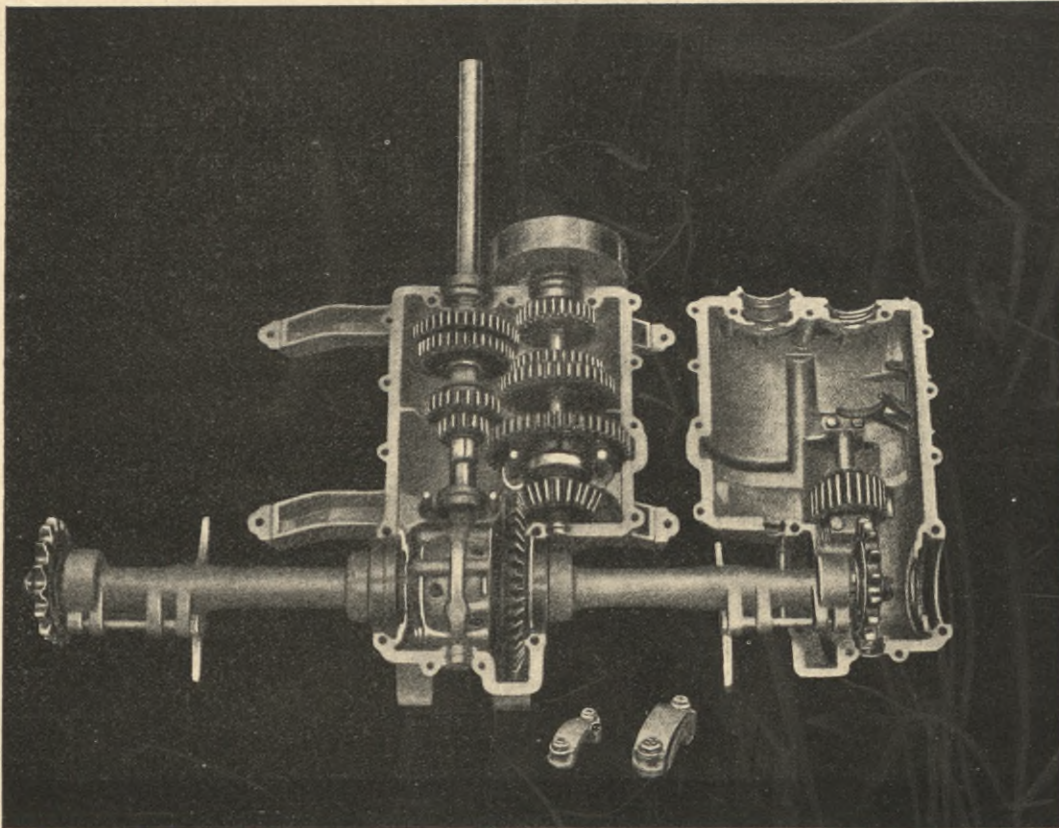


Abbildung 5. Getriebeanordnung für Wagen II und III.

Motoren:

Zahl der Zylinder: 2

Kolbendurchmesser 140 mm

Hub 170 -

Minutliche Umdrehungszahl $n_m = 650$,

Zündung: magnetelektrisch,

Nennleistung: 16—18 PSe,

Kompressionsverhältnis für beide Motoren: $\epsilon = 4,35$.

Getriebe:

Geschwindigkeits- und Ausgleichgetriebe liegen beide in einem gemeinsamen Gehäuse unmittelbar vor den Hinterrädern. Die Verbindung zwischen Motor und Ge-

schwindigkeitsgetriebe wird durch eine Reibungskupplung und eine Kardanwelle hergestellt.

Es sind vier Geschwindigkeitsstufen vorgesehen, und zwar beträgt die Übersetzung im Geschwindigkeitsgetriebe selbst

für Gang	I	6 : 32
-	II	1 : 2
-	III	43 : 44
-	IV	53 : 34

Die Kegelradübersetzung im Ausgleichgetriebe beträgt 13 : 46
 die Übersetzung von der Ausgleichswelle auf die Hinterräder 1 : 5

Sämtliche Lager des Getriebes sind als Kugellager ausgebildet, nur in den Hinterrädern sind Gleitlager vorgesehen.

