

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inv.

15599

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



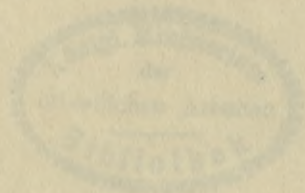
100000301471

ÜBER GRUNDLAGEN FÜR DEN BAU VON KRAFTWAGEN

Dipl.-Ing. HOFMANN

Verwaltungsbeamter a. D.

Von der Technischen Hochschule
Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig
zur Erlangung der Würde eines Doktors-Ingenieurs
abgelehnt



BERLIN, 1913

RICHARD CARL SCHMIDT & CO.

W. M. Lützowstraße 14

Verlag von R. Schmidt, 14, W. M. Lützow-
straße 14, Berlin, S. W. 61, Postfach 7.
Druckerei: "Neue Berliner Druckerei",
W. M. Lützowstraße 14, Berlin.

Verlag von R. Schmidt, 14, W. M. Lützow-
straße 14, Berlin, S. W. 61, Postfach 7.
Druckerei: "Neue Berliner Druckerei",
W. M. Lützowstraße 14, Berlin.

518

152/100 ÜBER GRUNDLAGEN FÜR DEN BAU VON KRAFT-WAGEN

von

Dipl.-Ing. HOFMANN

Regierungsbaumeister a. D.

Von der Herzoglichen Technischen Hochschule

Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte Dissertation

167
11/12
Referent: Geh. Hofrat Professor Dr.-Ing. R. Schöttler

Korreferent: Professor Hermann Franke

Eingereicht am 17. November 1910



BERLIN :: 1912

RICHARD CARL SCHMIDT & CO.

W. 62, Lutherstraße 14

Paris: Haar & Steinert, 21 Rue Jacob.

Mailand: U. Hoepli, Corso Vitt. Eman. 37.

St. Petersburg: Indust. & Handelsges.

M. O. Wolff, Newsky Prosp. 13.

London: D. Nutt W. C. 57—59, Long Acre.

New York: E. Steiger & Co., 25 Park Place.

Buenos Aires: Casa Jakobo Peuser, St. Martin, Esq. Caugallo.

F. 12
36.

xxx
402
10

Inhalt.

	Seite
I. Äußere Einflüsse, allgemeine Anforderungen	5
II. Die verschiedenen Betriebsarten und die Gründe, welche zur heutigen Normal-Anordnung führten	16
III. Die am Fahrzeug wirkenden Kräfte und deren Reaktionen .	27
IV. Art der Aufnahme der wirkenden Kräfte und deren Reaktionen in den wichtigsten Konstruktionsteilen	46
V. Unvollkommenheiten der heutigen Bauart, Bestrebungen und Aussichten für deren Beseitigung	76

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

III 15599

Alc. Nr. 2806/49

I. Außere Einflüsse und allgemeine Anforderungen.

Was unter einem Kraftfahrzeug zu verstehen ist, dafür gibt das Gesetz über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen nachstehende Definition:

„Als Kraftfahrzeuge im Sinne des Gesetzes gelten Wagen oder Fahrräder, welche durch Maschinenkraft bewegt werden, ohne an Bahn-
gleise gebunden zu sein.“

Im vorliegenden Falle soll die Betrachtung nur für Kraftwagen durchgeführt werden. Die Anforderungen, welche für die konstruktive Ausbildung zu stellen sind, werden einerseits bedingt durch das Mitführen der Antriebskraft auf dem Fahrzeug selbst, also dadurch, daß keine äußere ziehende Kraft auf das Fahrzeug einwirkt, wie es z. B. bei Pferdefahrzeugen der Fall ist, andererseits durch die Wahl einer Naturkraft oder Maschinenkraft, wie sie im Gesetz genannt wird, als Triebkraft.

Schon im Altertum zur Zeit der Ägypter findet sich das Bestreben, Fahrzeuge zu schaffen, welche sich ohne eine äußere Zugkraft, also vermittels eines Antriebes, welcher auf dem Wagen selbst untergebracht war, fortbewegten. Auch die Griechen und das deutsche Mittelalter haben ähnliche Fahrzeuge ausgeführt. Naturkraft kam allerdings bei diesen Fahrzeugen nicht in Frage, da geeignete Naturkräfte noch nicht bekannt waren. Trotzdem waren bei diesen Fahrzeugen schon eine Reihe von Problemen gestellt, welche auch für Kraftfahrzeuge maßgebend sind, und es bedeuten diese Fahrzeuge Vorläufer für das moderne Kraftfahrzeug. An ihnen wurden bereits die Vorstudien getroffen für die konstruktive Durchbildung der heutigen Kraftwagen. Schon aus der Entwicklung dieser Fahrzeuge, welche den Antrieb mit sich führten, ersieht man das ursprüngliche Bestreben, Kraftfahrzeuge für normale Fahrstraßen zu schaffen. Hierbei sind die Eigenschaften der Fahrstraßen zu beachten, und sollen diese zunächst einer Betrachtung unterzogen werden.

Von großer Bedeutung sind die Unebenheiten der Fahrstraße, welche bedingen, daß bei einem vierrädrigen Fahrzeug ganz ausgeschlossen ist, daß alle vier Räder dauernd den Erdboden berühren, sofern nicht besondere Vorkehrungen hierfür getroffen sind. Bei Fahr-

zeugen, welche von außen gezogen werden, ist dieser Umstand bedeutungslos, während bei den Fahrzeugen mit eigener Kraftquelle die gleichzeitige Berührung unbedingt erforderlich ist, da die Vorwärtsbewegung gerade durch die Berührung der Triebräder mit der Fahrbahn und die hierbei auftretende Reibung vermittelt wird.

Weiterhin kommen die Steigungsverhältnisse in Frage, und ist ein besonderes Augenmerk darauf zu richten, bis zu welcher Stärke Steigungen durch die Fahrzeuge befahren werden sollen. Ferner sprechen noch die Reibungsverhältnisse der Straßenoberfläche mit, welche außerdem von den verschiedenen Witterungsverhältnissen abhängig sind. Die Reibung zwischen Straßenoberfläche und Rad äußert sich einerseits als Fahrwiderstand, ist aber vor allem von Bedeutung für diejenige Kraft, welche durch das Rad zur Fortbewegung des Wagens geäußert werden kann.

Die vorerwähnten Eigenschaften der Fahrstraßen: 1. die Unebenheiten, 2. die Steigungsverhältnisse und 3. die Reibungsverhältnisse der Straßenoberfläche beeinflussen sich gegenseitig und sind außerdem außerordentlich verschieden bei den einzelnen Straßen. Dies bedeutete eine große Schwierigkeit bei dem Ausbau des Kraftfahrzeuges und stellt sie auch heute noch dar, da man niemals von vornherein übersehen kann, wo die Grenze liegt für die oben erwähnten Verhältnisse, bis zur welcher die Kraftfahrzeuge Verwendung finden sollen.

Anfänglich beschränkte man sich darauf, unter den denkbar günstigsten Verhältnissen überhaupt eine Fortbewegung zu erzielen. Man beschränkte außerdem noch die Fahrgeschwindigkeit und behob dadurch eine Reihe von Schwierigkeiten, welche sich erst bei einer höheren Fahrgeschwindigkeit zeigen und welche später näher betrachtet werden sollen. Allmählich steigerte man die Anforderungen. Man verlangte, daß zunächst alle gut gebauten Chausseen auch in den gebirgigen Gegenden befahren werden können. Man kommt hierbei schon auf ganz ungewöhnliche Steigungsverhältnisse, und zwar treten in den Alpenländern und im Balkan Steigungen bis zu 20 % auf. Man verlangte weiterhin, daß auch weniger gut gebaute Straßen befahren werden, und hier wird es sehr schwer, die Grenze zu ziehen zwischen dem überhaupt fahrbaren Wege und dem Sandboden oder Ackerboden. Man stellte zum Schluß noch die Forderung auf, daß auch unter allen Witterungsverhältnissen die Fahrzeuge vorwärtskommen sollen, im tiefsten Schnee, bei Glatteis und bei aufgeweichtem Boden. Man verlangte sogar Fahrzeuge, welche in der Sandwüste auf dem leichten Flugsand verkehren sollten.

Der Technik sind also hier weite Aufgaben gestellt, und sie konnte sich nur allmählich von den geringeren Anforderungen ausgehend die einzelnen Gebiete erobern. Gleichzeitig wird man hieraus ersehen, daß es ausgeschlossen ist, Universal-Fahrzeuge zu bauen, beziehungsweise,

daß dies zum mindesten wirtschaftlich ganz unrichtig wäre, da für die höchstgeschraubten Bedingungen ganz ungewöhnliche Maschinenkräfte oder eine ganz ungewöhnliche Ausbildung der Triebwerkteile und Räder notwendig sind, welche für normale Fahrstraßen vollständig überflüssig und wertlos sind. Man wird also für die normalen Fahrzeuge sich eine bestimmte Grenze setzen müssen in den Eigenschaften der zu befahrenden Wege und für die darüber hinausgehenden Anforderungen Spezial-Fahrzeuge bauen müssen. Die Grenze wird da liegen, wo noch keine ungewöhnlichen Mehrkosten notwendig sind, um Fahrzeuge für die in Frage kommenden Wegeverhältnisse zu schaffen.

Um den vorerwähnten Eigenschaften der Fahrstraßen Rechnung zu tragen, waren von den Pferdefuhrwerken her, bei welchen eine äußere ziehende Kraft vorhanden ist, nur Mittel zur Überwindung der Unebenheiten und der sich hieraus ergebenden Schwierigkeiten bekannt. Im übrigen war eine vollkommene Lösung dieser Frage beim Pferdefuhrwerk nicht erforderlich, da eine dauernde Berührung der Räder mit dem Boden nicht notwendig ist, während bei dem Fahrzeug, welches seine eigene Triebkraft mit sich führt, die Räder grundsätzlich nicht die Berührung mit dem Boden verlieren dürfen, damit die erforderliche Adhäsion gewahrt bleibt. Einen Übergang bedeuten die Fahrzeuge ohne Maschinenkraft, bei welchen der Antrieb von dem Fahrzeug aus selbst stattfand. Zur Lösung der Schwierigkeiten werden sie allerdings wenig beigetragen haben, da sie nur aus dem Bestreben hervorgingen, etwas Geheimnisvolles zu schaffen und Anstrengungen von ihnen nicht verlangt wurden. Sie fuhren nur auf den besten Straßen und mit außerordentlich geringer Geschwindigkeit, letzteres schon, weil keine Kraft zur Verfügung stand, um sie mit größerer Geschwindigkeit fortzubewegen.

Sobald man daran dachte, Naturkräfte für die Fortbewegung zu verwenden, trat zunächst als Schwierigkeit das außerordentliche Gewicht der Kraftquelle auf. Erst nachdem die Hochdruck-Dampfmaschine geschaffen war, konnte man überhaupt an ein Kraftfahrzeug, welches von einer Maschinenkraft betrieben wurde, denken. Um in der Entwicklung vorwärts zu kommen, mußte man Vereinfachungen der gestellten Aufgabe vornehmen, denn es zeigte sich, daß die ersten Versuche, Kraftfahrzeuge mit Maschinenkraft für normale Fahrstraßen zu schaffen, nur reine Spielzeuge ergaben ohne praktische Bedeutung, selbst wenn man vollständig darauf verzichtete, nennenswerte Steigungen zu nehmen oder Straßen mit ungünstiger Oberfläche zu befahren. Die Maschinenkräfte, welche man unterbringen konnte, blieben immer ganz verschwindend gering, und man wird in der Regel mit einem halbwegs leistungsfähigen Pferde weiter gekommen sein, wie mit einem solchen Kraftwagen.

Eine große Vereinfachung der Aufgabe entstand, als man sich entschloß, eine Schienenbahn, die allerdings für tierischen Zug bereits bekannt war, für Kraftfahrzeuge ganz allgemein zu bauen. Man schuf also eine spezielle Fahrstraße und hatte es jetzt in der Hand, deren Oberfläche eben, die Reibungsverhältnisse immer gleichmäßig und unabhängig von allen Witterungsverhältnissen zu halten, ferner die Steigungsverhältnisse so zu wählen, wie sie dem konstruktiven Können entsprachen. Man legte auch Normen für diese Steigungsverhältnisse fest und vermied hierdurch, daß mit Rücksicht auf einzelne Ausnahmefälle Konstruktionen geschaffen werden mußten, welche unter normalen Verhältnissen ungünstig arbeiteten. Jetzt hatte auch der Maschinenbauer seine technischen Grundlagen und der Kinematiker seine kinematischen Kräftepaare in Gestalt der Schiene und dem darauf rollenden Rade. Wenn es sich auch um ein höheres kinematisches Paar handelte, so war es doch eine Aufgabe, welche kinematisch behandelt werden konnte, und nun setzte auch die konstruktive Entwicklung ein und zwar mit einer ganz ungewöhnlichen Schnelligkeit. Nach ganz kurzer Zeit hatte man Fahrzeuge geschaffen, welche die erforderliche Zugkraft äußerten, große Mengen befördern konnten, und erreichte auch bald die notwendige Betriebssicherheit, so daß maschinelle Störungen so gut wie ausgeschlossen waren und der Verkehr unter allen Witterungsverhältnissen aufrecht zu erhalten war. Man konnte sich sehr bald auch der wirtschaftlichen Seite dieser Frage zuwenden und sein Augenmerk auf Sparsamkeit in den Betriebskosten richten. Allerdings hatte man hier eine leichte Aufgabe, denn die großen Massen, welche zur Beförderung in Frage kamen, bedingten schon eine Art Monopol und so viel günstigere Beförderungsverhältnisse, daß die übrigen Verkehrsmittel, insbesondere Pferdefuhrwerke, als Konkurrenz überhaupt nicht in Frage kamen, mit Ausnahme des Schiffsverkehrs, der aber anfänglich nur selten die gleichen Strecken befahren konnte.

Durch die Eisenbahn waren nunmehr konstruktive Lösungen von selbstfahrenden Fahrzeugen geschaffen und die Konstrukteure wurden von dieser Zeit ab dauernd angeregt, auch selbstfahrende Fahrzeuge für Landstraßen auszubilden. Dieser Entwicklung stellten sich aber jetzt nicht nur Schwierigkeiten konstruktiver Art, sowie infolge der Wegeverhältnisse entgegen, sondern vor allen Dingen auch Schwierigkeiten wirtschaftlicher Natur. Wo waren die Interessenten für solche Kraftfahrzeuge? Für Lastentransport kamen sie zunächst kaum in Frage. Der Kapitalreichtum war noch nicht groß, und in den Eisenbahnen war eine weit bessere Gelegenheit, das Kapital anzulegen, wie in Kraftfahrzeugen für die Landstraße, denn es waren noch so viele Gebiete durch Eisenbahnen zu erschließen, welche hohe Gewinne versprachen, daß für die unsicheren Aussichten

der Straßenkraftfahrzeuge kein Kapital zu finden war. Man ersieht hieraus, daß das Kraftfahrzeug für Lastentransport erst wieder in Frage kommen konnte, nachdem durch die Eisenbahn alle Gebiete erschlossen waren, welche mit Aussicht auf Rentabilität von dieser befahren werden konnten, und der tatsächliche Entwicklungsgang bestätigt die Richtigkeit dieser Betrachtung.

Ein neues Anwendungsgebiet erschloß sich dem Kraftfahrzeug in der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts im Sport, und durch diesen wurde es erst den Erfindern ermöglicht, in der Ausbildung der Kraftfahrzeuge weiter vorwärts zu kommen. Bis zu dieser Zeit waren auch auf verwandten Gebieten einzeln die Hilfsmittel geschaffen, die dazu ermutigten, wieder mit dem Bau von Straßen-Motorwagen zu beginnen. Das Fahrrad war entstanden, das Zweirad und das Dreirad. Beide können infolge ihrer Unterstützung in zwei bzw. drei Punkten auch bei beliebiger Unebenheit der Fahrbahn jederzeit in allen ihren Stützpunkten mit der Fahrbahn in Berührung stehen, so daß bei ihnen am leichtesten die Forderung dauernder Berührung der Räder mit der Fahrbahn zu erfüllen war. Das Fahrrad konnte somit den Ausgang bilden und bildete ihn tatsächlich. Allerdings wird auch bei der Unterstützung in zwei und drei Punkten bei höherer Fahrgeschwindigkeit durch das Beharrungsvermögen die Berührung der Stützpunkte mit der Fahrbahn eine unsichere und für diese Fälle mußten weitere Vorkehrungen geschaffen werden. Zu diesen gehören eine gute Federung der Achse gegen das Fahrzeug und weiterhin eine gute Abfederung des Radumfangs durch elastische Bereifung. Durch die günstigen Vorbedingungen des Fahrrads konnte aber mit der einfacheren Ausführung beginnend durch Weiterentwicklung das Kraftfahrzeug durchgebildet werden. Auch in der Wahl der Maschinenkraft zeigte sich die Möglichkeit einer ganz außerordentlichen Gewichtsverminderung durch die Schaffung des Gasmotors, beziehungsweise des Explosionsmotors für flüssige Brennstoffe, und die Erbauer dieser Motoren richteten ihre Tätigkeit von vornherein auf die Verwendung dieser Motore in Kraftfahrzeugen. So wurden die ersten Kraftfahrzeuge geschaffen, welche sich mit brauchbaren Gewichten auf normalen Straßen vorwärts bewegten. Anfänglich war man recht anspruchslos, die Bewegung überhaupt genügte, aber die Ansprüche stiegen sehr schnell, und die Entwicklung wurde den Ansprüchen gerecht. Man verlangte zunächst, daß man größere Strecken zurücklegen konnte. Man erhöhte die Geschwindigkeit, und die Sporttreibenden ließen sich ihre Mühe bei Beseitigung der Betriebsstörungen nicht verdrießen, im Gegenteil, es gehörte erst zur Freude des Sports, daß sich Schwierigkeiten zeigten und daß die Betriebsstörungen, die „Pannen“, unter schwierigen Verhältnissen auf der Landstraße beseitigt werden mußten. Durch diese Arbeiten, welche meistens von Nichtsachverständigen vor-

genommen werden mußten, sammelte man reiche Erfahrung, beseitigte die Ursachen dieser Störungen und erleichterte ihre Behebung durch leichte Zugänglichkeit zu allen Maschinenteilen, so daß bald der Kraftwagen die nötige Betriebssicherheit erlangte, und die Sportfreunde, welche noch die Zeiten der ewigen Pannen mitgemacht haben, klagen heute über die hohe Betriebssicherheit der Motorwagen, denn sie fanden früher eine Fahrt mit dem Motorwagen viel interessanter, wo nach kurzen Strecken der Wagen stehen blieb und nun das Suchen beginnen mußte nach der Ursache des Versagens.

Aus dem Sportfahrzeug entwickelte sich das Personenzfahrzeug, und bei diesem wurden die Ansprüche entsprechend gesteigert. Nachdem erst wohlhabende Nichtsportleute sich des Kraftwagens bedienten, wurde hohe Betriebssicherheit beansprucht, denn diesen Herrschaften, welche nicht mithelfen wollten, die Ursache der Betriebsstörung herauszusuchen, war ein mehrstündiger, unfreiwilliger Aufenthalt auf der Landstraße durchaus unerwünscht, und sie begannen sich erst des Motorwagens zu bedienen, nachdem er betriebssicher war. Auf die Kosten kam es zu dieser Zeit noch weniger an, aber nachdem erst die ganz Wohlhabenden mit Kraftfahrzeugen versehen waren, mußte die Kraftfahrzeug-Industrie weitere Absatzgebiete suchen, und sie mußte jetzt schon ihr Augenmerk auf die Wirtschaftlichkeit der Fahrzeuge lenken.

Die schnelle Entwicklung des Kraftwagens von seinem Anfangsstadium, wo er von dem Erbauer selbst gefahren wurde und gefahren werden mußte, bis zu seiner heutigen Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit wurde zu einem großen Teil begünstigt durch die natürliche Auslese, die hier in viel größerem Maße wie in jedem anderen Gebiete des Maschinenbaues wirkte. Diese Maschine steht nicht verborgen in ihrer Maschinenkammer, sondern sie wandert von Ort zu Ort. Sie wird hierbei neben andere Maschinen anderen Fabrikats gestellt. Es erfolgt ein Austausch der Besitzer über die Güte. Die Besitzer schlossen sich zu Clubs zusammen, worin sie sich ebenfalls über die Güte des Fabrikats aussprechen. Der Fabrikant ist genötigt, diesen Clubs beizutreten, und das Schlechte scheidet sich von selbst aus. zunächst das weniger Betriebssichere, später das weniger Wirtschaftliche. Der vorerwähnte Verkehr der Interessenten untereinander führte aber noch weiter zu einer Zuchtwahl, welche die Entwicklung noch beschleunigte. Es wurden Konkurrenzen und Wettfahrten ausgeschrieben, und es wurden die Bedingungen formuliert, welchen die teilnehmenden Fahrzeuge entsprechen sollten, und somit die Entwicklung dieser Fahrzeuge in ganz bestimmte Bahnen gelenkt. Die Zweckmäßigkeit dieser Zuchtwahl zu der Zeit, wo man sich als Aufgabe noch Betriebssicherheit, Sparsamkeit im Verbrauch von Brennstoff und Bereifung, sowie geringes Gewicht stellte, ist wohl außer Zweifel

und hat ganz gewiß die Entwicklung des Kraftwagens ganz bedeutend beschleunigt. Über die Zweckmäßigkeit der weiteren Anforderungen in Konkurrenzen, insbesondere die jetzige Steigerung der Geschwindigkeit bis zu ganz ungewöhnlicher Höhe kann man verschiedener Meinung sein. Sicher ist, daß es hier eine Grenze gibt, von welcher aus Gebilde gezüchtet werden, welche nicht mehr den normalen Anforderungen entsprechen, also Auswüchse bedeuten, und es wird von Sachverständigenkreisen vielfach schon die Ansicht vertreten, der ich mich ebenfalls anschließen muß, daß diese Grenze bereits überschritten ist.