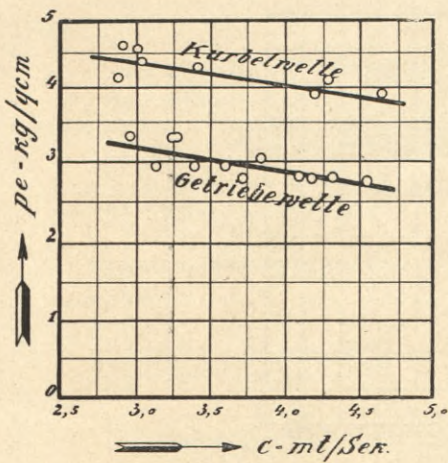


Abbildung 6.

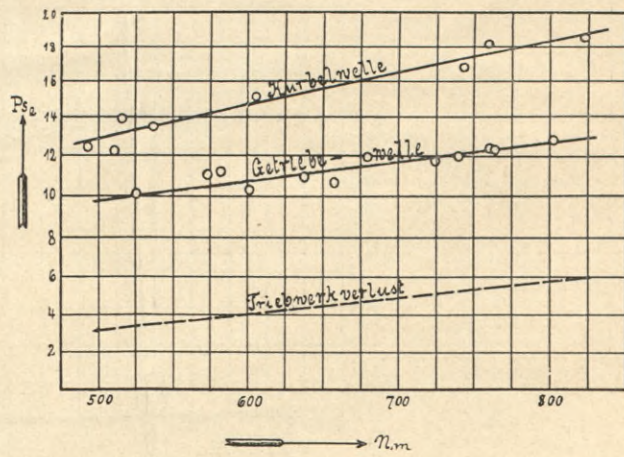


Abbildung 7.

Versuchsergebnisse.

Wagen II:

Da das Ausgleichgetriebe nicht festgestellt werden konnte, begnügte man sich mit der Bremsung der Welle des Geschwindigkeitsgetriebes, welche unmittelbar von der Kurbelwelle angetrieben wird (vgl. Abb. 4). Das Ausgleichgetriebe lief leer mit, nur die Hinterräder mit der Kette waren ausgeschaltet.

Als Brennstoffe dienten Benzin und Benzol, sowie einige Mischungen von beiden.

Alle Brennstoffe brachten den Motor auf gleiche Leistung.

Die Ergebnisse sind in die Abbildungen 6 und 7 graphisch eingetragen.

Abbildung 6 zeigt die Abhängigkeit des mittleren Kolbendruckes p_e von der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m für die Leistung des Motors, an Kurbelwelle und Getriebewelle gemessen; Abbildung 7 läßt die Zunahme der Motorenleistung und der Triebwerkverluste bei wachsender Motorumlaufzahl n_m erkennen. Der Triebwerkverlust V_t , bezogen auf die Höchstleistung des Motors an der Kurbelwelle beträgt bei den minutlichen Motorumlaufzahlen

$n_m =$	500	550	600	650	700	750	800
$V_t =$	24,4 %	25,8 %	26,5 %	28,2 %	29,1 %	29,8 %	30,7 %

Ein Unterschied im Triebwerkverlust für die verschiedenen Gangarten ließ sich hier nicht nachweisen.

Wagen III.

Als Brennstoff dienten wieder Benzin, Benzol, ferner Mischungen von beiden.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 8 eingetragen. Die Triebwerkverluste V_t zwischen Motorkurbelwelle und Hinterrädern betragen:

für Gang III bei $n_m =$	700	750	800
$V_t =$	12,3%	15,7%	19,2%
- - - IV - $n_m =$	700	750	800
$V_t =$	14,4%	17,7%	20,8%

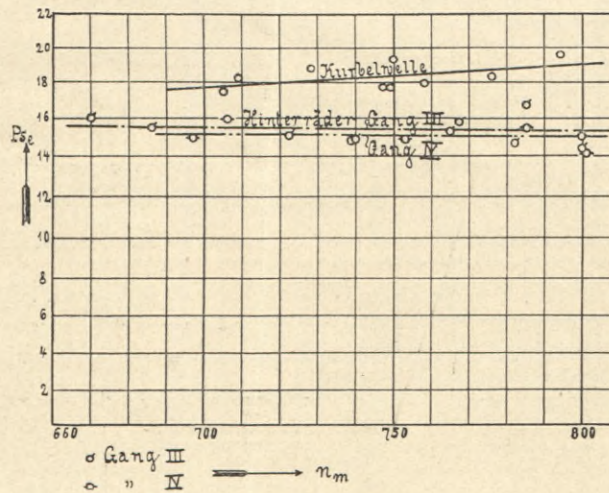


Abbildung 8.

Hier zeigt sich wieder ähnlich wie bei Wagen I eine geringe Zunahme der Verluste für die höhere Geschwindigkeitsstufe.

Die Bestimmung der Verluste für Gang I und II war wieder nicht möglich, weil die Bremsen sich infolge zu hoher Flächenpressung festfraßen.

Wagen IV.

Bauart: Leichter Personenwagen für 2 Personen.

Der Wagen besitzt als besonderes Merkmal statt des Zahnrad-Geschwindigkeitsgetriebes ein Reibradgetriebe.

Gesamtaufbau und Motor sind in den Abbildungen 9, 10 und 11 dargestellt.

Motor:

Einzylindrig stehend,

Bohrung 110 mm

Hub . 120 -

Normale Umdrehungszahl $n_m = 1000$ i. d. Min.
Nennleistung: 4—5 PSe.
Zündung: magnet-elektrisch mit Abreißvorrichtung, welche durch den Kolben selbst in Tätigkeit gesetzt wird.
Einlaßventil ungesteuert, Auslaßventil gesteuert.
Kompressionsverhältnis: $\varepsilon = 3,48$.

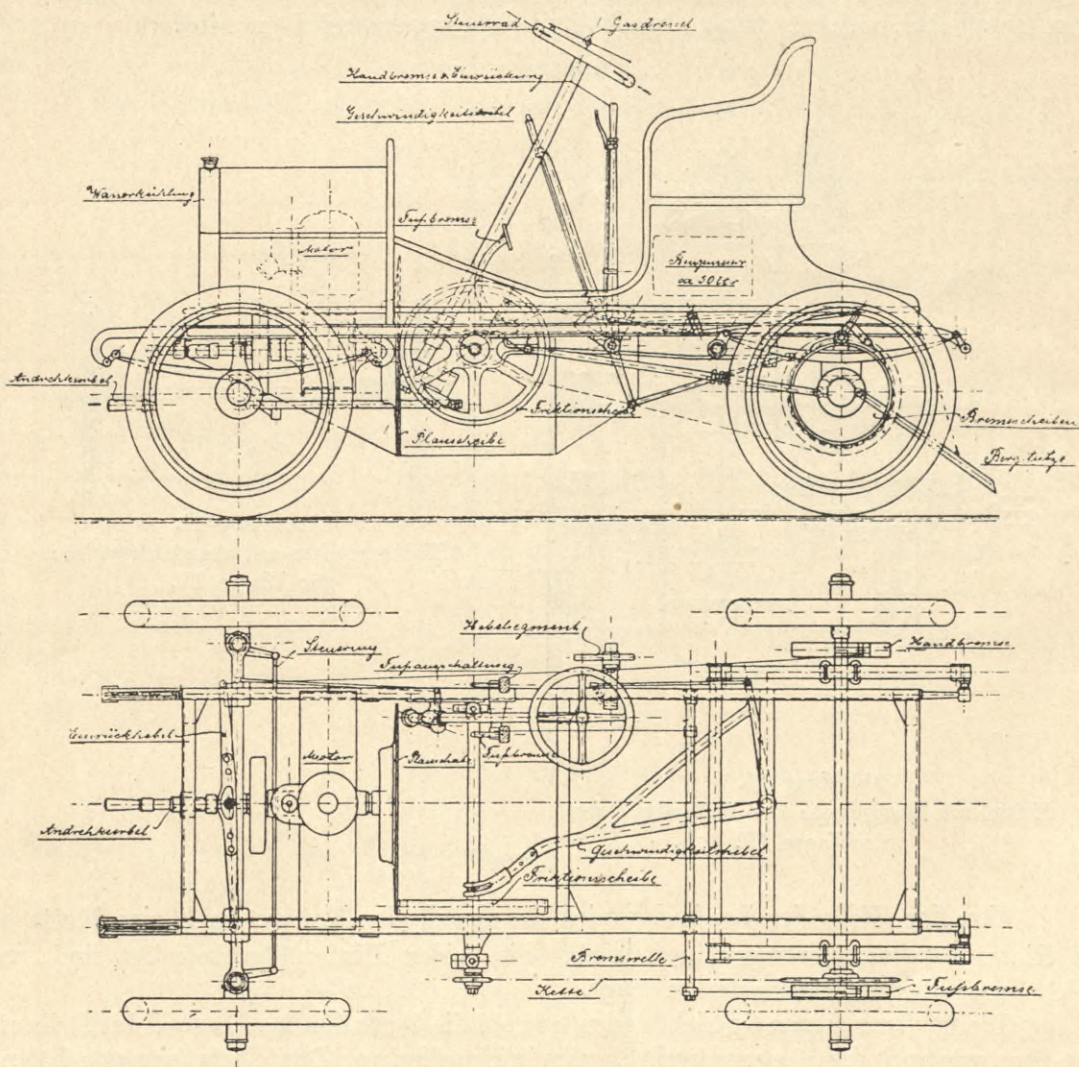


Abbildung 9. Gesamtaufbau für Wagen IV.