Man hat heute bereits die Möglichkeiten geschaffen, die verschiedenen konstruktiven Aufgaben, welche durch die große Mannigfaltigkeit der zu befahrenden Straßen gestellt werden, zu lösen. Ich möchte fast behaupten, daß man allen vorerwähnten Wegearten gerecht werden kann, aber nicht mit einem einzigen Spezialfahrzeug. Man muß also dazu übergehen, die Fahrzeuge nach den verschiedenen Verwendungsgebieten zu scheiden, und diese Entwicklungstendenz zeigt sich bereits heute. Die Grenzen für die einzelnen Verwendungsgebiete liegen in der Beschaffenheit der Straße, sowie in ihren Steigungsverhältnissen, in den Nutzlasten, welche unter diesen Verhältnissen zu transportieren sind, in den geforderten Fahrgeschwindigkeiten, sowie in den Maschinenkräften, welche für die vorgenannten Zwecke erforderlich sind.

Die geringsten Anforderungen in dieser Beziehung stellt der Stadtverkehr und der Vorortverkehr. Der Wagen ist hierbei an ganz bestimmte Straßenverhältnisse gebunden. Er verkehrt nur auf festen Straßen, und die Steigungen, welche er zu befahren hat, sind bekannt. Für ihn läßt sich also eine genau begrenzte Maschinenleistung festlegen, und es wäre unwirtschaftlich, ihn mit größeren Maschinen auszurüsten wie für seine Zwecke notwendig. Für den Stadtwagen gilt das gleiche, ob er für den Personenverkehr als sogenanntes Luxusfahrzeug oder im öffentlichen Verkehr als Droschke dient, oder ob er in die Klasse der Lastwagen fällt, sei es als Personenomnibus oder als reiner Lastwagen. Kommt der Stadtwagen im Großstadtverkehr zur Verwendung, so wird noch zu berücksichtigen sein, ob ein häufiges Anhalten und Wiederanfahren erforderlich ist, hierauf ist bei der Durchbildung des Fahrzeuges Rücksicht zu nehmen.

Ganz andere Anforderungen werden an einen Tourenwagen gestellt, sie sind eigentlich auf natürliche Weise überhaupt nicht abzugrenzen. Grundsätzlich wird von diesem Wagen verlangt, daß er alle vorkommenden Steigungen nimmt. Dagegen müssen gewisse Einschränkungen gemacht werden über die Festigkeit der Fahrbahn, welche mit diesem Fahrzeug befahren werden kann. Der schwere Tourenwagen, der Reisewagen, wird sich der Hauptsache nach auf die Fahr-

straßen mit festem Untergrund beschränken müssen, da er sonst zu ungewöhnlichen Reifenkonstruktionen und zu ungewöhnlichen Maschinenleistungen gelangen würde.

Zum eigentlichen Universalwagen, wenn man von der beschränkten Tragfähigkeit absieht, hat sich bisher nur der leichte Tourenwagen, das sogenannte Klein-Auto*), entwickelt, da dieses einen so geringen Flächendruck auf die Straßenoberfläche ausübt, daß es auch auf unbahnten Wegen fahren kann, sogar auf gefrorenem Schnee. Weiterhin kann mit Rücksicht auf das geringe Gesamtgewicht die Maschinenleistung so stark bemessen werden, daß bei Verzicht auf ungewöhnlich hohe Geschwindigkeiten das Fahrzeug auch bei großen Fahrwiderständen und bei den höchsten vorkommenden Steigungen durchkommt.

Die Nutzwagen, und zwar Omnibusse und Lastwagen, müssen sich mit Rücksicht auf die hohen Gesamtgewichte im Normalen auf feste Straßen beschränken. — Für besondere Straßen ohne festen Untergrund kommen nur Spezialwagen in Frage. — Die normalen Nutzfahrzeuge haben meistens nur einen ganz beschränkten Wirkungskreis (Aktionsradius), so daß für sie ähnlich wie für die Stadtwagen die zu befahrenden Straßen und Steigungen genau bekannt sind. Man wird also ohne Schwierigkeit auch diese Fahrzeuge mit Motoren von zweckmäßigster Leistung ausrüsten können, und zwar werden sich diese hauptsächlich nach den vorkommenden Steigungen zu richten haben. Tatsächlich werden auch diese Fahrzeuge in genau der gleichen Ausführung für Motortypen von verschiedener Stärke auf Vorrat gebaut, und je nach den vorliegenden Verhältnissen wird der schwächere oder stärkere Motor nach dem Verkauf unter Würdigung der Gelände-verhältnisse eingebaut.

Freizügig wurde der Nutzwagen erst durch die militärische Verwendung. Das Militär will seine Fahrzeuge an allen Orten verwenden können und muß alle vorkommenden Steigungen überwinden. Aus militärischen Rücksichten wäre es sogar erwünscht, nicht an feste Straßen gebunden zu sein. Lediglich aus Zweckmäßigkeitsgründen mußte die Militärverwaltung auf die letztere Forderung verzichten, wenigstens für Lastfahrzeuge und für die größeren Personenwagen. Für letztere ist somit der Tourenwagen auch der gegebene Militärwagen, für Lastfahrzeuge zu militärischen Zwecken sind dagegen die höchsten Motorstärken, welche zur Bewältigung der größten überhaupt vorkommenden Steigungen genügen, erforderlich. Bei manchen Militärbehörden hat sich das Bestreben gezeigt, außer diesen normalen Lastkraftwagen für feste Straßen noch Lastkraftwagen zu schaffen, welche querfeldein fahren können, um schwere Geschütze in die Deckungen zu bringen. Die Entwicklung ergab aber, daß hierfür auf alle Fälle

*) Siehe die Ausführungen von Geh. Rat Riedler, Z. d. Mitt. Mot. Ver. 1909 Heft 10.

Spezial-Fahrzeuge in Frage kommen, und daß die normalen Militär-Lastfahrzeuge sich auf feste Straßen beschränken müssen. Schon die Forderung, daß alle vorkommenden Steigungen zu überwinden sind, und daß unter allen Witterungsverhältnissen, also auch bei Schnee und Eis, der Wagen vorwärtskommen muß, bedingt so große Motorstärken mit entsprechend kräftig bemessenen Getriebeteilen, wie sich solche im normalen bei Lastkraftwagen nicht vorfinden. Der Militärbehörde standen daher für den Kriegsfall beim Ausheben der normalen Lastkraftwagen fast keine Fahrzeuge zur Verfügung, welche für die militärischen Anforderungen genügten, und aus diesem Grunde entschloß sich die deutsche Heeresverwaltung, Militärfahrzeuge, d. h. Fahrzeuge, welche mit ungewöhnlich kräftigen Motoren ausgerüstet und entsprechend kräftig dimensioniert sind und auch sonst noch einige besondere genau vorgeschriebene Bedingungen erfüllen, zu subventionieren, um die Einführung dieser Fahrzeuge zu begünstigen. Dabei ist noch für die militärische Verwendung dieser Fahrzeuge eine Beschränkung der Nutzlast vorgesehen, während für die gewerbliche Benutzung in Friedenszeiten eine höhere Ausnutzung der Tragfähigkeit zugelassen ist, wodurch einerseits keine überstarken Maschinen notwendig werden und andererseits die hohe vorgeschriebene Motorleistung besser ausgenutzt werden kann. Die Subventionsprämie bedeutet also durchaus nicht eine Prämie, welche ausschließlich dem Besitzer dieses Fahrzeuges zugute kommt, sondern sie bedeutet gleichzeitig eine Entschädigung für die Mehraufwendungen, welche den Besitzern dieser Fahrzeuge erwachsen bei der Beschaffung, sowie für die höheren Betriebskosten.

Wir haben gesehen, daß für die Ausbildung der Kraftfahrzeuge insbesondere für die Wahl der Motorstärke neben der zu transportierenden Nutzlast die verlangte Geschwindigkeit, sowie die zu überwindenden Steigungen von besonderer Bedeutung sind. Außerdem kommt die Straßenbeschaffenheit in Frage. Auf ebener Straße normaler Beschaffenheit mit gutem, festem Unterbau beträgt der Fahrwiderstand für ein Kraftfahrzeug ca. 20 kg pro Tonne Fahrgewicht. — Bei der Eisenbahn beträgt der Fahrwiderstand pro Tonne Fahrgewicht ca. 4 kg. — Bei aufgeweichten Straßen und schlechten Straßenverhältnissen, insbesondere bei fortfallendem, festem Untergrund steigt dieser Fahrwiderstand ganz beträchtlich und kann je nach dem Maße wie das Fahrzeug einsinkt, Größen annehmen, welche den höchsten vorkommenden Steigungswiderständen entsprechen. Der Widerstand in der Steigung entspricht genau dem für Eisenbahn-Fahrzeuge und Straßenbahn-Fahrzeuge in der Eisenbahnkunde entwickelten, da es sich hierbei um die Überwindung der Schwerkraft handelt. Er beträgt 10 kg pro Tonne Zuggewicht für jedes Prozent Steigung. Man sieht hieraus, daß der normale Fahrwiderstand von 20 kg dem Widerstand auf einer

Steigung von 2 % entspricht. Außer diesen Widerständen kommen analog wie im Eisenbahnwesen auch die Geschwindigkeitswiderstände in Frage. Die praktische Bedeutung dieser Widerstände ist aber gering, insbesondere für die Bemessung der Maschinenleistung, und es soll daher davon abgesehen werden, Werte für diese Widerstände anzuführen. Allerdings hat man bei den auf Geschwindigkeitsergebnisse abzielenden Rennen die Frage der Geschwindigkeitswiderstände sehr eingehend berücksichtigen müssen und vor allem durch die Formgebung der Wagen diese Widerstände aufs möglichste vermindert, doch treten diese Widerstände in großem Maße erst bei den höchsten Geschwindigkeiten auf und bewirken hier eine gewisse Abstufung in der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit, dagegen haben sie keinen erheblichen praktischen Einfluß auf die Auswahl der Größe der Maschinenleistung für normale Betriebsverhältnisse. Die Maschinenleistung bestimmt sich durchweg nach den größten Steigungen, welche mit einer bestimmten Nutzlast überwunden werden sollen und nach der hierfür geforderten Geschwindigkeit. Es wird also zu der Abgrenzung der vorerwähnten Wagengattungen vor allen Dingen notwendig sein, die maximalen Steigungen festzulegen, auf welchen diese Wagen verkehren sollen.

Nach dem heutigen Stand der Entwicklung verlangt man wohl mindestens eine Steigung von 6—8 %, da solche Steigungen auch in vollständig ebenen Gegenden, Städten oder ländlichen Bezirken immer vorkommen. Es müßte also diese Steigung auf alle Fälle jedem Fahrzeug zugrunde gelegt werden. Demnach kommen maximal 6—8 % Steigung in Frage für Stadtfahrzeuge, sowie für Lastwagen und Omnibusse, welche in einem bestimmten, nicht gebirgigen Gelände verkehren. Für die freizügigen Wagen, welche auf allen Landstraßen verkehren sollen, also für die Tourenwagen sowohl wie für die Militär-Lastwagen sind die höchsten auf den Landstraßen vorkommenden Steigungen maßgebend. Hierfür gibt die Vorschrift der Militärbehörde für die zu subventionierenden Fahrzeuge selbst eine Norm, indem verlangt wird, daß die höchste vorkommende Steigung von 1 zu 8, also $12\frac{1}{2}$ %, genommen werden muß. Diese Steigung von $12\frac{1}{2}$ % dürfte für deutsche Verhältnisse auf festen Straßen als maximal anzusehen sein, dergleichen in den Grenzgebieten von Frankreich und Rußland, auf welche die Militärbehörde ebenfalls Rücksicht nimmt, dagegen kommen noch ganz erheblich größere Steigungen in Österreich vor, in den Alpenländern und auch in den neu okkupierten Gebieten, wo man mit Rücksicht auf Ersparnis in der Herstellung der Straßen diese meist ohne Serpentinien gerade hinauf führt. Hier sind Steigungen von 20 % nichts Ungewöhnliches. Für sogenannte starke Tourenwagen wird man daher ebenfalls auf diese Steigungen Rücksicht nehmen müssen, unter den Lastkraftwagen und Omnibussen dagegen

wird man Fahrzeuge, welche auch für diese Steigungen bis zu 20 % genügen, schon als Spezial-Fahrzeuge ansehen können. Man hat somit in der Regel mit einer maximalen Steigung von $12\frac{1}{2}$ % zu rechnen, so daß sich auf diesen Steigungen ein Fahrwiderstand von $125 + 20 = 145$ kg pro Tonne Fahrgewicht ergibt, während der Fahrwiderstand in der Ebene 20 kg pro Tonne Fahrgewicht beträgt. Es ist also auf der Steigung mehr wie die siebenfache Zugkraft erforderlich von derjenigen in der Ebene. Legt man eine Maximalsteigung von 20 % zugrunde, so beträgt der Fahrwiderstand $200 + 20 = 220$ kg pro Tonne Fahrgewicht und beträgt gegenüber dem Fahrwiderstand in der Ebene von 20 kg das Elffache. Aus diesen Zahlen ersieht man, daß bei Straßen-Kraftfahrzeugen ganz erheblich größere Unterschiede in der notwendigen Zugkraft vorhanden sind, wie bei Schienenfahrzeugen, und es ist auf diese große Verschiedenheit in der erforderlichen Zugkraft bei der Wahl der Betriebsmittel Rücksicht zu nehmen. Sie ist sogar vielfach ausschlaggebend für die Wahl der Betriebsmittel.

Auch die verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, welche für die Fahrzeuge gefordert werden, sind bei deren Durchbildung zu berücksichtigen. Bei den Tourenfahrzeugen ist die maximale Geschwindigkeit ganz erheblich höher, wie die auf Grund der gesetzlichen Bestimmungen für geschlossene Ortschaften vorgeschriebene, während bei Lastkraftwagen die maximale Fahrgeschwindigkeit nicht wesentlich diese überschreitet. Hieraus ergibt sich für Tourenfahrzeuge häufig die Notwendigkeit, ohne daß es durch größere Fahr- oder Steigungswiderstände geboten ist, die Fahrgeschwindigkeit auf einen Bruchteil der Maximalgeschwindigkeit bis zu $\frac{1}{5}$ oder $\frac{1}{6}$ zu ermäßigen. Die maximale Geschwindigkeit wird nur zeitweise ausgenutzt, mittlere und geringere Geschwindigkeiten werden ebenfalls häufig auch bei kleinen Fahrwiderständen gefahren, bei welchen die der höchsten Fahrgeschwindigkeit entsprechende Übersetzung noch vollständig ausreicht. Hieraus ergibt sich das Bestreben, die geforderten Änderungen der Fahrgeschwindigkeit lediglich durch Änderung der Motor-Tourenzahl zu erreichen und bei den verschiedenen vorkommenden Tourenzahlen möglichst gleich sparsam zu arbeiten. Mit der Regulierung und der Durchbildung des Vergasers ist hierauf besonders Rücksicht zu nehmen.

Ganz anders liegen die Verhältnisse bei den Lastwagen. Nur in vollständigen Ausnahmefällen, wie zum Beispiel bei plötzlich auftretenden Straßenhindernissen, ist bei ihnen auf ebenen Straßen eine Verminderung der maximalen Fahrgeschwindigkeit notwendig. Im normalen Betrieb erfordern nur die größeren Fahrwiderstände auf schlechten Straßen und auf Steigungen kleinere Fahrgeschwindigkeiten, und zwar nur, um durch die diesen kleineren Geschwindigkeiten entsprechenden stärkeren Übersetzungen größere Zugkräfte äußern zu können. Man wird aber bei diesen den Straßenwiderständen an-

gepaßten Übersetzungsverhältnissen die Motore immer wieder mit ihren normalen Tourenzahlen arbeiten lassen. Der Lastwagen-Motor arbeitet also während des weitaus größten Teils seiner Betriebsdauer mit seiner normalen Tourenzahl. Eine Verminderung seiner Tourenzahl wird nur in den seltensten Fällen notwendig. Die Anforderungen an den Vergaser und die Zündung sind also andere wie beim Tourenwagen-Motor. Auch seine Regulierung wird vereinfacht, und man wird ihn so einrichten, daß er bei seiner normalen Tourenzahl und den verschiedenen Drehmomenten, welche entsprechend dem wechselnden Fahrwiderstand bei dieser auftreten, möglichst sparsam arbeitet. Die Anpassung des Drehmoments kann man hier einem automatischen Regulator überlassen, welcher während des größten Teils der Betriebszeit die Herrschaft über den Motor behalten kann. Im Gegensatz hierzu hat bei Touren-Fahrzeugen der Regulator fast nur die Aufgabe, ein Durchgehen des Motors zu verhindern, und man ist neuerdings bei diesen Fahrzeugen fast vollständig von der Verwendung von Regulatoren abgekommen, indem man durch einfachere Einrichtungen einem Durchgehen des Motors vorbeugt.

II. Die verschiedenen Betriebsarten und die Gründe, welche zur heutigen Normal-Anordnung führten.

Als Kraftmaschine für den Betrieb von Kraftfahrzeugen kommen heute die Dampfmaschine, der Elektromotor sowie der Explosionsmotor nur ernstlich in Frage. Bald nach Erfindung der Dampfmaschine hat man bereits im Anfangsstadium des Baus von Kraftwagen den Dampfmotor zum Betrieb herangezogen. Das Gewicht der Maschine und Kesselanlage war aber so groß, daß die Entwicklung sofort auf die Schienenfahrzeuge hingelenkt wurde, zumal Schienenwege zu dieser Zeit schon bekannt waren. Die Dampfmaschine hat an und für sich die Eigenschaft der hohen Überlastungsfähigkeit. Man kann mit ihr, ohne daß sich der Wirkungsgrad erheblich ändert, in gewissen Grenzen die Belastung variieren. Sobald man seine Ansprüche an die Veränderlichkeit der Zugkraft auf dieses Maß beschränkte, war es möglich, durch Veränderung der Füllung und durch Drosselung eine ausreichende Anpassung der Zugkraft an den Fahrwiderstand zu erreichen. Bei der Eisenbahn kommt man mit diesen Hilfsmitteln auch heute noch vollkommen aus, da hier die vorkommenden Steigungen beschränkt sind, beim Kraftfahrzeug dagegen ist man bald an der Grenze des Verwendungsgebietes. Selbst der Elektromotor, und zwar der Hauptstrommotor, welcher für seine Überlastungsfähigkeit bekannt ist, ist nicht ohne weiteres den in dem vorigen Kapitel erwähnten Schwankungen des Fahrwiderstandes gewachsen.

Schon in diesen Eigenschaften liegt eine Beschränkung der Verwendungsgebiete von Dampfmotor und Elektromotor, wenn man ihre natürlichen Vorzüge, namentlich die Veränderlichkeit der Zugkraft ausnützen will, um an Bauteilen für das Kraftfahrzeug zu sparen. Hierzu kommt noch, daß der Aktionsradius dieser beiden Betriebsarten ein beschränkter ist. Der Dampfmotor braucht Wasser und beträchtliche Mengen Brennstoff, insbesondere wenn er für feste Brennstoffe gebaut ist. Der Elektromotor muß seine Batterie mit sich führen, die ein ganz erhebliches totes Gewicht ausmacht, selbst wenn man die Energiemenge für eine verhältnismäßig geringe Strecke begrenzt. Elektromobile können selten mit einer Ladung mehr wie 60 km zurücklegen. Der hauptsächlichste natürliche Vorzug, mit dem der Explosionsmotor die Konkurrenz mit den beiden vorerwähnten Betriebsarten aufnahm, war sein verhältnismäßig hoher Aktionsradius. Mit Rücksicht auf den hochwertigen Brennstoff, welchen er verarbeitet, machte es keine erheblichen Schwierigkeiten, den Vorrat für 200 bis 300 km auf dem Fahrzeuge mitzuführen. Selbst die Militär-Lastkraftzüge sind so eingerichtet, daß sie Brennstoffvorrat für 250 km in ihrem Brennstoffbehälter, der einen Inhalt von zirka 180 l besitzt, fassen können. Dies entspricht einem Gewicht von ca. 130—150 kg, während das Gesamtgewicht eines solchen Zuges ca. 16 t ausmacht. Der Brennstoffvorrat nimmt somit bei diesen Fahrzeugen noch nicht einmal 1 % des Gesamtzuggewichts in Anspruch. Ein weiterer Vorzug war das verhältnismäßig geringe Gewicht des Explosionsmotors, da man ihn mit der Dampfmaschine einschließlich der Kesselanlage in Vergleich stellen muß.

Diesen beiden Vorzügen stehen aber große natürliche Nachteile gegenüber, namentlich die geringe Überlastungsfähigkeit, sowie seine Eigenschaft, nicht mit Belastung anzulaufen. Aber gerade diese beiden natürlichen Nachteile führten dazu, daß Zusatzmaschinenteile für ihn gebaut wurden, die sich im Kampf mit den Schwierigkeiten entwickelten und ihn heute zum Universalmotor für Kraftfahrzeuge gemacht haben, obwohl er am wenigsten dazu bestimmt schien. Der wichtigste dieser Bauteile ist das Wechselgetriebe, welches eine nach Stufen abgeteilte Veränderlichkeit der Übersetzung von 1 zu 4 bis 1 zu 5 zuläßt, so daß bei einer Verschiedenheit der Fahrwiderstände von 1 zu 11 Verschiedenheiten der Maschinenleistung nur von 1 zu 2,75 bis 1 zu 2,2 erforderlich werden, und dieser Veränderlichkeit der widerstehenden Drehmomente ist der Explosionsmotor reichlich gewachsen und besitzt in Verbindung mit seinem Getriebe nunmehr eine erheblich größere Anpassungsfähigkeit wie die beiden anderen Kraftquellen, Dampf und Elektrizität ohne Getriebe. Allerdings läßt sich durch Verwendung der Kombination einer dieser beiden Kraftquellen mit einem Wechselgetriebe eine noch erheblich höhere Anpassungsfähigkeit erzielen, aber

die erwähnten Kraftquellen haben schon an und für sich mit hohen Eigengewichten zu rechnen und können nicht noch ohne weiteres das zusätzliche Gewicht eines Getriebes in Kauf nehmen, ohne in Rücksicht auf das Gewicht zu sehr in Nachteil gegenüber dem Explosionsmotor zu kommen.

Dampfkraft und Elektrizität finden daher zurzeit nur eine beschränkte Verwendung im Kraftwagenbau, und zwar in der Regel da, wo sie ohne Wechselgetriebe auskommen und ihr Aktionsradius für die Verhältnisse ausreicht.

Der Dampfwagen hat sich als Tourenwagen so gut wie nicht eingeführt. Als Lastwagen und Omnibus findet er in Deutschland auch nur ganz verschwindend Verwendung. Insbesondere kommt er als Selbstträger fast gar nicht in Frage, während Straßenlokomotiven immerhin einen gewissen Verwendungsbereich haben. In England hat sich der Dampfwagen besser eingeführt, und dürfte dies aber vor allem auf die dort vorkommenden geringen Steigungsverhältnisse zurückzuführen sein. Die deutschen Militärbehörden haben lange Versuche mit Dampf-Lastfahrzeugen vorgenommen, haben aber auf Grund dieser Versuche bei Einführung der Subventionierung von Last-Kraftfahrzeugen davon abgesehen, Dampffahrzeuge zu subventionieren, um deren Einbürgerung zu fördern. Sie haben sich lediglich auf Last-Kraftfahrzeuge mit Explosionsmotoren beschränkt. Dieser Umstand dürfte ebenfalls in Deutschland dazu beigetragen haben, die Verbreitung des Dampfwagens zurückzuhalten; trotzdem ist das Verhalten der Militärbehörde von ihrem Standpunkte aus gerechtfertigt, da der Dampfwagen tatsächlich nicht so anpassungsfähig an die Steigungsverhältnisse ist wie der Wagen mit Explosionsmotor.

Das Elektromobil besitzt dagegen bereits ein größeres Anwendungsgebiet. Als Stadtwagen hat es sich sowohl für Personenbeförderung im Privatbesitz eingeführt, wie auch als Droschke für den öffentlichen Verkehr. Auch Lastwagen, welche einen beschränkten Verwendungsbezirk haben, werden mit elektrischem Antrieb ausgerüstet, ebenso kommen Omnibusse mit elektrischem Antrieb und Akkumulatoren vor. Um das Mitführen der Akkumulatorenbatterie zu vermeiden, hat man bei Fahrzeugen, welche an ganz bestimmte Straßen gebunden sind, insbesondere bei Omnibuslinien, auch Oberleitungen angelegt und führt von diesen aus den Strom dem mit Elektromotor ausgerüsteten Fahrzeug zu. Hierdurch geht allerdings die Freizügigkeit des Fahrzeugs verloren. Das Bestreben, die Vorzüge des Elektromotors auszunützen, ohne den Nachteil der Akkumulatorenbatterie in Kauf zu nehmen, hat weiter dazu geführt, die sogenannten Benzin-Elektromobile zu schaffen, Fahrzeuge, bei welchen der Explosionsmotor in einer Dynamo den Strom erzeugt, welcher dem Antriebsmotor zugeführt wird. Hier ersetzt die elektrische Ausrüstung lediglich das

mechanische Wechselgetriebe. Auch diese Fahrzeuge haben noch keine größere Verbreitung gefunden, da tatsächlich das mechanische Wechselgetriebe unter dem Zwang der Verhältnisse zu einer hohen Vollkommenheit entwickelt ist. Die elektrische Kraftübertragung der durch einen Explosionsmotor auf dem Fahrzeug erzeugten Energie hat weiterhin noch bei Straßenzügen mit mehreren Anhängern Eingang gefunden und hat hier ihre Berechtigung, indem es durch sie möglich ist, die Energie auf dem Hauptwagen des Zuges zentral zu erzeugen und auf die Anhänger zu verteilen, so daß eine größere Anzahl Achsen angetrieben werden können. So bemerkenswert vom technischen Standpunkt aus die Lösung der Bauart von Straßenzügen ist, so stehen ihr doch betriebstechnische und wirtschaftliche Bedenken entgegen, und es erscheint zweifelhaft, daß diese Straßenzüge eine größere Verwendung finden werden.

Aus Vorstehendem ergibt sich, daß zurzeit das Feld beherrscht wird von dem Kraftwagen mit Explosionsmotor. Dieser hat sich zu einer normalen Type entwickelt, welche sowohl für Tourenwagen wie auch für Lastwagen und Omnibusse in Frage kommt. Die Anordnung dürfte bekannt sein und soll nur in kurzen Worten hier aufgeführt werden, um an Hand derselben die Gesichtspunkte, welche zur Ausbildung dieser Type führten, zu erläutern.

Vor dem Führersitz ist der Explosionsmotor mit stehenden Zylindern eingebaut unter abnehmbarer Haube, deren vordere Stirnwand die Rückkühlanlage für das Kühlwasser, „der Kühler“, bildet. Eine mit dem Schwungrad zusammengebaute, leicht lösbare Reibungskupplung überträgt die Leistung des Motors auf die in der Längsachse des Wagens liegende Getriebewelle und das Wechselgetriebe. Ein Kegelräderpaar führt die Leistung auf eine durch die Lage der antreibenden Räder notwendige Querwelle über, welche in der Regel geteilt ist und das Differential trägt.

Bei Kardanwagen greift diese geteilte Welle mit ihren Enden in die Wagentreibräder oder sie trägt kleine Stirnräder, welche in größere, auf den Hinterrädern sitzende Zahnkränze eingreifen. Beim Kettenwagen treten an Stelle dieser kleinen Zahnräder die Kettentreibräder, welche durch die Treibkette mit den Kettenkränzen der Hinterräder verbunden sind. Die Schubkraft zur Fortbewegung des Wagens wird von den angetriebenen Hinterrädern durch die Hinterachse und geeignete Gestänge auf den Rahmen übertragen. Die ganze maschinelle Einrichtung ist auf den Rahmen aufgebaut, der sich mittels Federn auf zwei Achsen abstützt und somit die Belastung auf die Räder überträgt, die Reaktionskräfte der mechanischen Zugkraft aufnimmt und durch die dynamischen Wirkungen während des Anfahrens und Bremsens und während normaler Fahrt beansprucht wird. Als besondere Eigentümlichkeit gegenüber Schienenfahrzeugen tritt noch die Lenkung hinzu,

die von dem Fahrzeug aus erfolgen muß. Weitere Ausrüstungsgegenstände sind zwei Bremsen, eine von Hand, eine durch den Fuß zu bedienen, eine Vorrichtung gegen unfreiwilligen Rücklauf, entweder eine Bergstütze oder ein auf einem Getriebeteil sitzendes Zahnrad mit Sperrklinke, ferner ein Brennstoffbehälter, ein Auspufftopf und meist eine Klappe, um den Auspufftopf auszuschalten und den Auspuff direkt ins Freie zu lassen, wodurch die Leistung des Motors gesteigert wird.

Die ganzen aufgeführten Triebwerkteile reihen sich bei dieser Längsbauart zwanglos aneinander. Bedenkt man noch, daß der Führersitz hinter dem Schwungrad liegt, also die hauptsächlichsten maschinellen Teile denkbar leicht zugänglich sind, so kann man verstehen, daß nach dem Gesetz der natürlichen Auslese diese Bauart sich zur Normaltype herausbilden konnte zu einer Zeit, wo Störungen in den maschinellen Teilen nicht selten waren. Diese Bauart hat ihre besondere Berechtigung beim Luxuswagen, da bei diesem bereits die Rücksicht auf gutes Fahren zu einem möglichst langen Achsstande führte, so daß der Raum für die Längsbauart des Motors und der Transmission bereits vorhanden ist und eine Verlängerung des Wagens aus diesem Grunde nicht erforderlich war.

In den Anfängen des Motorwagenbaues nahm man sich zunächst den Kutschwagen zum Vorbild und gab diesem einen Motorantrieb, während man die übrigen Dimensionen, insbesondere Spurweite und Achsstand, zunächst beibehielt. Hierdurch ergaben sich anfänglich große Schwierigkeiten bezüglich der Unterbringung des Motors, den man an verschiedenen Stellen des Wagens versteckt unterbaute. Allmählich zog man erst den Wagen auseinander und vergrößerte den Achsstand bis auf die heutige Bauart.

Der Motor ist heute durchweg vierzylindrig, wodurch ein erschütterungsfreier Gang, ein guter Massenausgleich, sowie ein günstiges annähernd gleichmäßiges Drehmoment erzielt wird. Die verschiedenen notwendigen Geschwindigkeitsstufen, insbesondere das Verhältnis der höchsten zur niedrigsten Geschwindigkeit, das, wie früher schon untersucht, etwa 1 zu 4 beträgt, macht einen Getrieberäderkasten notwendig. Anfänglich, wo man sich mit seinen Ansprüchen beschränkte und nur geringe Variationen in der Geschwindigkeit forderte, kam man mit dem Riemenantrieb aus, und tatsächlich ist auch der Übergang von den ursprünglichen Versuchen, den Antrieb direkt auf die Achse zu legen, zu der Bauart, wo man die Getriebeteile an dem abgefederten Rahmen aufhängte, durch Benutzung des Riemenantriebs erfolgt. Mehrfach findet sich auch das Planetengetriebe zum Antrieb beziehungsweise zum Geschwindigkeitswechsel desgleichen das Reibradgetriebe, doch ist heute für den normalen Wagen der Räderkasten mit verschiebbaren Zahnrädern vorherrschend und als normal zu betrachten.

Räderkasten dieser Art waren bereits von dem Werkzeugmaschinenbau her bekannt, doch besteht der prinzipielle Unterschied gegenüber dem Werkzeugmaschinen-Räderkasten, daß das Einrücken der Zahnräder während des Laufs der Räder zu erfolgen hat. Es gehörte hierzu schon ein Entschluß, zu welchem der normale Maschinenbau nicht leicht kommen konnte, da es entschieden dem Gefühl eines Maschinenbauers widerspricht, in so rücksichtsloser Weise mit den Maschinenteilen umzugehen. Der Versuch wurde aber durch die Automobilindustrie gemacht, die Aufgabe wurde gestellt, und zwar stellte man sie den Stahlwerken, ein solches Material zu schaffen, das diesen Beanspruchungen standhält, und die Aufgabe ist heute als gelöst zu betrachten, einerseits durch Herausbilden eines ausgezeichneten Materials, andererseits durch konstruktive Durchbildung derart, daß die Widerstände beim Einrücken, welche zerstörend wirken, auf das geringste Maß beschränkt werden. Das Einrücken der verschiedenen Gänge hat vom Führersitz aus zu erfolgen und geschieht mit Hilfe von einem oder zwei Hebeln, welche dem Führer bequem zur Hand liegen müssen.

Die Übertragungswelle, welche die Kraft des Motors nach dem Getriebe weiterleitet, wird durch eine leicht lösbare Kupplung, durchweg eine Reibungskupplung, unterbrochen. Bei dem Schalträdergetriebe ist zwar bei ausgerückten Zahnrädern eine Mittelstellung vorhanden, bei welcher das Getriebe nicht mitläuft. Mit Rücksicht auf das Stillstellen des Wagens ist somit eine Kupplung nicht erforderlich. Tatsächlich machen auch die meisten Wagen, insbesondere die Luxuswagen, für das Stillstellen des Wagens von der Mittelstellung der Getrieberäder Gebrauch und lassen die Kupplung bei stehendem Wagen eingerückt, so daß der Motor, sofern er bei stehendem Wagen leerläuft, noch die Übertragungswelle mitnimmt. Zur größeren Sicherheit rücken einzelne Firmen außerdem noch die Kupplung aus. Notwendig wird die Kupplung mit Rücksicht auf das Schalten bei verschiebbaren Rädergetrieben, indem bei einem Wechseln der Geschwindigkeit der Wellenstrang zwischen Motor und Räderkasten durch Ausrücken der Kupplung, sowie Herausnehmen des Schaltrades abgetrennt wird. Dieser Strang, in welchem keine Kräfte wirken und der verhältnismäßig geringe Rotationsenergie besitzt, wird dann für sich durch Einrücken des Schalträderpaares für die geänderte Übersetzung mit dem annähernd gleichmäßig weiter rotierenden Triebwerk des Wagens gekuppelt, erst dann wird durch vorsichtiges Hereinlassen der Kupplung der Motor wieder eingerückt.

Von der Getriebewelle wird die Kraft auf beide Hinterräder übergeleitet, und in der Übertragung dieser Triebkraft auf die Räder liegt zurzeit noch der Hauptunterschied der verschiedenen Bauformen der heutigen normalen Motorwagen. Der ursprüngliche Riemen ist

verschwunden, der Versuch, mit Zahnrädern ähnlich wie bei den elektrischen Straßenbahnen die Übertragung vorzunehmen, ist mißglückt, weil auf der Fahrstraße eine zu erhebliche Federung des abgefederten Rahmengestells gegenüber der Achse in Frage kommt und hierdurch ein zu großer Wechsel in der Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder sich ergibt. Es war daher erforderlich, ein Glied dazwischen zu schalten, welches gegen diese Federung unempfindlich ist, beziehungsweise dieselbe nach Möglichkeit ausgleicht. Hierfür kommen zurzeit in Frage: Triebketten und Gelenkwellen (Kardanwellen). Die Triebkette ist die ältere Form und dürfte von dem Fahrrad her übernommen sein. Die Gelenkwelle, welche ihre Vorbilder im Maschinenbau besitzt, wird auf zwei Arten angewendet, und zwar einmal als einfache Welle, welche in der Mittelachse des Wagens nach der Mitte der Hinterachse führt und von hier aus durch ein Kegelräderpaar und Querwellen die Hinterräder antreibt (der sogenannte Kardantrieb). Die zweite Ausführung, welche der Firma de Dyon & Bouton patentiert war und jetzt nach Ablauf des Patentes freigeworden ist, besteht aus zwei Querwellen, welche von einer gemeinsamen, am Rahmen gelagerten, Triebwelle aus ihren Antrieb erhalten und durch die feststehende Achse hindurch die Wagenräder antreiben. Diese drei Bauarten dürften zurzeit als gleichwertig angesehen werden. Die Kette ist die ältere Bauart, sie war am leichtesten konstruktiv zu beherrschen, indem sie eine gewisse Elastizität besitzt, so daß einmal mit Rücksicht auf einseitige Schrägstellung der Achse besondere konstruktive Maßnahmen nicht nötig sind, und andererseits eine normale Wagenachse Verwendung finden kann, auf welcher keine Maschinenteile untergebracht sind außer dem Kettenkranz, der aber vollständig unempfindlich ist. Der eigentliche Kardantrieb erfordert dagegen die Unterbringung einer Kegelrad-Übersetzung mit deren Lagerung in der Hinterachse, welche infolgedessen eine komplizierte Form annimmt, die ursprünglich nur durch gegossenes Material zu erreichen war (heute wird sie auch gepreßt), und ein beträchtliches Gewicht erreicht. Hierdurch erklärt sich, daß die Entwicklung des Kardantriebs zunächst mit den leichteren Wagen anfang, und erst allmählich seine Einführung auch bei größeren Wagen erfolgte. Tatsächlich baut man heute die verschiedenen Arten Luxuswagen bereits neben dem Kettenantrieb auch mit Kardantrieb. Bei Omnibussen und Lastwagen findet der Kardantrieb dagegen nur vereinzelt Anwendung. Für Luxuswagen stehen dem Kardantrieb keine ernstlichen Bedenken entgegen, da hier Luftreifen Verwendung finden und somit die maschinellen Teile immer geschont sind. Bei Lastwagen dürfte die Kardanachse nur bei Verwendung von Vollgummibereifung zulässig sein, hat aber hier bereits Bedenken, da die Federung des Vollgummireifens viel weniger elastisch ist wie die des Luftreifens. Für Eisenbereifung dürfte der

Kardantrieb nicht in Frage kommen. Von Bedeutung bei der Frage der Zulässigkeit des Kardantriebs sind auch die unabgefederten Massen, die bei dieser Art des Antriebs besonders groß sind. Sie haben einen besonderen Einfluß auf die Güte der Federung, und wird hierauf noch später näher einzugehen sein.

Der Antrieb mit zwei Kardanwellen von Dyon & Bouton sucht die Nachteile des einfachen Kardantriebs zu vermeiden und erreicht tatsächlich einmal die Lagerung der empfindlichen Getriebeteile am abgefederten Rahmengestell und dann die Verminderung der unabgefederten Gewichte. Es ist daher von Interesse, weiterhin zu verfolgen, wie weit sich dieser Antrieb, nachdem die Patente abgelaufen sind, Verbreitung verschaffen wird.

Bei der Übertragung der Treibkraft auf die Hinterräder ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß diese in den Kurven mit einer verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit und Tourenzahl sich drehen müssen, sofern ein dauerndes Abrollen auf dem Boden gesichert sein soll, und letzteres ist erforderlich, weil sonst starker Verschleiß und sehr erhebliche Kraftverluste eintreten. Dabei soll aber die Antriebskraft sich immer gleichmäßig auf beide Räder verteilen. Diese Aufgabe erfüllt das Differential. Das Differential ist eine Spezialausbildung des Planetengetriebes. Das Differential-Gehäuse erhält seinen Antrieb in normaler Weise zwangsläufig durch den Motor. In diesem Gehäuse ist der geteilte Wellenstrang zum Antrieb der Hinderräder zentrisch gelagert und erhält bei der gebräuchlichen Ausführung seinen Antrieb durch zwei auf den mittleren Enden der Wellenhälften in dem Innern des Differential-Gehäuses sitzende Kegelräder, in welche ein oder mehrere am Umfang des Gehäuses gelagerte Kegelräder eingreifen. Diese Kegelräder wirken bei gerader Fahrt als Klauenkupplung. Bei Kurven gestatten sie dagegen durch gegenseitiges Abrollen eine Relativbewegung der beiden Wellenhälften gegeneinander entsprechend der verschiedenen Umdrehungszahl der auf der Fahrbahn abrollenden Treibräder; trotzdem wird das vom Motor ausgehende treibende Drehmoment immer in zwei genau gleichen Teilen auf beide Wellenhälften übertragen. Die Arbeitsmenge, welche auf jede Wellenhälfte übergeht, ist je nach deren Umdrehungszahlen verschieden.