Getriebe:

Die Kraft des Motors wird durch ein Reibrad- und Kettengetriebe an die Hinterräder übertragen. Die Achsen des Reibradgetriebes stehen senkrecht aufeinander, und zwar sitzt eine Flachscheibe unmittelbar auf der Kurbelwelle, fliegend gelagert, während ein mit Leder gefüttertes Laufrad von 460 mm Durchmesser und 40 mm Breite parallel

zur Flachscheibe verschiebbar angeordnet ist, wodurch auch die Geschwindigkeitsabstufung erfolgt.

Da sieben verschiedene feste Einstellungen für das Laufrad vorgesehen sind, so sind auch sieben Geschwindigkeitsstufen vorhanden. Damit in dem Reibradgetriebe ein genügender Flächendruck entsteht, ist für die Kurbelwelle, auf welcher die flache Eisenscheibe sitzt, eine Druckvorrichtung angebracht, welche die Welle mit der Scheibe zugleich gegen das Laufrad drückt. Die Auspressung erfolgt vom Führerstande aus durch einen Handhebel, welcher durch eine Sperrvorrichtung festgehalten wird.

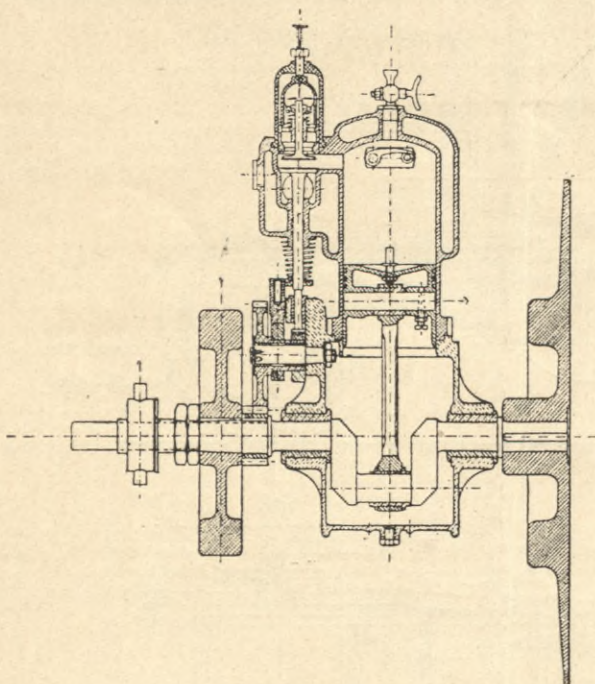


Abbildung 10.
Motor mit Flachscheibe des Reibradgetriebes
für Wagen IV.

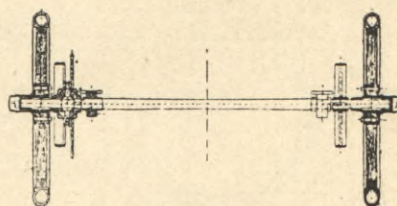


Abbildung 11.
Hinterradachse mit Ausgleichgetriebe
für Wagen IV.

Von der Welle des Laufrades wird die Arbeit des Motors durch eine Kette an die Hinterradachse übertragen, auf welcher die beiden Hinterräder befestigt sind, und welche auch das Ausgleichgetriebe trägt.

Die beiden einzigen Getriebewellen, sowohl die Welle für das Laufrad des Reibradgetriebes, wie auch die Hinterradwelle, laufen in Kugellagern. Das Übersetzungsverhältnis in dem Reibradgetriebe betrug für die verschiedenen Stellungen dieses Getriebes, welche bei der Untersuchung berücksichtigt wurden, aus der Stellung des Laufrades zur Flachscheibe berechnet:

für die 1. Stufe	1 : 0,326
- - 2. -	1 : 0,630
- - 3. -	1 : 0,935
- - 4. -	1 : 1,239

Bei dieser Berechnung ist angenommen, daß für die Umlaufzahl des Laufrades der Abstand der Mittellinie der Lederfütterung von der Mitte der Flachscheibe maßgebend ist. Aus der genauen gleichzeitigen Ermittlung der Umlaufzahlen für die Kurbelwelle bzw. Flachscheibe und das Laufrad ergab sich indessen, daß das Laufrad teilweise langsamer und teilweise schneller lief, als nach der Berechnung zu erwarten war. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Führung des Laufrades eine gewisse achsiale Verschiebung desselben zuließ und die Breite der Lederausfütterung von 40 mm schon bei geringen Veränderungen des Neigungswinkels der Laufradachse und der Kurbelwelle die Lage der Resultierenden für die Flächenpressung verändern mußte.

Die Übersetzung zwischen Laufradachse und Hinterradwelle beträgt 9 : 2.

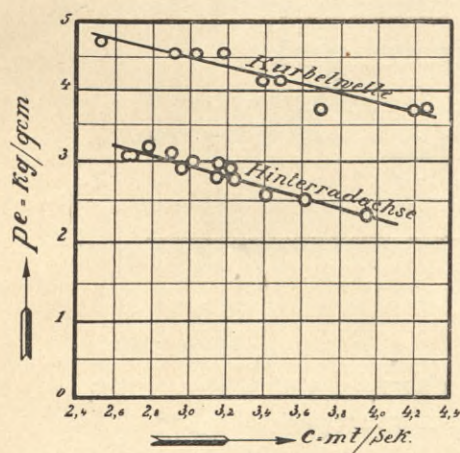


Abbildung 12.

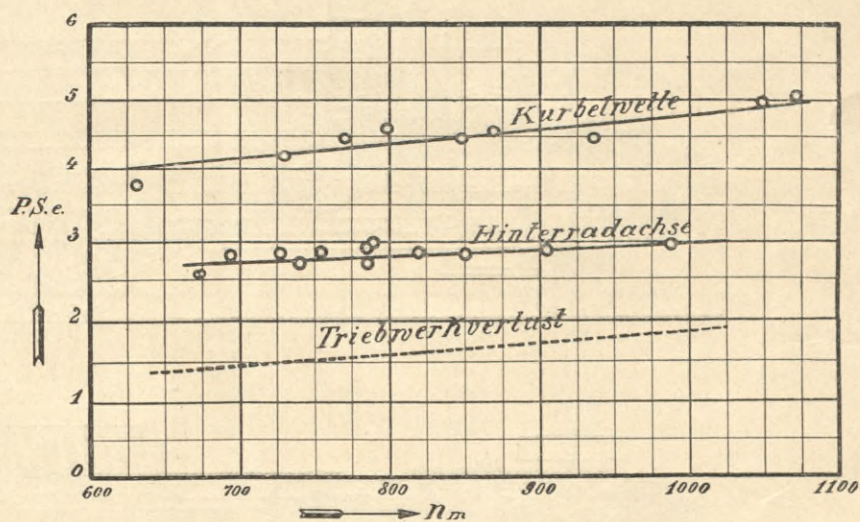


Abbildung 13.

Versuchsergebnisse.

Die Ergebnisse für die Bremsung der Kurbelwelle und der Hinterradachse sind in die Abbildungen 12 und 13 eingetragen.

Als Brennstoff diente Benzin.

Der Gesamt-Triebwerkverlust V_t ist:

bei $n_m =$	700	800	900	1000
$V_t =$	34,3 %	36,2 %	37,3 %	38,0 %

Ein Unterschied des Verlustes für verschiedene Einstellungen des Reibradgetriebes konnte nicht ermittelt werden.

Wagen V.

Der Wagen besitzt eine Tragfähigkeit von 5000 kg und soll auf einem Anhängerwagen noch weitere 2500 kg Nutzlast fortschaffen.

Er weicht von den vorhergehenden Wagen dadurch wesentlich ab, daß sämtliche Triebwerkklager ausschließlich aus Gleitlagern mit einfacher Dochtschmierung bestehen.

Den Gesamtaufbau zeigt Abbildung 14.

Motor:

Einzyllindrig liegend

Bohrung 250 mm

Hub 250 mm

Normale Umdrehungen $n_m = 400$ i. d. Min.

Nennleistung 24 PSe.

Zündung: magnet-elektrisch mit Abreißvorrichtung

Kompressionsverhältnis = 3,63.

Beide Ventile gesteuert.