Die erforderliche Lenkbarkeit des Fahrzeuges wird bei der Normaltype durch Schwenken der Vorderräder herbeigeführt. Anfänglich übernahm man die von dem Kutschwagen her bereits bekannte Ausführung mit Hilfe des Drehschemels. Sehr bald ging man zu der heutigen Ausführung der sogenannten Schwenkachsen über, wobei sich jedes Rad für sich um einen Achsstummel dreht. Die Vorteile dieser Bauart liegen auf der Hand. Erstens ist der Lenkwiderstand, das heißt, die Kraft, welche zum Verdrehen der Räder erforderlich ist, ganz bedeutend verringert, indem der Hebelarm der Räder gegenüber dem Dreh-

punkt beliebig vermindert, sogar gleich Null werden kann; hierdurch werden auch die Stöße, beziehungsweise das Drehmoment der Stöße, welches auf die Lenkorgane rückwirkt, entsprechend gering, und man kann mit leichter dimensionierten Gestängen auskommen. Zweitens wird auch beim Kurvenfahren die Stabilität des Wagens bedeutend erhöht, indem die beiden Unterstützungspunkte der Vorderräder immer um ein größeres Maß auseinanderbleiben, wie der Entfernung der Drehpunkte der beiden Räder entspricht, während sie beim Lenkschemel im äußersten Falle sogar in die Mittelachse des Wagens fallen können. Es kommt noch hinzu, daß die Schwenkachse den konstruktiven Vorteil bietet, daß der Schwenkbereich der Räder außerhalb des Rahmens bleibt, so daß man innerhalb des Rahmens beliebig weit nach unten bauen kann, während man bei dem Drehschemel einen Raum unterhalb des Rahmens für die Räder freilassen muß und den Rahmen selbst entsprechend höher gegenüber dem Erdboden legen muß.

Bei der Normaltype erfolgt der Antrieb von den Hinterrädern aus, während die Vorderräder gelenkt werden. Ursprünglich ist diese Durchbildung wohl nur auf konstruktive Rücksichten zurückzuführen. Die Lenkung der Vorderräder erscheint auf alle Fälle notwendig. Man braucht sich nur den Fall vorzustellen, daß das Fahrzeug seitlich an einem Bordstein hält und anfahren will. Bei einer Lenkung der Hinterräder könnte es dann nicht freikommen, während es durch seitliches Schwenken der Vorderräder direkt nach der Seite wegfahren kann. Die Frage wäre demnach nur, ob es sich empfiehlt, außer den Vorderrädern auch die Hinterräder zum Schwenken einzurichten. Hiergegen spricht bereits das oben angeführte Beispiel, und außerdem hat die Praxis erwiesen, daß die Lenkung der Vorderräder vollständig genügt. Aus Gründen der einfacheren konstruktiven Durchbildung verlegte man bei Vorderrad-Lenkung den Antrieb auf die Hinterräder. Gegen diese Art des Antriebs sind nun eine Reihe Bedenken erhoben worden, und es besteht hierüber eine umfangreiche Literatur. Man stellte die Forderung auf, daß mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit der Antrieb an die Vorderräder verlegt werden müsse, die gleichzeitig allerdings auch ihre Aufgabe als Lenkräder beibehalten sollten. Diese Literatur strotzt von Trugschlüssen, und es ist tasächlich unbedenklich, den Hinterrad-Antrieb beizubehalten und damit die Vorteile der konstruktiven Einfachheit sich zunutze zu machen.

Ein Beweis dafür, daß auch in der Praxis sich der Hinterrad-Antrieb als vollständig ausreichend erwiesen hat, ist die Entwicklung des Elektromobils. Bei diesem bietet der Vorderrad-Antrieb viel geringere konstruktive Schwierigkeiten, als bei den Kraftwagen mit Explosionsmotor. Trotzdem herrscht heute bei dem Elektromobil in allen Fällen der Hinterrad-Antrieb vor, wo nicht ganz besondere Gründe für den

Vorderrad-Antrieb vorliegen, wie zum Beispiel bei den Feuerwehrfahrzeugen, bei welchen durch den Vorderrad-Antrieb der hintere Rahmen von maschinellen Teilen freibleibt und somit für die Unterbringung der komplizierten Feuerwehrgeräte Raum bietet.

Eine zweite viel erörterte Frage ist die zweckmäßigste Lage der Bremsen, und zwar ob an der Vorder- oder Hinterachse. Auch hier hat die praktische Erfahrung zugunsten der Hinterrad-Bremse gesprochen.

Von Bedeutung ist es auch, den Einfluß der übrigen Verkehrsmittel auf die Ausbildung der Kraftwagen zu betrachten.

Die Eisenbahn ist auf den gleichen Ursprung zurückzuführen wie das Straßen-Kraftfahrzeug. Beiden kam in ihrem Uranfang der Stand der Entwicklung des Pferdefuhrwerks zugute. Das Wagengestell war schon weit durchgebildet, bekannt waren die Achsen, die Räder, die Federn und der Drehschemel. Die ersten Versuche mit dem Dampf als Triebkraft drängten aber daraufhin, Schienenfahrzeuge zu bauen und auf den bereits bekannten Schienen zu betreiben. Hierzu drängte vor allem das hohe Gewicht, welchem man die neuen zu bauenden Straßen, nämlich die Schienen, ohne weiteres anpassen konnte, während man bei den bestehenden Landstraßen von der Tragfähigkeit der bisherigen Ausführung abhängig war. Außerdem war man nicht in der Lage, ohne weiteres die Unebenheiten der Fahrbahn zu beherrschen. Beim Pferdefuhrwerk reichte die Federung aus, indem man entweder ein sehr reichliches Spiel der Federn hinnahm oder es ruhig zuließ, daß das Rad zeitweise die Berührung mit dem Erdboden verlor. Diese beiden Auskunftsmittel waren beim Kraftfahrzeug nicht möglich, da das reichliche Federspiel erhebliche Schwierigkeiten beim Antrieb, welcher direkt auf die Achse einwirkte, machte, indem beim Aufhören der Berührung mit dem Erdboden auch die Adhäsion verloren ging und die Räder sich in der Luft drehten. Durch die Anlage der Schienenwege löste man ohne Schwierigkeit diese Frage und konnte außerdem die Steigungen so festlegen, wie sich solche am besten den Maschinenleistungen anpassen. Die Eisenbahn ist somit eine einseitige Entwicklung des Kraftwagens, bei welcher man den konstruktiven Schwierigkeiten aus dem Wege ging. Sie konnte somit auch keinen erheblichen Einfluß auf die Ausbildung der Kraftfahrzeuge ausüben. Dieser Einfluß konnte sich lediglich auf einige konstruktive Einzelheiten erstrecken, sowie auf die Prinzipien, welche für geringe Instandhaltungskosten maßgebend sind, wie zum Beispiel das Ausbüchsen aller verschleißenden Teile.

Tatsächlich lagen nun die wirtschaftlichen Verhältnisse so, daß ein außerordentliches Bedürfnis für Schienenfahrzeuge vorlag und somit die Technik zunächst eine große Aufgabe fand, um dieses Bedürfnis zu befriedigen. Man sah daher auf lange Zeit vollständig davon ab,

dem schwierigeren technischen Problem, nämlich dem Straßen-Kraftfahrzeug, seine Aufmerksamkeit zu schenken, zumal wirtschaftliche Vorteile kaum gegenüber der Eisenbahn zu erwarten waren.

Mit dem Einsetzen der Elektrotechnik begann auch der Bau der elektrischen Bahnen. Sie lehnten sich der Hauptsache nach an den Bau der Dampfisenbahn an und ersetzten nur die Kraftquelle des Dampfes durch die Elektrizität, indem sie entweder den Strom in Akkumulatoren mit sich führten oder dieser ihnen durch besondere Leitungen zugeführt wird. Nachdem die elektrische Bahn auf eine gewisse Entwicklungsstufe gelangt war, versuchte man mit den hierdurch geschaffenen maschinellen Hilfsmitteln ebenfalls Straßenfahrzeuge mit elektrischem Antrieb zu bauen. Die Übertragung des Zahnradantriebs der elektrischen Straßenbahn mit dem am Rahmen fest, beziehungsweise federnd gelagerten Motor auf die Straßenfahrzeuge mißlang, da das erheblich größere Federspiel bei diesen Fahrzeugen zu große Geschwindigkeitsschwankungen an den Zahnradern hervorrief.

Man hat daher für den Kraftwagen besondere Übertragungsarten schaffen müssen, welche speziell seiner Verwendung als Straßenfahrzeug Rechnung tragen. Um überhaupt zunächst zu Straßenfahrzeugen zu kommen, mußte man Kompromisse eingehen.

Die erste tatsächlich betriebsfähige Type eines Straßenfahrzeuges stellen die Straßen-Dampftrakteure (Straßenlokomotiven) dar. Man ging hierbei den bei Betrachtung der Eisenbahn angeführten Schwierigkeiten infolge der Straßenunebenheiten aus dem Wege, indem man die Fahrgeschwindigkeit sehr stark beschränkte. Die Schwierigkeit des hohen Gewichts umging man, indem man darauf verzichtete, den Kraftwagen als Selbstträger auszubilden, sondern ihn ausschließlich als Zugmaschine verwendete. Ebenso setzte man seine Ansprüche in bezug auf variable Zugkraft in weitestem Maße herab und verzichtete darauf, alle Steigungen nehmen zu können. Dieser Nachteil machte sich aber in größerem Maße nicht bemerkbar, da bei dem Trakteur die Zugkraft, welche geäußert werden kann, an und für sich bereits durch die Adhäsion begrenzt ist.

Eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit wurde erst möglich durch die Einschaltung eines beweglichen Zwischengliedes zwischen das gefederte Rahmengestell und die Achse, wodurch man in der Lage war, erheblich weichere Federungen zu verwenden, wie bei Eisenbahnen und elektrischen Bahnen, und man konnte somit einen großen Teil der Straßenunebenheiten durch die Federung ausgleichen. Hierdurch wurde für mittlere Geschwindigkeiten bei den gebräuchlichen Eisenreifen eine dauernde Berührung des Rades mit dem Erdboden gesichert, und die Zugkraft konnte durch Vermittlung der Adhäsion vom Rad auf den Boden übertragen werden. Um für höhere Geschwindigkeiten

die notwendige Adhäsion zu gewährleisten, ist unbedingt eine Federung am Radumfang nötig. Diese Notwendigkeit wurde bereits von Reuleaux erkannt, und er hat sie als Vorbedingung für die Entwicklungsfähigkeit eines Straßenfahrzeugs hingestellt. Auf diese Federung am Radumfang hat besonders die Ausbildung des Fahrrades seinen Einfluß ausgeübt. Zurzeit ist die Frage gelöst durch die Verwendung des Luftreifens für die höheren Geschwindigkeiten und durch die Verwendung des Vollgummireifens für die mittleren Geschwindigkeiten. Allerdings bedurfte es einer längeren Zeit, damit man sich an den Gedanken der Verwendung dieser teuren Bereifungsmittel gewöhnte, und es bedurfte einer allmählichen Steigerung der Dimensionen von den Reifen des Fahrrades bis zu den heutigen großen Pneumatiks der Tourenwagen und den starken Vollgummireifen der Lastkraftwagen.

III. Die am Fahrzeug wirkenden Kräfte und deren Reaktionen.

Als Grundlage für die Berechnung der Kraftfahrzeuge ist es erforderlich, zunächst die auf den Wagen einwirkenden Kräfte einer eingehenden Betrachtung zu unterziehen. Diese Kräfte sind zum Teil die gleichen, wie sie bei jedem Fahrzeug auftreten, welches sich mit größerer Geschwindigkeit auf der Landstraße fortbewegt, zum Teil werden sie bedingt durch den maschinellen Antrieb, dessen Kraftquelle auf dem Fahrzeug selbst mitgeführt wird.

Für beide Arten von Kräften sind bereits Analogien gegeben, doch treten diese Kräfte beim Motorwagen in ausgeprägterer Weise auf und müssen daher eingehender betrachtet werden, während sie bei den bisherigen Fahrzeugarten — dem Straßenfuhrwerk und der Eisenbahn — zum Teil vernachlässigt werden konnten oder in einfacherer Form in Erscheinung traten.

Mit der Betrachtung der Kräfte ist gleichzeitig eine eingehende Untersuchung ihrer Reaktionswirkungen erforderlich, da diese Reaktionen beim Kraftwagen in größerem Maße in Erscheinung treten, einmal weil die Kräfte selbst verhältnismäßig groß sind, ferner weil bei der notwendigen leichteren Dimensionierung den Reaktionskräften in vielen Fällen besondere Rechnung zu tragen ist, sei es, daß sie die Größe der wirksamen Kräfte begrenzen, sei es, daß sie durch besondere, zweckentsprechende Konstruktionsteile aufzunehmen sind.

Ein Teil der auf den Kraftwagen einwirkenden Kräfte tritt bereits beim stehenden Fahrzeug auf, während die übrigen Kräfte während des Fahrens zur Wirkung kommen. Die letzteren werden hervorgerufen durch die Fortbewegung auf der Straße oder durch den Antrieb des Fahrzeugs, sie wirken entweder wie die Antriebskraft dauernd während der Vorwärtsbewegung, oder sie zeigen sich nur vorübergehend beim Anfahren, Bremsen oder Befahren von Kurven.

Wie weit der Einfluß der Kräfte auf das Fahrzeug rechnerisch zu verfolgen ist, hängt davon ab, welche Daten für die Kräfte bekannt sind. Eine eindeutige Bestimmung der Kräfte durch Richtung und Größe ist nur zum Teil möglich, häufiger ist nur die Richtung bekannt, während die Größe der Kräfte beliebig anwachsen kann. Bei anderen Kräften sind die Daten zu ihrer Bestimmung nicht vorhanden, so daß nur die Art ihrer Einwirkung in Rücksicht gezogen werden kann. Wieder andere Kräfte werden durch unvorhergesehene äußere Einwirkungen infolge unvorsichtiger Bedienung hervorgerufen.

Hiernach kann man die auf den Wagen einwirkenden Kräfte einteilen in: direkte Kräfte, indirekte Kräfte und Zwangskräfte.

Auf Grund der vorstehend gegebenen Gesichtspunkte sollen nunmehr diese Kräftegruppen, sowie die zu ihnen gehörigen Kräfte besprochen werden, und zwar werden, soweit die Übersichtlichkeit gewinnt, die wirksamen Kräfte im Zusammenhang mit ihren Reaktionswirkungen und den zusätzlichen Kräften infolge von Massenwirkungen aufgeführt.

Direkte Kräfte.

Die direkten Kräfte sind solche, deren mechanische Einwirkung auf das Kraftfahrzeug zu übersehen ist. Sie werden entweder von außen her in das Fahrgestell eingeleitet oder sie finden nach außen hin eine Reaktionswirkung. Die direkten Kräfte sind zum mindesten der Richtung nach bekannt. Zum Teil ist ihre Größe ebenfalls gegeben, in anderen Fällen läßt sich eine obere Grenze für die Größe der Kräfte ermitteln. Sofern letzteres nicht möglich ist, soll eine Untersuchung vorgenommen werden, welche Faktoren die Größe der Kräfte beeinflussen.

Als direkte Kräfte kommen in Frage: die Belastung des Fahrzeugs und deren dynamischer Einfluß, die Antriebskraft und deren Reaktionswirkungen sowie die aus der Antriebskraft im Fahrzeug und seinen Triebwerksteilen aufgespeicherten Energiemengen, ferner die Lenkungskräfte und die beim Fahren auf normaler Fahrstraße infolge der Massenwiderstände auftretenden Stöße.

Die einzige Kraft, welche bereits beim stehenden Fahrzeug wirkt, ist die ruhende Last, welche ihrer Größe und Richtung nach gegeben ist. Sie wirkt ein auf den Rahmen, auf die Federn und auf die Achsen und dient als Grundlage für deren Berechnung. Allerdings kann die Dimensionierung nicht ohne weiteres auf Grund der ruhenden Einwirkung dieser Last erfolgen, sondern es ist auch den dynamischen Vorgängen bei der Bewegung des Fahrzeugs Rechnung zu tragen, jedoch bedingen diese der Hauptsache nach nur Kräfte, welche proportional der ruhenden Beanspruchung sind, so daß durch geeignete Wahl der Festigkeitsziffern diesen dynamischen Wirkungen Rechnung getragen wird. Die dynamische Wirkung der Last besteht

vor allem in Massenwirkungen, welche sich beim Anfahren, sowie beim Bremsen zeigen, und eine Veränderung der Achsdrücke hervorrufen, die einerseits zusätzliche (positive und negative) Belastungen von Federn und Achsen erzeugt und andererseits eine Veränderung der am Rahmen angreifenden Reaktionskräfte bedingt, so daß eine Nachrechnung des Rahmens mit Rücksicht auf diese veränderten Reaktionskräfte erforderlich wird.

Die Antriebskraft, welche bei ihrer Ausnützung für die Fortbewegung des Fahrzeugs noch durch aufgespeicherte Energiemengen unterstützt wird, hat eine Reihe von Reaktionswirkungen zur Folge. Diejenige Reaktionskraft, welche die eigentliche Nutzarbeit hervorruft, ist der zu überwindende Fahrwiderstand. Um diese Nutzarbeit leisten zu können, muß das Treibrad an der Fahrbahn die für ein Abrollen erforderliche Reibung finden, die Adhäsion, welche ebenfalls eine Reaktionswirkung der Antriebskraft darstellt. Außer diesen beiden nach außen hin in Erscheinung tretenden Reaktionswirkungen treten noch weitere Reaktionen im Triebwerk auf, welche ebenfalls Berücksichtigung finden müssen.

Die Antriebskraft des Wagens hat ihre Quelle in der zur Verfügung stehenden Maschinenkraft. Außer dieser Maschinenkraft findet sich aber eine nicht unbeträchtliche Menge aufgespeicherter Energie, einmal in dem Schwungrad und dann in dem fahrenden Wagen. Außerdem kommt hierbei noch die Schwerkraft bei Gefällen in Frage, welche allerdings, soweit sie für den Antrieb des Wagens in Betracht kommt, sich wie eine äußere ziehende Kraft verhält und nicht durch die Triebwerksteile hindurchgeleitet wird. Die treibende Kraft, welche ihren Ausgang vom Wagen aus nimmt, findet ihren Stützpunkt für die Fortbewegung und somit ihre Reaktion an dem Abstützungspunkt der Triebräder am Boden, und zwar ist der Vorgang der: da der ganze Wagen als ein geschlossenes System von Kräften aufzufassen ist, so greift an den Triebrädern, an deren Berührungspunkt mit der Fahrbahn eine horizontale freie Kraft gleich der Fortbewegungskraft des Wagens an, deren Reaktion einen entgegengerichteten, ebenfalls horizontalen Schub auf die Fahrbahn ausübt. Das Zustandekommen der auf den Wagen wirkenden Schubkraft wird durch die Reibung zwischen Radreifen und Fahrbahn, die Adhäsion, bedingt. Gleichgewicht herrscht so lange, wie die Schubkraft kleiner ist als die Adhäsion; das Rad rollt auf der Fahrbahn. Überschreitet die von dem Fahrzeug aus geäußerte Schubkraft die Adhäsion, so rollt das Rad nicht mehr ab, sondern dreht sich auf der Stelle und gleitet dabei über die Fahrbahn. Hieraus ersieht man, daß die Adhäsion der Triebräder auf alle Fälle eine Grenze bedeutet für die Schubkraft und daß die Maschinenkraft, sowie die zur Verfügung stehende, im Schwungrad aufgespeicherte Energie nur so weit ausgenutzt werden kann, wie

es die Adhäsion der Triebräder zuläßt. Die Adhäsion ist somit für die Festlegung der auf die Übertragungsorgane einwirkenden Kräfte von grundlegender Bedeutung. Eine weitere Begrenzung der Kräftewirkung, ein Sicherheitsglied, welches in den Übertragungsmechanismus eingeschaltet ist, stellt die Reibungskupplung dar. Diese beginnt bei einem bestimmten Drehmoment zu gleiten und erlaubt nicht, daß größere Drehmomente in die Transmissionswelle eingeleitet werden, wie ihrer Übertragungsfähigkeit entspricht. Die ziemlich unbegrenzte mechanische Leistung, welche bei einem plötzlichen Einrücken der Kupplung von der im Schwungrad aufgespeicherten Energiemenge her für einen kurzen Zeitraum durch stoßweise Abgabe zur Verfügung stehen würde, wird somit bereits durch die Kupplung begrenzt. Innerhalb der Grenzen dieser beiden Sicherheitsglieder, also von Adhäsion und Kupplung, hängt die geäußerte Antriebskraft ab, einmal von dem Fahrwiderstand und dann von dem Massenwiderstand für Beschleunigung beim Wechseln der Fahrgeschwindigkeit insbesondere beim Anfahren, denn das Drehmoment des Motors paßt sich diesen Kräften an, und zwar bei Motoren mit Regulator unbedingt, bei Motoren ohne Regulator einmal, indem der Motor bei überschüssigem Drehmoment zum Durchgehen neigt und dadurch der Führer entsprechend nachregulieren muß, andererseits, indem gerade durch das Bestreben zum Durchgehen die Eigenmassenwiderstände im Motor, sowie die Leitungswiderstände in den Gasleitungen des Motors anwachsen und infolgedessen das frei zur Verfügung stehende Drehmoment abnimmt.

Die von den Triebrädern des Wagens ausgehende Schubkraft wird immer mit dem Fahrwiderstand im Gleichgewicht stehen, sofern man unter dem Begriff Fahrwiderstand auch den Massenwiderstand des Fahrzeugs, und zwar den Beschleunigungs- und Verzögerungswiderstand einbegreift. Der Fahrwiderstand besteht erstens aus dem Rollwiderstand, zweitens aus dem Steigungswiderstand und drittens aus dem Massenwiderstand. Die beiden letzten Kräfte kann man sich in dem Schwerpunkt des Wagens wirkend denken, so daß der Teil der Schubkraft, welcher zur Überwindung dieser Kräfte erforderlich ist, von den Triebrädern auf den Rahmen übertragen werden muß und von hier aus an dem Schwerpunkt des Wagens wirkt und dort seine Reaktion findet. Der Rollwiderstand der Hinterräder, welche als Triebräder angenommen werden sollen, wird bereits in diesen überwunden und der ihm entsprechende Teil der Schubkraft braucht nicht bis zum Rahmen weitergeleitet zu werden. Dagegen muß der Teil der Schubkraft, welcher dem Rollwiderstand der Vorderräder entspricht, zunächst von der Hinterachse auf den Rahmen und von diesem weiter auf die Vorderachse geleitet werden. Die Übertragungsart dieser Kraft von dem Rahmen auf die Vorderachse ist von den Straßenfahrzeugen übernommen und geschieht fast durchweg durch

die Vorderfeder selbst. Es muß demnach bei Durchbildung der Befestigung der Feder an dem Rahmen, sowie auf der Achse auf diese Art der Kraftwirkung besonders Rücksicht genommen werden. Die Übertragung der Schubkraft von der Hinterachse bis zum Rahmen erfolgt in der Regel durch besondere Gestänge. Bei den ältesten Ausführungen, sowie jetzt noch bei kleinen Wagen wird auch die Hinterfeder hierzu benützt. Ursprünglich dürfte dies eine wenig durchdachte Übertragung der Ausführung vom Pferdefuhrwerk her auf den Motorwagen sein. Heute kann man wohl annehmen, daß diese Bauart, soweit sie bei kleinen Wagen benutzt wird, im Bewußtsein der Kräftewirkung Verwendung findet, und daß diese bei der Durchbildung berücksichtigt wird und man die Vorteile der Federung, welche in dieser Übertragung liegen, hierbei ausnützen will.

Bei der Verbindung der Hinterachse mit dem Rahmen sind außer der Schubkraft noch die Reaktionskräfte zu berücksichtigen, welche durch das Übertragungsmittel der Antriebskraft bedingt werden, also durch Kette oder Kardan. Beim Kettenantrieb muß die Reaktion des Kettenzuges aufgenommen werden und dies geschieht in der Regel in demselben Organ, welches auch gleichzeitig die Schubkraft überträgt, nämlich dem Kettenspanner. Beim Kardantrieb tritt eine mit der Schubkraft gleich gerichtete Reaktion nicht auf, dagegen infolge des Zahndrucks des Kegelradpaares eine senkrecht zur Schubkraft gerichtete, welche bestrebt ist, das Kegelräder-Gehäuse, also die Hinterachse, um die Hinterräder zu schwenken. Hier ist die Schubkraft allein für das Verbindungsglied von Achse und Rahmen maßgebend, während eine besondere Vorkehrung getroffen werden muß, um die vorerwähnte Reaktion des Zahndrucks aufzunehmen.

Eine ähnliche Wirkung wie die Antriebskraft besitzt die Bremskraft. Diese nimmt ebenfalls von den Rädern ihren Ausgang und muß zum größten Teil von der Achse auf den Rahmen übergeleitet werden. Sie wirkt entgegen der im Fahrzeug aufgespeicherten lebendigen Kraft, sowie den Schwerkraften in Gefällen und wird unterstützt durch die Rollwiderstände. Es muß demnach von der Bremskraft nur der Teil, welcher der lebendigen Kraft und den Schwerkraften entspricht, auf den Rahmen übergeleitet werden, allerdings ist dies der bei weitem größte. Erfolgt das Bremsen unmittelbar an der Achse, so ist lediglich eine Zugkraft entsprechend der Bremsverzögerung auf den Rahmen überzuleiten. Wird dagegen durch Vermittlung des Getriebes gebremst, so treten in den Übertragungsorganen (Kette und Kardan) analoge Reaktionskräfte auf wie infolge der Antriebskraft. Die Bremskraft wird ebenfalls genau wie die Antriebskraft durch die Adhäsion begrenzt. Es genügt demnach in der Regel vollständig, wenn die Dimensionierung der Übertragungsteile nach der Antriebskraft vorgenommen wird, sofern die Adhäsion als Grenze

berücksichtigt ist. Nur in solchen Fällen, wo die Antriebskraft erheblich hinter der Adhäsion zurückbleibt und infolgedessen ein Teil der Triebwerke nicht unter Berücksichtigung der Adhäsion dimensioniert wird, ist es notwendig, auf die Bremskraft als frei an dem Wagen wirkende Kraft sowie auf deren Reaktionskräfte Rücksicht zu nehmen. Beim direkten Bremsen der Hinterräder ist die Reaktion des Bremsmomentes zu beachten, welche bestrebt ist, durch Reibung zwischen Bremstrommel und Bremsbacken letztere mitzunehmen und die Achse gegenüber dem Rahmen zu verdrehen. Auf die Aufnahme dieser Reaktionskraft muß Rücksicht genommen werden, und zwar genügt es vielfach, daß man sie durch die Federn hindurch gegen den Rahmen abstützt, wobei die Federbefestigung entsprechend auszubilden ist. Man findet auch häufig noch besondere Abstützungsarten, indem man die Federn von dieser Reaktionskraft entlastet, die Reaktionskraft entweder als Biegungswirkung an dem Kettenspanner aufnimmt oder den Bremsbackenhalter lose drehbar auf die Achse setzt und durch eine Zugstange gegen den Rahmen absteift.

Die Adhäsion ist der Reibungswiderstand zwischen dem äußeren Umfang des Radreifens und der Fahrbahn in der Berührungsfläche, welcher das Triebrad zum Abrollen zwingt und ein Gleiten desselben über die Fahrbahn verhindert. Die Adhäsion tritt auf als Reaktion für die Zugkraft und Bremskraft, welche von den auf dem Fahrzeug mitgeführten Kraftquellen geäußert werden und begrenzt deren Größe. Es wurde bereits früher erörtert, daß die Adhäsion eine Hauptgrundlage für die Berechnung der Triebwerksteile des Kraftwagens darstellt. Es ist daher von der größten Bedeutung, diese Kraft so genau wie möglich zu bestimmen. Ihre Richtung ist bekannt, tangential zum Radumfang an der Berührungsstelle mit der Fahrbahn, dagegen ist ihre Größe sehr variabel. Dies ist einerseits bedingt schon in ihrer Natur als Reibungskraft, dann aber auch noch durch eine Reihe besonderer dem Kraftwagen eigentümlicher Umstände.

Wie bei jeder Reibungskraft ist ihre Größe bestimmt durch die Last und den Reibungskoeffizienten für die sich berührenden Oberflächen, und zwar ist sie gleich dem Produkt aus diesen beiden Größen. Die Belastung, also der Druck des Rades an seiner Berührungsfläche auf die Fahrbahn, ist bei einem bestimmten Fahrzeug als bekannt anzusehen, dagegen ist der Koeffizient der Reibung außerordentlich variabel. Als sich berührende Flächen kommen in Betracht der Umfang des Rades und die Fahrbahn. Während bei der Eisenbahn die beiden Berührungsflächen jede aus einem bestimmten gebräuchlichen Material bestehen, kommen bei dem Kraftwagen hierfür sehr verschiedene Materialien in Frage. Für die Bereifung werden unter normalen Verhältnissen Eisenreifen, Vollgummireifen, Luftreifen, sowie mit Stahlrieten armierte Luftreifen, sogenannte Gleitschutzreifen, verwendet, außer-

dem Eisenreifen mit Flacheisenbelag, sowie im Versuchsstadium Reifen mit Holzarmierung. Die Straßenoberflächen wechseln zwischen Erdwegen, chaussierten Straßen, Pflasterstraßen, Holzpflasterstraßen und Asphaltstraßen, der Zustand dieser Straßendecken ist dabei noch von ganz verschiedener Güte, je nach der Abnutzung der Straßendecke, außerdem können diese Straßendecken in geringerem oder höherem Maße mit Sand, Staub, Schlamm und Kot bedeckt sein und ihr Zustand wird durch die Witterungsverhältnisse wesentlich beeinflusst. Genaue Angaben über die für die einzelnen Verhältnisse in Betracht kommenden Adhäsions-Koeffizienten liegen zurzeit noch nicht vor. Sie werden in der Literatur angegeben als wechselnd von $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{3}$, steigend bis zu $\frac{2}{3}$ und mehr. Sofern man den Koeffizienten benutzen will, um die mit Sicherheit unter normalen Verhältnissen zu äußernde Zugkraft zu ermitteln, sind geringe Werte einzusetzen. Im Mittel kann man dann annehmen

für Eisenbereifung 0,1 bis 0,15,
für Gummibereifung 0,2 bis 0,3.

Für die Festigkeitsberechnung des Triebwerks und der Bremsen kommen dagegen höhere Werte in Betracht, und zwar haben sich nach meinen Erfahrungen als notwendig erwiesen

für Eisenbereifung 0,3,
für Gummibereifung 0,5 bis 0,6.

Bei Benutzung dieser Koeffizienten ist den besonderen Verhältnissen Rechnung zu tragen, unter welchen der Kraftwagen Verwendung finden soll. Um sich ein Urteil über den in Betracht kommenden Adhäsions-Koeffizienten bilden zu können, soll zunächst betrachtet werden, wie die Reibung zustande kommt. Reibung ist der Widerstand, welchen die beiden einander berührenden Flächen einer gegenseitigen Verschiebung entgegensetzen. Dieser hängt ab, abgesehen von der gegebenen Belastung, unter welcher sie gegeneinander gepreßt werden, von der Rauheit der Oberflächen und von deren Ineinandergreifen. Im Fall einer gegenseitigen Bewegung dieser Flächen unter Reibung sind einmal Teile der Oberflächen abzuscheren, was die Abnutzung beider berührender Oberflächen, der Bereifung und der Fahrbahn, zur Folge hat, andererseits sind die Flächen aus den ineinandergreifenden Vorsprüngen und Vertiefungen herauszuheben unter Überwindung der Schwerkraft. Bei ruhender Reibung, beziehungsweise beim Abrollen des Rades auf der Fahrstraße stützen sich die Vorsprünge und Vertiefungen gegeneinander ab ähnlich einer Verzahnung, und der Widerstand gegen ein gegenseitiges Verschieben, also die Adhäsion, wird bei direkter Berührung der Oberflächen bedingt einmal durch den Scherwiderstand der einzelnen Vorsprünge und Vertiefungen, dann durch den Widerstand, welcher sich einem

Hinaufschieben entgegenstellt auf den einzelnen schiefen Ebenen, welche zwischen den Vorsprüngen und Vertiefungen gebildet werden.

Der Scherwiderstand der Reifenoberfläche hat auf das Verhalten des Reifens hinsichtlich der Adhäsion geringen Einfluß, da die Bereifung einen zusammenhängenden Körper von in den meisten Fällen ausreichender Scherfestigkeit darstellt und das Einleiten der Gleitbewegung durch Abscheren von Teilen der Reifenoberfläche nur selten eintritt. Dagegen hat das Verhalten der Straßenoberfläche hinsichtlich des Scherwiderstands einen großen Einfluß auf die Adhäsionsverhältnisse. Ein eigentlicher Scherwiderstand tritt nur auf, wenn die mit dem Reifen in Berührung tretende Oberfläche der Fahrbahn mit der Straßendecke fest verbunden ist. Liegt die obere Schicht der Fahrbahn nur lose auf der Straßendecke, so geht ein sehr wichtiger Faktor für die Adhäsion verloren, das unmittelbare Ineinandergreifen von Reifen und Fahrbahn, so daß der Scherwiderstand beider zum großen Teil zurücktritt und der Widerstand gegen gegenseitige Verschiebung von Rad und Fahrbahn vermittelt wird durch die zwischenliegende lose Schicht, deren Beschaffenheit und das Maß ihres Zusammenhaltens mit der Straßendecke nun für die Adhäsion ausschlaggebend wird.

Kommt der Reifen mit der festen Straßendecke unmittelbar in Berührung, so weisen die Reifenausführungen mit zunehmender Festigkeit bzw. größerer Härte und Unveränderlichkeit der Oberflächen ein Abnehmen der Adhäsion auf, indem durch die festere Oberfläche eine Reihe Unebenheiten der mit ihr in Berührung stehenden Oberfläche der Fahrstraße überbrückt werden. Eine nachgiebige, elastische Oberfläche des Reifens dagegen muß eine erheblich größere Adhäsion aufweisen, da sich diese den Unebenheiten der Straßenoberfläche anschmiegt und somit sämtliche einzelnen Vorsprünge und Vertiefungen zu einem Widerstand gegen gegenseitige Verschiebung heranzieht. Hieraus ersieht man, daß der elastische Vollgummireifen und in noch höherem Maße der elastischere Luftreifen bei direkter Berührung mit der festen Straßendecke einen größeren Adhäsions-Koeffizienten aufweisen muß als der Eisenreifen. Der Ausspruch Michelin's „le pneu boit l'obstacle“, welcher zur Erklärung der guten Federung des Luftreifens geprägt wurde, erklärt auch dessen höhere Adhäsion. Die Betrachtung über die Entstehung der Reibung zeigt auch noch weiter, daß ein Rad von geringerem Durchmesser eine größere Adhäsion aufweisen muß, als ein solches von größerem Durchmesser. Das Rad von geringerem Durchmesser schmiegt sich besser den größeren Unebenheiten, den Wellen der Fahrbahn, an und findet eine größere Berührungsfläche mit den Unebenheiten der Fahrbahn, so daß es mit seinen kleinen Unebenheiten an mehr Stellen in die kleinen Vorsprünge und Vertiefungen der Fahrbahn, welche

die Adhäsion erzeugen, eingreifen kann. Dieser Vorgang wird auch durch die Beobachtung im praktischen Betrieb, insbesondere bei Eisenbereifung, bestätigt. Es ist demnach für Treibräder von Kraftwagen, insbesondere bei Eisenbereifung, nicht richtig, die vom Wagenbau aufgestellte Regel, den Durchmesser der Räder für Straßenfahrzeuge so groß wie möglich zu wählen, zu übernehmen. Für diese Regel war die Absicht maßgebend, den Fahrwiderstand durch Reibung, das heißt den Rollwiderstand, nach Möglichkeit zu vermindern, während beim Treibrad eine möglichst hohe Adhäsion anzustreben ist und dafür der höhere Rollwiderstand in Kauf genommen werden muß, der im übrigen bei den großen, bei Kraftwagen zur Verfügung stehenden Maschinenkräften nicht von so erheblicher Bedeutung ist, zumal dieser Rollwiderstand gegen die Steigungswiderstände stark zurücktritt.

Von großem Einfluß auf die Größe des Adhäsions-Koeffizienten sind auch die Witterungsverhältnisse und der Zustand der Straßenoberfläche, ob diese mit Staub, Schmutz, Schlamm, Kot, Schnee oder Eis bedeckt ist, im Gegensatz zu dem vorstehend behandelten Fall, daß die Straße vollkommen trocken und bei chaussierter Straße die einzelnen Steine scharf zutage treten. Bei der Eisenbahn ist durch die gleichmäßige Oberfläche von Schiene und Rad der Adhäsions-Koeffizient ohne weiteres nach oben begrenzt durch den reinen, trockenen Zustand von beiden Berührungsflächen. Er kann nur herabgesetzt werden durch Verunreinigungen infolge Nebel, verfaulten Blättern, Kot an Straßenübergängen und Eisbildungen. Für die mögliche Zugkraft und die danach zu bemessenden Abmessungen ist dagegen der Höchstwert feststehend, außerdem kann man hier reichlich dimensionieren. Ganz anders liegen die Verhältnisse beim Kraftwagen, bei dem man außerdem mit Rücksicht auf geringes Eigengewicht in der Dimensionierung' begrenzt ist. Hier kann durch besondere Beschaffenheit der Fahrstraßen der Adhäsions-Koeffizient beträchtlich anwachsen und sogar den Wert „1“ erreichen und überschreiten. Immerhin genügt es in solchen Fällen, wo die Maschinenleistung eine Ausnützung der vollen Adhäsion in häufigen Fällen erwarten läßt, unter Berücksichtigung einer normalen festen Straßendecke, mit einem Adhäsions-Koeffizienten von 0,6 für Gummibereifung zu rechnen, da höhere Koeffizienten zu den Ausnahmefällen gehören und diesen durch den Sicherheits-Koeffizienten, mit welchem die Maschinenteile bemessen sein müssen, dann Rechnung getragen ist.

Ist die feste Straßendecke mit einer losen Schicht bedeckt, welche unter dem Raddruck zwischen der Reifenoberfläche und der festen Straßendecke erhalten bleibt, so tritt eine wesentliche Verminderung des Adhäsions-Koeffizienten ein. Wie bereits erwähnt, können diese Schichten bestehen aus Schmutz, Kot, Schlamm, sowie Schnee und Eis, sie kommen also in dickflüssigem, teigartigem oder festem Zustand vor.

Der dickflüssige Schmutz wirkt wie ein Schmiermaterial, er füllt die kleinen Unebenheiten aus, er verhindert ein Eindringen der Reifenoberfläche in diese und legt sich wie eine Schmiermaterialschicht zwischen die beiden Berührungsflächen. Besonders gefürchtet ist in dieser Hinsicht Asphaltpflaster, welches mit einer mit Pferdemit untermischten, feuchten Schlammschicht bedeckt ist, da die verminderte Adhäsion nicht allein die Ausübung der Antriebskraft erschwert, sondern auch das so gefährliche Schleudern einleitet. Der Eisenreifen verhält sich gegenüber der dickflüssigen Schmutzschicht bedeutend günstiger wie der Gummireifen, da er infolge seiner unveränderlichen zylindrischen Oberfläche leichter durch die Schmutzschicht durchdringen kann und auch infolge seiner Form und der höheren spezifischen Pressung an der verhältnismäßig kleinen Berührungsfläche die Schmutzschicht zur Seite drängen kann. Der Gummireifen dagegen, welcher sich an der Berührungsstelle abflacht, ergibt geringere Flächenpressungen und vermag infolgedessen die Schmutzschicht nicht zu durchdringen oder zur Seite zu drängen.

Ist die die feste Straßendecke bedeckende Schmutzschicht in teigartigem Zustand, so daß sie sich auch nicht bei erhöhter spezifischer Pressung zur Seite drängen oder durchdringen läßt, dann tritt leicht auch ein Versagen der Eisenreifen ein. Es ist dies der Straßenzustand, wenn sich der Schmutz auf die Reifen aufwickelt, welchen man häufig auf der Landstraße auch an Pferdefuhrwerken beobachten kann.

Bei einer Schicht von Schnee oder Eis auf der Straßendecke ist vor allem der geringe Reibungskoeffizient des Eises maßgebend, da sich die Schneeschicht unter dem Raddruck in der Regel zu einer Eisschicht zusammendrückt, so daß eine eigentliche lose Schicht zwischen Reifen und Straßendecke in der Regel nicht in Frage kommt, da die Eisschicht fest an der Straße haftet. Tritt aber eine solche lose Schicht dennoch auf, wie es vorkommt, wenn auf vereisten Straßen eine Schneeschicht liegt, dann sind die Adhäsionsverhältnisse ganz besonders ungünstig.

Da bei Schnee und Eis in der Regel eine direkte Berührung der Oberflächen auftritt, so findet der Gummireifen in vielen Fällen noch genügende Adhäsion, wo der Eisenreifen schon versagt, da jener sich infolge seiner Elastizität den Unebenheiten anschmiegt und bei seiner größeren Berührungsfläche noch Gegenlager finden kann, wo sie der Eisenreifen nicht mehr findet. Allerdings nimmt auch die Adhäsionswirkung der Gummireifen gegenüber normalen Straßenverhältnissen ganz erheblich ab.

Für höhere Fahrgeschwindigkeiten oder um starke Steigungen überhaupt bewältigen zu können, bzw. größere Zugkräfte äußern zu können, ist man zur Verwendung der Gummibereifung gezwungen,

welche bei normalen Straßen und bei Schnee und Eis die größere Adhäsion aufweist. Man muß dafür in Kauf nehmen, daß bei bestimmten ungünstigen Straßenverhältnissen, wo die Adhäsion herabsinkt, deren Maß beim Gummireifen noch geringer wird wie beim Eisenreifen.

Für diese Fälle mußte man daher bedacht sein, Auskunftsmitel zu schaffen.