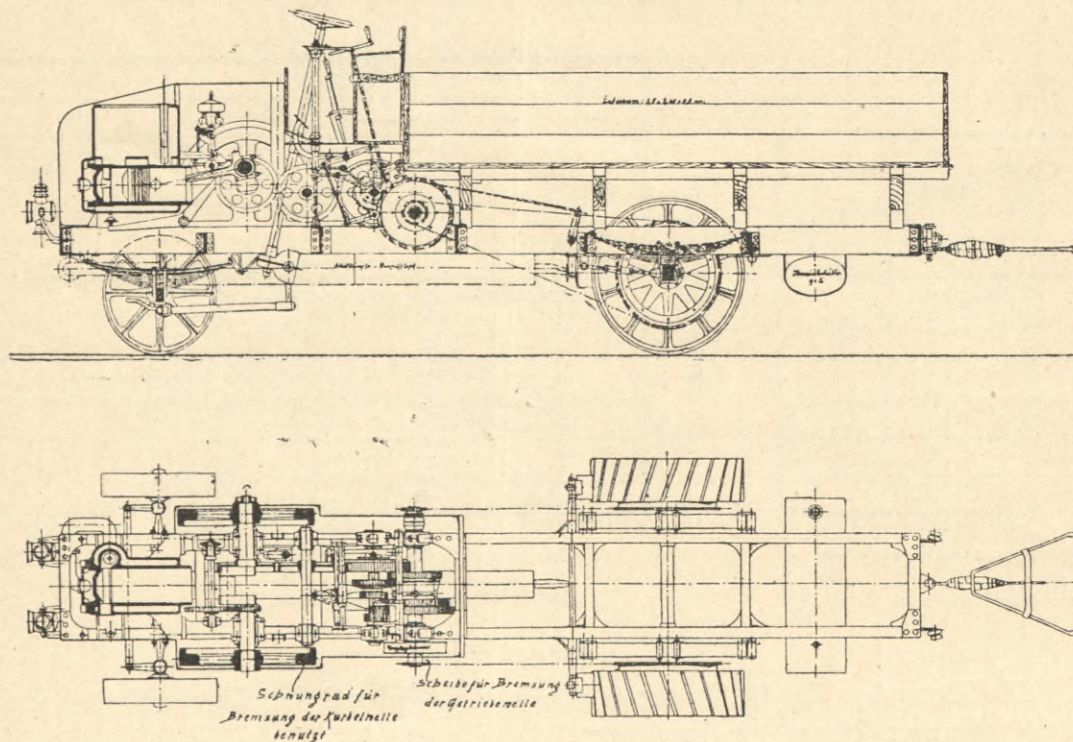


Abbildung 14. Wagen V.

Getriebe:

Die Arbeit des Motors wird durch Zahnrad- und Kettengetriebe auf die Hinterräder gemäß Abb. 14 übertragen. Von einem unmittelbar auf der Kurbelwelle sitzenden Stirnrade wird durch ein besonderes Zahnradvorgelege eine parallel zur Kurbelwelle gelagerte Achse angetrieben, welche eine Reibungskupplung und drei Zahnräder zum Wechseln der Geschwindigkeit besitzt.

Die das Geschwindigkeitsgetriebe ergänzenden anderen Zahnräder sitzen auf der Ausgleichwelle. Von dieser wird durch verhältnismäßig lange Ketten die Kraft an die Hinterräder übertragen. Die Übersetzung von der Kurbelwelle auf die Welle des Geschwindigkeitsgetriebes, welche die Reibungskupplung trägt, beträgt 5 : 6.

Im Geschwindigkeitsgetriebe ist die Übersetzung:

für Gang I 7 : 31
 - - II 21 : 55
 - - III 33 : 43

Die Übersetzung von der Ausgleichwelle auf die Hinterräder ist 47 : 10.

Versuchsergebnisse.

Die Leistung des Motors wurde ermittelt an der Kurbelwelle, der zweiten Welle des Geschwindigkeitsgetriebes (vgl. Abb. 14) und den Hinterrädern. Als Brennstoff diente Benzin.

Die Mittelwerte der Ergebnisse aus insgesamt 32 Versuchen sind in der nachstehenden Zusammenstellung enthalten:

Art des Versuchs	Leistung in PSe.	Umdrehungen in 1 Minute			Brennstoff- verbrauch für 1 l Saugehub- volumen in g	Mittlere Kolben- geschwin- digkeit $c =$ m/Sek.	Mittlerer Kolben- druck $p_e =$ kg/qcm
		des Motors n_m	der Getriebe- welle n_g	der Hinter- räder n_r			
Bremung der Kurbelwelle .	26,50	393	—	—	0,0640	3,27	4,94
Bremung der Getriebewelle	19,74	391	250	—	0,0670	3,26	3,71
Bremung der { Gang III. . .	18,34	363	—	49,3	0,0648	3,02	3,71
Hinterräder { - II. . .	17,18	367	—	24,8	0,0624	3,06	3,43