Ein Herabgehen des Adhäsions-Koeffizienten unter die Durchschnittswerte hat zur Folge, daß zeitweise die zur Fortbewegung des Fahrzeuges notwendige Zugkraft nicht mehr geäußert werden kann. Bei der Eisenbahn mit ihren ganz bestimmten Berührungsflächen hilft man sich in diesem Falle mit Sandstreuen, in manchen Fällen auch mit Wasserspülung der Schienen. Da die Ursachen für das Herabsinken des Adhäsions-Koeffizienten beim Kraftwagen viel mannigfaltigere sind und auch vielfach auf viel längeren Strecken auftreten, läßt sich hier mit so einfachen Mitteln nicht auskommen. Sandstreuen kommt nur in Frage, um über kurze, besonders glatte Stellen, wie Glatteis und gefrorenen und vereisten Schnee, hinwegzukommen. Das Mitführen größerer Mengen Sand verbietet sich wegen des Gewichts von selbst. Trotzdem sieht die Heeresverwaltung bei ihren „kriegsbrauchbaren“ Lastkraftwagen Sandkästen vor, um eben im äußersten Notfalle von diesem Mittel Gebrauch machen zu können. Die Mittel, um bei ungünstigen Straßenverhältnissen die erforderliche Adhäsion zu erzielen, hängen von der Art der die Straßenoberfläche bedeckenden Zwischenschicht ab. Ist diese in dickflüssigem oder teigartigem Zustand, so ist zur Erhöhung der Adhäsion der Weg gegeben, mit dem Gleitschutzmittel diese Schicht zu durchdringen und eine direkte Berührung der Radbereifung mit der festen Straßendecke herbeizuführen. Für den häufiger vorkommenden Fall einer dickflüssigen Schmutzschicht wird der Gummireifen mit Stahlrieten armiert und als sogenannte Gleitschutzbereifung ausgeführt. Diese Bereifungsart ist jetzt gesetzlich vorgeschrieben, um Unfällen durch Schleudern von gummibereiften Fahrzeugen vorzubeugen. Für diesen Zweck genügt es, ein Vorderrad und ein Hinterrad mit Gleitschutzreifen auszurüsten, denn wie später gezeigt wird, hat das Schleudern seine Ursache in Seitenkräften, gegen welche beide Räder derselben Achse gleichwertig Widerstand leisten. Um mit Sicherheit auch die notwendige Adhäsion der Treibräder für die Antriebskraft zu erzielen, ist es dagegen notwendig, beide Treibräder mit Gleitschutzreifen auszurüsten. Beim teigartigen Zustand der Schmutzschicht muß man zu schärferen Mitteln greifen, um durch diese Schmutzschicht durchzudringen und gleichzeitig ein sicheres Gegenlager an der Straßendecke zu finden. Man rüstet hierbei die Eisenreifen mit Eisenbügeln aus oder legt Taue und Ketten mit geeigneten Befestigungen um die Gummireifen. Die gleichen Hilfsmittel können auch bei gefrorenem,

vereistem Schnee, sowie Glatteis, Verwendung finden. Doch bringen diese scharfen Hilfsmittel, insbesondere Ketten und Eisenbügel, die Gefahr mit sich, wenn versäumt wird, sie nach Überwinden der schwierigen Stellen auf festen Fahrstraßen wieder abzunehmen, daß die Adhäsion einen so hohen Betrag annimmt, daß die Triebwerksteile darunter leiden und Brüche derselben eintreten.

Für die Bemessung der Getriebeteile, die Wahl der Materialqualität, sowie für die darin einzubauenden Massen, bzw. Gewichte kommt auch die Rotationsenergie in Frage, welche während der Fahrt in den Getriebeteilen aufgespeichert ist. Wie bereits erörtert, ist die Getriebewelle an zwei Stellen unterteilt, einmal durch die Kupplung bei ihrer Verbindung mit dem Motor und dann durch die ausrückbaren Schaltäder. Beim Kuppeln dieser drei Maschinensätze und bei Durchbildung der hierfür notwendigen Organe ist auf die in diesen Maschinensätzen wirkenden Kräfte und die in ihnen aufgespeicherten Energien Rücksicht zu nehmen. In dem Motor-Maschinensatz bis zur Reibungskupplung wirkt die Motorkraft, ferner ist darin die Rotationsenergie des Schwungrades aufgespeichert. Letztere unterstützt die Triebkraft und ist demnach als ein Ganzes mit dieser zu betrachten. Die Umdrehungsgeschwindigkeit dieses Maschinensatzes läßt sich nach Lösen der Kupplung durch die Motorregulierung regeln. Der mit den Hinterrädern festgekuppelte Getriebeteil behält bei fahrendem Kraftwagen seine Umdrehungsgeschwindigkeit bei, einmal infolge seiner nicht unbedeutlichen Rotationsenergie, vor allem aber infolge der im Fahrzeug selbst aufgespeicherten lebendigen Kraft, welche durch das Abrollen der Treibräder auf der Fahrbahn diese in gleichförmiger Umdrehungsgeschwindigkeit zu erhalten strebt und wie eine zusätzliche Rotationsenergie wirkt. Die Rotationsenergie dieses Maschinensatzes ist demnach als unbegrenzt gegenüber der des mittleren Wellenstranges anzusehen. Dieser mittlere Wellenstrang zwischen Kupplung und Schaltädern bleibt dagegen nach Ausrücken der beiden Kupplungsorgane sich selbst überlassen. Um ihn mit einem der beiden äußeren Maschinensätze zu kuppeln, muß er auf die zu diesen passende Umdrehungszahl gebracht werden. Er ist also während des Schaltvorgangs Änderungen in seiner Umdrehungszahl unterworfen, welche durch die Kupplungsorgane an ihm hervorgerufen werden müssen. Mit Rücksicht auf das äußerst empfindliche Kupplungsorgan in Gestalt von Schaltädern ist es daher erforderlich, die Rotationsenergie des mittleren Wellenstrangs so klein wie irgend möglich zu bemessen. Eine nähere Betrachtung des Schaltvorgangs und der Bedeutung der Rotationsenergie der Mittelwelle hierfür soll noch bei Betrachtung der Kupplungsorgane an einer anderen Stelle erfolgen.

Weiterhin ist die Kraft zu berücksichtigen, welche zur Lenkung des Fahrzeuges erforderlich ist. Maßgebend für die vom Fahrer aus-

zuübende Kraft ist das Kraftmoment, welches dem Drehen der Schwenkräder um die vertikalen Lenkschenkel entgegenwirkt. Die Größe dieses Kraftmoments wird einmal bedingt durch den Hebelarm des Lenkwiderstands in bezug auf den Drehpunkt des Lenkstummels. Dieser Hebelarm läßt sich bei der Schwenkachse, wie bereits erwähnt, beliebig klein, ja sogar gleich Null, ausführen. Außerdem ist bestimmend der Lenkwiderstand, welcher von der Bodenbeschaffenheit sowie von dem Reibungswiderstand des Rades am Boden abhängt. Nach den heutigen Erfahrungen ist es nicht erforderlich, den Schwenkradius bis auf Null herabzudrücken, das heißt, den Drehpunkt über den Unterstützungspunkt zu legen, wobei ein Drehen der Räder auf der Stelle einsetzen würde. Da die Unterstützung tatsächlich nicht in einem Punkt, sondern in einer Fläche stattfindet, so würde durch das Drehen auf der Stelle kein Kraftgewinn erzielt, weil in diesem Falle gleitende Reibung als Widerstand auftritt und die einzelnen Elemente der gleitenden Berührungsfläche doch einen Hebelarm in bezug auf den Drehmittelpunkt besitzen. Es hat sich daher, um den geringsten Lenkwiderstand zu erhalten, als zweckmäßig erwiesen, einen Schwenkradius von einigen Zentimetern zu wählen, bei welchem das Lenkrad während des Lenkvorgangs noch eine Rollbewegung auf der Fahrbahn ausführt. Die Vorderräder werden durch das Lenkgestänge in der augenblicklichen Fahrstellung erhalten, und zwar entweder unmittelbar durch Festhalten des Lenkrades oder durch das zwischen Lenkrad und Lenkgestänge eingeschaltete selbstsperrende Getriebe, in der Regel eine Schnecke oder eine Mutter. Hieraus ersieht man, daß außer den eigentlichen Lenkkräften vor allem diejenigen Stoßkräfte von dem Lenkgestänge aufzunehmen sind, welche beim fahrenden Fahrzeug gegen die Vorderräder wirken und ebenfalls bestrebt sind, diese um den vertikalen Achsstummel zu drehen. Während es keine Schwierigkeiten macht, die Größe der Kräfte, welche zum eigentlichen Lenken erforderlich sind, zu bestimmen, da im Maximum die am Handrad geäußerte Kraft in das Gestänge hineingeleitet werden kann, so bietet es große Schwierigkeiten, die Stoßkräfte angemessen einzuschätzen. Auf alle Fälle wachsen sie mit dem zunehmenden Gewicht des Fahrzeugs, sowie mit der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit. Andererseits werden sie beeinflusst von der Bereifung des Fahrzeugs, insbesondere von deren Elastizität. Es soll noch darauf hingewiesen werden, daß sowohl die Lenkkräfte wie auch vor allem die Stoßwirkungen, welche durch das Lenkgestänge aufzunehmen sind, entsprechende Reaktionswirkungen erzeugen. Hierfür sieht man in der Regel keine besonderen Gestänge vor, sondern nimmt diese Reaktionswirkungen durch die Vorderfeder und deren Verbindung mit Achse und Rahmen auf.

Die Massenwiderstände, welche sich während des Fahrens äußern,

haben somit bereits Erwähnung gefunden, und zwar äußern sie sich zunächst durch Stöße in der Fahrriichtung. Jede Unebenheit der Straße bedingt einen Stoß, und dieser wird um so größer, je schroffer die Unebenheit hervortritt und je höher sie ist, andererseits je größer die Fahrgeschwindigkeit und je größer die bewegte Masse. Man kann hier schon sehen, welche Schwierigkeiten es bietet, die Grundlagen für die Berechnung von Straßenfahrzeugen festzulegen, denn schließlich ist ein Bordstein ebenfalls eine Unebenheit, und es gibt bei ungünstigen Straßenverhältnissen mitunter Unebenheiten, welche nicht allzu weit von der Form eines Bordsteins entfernt sind. Also ist es die große Frage, wie weit man den Unebenheiten und den durch sie hervorgerufenen Stößen Rechnung tragen soll. Die Kräfte können hier bis ins Unbegrenzte wachsen, je nach der Unvernunft oder der Ungeschicklichkeit des Fahrers. Eine Berücksichtigung aller Verhältnisse ist hier ausgeschlossen.

Außer den Stößen in der Fahrriichtung ergeben sich beim Fahren auf der Landstraße auch seitliche Stöße. Diese werden der Hauptsache nach bedingt durch die Zentrifugalkraft, also die Massenwirkung, mit welcher das Fahrzeug einer Ablenkung entgegenwirkt, in den Kurven und Kurvenstücken, welche der Wagen auf seiner Fahrt beschreibt. Auf normaler, glatter Straße findet sich für diese Kräfte eine Grenze in der Adhäsion, indem sobald die Adhäsion überschritten wird, die Massenwirkung nicht mehr in der Adhäsion eine gleich große Reaktion findet und nicht mehr als Seitenkraft in ihrer vollen Größe durch die Festigkeit des Wagengestells aufgenommen wird, sondern indem sie zum Teil als seitlich bewegende Kraft an dem Wagen auftritt. In diesem Falle wirkt demnach nur der Teil der Zentrifugalkraft, welcher der Adhäsion entspricht, auf das Fahrzeug hinsichtlich seiner Festigkeit ein. Auf alle Fälle ist die rechnerische Verfolgung der Seitenkräfte weit eher möglich wie die der Längskräfte, indem immer nur die begrenzte Größe der Zentrifugalkraft hierfür in Frage kommt, selbst wenn sich Unebenheiten und größere Gegenstände in den Weg stellen.

Wachsen die Seitenkräfte, also die Massenwirkungen der Zentrifugalkräfte, über die Adhäsion hinaus, so äußern sie nicht mehr ausschließlich statische Wirkungen auf den Wagen, sondern auch dynamische. Der Wagen folgt nicht mehr der durch die Stellung der Räder vorgeschriebenen Bahn, die Räder rollen nicht mehr allein in ihrer Ebene ab, sie beginnen auch seitlich zu gleiten, es tritt der so gefürchtete Zustand des Schleuderns des Wagens ein. Dieses Schleudern ist somit lediglich eine Massenwirkung, und zwar dann, wenn der seitliche Reibungswiderstand nicht genügt, das Fahrzeug in der durch die Stellung der Räder vorgezeichneten Bahn zu halten. Falls hierbei die Vorderräder bereits schräger zur Fahrbahn stehen als die Hinterräder, was meistens

der Fall sein wird, so wirkt bei ihnen die seitliche Komponente der Adhäsion in größerem Maße den Seitenkräften entgegen. Das Fahrzeug dreht sich somit um eines der Vorderräder, und es ist zu beobachten in den ungünstigsten Fällen, daß infolge der Massenwirkung das Fahrzeug vollständig umgekehrt zur Fahrriichtung zu stehen kommt. Das Schleudern tritt nach Vorstehendem der Hauptsache nach beim Kurvenfahren und Ausbiegen auf, es kann aber auch beim Fahren in der geraden Strecke durch sonstige äußere Einflüsse eingeleitet werden, unter anderem durch verschiedene Reibungsverhältnisse an den Triebrädern, wodurch das eine Rad voreilt, ferner durch die Wölbung der Straße, welche den Wagen seitlich herunterrutschen läßt. Die Gefahr des Schleuderns wird noch erhöht, wenn in den vorstehend angeführten Fällen die Bremsen angezogen werden, weil hierdurch die Räder am Rollen verhindert werden und um so weniger einem seitlichen Gleiten entgegenwirken können. Von Bedeutung für die Festigkeitsberechnung des Fahrzeuges ist dieser Vorgang des Schleuderns nicht. Er würde es nur dann, wenn hierdurch Stöße gegen feste Gegenstände herbeigeführt werden, die nicht in den Bereich der Berechnung gezogen werden können. Es ist daher mit Rücksicht auf den Zweck der Arbeit von einer weiteren Untersuchung des Schleudervorgangs abgesehen.

Indirekte Kräfte.

Außer den von außen auf den Wagen einwirkenden direkten Kräften, welche entweder der Größe und Richtung nach, zum mindesten aber der Richtung nach bekannt sind, ergeben sich noch indirekte Kräfte, bei welchen die Daten zu ihrer Bestimmung nicht vorhanden sind. Hierzu gehören die Verwindungen des Rahmens infolge der Unebenheiten der Fahrbahn, die Erschütterungen, welche sich auf den ganzen Wagen fortpflanzen, sowie die Eigenschwingungen im Fahrzeug.

Da mit Rücksicht auf die Stabilität das normale Fahrzeug in der Regel mit vier Stützpunkten, also mit vier Rädern ausgerüstet wird, so wäre bei starrer Verbindung des Rahmens mit der Achse mit Sicherheit anzunehmen, daß, von Ausnahmefällen abgesehen, die Unterstützung doch immer nur in drei Punkten erfolgt, da durch drei Punkte immer nur eine Ebene mathematisch festgelegt ist. Es würden also durch die überhängenden Massen der Rahmen, Längsträger und Querträger entsprechend den verschiedenartigen Unterstützungspunkten noch zusätzlich auf Biegung beansprucht. Um nun wenigstens die Berührung mit dem Erdboden an allen vier Stützpunkten zu sichern, schaltet man zwischen Achse und Rahmen die Federung ein. Hierdurch wird bei nicht zu großen Unebenheiten in der Regel die Berührung aller vier Räder mit der Fahrstraße gewahrt. Dagegen werden die vorerwähnten Verwindungen des Rahmens nicht ausge-

schaltet, sondern nur auf ein geringeres Maß herabgesetzt. Nimmt man einen bestimmten Abstand des einen Berührungspunktes mit der Fahrstraße von der durch die übrigen drei Berührungspunkte gelegten Ebene an, welchen man nach den normalen vorkommenden Straßenverhältnissen schätzen kann, so läßt sich eine Untersuchung durchführen über die Art der Beanspruchung des Rahmens infolge der Verwindungen durch Unebenheiten. Es lassen sich hierbei ohne große Schwierigkeiten unter Berücksichtigung der Elastizitätseigenschaften der Federn die an den einzelnen Unterstützungspunkten wirkenden Reaktionen festlegen. Von der Durchführung dieser Untersuchung soll in vorliegender Arbeit abgesehen werden, zumal sie für die praktische Dimensionierung des Fahrzeugs nicht von Bedeutung ist, denn es muß bei dem Straßenfahrzeug immer mit dem Fall gerechnet werden, daß beim Rangieren einmal das eine Rad über einen Graben kommt und demnach vollständig die Berührung mit dem Boden verliert. Auch für diesen Fall muß der Rahmen des Fahrzeuges noch die genügende Stabilität besitzen.

Die Erschütterungen werden hervorgerufen durch sämtliche vorerwähnten Stoßwirkungen, sowohl in der Längs- wie in der Querrichtung, ferner durch das Arbeiten der Federn. Die Größe dieser Kräfte ist nicht festzulegen, und es muß nur durch genügend sichere Verbindung der Teile, sowie durch entsprechende Dimensionierung ihnen Rechnung getragen werden.

Die Eigenschwingungen sind bei Straßenfahrzeugen nicht von der Bedeutung wie bei den Eisenbahnfahrzeugen. Zunächst wird in größerem Maße auf einen Ausgleich der Massen im Motor Rücksicht genommen durch den Vierzylinder-Motor, sowie durch seine ganze Anordnung. Außerdem liegen die Schwingungszahlen infolge der hohen Umdrehungszahlen so hoch, daß in der Regel nicht Resonanzerscheinungen mit Bauteilen des Fahrgestells auftreten, und es ist auch nicht zu befürchten, daß ähnlich wie bei den Eisenbahnfahrzeugen Entgleisungen durch Eigenschwingungen eingeleitet werden können oder das Fahrzeug merklich von seiner Bahn abgelenkt wird. Man kann daher bei dem normalen Fahrzeug die Eigenschwingungen vernachlässigen. Bemerkenswert ist, daß man häufig die Beobachtung machen kann, daß bei langsam laufendem Motor je nach der eingestellten Tourenzahl das eine oder andere Teil des Wagens in Resonanz kommt mit den Motorschwingungen und dann plötzlich ganz heftige Erschütterungen zeigt. Meistens sind dies die Kotflügel- und Trittblechhalter, welche bei einer bestimmten Einstellung des Motors zu schwingen anfangen.

Die zwischen Rahmen und Achse eingeschaltete Federung hat, wie bereits erwähnt, den Zweck, eine dauernde Berührung der Räder mit dem Boden herbeizuführen, auch bei dem in der Regel vorkommenden Falle, daß die Berührungspunkte mit der Fahrstraße nicht in einer

Ebene liegen. Sie hat aber weiterhin den Zweck, auch diese Berührung mit dem Boden während des Fahrens und des fortwährenden Wechsels dieser Berührungspunkte dauernd zu sichern. Die Feder ist unter der Last durchgebogen und besitzt infolgedessen eine Spannung gleich dem darauf lastenden Gewicht. Würde plötzlich der Unterstützungspunkt eines Rades fortgenommen, so ist die Feder demnach in der Lage, infolge ihrer Spannung das Rad mit der dieser Spannung gleichen Kraft nach unten zu schleudern, und dieser Vorgang tritt dauernd beim Fahren des Wagens auf, da hierbei fortwährend die Unterstützungspunkte sich von dem Schwerpunkte des Wagens entfernen und sich ihm wieder nähern. Das Fahrzeug, dessen Hauptmasse auf dem abgefederten Rahmen vereint ist, ist gezwungen nach dem Massengesetz mit seinem Gesamtschwerpunkt, dauernd seiner Bahn zu folgen, während die unabgefederten Teile, Achsen und Räder, infolge der Federspannung gegen den Boden gedrückt werden und, sofern sich schroffe Unebenheiten zeigen, auch die Berührung mit dem Boden verlieren können und dann gegen diesen mit der Kraft der Federspannung gehämmert werden. Von einer eingehenden Untersuchung dieser Vorgänge muß hier abgesehen werden, da der Gegenstand vom Verfasser an anderer Stelle bereits ausführlich behandelt wurde.*)

Aus dieser Abhandlung sei hier kurz angeführt, daß es sich bei höheren Geschwindigkeiten als unerläßlich zeigt, eine elastische Bereifung der Räder als zusätzliche Federung vorzusehen, da bei diesen höheren Fahrgeschwindigkeiten und bei den normal vorkommenden Unebenheiten der Landstraße durch die Spannung der Federn allein die Berührung des Rades mit der Fahrstraße nicht dauernd gewahrt bleiben kann. Es lassen sich bestimmte Grenzgeschwindigkeiten festlegen, bei welchen das Rad unter normalen Straßenverhältnissen noch die Berührung mit dem Boden behält und welche von der Bereifung abhängig sind. So kann man für normale Fahrstraßen für Eisenbereifung etwa 12 km annehmen, für Vollgummibereifung ca. 20 bis 25 km. Darüber hinaus ist eine erheblich elastischere Bereifung, wie sie zurzeit nur der Luftreifen bietet, erforderlich.

Zwangskräfte.

Als letzte Gruppe von Kräften sind die Zwangskräfte zu nennen, welche durch unvorhergesehene äußere Einwirkungen infolge unvorsichtiger Bedienung hervorgerufen werden. Wenn man von den eigentlichen Stößen durch Anfahren gegen feste Gegenstände absieht, so ist hier vor allem das Schneiden der Räder eines an dem Bordrand stehenden Wagens zu berücksichtigen. Dieser Fall tritt ein, wenn das Rad nicht parallel zum Bordstein steht, sondern

*) „Der Motorwagen“ (Jahrgang 1907, Heft XVI Seite 453, Heft XIX Seite 552, Heft XXVII Seite 804).

in einem spitzen Winkel dagegen geneigt ist, und der Fahrer in dieser Stellung anfährt und das Rad den Bordstein entlang drängt. Es tritt hierdurch eine sehr starke Übersetzung der Seitenkräfte ein, welche bestrebt ist, das Rad um den senkrechten Lenkstummel zu drehen und in dem Lenkgestänge seine Reaktion finden muß. Dieses Schneiden der Räder an Bordsteinen ist häufig die Ursache von Verbiegungen im Lenkgestänge.

Aus der vorstehenden Betrachtung der auf den Kraftwagen einwirkenden Kräfte sei zusammenfassend hervorgehoben, daß für die Dimensionierung in Frage kommen: Kräfte, welche der Größe und Richtung nach vollständig bekannt sind, außerdem aber Kräfte, welche zwar der Richtung nach bekannt sind, die aber zum Teil der Größe nach ins Ungemessene wachsen können, sofern eine unvernünftige Bedienung des Fahrzeugs eintritt, und die im allgemeinen von der Art der Verwendung des Fahrzeugs abhängen, indem sie von der Beschaffenheit der Wege, von der verwendeten Bereifung, von der Fahrgeschwindigkeit, sowie von der Bedienung des Fahrzeugs stark beeinflußt werden. Die übrigen Kräfte durch Verwindung, Erschütterung und Eigenschwingung sind für die Dimensionierung nicht von besonderer Bedeutung. Es bietet nun keine Schwierigkeit, den der Größe und Richtung nach bekannten Kräften bei der Dimensionierung Rechnung zu tragen. Anders liegt es bei den der Größe nach nicht begrenzten Kräften. Hier wird man zunächst bestrebt sein, Grenzen für ihre Größe einzuführen. Als Mittel hierfür kommen in Frage: 1. lösbare Kupplung, 2. auszulösende Wege, 3. das Einschalten schwacher Glieder, welche beim Überschreiten eines bestimmten Maßes zum Bruch kommen. Von der lösbaren Kupplung ist, wenn auch aus anderen Ursachen, bei der Verbindung des Motors mit der Transmission Gebrauch gemacht, und sie stellt auch hier ein gewisses Sicherungsglied dar. Trotzdem ist man auch hier von dem Fahrer abhängig, da dieser die Kupplungsfedern bei unsachgemäßer Bedienung überspannen kann. Am geeignetsten erscheinen noch auszulösende Wege, indem man beim Überschreiten einer bestimmten Kraft eine durch eine Feder hergestellte kraftschlüssige Verbindung sich lösen läßt und nun ein Weiteranspannen der Feder mit anwachsender Kraft herbeiführt. Von diesem Mittel wird verschiedentlich Gebrauch gemacht und wird hierauf noch bei Betrachtung der einzelnen Teile zurückzukommen sein.

Die Hauptschwierigkeit bei allen diesen Sicherungsmitteln liegt darin, daß einerseits ein großer Unterschied besteht zwischen der Größe der normalen Beanspruchung und der maximal vorkommenden, daß aber andererseits zwischen diesen beiden Grenzzuständen fast sämtliche Zwischengrößen ebenfalls im Betrieb auftreten können, z. B. ist die Grenze des Stoßes in der Fahrrichtung auf guten Straßen, auf schlechteren Straßen, Straßen mit Stoßlöchern und schließlich

beim Gegenfahren gegen niedrige Gegenstände nur schwer festzulegen, und es ist kaum zu unterscheiden, was man noch als Vorkommnis im normalen Betriebe auf schlechten Straßen und was man als Unfall durch Anfahren gegen im Wege liegende Gegenstände betrachten kann. Daraus kann man ersehen, daß das dritte erwähnte Mittel, das Einschalten schwacher Glieder, welches sich sonst im Eisenbahnsicherungs-wesen gut bewährt hat, hier kaum Verwendung finden kann, denn man muß diese Glieder so stark bemessen, daß dieselben einmal den bis zu der angenommenen Grenze auftretenden Kräften widerstehen, während sie bei der Grenze zum Bruch kommen sollen, und dies hat zur Folge, daß sie bereits durch die der Grenze nahekommenden Kräfte bei häufigem Auftreten so weit zerstört werden, daß dann auch der Bruch bei geringeren Kräften auftritt. Die Verhältnisse liegen eben hier ganz anders wie im Eisenbahnwesen, wo z. B. bei den aufschneidbaren Weichenverschlüssen die normale Kraft lediglich diejenige ist, welche zum Verstellen der Weiche erforderlich ist, während beim Aufschneiden eine ganz gewaltige Kraft zur Verfügung steht, die ihre Reaktion in der Festigkeit des Gestänges findet. Man braucht also nur das Gestänge erheblich kräftiger zu bemessen, wie es der normalen Kraft entspricht und einen Scherbolzen einzufügen, welcher schwächer ist wie das Gestänge, dagegen kräftiger, wie für die normale Kraft erforderlich, dann ist hier ein genügender Abstand zwischen der Grenzkraft und der normalen Kraft vorhanden.

Wie weit man von den vorstehend betrachteten Sicherungsmitteln Gebrauch machen soll, hängt von den Anstrengungen ab, welchen das Fahrzeug unterworfen wird, sowie von den besonderen Betriebsverhältnissen, ferner von dem Ermessen des Konstrukteurs. Auf alle Fälle ist es aber erforderlich, alle Teile, welche in dem Kräftefluß einer Kraft, deren Größe nicht begrenzt werden kann, liegen, mit der gleichen Sicherheit gegenüber der angenommenen Maximalkraft auszuführen und die einzelnen Teile wieder als Körper gleicher Festigkeit durchzubilden.

Empfehlenswert ist es dabei allerdings, ein Glied in der Folge der Teile etwas schwächer zu halten, damit bei einem übermäßigen Anwachsen der Kraft dieses allein zum Verbiegen kommt und nicht sämtliche Teile beschädigt werden. Für dieses schwache Glied wird man zweckmäßig einen Teil wählen, dessen Ersatz möglichst geringe Kosten verursacht und der leicht auszuwechseln ist. Nach diesem Grundsatz führt man vielfach die Zwischenwelle zwischen Motor und Getriebekasten mit geringerer Sicherheit aus, wie die im Getriebekasten sitzenden Getriebeteile, so daß eine Überanstrengung der Getriebeteile lediglich ein Verdrehen dieser Welle zur Folge hat. Ebenso bemißt man den am Lenkungsgehäuse sitzenden Lenkhebel mit geringerer Sicherheit wie das übrige Lenkgestänge, und erreicht hier-

durch beim Auftreten übermäßiger Kräfte in der Lenkung ein Verbiegen lediglich dieses einen Hebels.

Nachdem vorstehend die einzelnen Kräfte, welche auf den Kraftwagen einwirken, nacheinander einer eingehenden Betrachtung unterzogen wurden, sollen jetzt einige wichtigere Konstruktionsteile betrachtet werden, um an ihnen zu zeigen, welchen Einfluß die verschiedenartigen, auf sie einwirkenden Kräfte auf ihre Ausbildung haben.

IV. Art der Aufnahme der wirkenden Kräfte und deren Reaktionen in den wichtigsten Konstruktionsteilen.

Der Rahmen wird unter dem Einfluß der ruhenden Last auf Biegung beansprucht. Seine statische Berechnung bietet keine Schwierigkeiten, da die Beanspruchung der beiden Längsrahmenträger statisch bestimmt ist. Wie die Anordnungsskizze eines Rahmens (Abbildung 1) zeigt, erfolgt die Abstützung eines Längsträgers zwar an vier Punkten, an den beiden Enden der Tragfedern, doch sind die an derselben Feder wirkenden Auflagerreaktionen einander gleich, da sie infolge der drehbaren Lagerung der die Federn tragenden Achsen in den Rädern im Gleichgewicht stehen müssen. Zur Ermittlung der Auflagerreaktionen bestimmt man daher zunächst die Raddrücke A und B und führt die halben Werte

$$A_1 = A_2 = \frac{A}{2} \quad \text{und} \quad B_1 = B_2 = \frac{B}{2}$$

als an dem Rahmenlängsträger wirkende Reaktionen ein. Unter Einfluß der Massenwirkungen treten zusätzliche Kräfte an den Auflagerreaktionen auf, welche auf gleiche Weise ermittelt werden. Diesen muß ebenfalls bei der statischen Berechnung des Rahmens Rechnung getragen werden. Häufig werden auch, was allerdings bei hochbeanspruchten Rahmen und großen Lasten zu verwerfen ist, die Längsträger vorn eingezogen, so daß ihr Abstand bei der Vorderachse geringer ist wie bei der Hinterachse, wie auch im Grundriß der Abbildung 1 dargestellt. Dies hat bei der gebräuchlichen Anordnung der unter dem Rahmenträger liegenden Vorderfeder eine Torsionsbeanspruchung der Längsträger durch die vordere Auflagerreaktion zur Folge, entsprechend dem Torsionsmoment $M_t = A \cdot k$, welches diesen sehr ungünstig beansprucht. Bei der Bemessung der Träger ist darauf Rücksicht zu nehmen. Die auf Grund der statischen Berechnung dimensionierten Längsträger werden durch Querträger verbunden. Diese nehmen vor allem Verdrehungskräfte als Biegung auf, welche infolge einer seitlichen Lagerung der Hinterfedern auf die Längsträger einzuwirken suchen. In gleicher Weise könnte man auch

die vorerwähnte Torsionsbeanspruchung durch die Einziehung der Längsträger ausschalten, doch läßt sich mit Rücksicht auf die Anordnung der Maschinenteile meistens an der geeigneten Stelle, wie in der Abbildung gestrichelt eingetragen, kein Querträger anbringen. Da diese Torsionsbeanspruchung anfänglich nur von den wenigsten Konstrukteuren erkannt, beziehungsweise richtig beachtet wurde, so zeigten häufig die Rahmen an den gekröpften Stellen Brüche. Die auf Verwindung des Rahmens wirkenden Kräfte müssen ebenfalls durch solide Verbindung der beiden Längsträger und der Querträger berücksichtigt werden. Um Gewicht zu ersparen, wird der Rahmen in der Regel bei leichteren Fahrzeugen nach Art eines Trägers von gleicher Festigkeit gegen Biegung ausgebildet und zwar unter Verwendung von aus Blech gepreßten U-Profilen. Bei schwereren Fahrzeugen, Lastwagen und Omnibussen bringt diese Ausbildung als gepreßte Träger keine Gewichtersparnis, da bei den notwendigen hohen Profilen die Widerstandsfähigkeit gegen Verdrehungskräfte gering ist und diese mit Rücksicht auf die Verdrehungskräfte in den Blechstärken zu kräftig dimensioniert werden müssen. Man kommt hier mindestens ebensoweit, wenn man ein normales U-Walzprofil wählt, das infolge des kräftigen Anschlusses seiner Flansche an den Steg gegen Verdrehungskräfte erheblich günstiger ist, wie die von Blech in der Stärke des Stegs gepreßten Profile, und dieses Walzprofil durch ein Sprengwerk zwischen den Achsen gegen Biegebungsbeanspruchungen verstärkt.

Die Achsen werden beim stehenden Wagen ausschließlich unter der Last beansprucht. Diese Beanspruchungsart ist statisch bestimmt und bildet die Grundlage der Dimensionierung. Hierbei ist den zusätzlichen Belastungen infolge der Massenwirkungen durch einen geeigneten Sicherheits-Koeffizienten Rechnung zu tragen. Das auf diese Weise für die Wirkung der Vertikalkräfte ermittelte Widerstandsmoment ist ohne weiteres für die Abmessungen der Achsen maßgebend. Dagegen muß bei der Wahl des Querschnittprofils noch auf weitere Beanspruchungen Rücksicht genommen werden, und zwar auf Biegebungsbeanspruchung durch horizontal wirkende Kräfte, sowie auf Torsionsbeanspruchungen der einzelnen Achsquerschnitte. Diese letzteren Beanspruchungsarten sollen an den einzelnen Achsen näher betrachtet werden. Eine anfänglich stark verbreitete Anordnung der Vorderachse zeigt Abbildung 2. Diese Anordnung ist nach Durchbildung zu der dargestellten Bauform jetzt allgemein für Büssing-Lastkraftwagen und Omnibusse eingeführt. Die Anordnung bietet den großen, besonders für militärische Lastkraftwagen bedeutenden Vorteil, daß sich ein großer Abstand sämtlicher Lenkteile, sowie der unteren Begrenzung der Achse vom Boden erreichen läßt. Die etwas ungünstigere Beanspruchung der Achse gegenüber Achsen mit anderer Lagerung der Lenkschenkel läßt sich durch geeignete Dimensionierung mit ganz

geringem Mehrgewicht berücksichtigen. Die Anordnung ist aber für die Betrachtung der Achsbeanspruchungen besonders geeignet und ist daher als Beispiel gewählt.

Bei der Berechnung der Achse unter Einwirkung der Belastung hat die Unterteilung der Achse durch Einschalten des Gelenkes mit vertikaler Drehachse keinen Einfluß. Die Auflagerreaktion A ruft in dem Gelenk ein Kräftepaar mit einem Moment von der Größe

$$M_1 = A \cdot a_1 = P \cdot s$$

hervor; außerdem eine in der Drehachse wirkende Vertikalkraft von der gleichen Größe A . Für den beliebigen Querschnitt $X-X$ ergibt sich demnach das durch die Vertikalkraft A hervorgerufene Biegemoment.

$$M = A (x - a_1).$$

Hierzu kommt das in dem Lenkzapfen wirkende Moment des Kräftepaares

$$M_1 = A \cdot a_1$$

so daß das gesamte im Querschnitt $X-X$ wirkende Biegemoment wird

$$M_x = A (x - a_1) + A \cdot a_1$$

beziehungsweise

$$M_x = A \cdot x$$

also den gleichen Wert annimmt, wie bei einer ungeteilten Achse ohne Drehgelenk. Das Biegemoment wächst an bis zur Auflage der Feder in der Ebene $F-F$, wo es die Größe erhält

$$M = A (a_1 + a_2)$$

und behält für die Mittelachse diesen Wert bei.

Der horizontal wirkende Fahrwiderstand, sowie die Horizontal-Komponente der in der Längsachse des Fahrzeugs wirkenden Stöße, deren Größe zusammen gleich S angenommen wird, greifen an der Berührungsstelle des Rades mit der Fahrstraße an (siehe Seitenansicht). Sie rufen ein Drehmoment an dem Rad hervor von der Größe

$$M_d = S \cdot r_a$$

und ergeben eine am horizontalen Achszapfen angreifende Horizontalkraft:

$$S_1 = S.$$

Die Drehung des Lenkschenkels um seine vertikale Achse unter Einwirkung dieser Horizontalkraft S_1 wird durch die an das Auge des Lenkhebels anschließende Lenkstange verhindert (siehe rechte Seite der Abbildung 2, auch Abbildung 12), wodurch in dieser Lenkstange

eine horizontale Reaktionskraft L auftritt, deren Größe sich ergibt aus der Gleichgewichtsbedingung

$$L \cdot l = S_1 \cdot a_1$$

zu

$$L = \frac{S_1 \cdot a_1}{l}$$

In der Schnittlinie der durch L und S_1 gelegten Kräfteebene mit einer durch die Drehachse des Lenkschenkels parallel zur Radebene gelegten Vertikalebene wirkt demnach die Resultierende

$$S_2 = S_1 + L = S_1 \left(1 + \frac{a_1}{l} \right)$$

Diese Kraft S_2 ruft eine horizontale Biegebungsbeanspruchung der Achse hervor, außerdem eine Torsionsbeanspruchung. Ihre Reaktion findet diese Kraft in der Mittelebene der Feder durch die Kraft S_3 , da, wie bereits früher besprochen, die horizontalen Kräfte von der Vorderachse zum Rahmen bei Kraftfahrzeugen in der Regel durch die Feder übertragen werden, wie auch aus Abbildung 2 ersichtlich. Das horizontale Biegemoment beträgt für den Querschnitt der Achse $X-X$

$$M_h = S_2 \cdot (x - a_1)$$

und wächst an bis zum Querschnitt unter Federmitte in der Ebene $F-F$ zu

$$M_F = S_2 \cdot a_2.$$

Sofern die Feder durch ein vertikales Gelenk mit der Achse verbunden wäre, würde das horizontale Biegemoment für die Mittelachse den Wert M_F beibehalten, wenn auf der anderen Achshälfte ein gleiches Moment diesem entgegenwirkte, wie es für den Laufwiderstand zutrifft. Für die nur an einem Rad angreifenden Stöße würde dagegen die Reaktion in der anderen Federebene auftreten, so daß das horizontale Biegemoment in der Mittelachse gleichmäßig bis zum Wert Null in der zweiten Federebene abnehmen würde. Da diese Beanspruchungsart von beiden Rädern aus eingeleitet werden kann, so wird die geringste horizontale Biegebungsbeanspruchung unter der gemachten Voraussetzung in der Mitte der Mittelachse auftreten. Könnte man dagegen die Verbindung der Feder mit der Achse als ein Einspannen der letzteren betrachten, so würde das horizontale Biegemoment überhaupt nicht in die Mittelachse übertragen. Wenn man auch keine vollständige Einspannung annehmen kann, so wird immerhin bei der üblichen Federbefestigung ein großer Teil des horizontalen Biegemomentes in die Feder übergeleitet und von der Mittelachse ferngehalten. Aus diesem Grunde ist es schon zulässig, die mit Rücksicht auf die konstruktive Anordnung notwendigen Kröpfungen der Mittelachse vorzunehmen und sie trotzdem schwächer zu dimensionieren wie die außerhalb des Rahmens liegenden Achsteile.

Da einerseits durch die Verbindung der Feder mit der Vorderachse große horizontale Kräfte zu übertragen sind, und andererseits durch eine angenäherte Einspannung der Achse an der Feder mit Hilfe dieser Verbindung eine geringere Beanspruchung der Mittelachse entsteht, so ist großer Wert auf eine sorgfältige Verbindung der Feder mit der Vorderachse zu legen. Die vom Wagenbau übernommene Befestigung mittels Briden ist hierfür durchaus ungeeignet, eine zweckentsprechendere Verbindung ist bei den Büssing-Wagen ausgeführt, und verweise ich bezüglich dieser Verbindung auf die Beschreibung und Abbildung in der Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagen-Vereins.*)

Die horizontale Kraft S_2 ruft außerdem noch eine Torsionsbeanspruchung der Vorderachse hervor, sofern die Schwerlinie des äußeren Achsteils nicht durch die Kraft S_2 hindurchgeht, was nur bei gegabelter Ausbildung des Gelenkes für den Lenkschenkel möglich ist, bei dem gewählten Ausführungsbeispiel der Achse jedoch nicht der Fall ist. Das Torsionsmoment hat hier die Größe

$$M_t = S_2 \cdot u.$$

Es ist in dem außerhalb des Rahmens gelegenen horizontalen Teil der Achse konstant bis zur Federebene, wo es durch die Federbefestigung auf die Feder übergeleitet wird und eine Entlastung des einen und eine zusätzliche Belastung des anderen Federendes bewirkt. Die Mittelachse wird von diesem Torsionsmoment nicht beansprucht, ein weiterer Grund für die Zulässigkeit einer schwächeren Dimensionierung der Mittelachse.

Die Seitenkräfte, und zwar der seitliche Lenkwiderstand beim Befahren von Kurven, sowie die seitlichen Stöße greifen am Rad an seiner Berührungsfläche mit der Fahrbahn an. Sie beanspruchen den Lenkschenkel und die Achse auf Biegung, und zwar wird das Biegemoment für jeden Querschnitt der Achse: gleich dem Produkt aus Seitenkraft K und Abstand des Schwerpunktes des betrachteten Querschnitts von der Seitenkraft, also von der Berührungsebene der Räder mit der Fahrbahn. Das Moment beträgt für den äußeren Teil der Achse

$$M = K \cdot t$$

und für den mittleren Teil nur

$$M = K \cdot t_1.$$

Auch durch diese seitlichen Stöße werden wieder die außerhalb des Rahmens liegenden Teile der Achse stärker beansprucht, wie der mittlere, nach unten durchgekröpfte Teil. Während man früher vielfach Rohrachsen verwendete, ist man heute allgemein zur Verwendung

*) Jahrg. 1910 Heft 3 Seite 47.

des I Querschnitts übergegangen, sofern man nicht einen einfachen Rechteck-Querschnitt für schwerere Fahrzeuge wählt. Für reine Biegungsbeanspruchung ist der I Querschnitt auch recht gut geeignet. Er wird also besonders für den mittleren Teil der Achse in Betracht kommen, da, wie gezeigt, in diesem Querschnitt Torsionskräfte überhaupt nicht auftreten, der Hauptsache nach Biegemomente in Vertikalebene also um horizontale Schwerachsen auftreten, während die Biegemomente in Horizontalebene gering sind. Bei der in Abbildung 2 dargestellten Achsausführung muß der äußere Teil der Achse nicht unerhebliche Torsionsbeanspruchungen aufnehmen, es ist daher nicht zweckmäßig, ihn im I Querschnitt auszubilden, sondern man wird die Dimensionierung dann richtig treffen, wenn der den I Querschnitt der Mittelachse umgrenzende Rechteck-Querschnitt für diesen Teil voll ausgeführt wird. Diese Ausführung der Achse empfiehlt sich für schwerere Fahrzeuge, wie Lastwagen und Omnibusse.