Die Triebwerkverluste betragen danach:

1. Von der Kurbelwelle bis zur zweiten Welle des Geschwindigkeitsgetriebes:

a) berechnet aus der Abnahme der Motorenleistung:

$$\frac{6,76 \cdot 100}{26,5} = 25,5\%$$

b) berechnet aus dem Abfall von p_e :

$$\frac{1,23 \cdot 100}{4,94} = 24,9\%$$

Mittelwert 25,2 %.

2. Von der Kurbelwelle bis zu den Hinterrädern:

a) berechnet aus der Abnahme der Motorenleistung für Gang III:

$$\frac{8,16 \cdot 100}{26,5} = 30,8\%$$

für Gang II: $\frac{9,32 \cdot 100}{26,5} = 35,2\%$

b) berechnet aus dem Abfall von p_e für Gang III:

$$\frac{1,23 \cdot 100}{4,94} = 24,9\%$$

für Gang II: $\frac{1,51 \cdot 100}{4,94} = 30,6\%$.

Mittelwerte: für Gang III 27,9 %
 - - II 32,9 %

Hier zeigt sich im Gegensatz zu den übrigen Versuchen, daß die Verluste mit Zunahme der Geschwindigkeiten in den Triebwerksteilen kleiner werden, wenigstens soweit der Vergleich zwischen Gang II und Gang III in Betracht kommt.

Zusammenfassung der Ergebnisse.

Die nachstehende Zusammenstellung enthält eine Übersicht der Triebwerkverluste für alle geprüften Wagen.

Nummer des Wagens	Geschwindigkeitsgang	Minutliche Umlaufzahl des Motors	Triebwerksverlust von der Kurbelwelle bis	
			zur gebremsten Getriebewelle %	zu den Wagentreibrädern %
I	II	750 bis 799	—	12,3
	III		—	12,5
	IV		—	17,5
II	II bis IV	650	28,2	—
III	III	750	—	15,7
	IV		—	17,7
IV	—	800	—	36,2
V	II	363 bis 393	—	32,9
	III		25,2	27,9

1. Die Verluste am Wagen I und III sind annähernd gleich groß, an sich aber klein. Beide Wagen haben die gleiche Zahl der Triebwerkteile, sie unterscheiden sich hauptsächlich durch den Hinterradantrieb. Dieser besteht beim Wagen I aus einem Zahnradgetriebe mit Innenverzahnung, beim Wagen III aus einem Kettengetriebe.

Beide Wagen waren erst wenig gefahren.

2. Bemerkenswert ist der größere Triebwerksverlust des Wagens II gegen Wagen III, welche in ihrer Bauart völlig übereinstimmen.

Die Ursache liegt darin begründet, daß Wagen II bereits 9 Monate in gebirgiger Gegend unter ungünstigen Bedingungen im Gebrauch gewesen und beträchtlich abgenutzt war. Daß er sich in einem schlechteren Betriebszustand befand als Wagen III geht schon daraus hervor, daß sein Motor nicht die gleich hohen Leistungen an der Kurbelwelle erzielte als der Motor des Wagens III.

3. Da es sich bei Wagen II um ein ziemlich abgenutztes Fahrzeug handelt, so kann es an sich zum Vergleich mit andern neuen Wagen nicht herangezogen werden.

Aus den Messungen für Wagen I und III ergibt sich ferner, daß bei den höheren Gangstufen die Verluste um 5 bzw. 2% höher sind als bei den niederen Gangstufen.

4. Bei den Wagen II, III und IV konnte nachgewiesen werden, daß die Trieb-

werkverluste in annähernd linearer Gesetzmäßigkeit mit wachsender Umlaufzahl des Motors größer werden.

5. Für Wagen IV wurde ein um das Zwei- bis Dreifache höherer Triebwerkverlust gefunden als für Wagen I und III. Dies beweist, daß das an sich einfachere Reibradgetriebe der Zahnradübertragung in bezug auf die Reibungsverluste ganz bedeutend nachsteht.

Als besonders nachteilig kommt für Wagen IV der Umstand in Betracht, daß der Antrieb durch einen Motor mit nur einem Zylinder erfolgt. Die Ungleichförmigkeit des Ganges muß die Gefahr des Gleitens im Reibradgetriebe erhöhen.

6. Die Verluste im Wagen V sind rund doppelt so groß als an den Wagen I und III. Hierbei ist zu beachten, daß Wagen V ausschließlich mit Gleitlagern ausgerüstet ist.

7. Im Gegensatz zu den Wagen I und III zeigt sich aber am Wagen V, daß die Verluste bei der höheren Gangstufe III um 5% kleiner sind als bei der Gangstufe II.

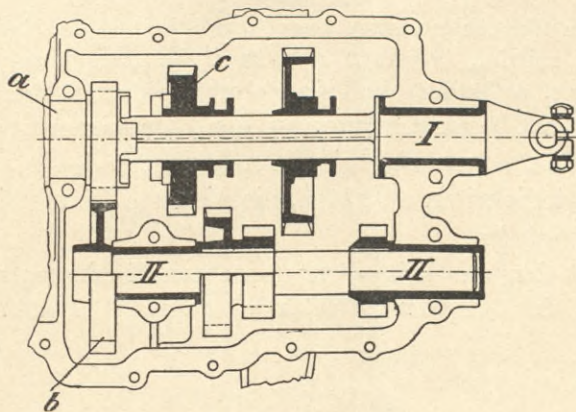


Abbildung 15

Vergleich mit fremden Untersuchungen.

Zu 1. Aus den Veröffentlichungen von Riedler, „Wissenschaftliche Automobil-Wertung“ ist bekannt, daß die Triebwerkverluste für gute Personen- und Rennwagen gering sind. Sie bewegen sich zwischen 12 und 16% der effektiven Motorenleistung. Die Wagen I und III weisen annähernd gleich hohe Triebwerkverluste auf.

Zu 5. Daß Reibradgetriebe größere Verluste ergeben als Zahnradgetriebe ist hinreichend bekannt. Nach mitgeteilten Versuchen¹⁾ betrug der Wirkungsgrad eines Reibradgetriebes mit senkrecht aufeinander stehenden Achsen etwa 71 bis 73%.

Zu 7. In Nr. 19 des „American Machinist“ vom 25. Mai 1907 sind die Ergebnisse über die Bestimmung des Wirkungsgrades eines Kraftwagen-Getriebes, bei welchem ausschließlich Gleitlager vorgesehen sind, mitgeteilt.

Das gesamte Getriebe (s. Abb. 15) ist in einem geschlossenen Gehäuse untergebracht und besteht aus zwei parallel gelagerten Wellen. Der Antrieb erfolgt durch ein auf der Welle I lose gelagertes Stirnrad *a*, welches die Kraft zunächst an ein mit der

¹⁾ Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 1362.

Welle II fest verbundenes Stirnrad *b* abgibt, von hier aus wird durch zwei weitere Stirnradpaare die Kraft in verschiedenen Geschwindigkeitsstufen auf die erste Welle selbst übertragen, auf welcher die Zahnräder verschiebbar aufgekeilt sind. Die höchste, dritte Geschwindigkeitsstufe erfolgt durch eine Klauenverkupplung eines verschiebbar aufgekeilten Zahnrades *c* der ersten Welle mit dem lose geführten Antriebrad *a*.

Die Messungen, so weit sie für den vorliegenden Fall von Interesse sind, ergaben für die höchsten Belastungen folgende Wirkungsgrade des Getriebes:

	Geschwindigkeitsstufe		
	schnellste (3)	mittlere (2)	langsamste (1)
Effektive Motorenleistung, PSe.	12,55	12,55	12,55
Leistung von der Getriebewelle abgegeben, PSe.	11,34	11,00	10,60
Wirkungsgrad %	90,4	87,6	84,5

Abgesehen von der schnellsten Geschwindigkeitsstufe, bei welcher die zweite Getriebewelle nur leer mitlief, befanden sich zwei Zahnradpaare und vier Lager unter Belastung in Bewegung, außerdem lief ein Zahnrad für den Rückwärtsgang leer mit.

Hier zeigt sich die Übereinstimmung mit den Ergebnissen an Wagen V dahingehend, daß für die höheren Übersetzungen, bei denen geringere Lager und Zahndrucke, aber höhere Umfangsgeschwindigkeiten auftreten, die Verluste kleiner sind, als bei den langsamen Geschwindigkeitsstufen.

Dies steht mit den an Gleitlagern gemachten Erfahrungen, daß bei geringerer Lagerpressung infolge des besseren Ölzustandes geringere Reibungsverluste eintreten, wohl im Einklang.



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



33712

L. inw.

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000303937