Bei der gegabelten Ausführung der Vorderachse (siehe Abbildung 3) läßt sich der Schwerpunkt des als eingespannt betrachteten Achsquerschnitts an der Federbefestigung mit der Schwerlinie des Laufschenkels, beziehungsweise mit der Kraft S_2 in eine Gerade legen, so daß das Torsionsmoment fortfällt. Für diese Bauart, welche bei leichteren Fahrzeugen, allerdings mit verschiedenen Ausführungsformen der Gabelung, allgemein gebräuchlich ist, liegen irgendwelche Bedenken gegen eine Ausführung auch des äußeren Achsteils in I Querschnitt nicht vor.

Um eine leichte Lenkbarkeit zu erzielen, ist es erforderlich, die Reibung im vertikalen Lenkzapfen möglichst klein zu machen. In dieser Hinsicht ist die Ausführung mit einseitigem, vertikalem Lenkschenkel (Abbildung 2) und die gegabelte Ausführung (Abbildung 3) vollständig gleichwertig. Maßgebend für die Pressungen in den Gelenkbüchsen ist lediglich der Abstand „s“ der äußeren Stützpunkte des vertikalen Gelenkes. Dieser kann bei beiden Ausführungen gleich groß gehalten werden, so daß bei sonst gleichen Verhältnissen auch die Pressungen P gleich ausfallen. Zur Verminderung der Spurreibung, welche ebenfalls einen Teil des Lenkreibungs-Widerstandes bildet, finden vielfach Kugellager oder eine einzige größere Kugel als Kugelspurzapfen Anwendung.

Die Hinterachse bei Fahrzeugen mit Kettenantrieb ist der Achse von normalen Straßenfahrzeugen für tierischen Zug nachgebildet. Ihre Beanspruchung im Betrieb unter der Last mit Berücksichtigung der angeführten zusätzlichen Belastungen ist ohne Schwierigkeit zu ermitteln. Das Biegemoment nimmt bis zur Federunterstützung zu (Abbildung 4) und erreicht hier die Größe:

$$M_b = B \cdot b.$$

Diesen Wert behält es in der Mittelachse bei. Sofern in der Mitte

der Achse eine Bergstütze vorgesehen ist, wird eine Nachprüfung der Achsdimensionen notwendig unter der Annahme, daß bei Rückwärtsbewegung des Fahrzeugs durch die Einwirkung der Bergstütze die Achse angehoben wird. Die für die normale Beanspruchung ermittelten Dimensionen der Achse genügen aber meistens, da für diesen Ausnahmefall, bei welchem das Fahrzeug in Ruhe bleibt, eine höhere spezifische Biegebungsbeanspruchung zugelassen werden kann. Hier soll auch noch erwähnt werden, daß für beide Achsen eine Nachprüfung der Biegebungsbeanspruchung unter der Last erfolgen muß für den Fall, daß bei einem Versinken der Räder die Achse durch Untersetzen einer Winde unter die Radkapsel angehoben wird. Besonders auf die Dimensionierung der Laufschenkel ist diese Art von Beanspruchung von Einfluß.

Die horizontalen Kräfte, welche auf die Hinterachse einwirken, sind die Schubkraft, sowie die in der Längsrichtung des Fahrzeugs wirkenden Stöße, welche beide an der Berührungsfläche des Rades mit der Fahrbahn angreifen, ferner bei Fahrzeugen mit Kettenantrieb der Kettenzug. Die genannten Kräfte finden sämtlich ihre Reaktion in dem Kettenspanner, auch Schubstange genannt. Die aus diesen Kräften resultierenden, in Horizontalebene liegenden Biegemomente werden um so kleiner, je näher der Kettenspanner der Kettenebene liegt. Der Betrachtung soll eine Anordnung der Hinterachse der Büssing-Wagen (Abbildung 4) zugrunde gelegt werden, welche in dieser Hinsicht etwas ungünstig wirkt. Sie bietet aber hinsichtlich der übersichtlichen Anordnung Vorteile, für welche die notwendige, etwas kräftigere Dimensionierung in Kauf genommen wird. Für die Betrachtung der Kräftewirkung im vorliegenden Falle bietet sie ein übersichtliches Bild.

Die horizontale, am Umfang des Rades wirkende Schubkraft C ergibt sich aus dem Kettenzug Z durch die Beziehung

$$Z \cdot r = C \cdot r_1$$

zu

$$Z = C \frac{r}{r_1}$$

Das horizontale Biegemoment im Querschnitt $Q-Q$ beträgt

$$M_h = Z \cdot z + C \cdot c + C_1 \cdot c,$$

wobei die Kraft C_1 den Stößen in der Längsrichtung des Fahrzeugs Rechnung trägt. Das Moment wächst bis zum Querschnitt $Q-Q$ an und bleibt für die Mittelachse konstant, soweit es durch Kettenzug Z und Schubkraft C hervorgerufen wird, da diese Kräfte symmetrisch an der Achse wirken. Das durch die Stöße C_1 hervorgerufene Moment nimmt, sofern diese einseitig auftreten, über die Mittelachse ab und erreicht im Angriffsquerschnitt des gegenüberliegenden Kettenspanners

den Wert Null. Bei der vorliegenden Ausführung nehmen die in Horizontalebene gelegenen Biegemomente einen bedeutenden Betrag an, bei ihr ist daher der I Querschnitt für die Hinterachse nicht geeignet, es kommen nur Rechteck und Rohrquerschnitt in Frage. Legt man den Kettenspanner näher an die Kettenebene, wie es bei leichteren Fahrzeugen meistens der Fall, so läßt sich ein so geringes Biegemoment in der horizontalen Ebene erreichen, daß auch der I Querschnitt gut verwendbar wird.

Sofern die Bremsreaktion durch Biegungsbeanspruchung des Kettenspanners, was nur bei geringer Entfernung desselben von der Kettenebene möglich ist, oder durch eine besondere, am Rahmen angreifende Zugstange aufgenommen wird, treten nur geringe zusätzliche Biegungsbeanspruchungen in der Achse auf, welche zu vernachlässigen sind. Wird dagegen die Bremsreaktion durch die Federn in den Rahmen übergeleitet, so tritt, sofern der Bremsbackenhalter nicht unmittelbar mit der Feder verbunden ist, eine Torsionsbeanspruchung der Achse in ihrem außerhalb der Federn gelegenen Teil ein, welche bei der Dimensionierung ebenfalls zu berücksichtigen ist. In diesem Falle muß auch die Befestigung der Feder auf der Achse besonders sorgfältig erfolgen, ebenso wenn die Mittellinie des Kettenspanners in bezug auf die Mittellinie des Laufschenkels einen Hebelarm besitzt. Die seitlichen Stöße ergeben ebenso wie bei der Vorderachse ein zusätzliches Moment zu der Beanspruchung unter der Last.

Die Federn werden beansprucht von der Belastung des Fahrzeugs, sie haben alle seitlichen Kräfte zwischen der Achse und dem Rahmen zu übertragen, da besondere Übertragungsorgane, wie zum Beispiel die Achsgabeln bei den Eisenbahn- und Straßenbahn-Fahrzeugen, mit Rücksicht auf die erheblich größeren Schrägstellungen der Achse gegenüber dem Rahmen infolge stärkerer einseitiger Durchbiegung der Federn bei Kraftwagen nicht vorgesehen werden. Außerdem werden sie durch diese einseitige Schrägstellung der Achse noch durch Zwangskräfte, welche sie zu verwinden suchen, beansprucht. Sofern die Längskräfte nicht durch besondere Gestänge, wie den Kettenspanner bei der Hinterachse, zwischen Rahmen und Achse übertragen werden, kommen noch Längskräfte hinzu, besonders bei der üblichen Verbindung der Vorderachse durch Vermittlung der Vorderfedern mit dem Rahmen.

Bei der Dimensionierung der Federn auf Grund der Belastung sind die zusätzlichen Belastungen infolge der Massenwirkungen, der Bremsreaktion und der Stöße zu berücksichtigen. Außerdem ergibt sich infolge der Schrägstellung der Federlasche (siehe Abbildung 2) eine Horizontalkomponente unter Einfluß der Belastung, welche mit dem Hebelarm f der Pfeilhöhe der Feder eine weitere zusätzliche Biegungsbeanspruchung der Feder hervorruft. Diese Horizontalkomponente ruft außerdem bei dem üblichen Anschluß der Vorderfeder

noch eine Vorspannung auf Zug hervor, welche von Bedeutung ist, um Kräfte, welche die Vorderachse gegen das vordere Rahmenende bewegen wollen und die obere Federlage auf Knicken beanspruchen würden, auszugleichen. Diese Kräfte werden bei Behandlung der Längskräfte noch besonders aufgeführt werden.

Die seitlichen Kräfte, welche auf die Federn einwirken, sind die seitlichen Lenkwiderstände beim Befahren von Kurven, sowie die seitlichen Stöße. Sie beanspruchen die Federn durch ein in horizontaler Ebene liegendes Biegemoment, so daß hierfür das Widerstandsmoment des Hochkant-Querschnittes der Federblätter in Betracht kommt, welches dieser Beanspruchung ohne weiteres gewachsen ist. Außerdem rufen sie eine Torsionsbeanspruchung der Federlagen, insbesondere der oberen Lage, hervor. Bei der üblichen Anordnung der Federn, wobei sie mit der Achse fest verbunden sind und an ihren Enden mit einem Auge auf einem festen Zapfen am Rahmen sitzen oder durch kräftige Doppellaschen mit einem festen Zapfen verbunden sind (Abbildung 2 und 4), sind die Federenden als eingespannt zu betrachten. Die Feder, der äußere Teil der Achse und das Rad verhalten sich wie ein einziger fester Körper, und die Berührungsstelle des Rades mit dem Boden verhält sich ebenfalls wie eine Einspannung, da das zweite Rad auf dieser Achse durch die Belastung kraftschlüssig am Boden gehalten wird. Infolgedessen wird der Hebelarm des Torsionsmomentes, welches durch die Feder übergeleitet wird, gleich dem Abstand der am Boden angreifenden Seitenkraft K von deren Reaktion, welche in der horizontalen Schwerenebene des Fahrzeugs wirkt. Das Torsionsmoment wird also recht beträchtlich, und zwar wird jede Hälfte der oberen Federlage auf ihrer ganzen Länge gleichmäßig von dem auf sie entfallenden Teil dieses Moments auf Torsion beansprucht.

Um dieses Torsionsmoment zu verkleinern, sowie um die Verwindungen aufzuheben, welche in den Federn bei der oben angeführten Anordnung bei Schrägstellen der Achse zum Rahmen eintreten müssen und entsprechende innere Spannungen, Zwangskräfte hervorrufen, ist man bestrebt, Gelenke in die Verbindungskörper der beiden Seitenkräfte einzuschalten. Nachstehend sollen zwei dieser Bauarten kurz betrachtet werden. Die erste Bauart ist in Abbildung 5 dargestellt. Die Feder bleibt hier im Rahmen eingespannt, während ihr Bund an die Achse mit einem Gelenk angeschlossen wird. Hier greift die Seitenkraft K , welche die Torsionsbeanspruchung der Feder hervorruft, in dem Gelenk an. Das Torsionsmoment in der Feder wächst nach oben, dem Federende zu, an und erreicht dort bei symmetrischer Lage des Schwerpunkts den Höchstwert

$$M_t = \frac{K}{2} \cdot u.$$

Neben dieser Verminderung der Torsionsbeanspruchung der Federn durch Seitenkräfte bezweckt die Anordnung vor allem, bei Schrägstellen der Achse durch das Gelenk die die Federn verwindenden Spannungen auszugleichen. Die zweite Ausführung ist Bauart Büssing (Abbildung 6). Hier ist die Feder mit der Achse fest verbunden, während sich der Rahmen auf das Federende mit einem Gelenk, und zwar einem Kugelzapfen, stützt. Ähnliche Anordnungen, wo an Stelle des Kugelzapfens ein Universalgelenk tritt, finden sich auch sonst mehrfach. In diesem Falle bleibt die Verbindung der Achse mit der Fahrbahn einer Einspannung gleichwertig, und die Reaktion der Seitenkraft K greift an den Federenden an, je mit der Größe $\frac{K}{2}$. Das Torsionsmoment ist demnach an den Federenden gleich Null und nimmt bis zur Befestigungsstelle zu, wo es den Wert annimmt

$$M_t = \frac{K}{2} \cdot f.$$

Das Torsionsmoment ist also noch erheblich **kleiner**, wie bei der erst-erwähnten Bauart, während diese Bauart in gleich **günstiger** Weise die verwindenden Spannungen bei Schrägstellen der Achse von den Federn abhält.

Zum Schluß sind noch die Längskräfte, welche auf die Federn wirken, zu betrachten. Bei der Hinterfeder, wo die Achse durch besonderes Gestänge mit dem Rahmen verbunden ist, kommen als Längskräfte lediglich die Reibung an den Unterstützungsstellen in Frage, sofern eine gleitende Unterstüztung gewählt wird. Diese Kräfte sind immerhin unter Umständen zu berücksichtigen und haben bei der in Abbildung 7 dargestellten Anordnung bei gleitender Reibung zu Brüchen der Federaugen an der Stelle a—a geführt. Bei den Vorderfedern werden die Zugkraft für die Fortbewegung der Vorderachse, sowie die Stöße, welche auf die Vorderräder einwirken, durch die obere Lage bei Vorwärtsfahrt als Zugspannungen übertragen. Auf die erforderliche solide Verbindung der Feder mit der Achse bei dieser Übertragungsart ist bereits früher hingewiesen worden. Bei Rückwärtsfahrt, sowie bei einem Einschlagen der Lenkräder nach rechts der Fahrriichtung nach (siehe Abbildung 12) treten auch entgegengerichtete Spannungen auf, welche die obere Federlage auf Druck, beziehungsweise auf Knicken zu beanspruchen suchen. Um das Entstehen dieser Beanspruchungsweise zu verhindern, ist es wichtig, bei schwachen Federlagen der Feder, wie bereits gezeigt, durch Schrägstellen der hinteren Federlasche eine Vorspannung auf Zug zu geben.

Auf Grund der vorstehenden Betrachtungen sind demnach folgende Gesichtspunkte bei der Konstruktion der Federn zu beachten.

Die obersten Lagen der Vorder- und Hinterfeder sind mit Rücksicht darauf, daß sie noch besondere Kräfte zu übertragen haben, stärker zu wählen wie die übrigen Lagen, welche zweckmäßig in gleicher Stärke ausgeführt werden.

Die Federn müssen mit Rücksicht auf die durch die oberen Lagen zu übertragenden Seitenkräfte fest mit der Achse verbunden sein, am besten durch eine solide Kappenbefestigung mit Anzug, die gleichzeitig eine gute Übertragung von Längskräften bewirkt, und durch Reibung zwischen oberer Lage und Bund, die Federbolzen noch entlastet.

In die Verbindung der Feder mit der Achse oder besser mit dem Rahmen ist ein Gelenk einzuschalten, um die Torsionsbeanspruchung zu vermindern und die verwindenden Spannungen infolge Schrägstellen der Achse gegenüber dem Rahmen auszugleichen.

Der Kettenspanner hat seine Hauptaufgabe in der Aufnahme der Reaktionskraft des Kettenzuges und der Wagenschubkraft. Diese beiden Kräfte sind bereits bei den Kraftwirkungen an der Hinterachse mitbetrachtet worden, allerdings wurde dort nur auf ihre Horizontalkomponenten Rücksicht genommen. Die beiden Kräfte, deren Resultierende, annähernd ihre Summe, in dem Kettenspanner wirkt, stellen bei weitem die größte Kraftäußerung dar, welche in dem ganzen Fahrzeug auftritt. Bei Verwendung eines starren Kettenspanners ist es erforderlich, daß seine beiden Enden mit je einem Gelenk zentrisch die Mitten der beiden Kettenräder umfassen, da sonst bei Änderung der Federspreizung infolge von Belastungsschwankungen Kniehebelwirkungen eintreten, die je nach Lage der Anschlußpunkte bei Belastung oder Entlastung unbegrenzte Zugkräfte in der Kette hervorrufen und leicht zum Reißen der Kette führen. Auf alle Fälle ist bei einem Abweichen von dem zentrischen Angriff eine genaue Untersuchung der Änderung der Entfernungen der Kettenradmitten bei verschiedenen Federspreizungen notwendig. Aber selbst ein geringes Abweichen aus konstruktiven Rücksichten bei ganz geringen Entfernungsänderungen erscheint mir nur zulässig bei dem federnden Kettenspanner, einer der Firma H. Büssing patentierten Anordnung, wo in den Kettenspanner eine Druckfeder mit einer starken Vorspannung eingeschaltet ist, welche beim Überschreiten der Vorspannung durch die im Kettenspanner wirkenden Kräfte weiter zusammengedrückt wird und die Größe der Kräfte begrenzt durch Auslösen eines Weges. Die federnde Schubstange stellt somit eine Sicherung dar, wie sie bereits früher betrachtet wurde. Durch die Wirkung der Feder wird ermöglicht, daß durch Einkuppeln des Motors die Treibachse sich zuerst in Bewegung setzt, hierbei die Feder in der Schubstange anspannt und den Rahmen mit Wagenkasten mitnimmt. Es wird also bei diesem Vorgang eine gewisse Energiemenge in der Feder aufgespeichert

und allmählich zur Beschleunigung des Wagens aufgewendet. Diese Anordnung bietet gerade bei Fahrzeugen mit Explosionsmotoren Vorteile, da hier der Motor nicht unter Belastung anläuft, sondern bereits im Gange ist, ehe er durch eine Kupplung mit dem Getriebe und der Hinterachse gekuppelt wird. Dieser Kupplungsvorgang wird bei starren Schubstangen immer mit einem heftigen Stoß verbunden sein, da die Getriebewelle plötzlich auf die Tourenzahl des Motors kommen muß und von der Achse aus die ganze Masse des Wagens zu beschleunigen ist. Bei federnder Schubstange tritt hierbei anfänglich nur ein Widerstand von der Anfangsspannung der Feder auf, und der Widerstand wächst allmählich mit der Spannung der Feder an und setzt erst durch Vermittlung dieser Ausgleichfeder den Wagen selbst in Bewegung.

Die Einwirkung der beiden Druckkräfte auf den Kettenspanner soll mit Rücksicht auf ihre Bedeutung noch in einem Kräfteplan untersucht werden, und zwar soll zunächst die Wirkung beider Kräfte getrennt behandelt werden. Die Reaktionskräfte des Kettenzuges sind bei zentralem Kettenspanner in sich geschlossen (Abbildung 8). Der Kettenzug K sucht das große Kettenrad mit dem Drehmoment

$$M = K \cdot r$$

um den Achsschenkel zu drehen und gleichzeitig den Achsschenkel parallel zur Kettenrichtung zu verschieben. Eine merkliche Kraft K kann nur geäußert werden, wenn am Radumfang ein entsprechender Widerstand wirkt, dessen Einfluß zunächst hier nicht betrachtet werden soll. Einem Verschieben des Achsschenkels zusammen mit dem großen Kettenrad kann nur der Kettenspanner und die Unterstützung des Wagenrads, mit dem das Kettenrad verbunden ist, entgegenwirken, also zerlegt sich die Verschiebungskraft in diese beiden Richtungen. Eine entgegengerichtete Verschiebung des kleinen Kettenrades wird ebenfalls durch den Kettenspanner und durch das Gewicht des Wagens, an welchem es sitzt, verhindert, also ist der in der Mitte dieses Rades parallel zur Kettenrichtung wirkende Kettenzug in die gleichen Kraftrichtungen zu zerlegen. Die aus beiden Kraftzerlegungen sich ergebenden Stangenkräfte S heben einander auf und beanspruchen den Kettenspanner auf Druck. Die vertikalen Komponenten V ergeben ein Kräftepaar und suchen das System im Sinne des Uhrzeigers zu drehen. Die Größe des Momentes dieses Kräftepaares beträgt:

$$M = K \cdot s = V \cdot a,$$

sie hängt ab von dem Kettenwinkel α . Bei einer Entfernung der Kettenmitten $= l$ wird

$$s = l \cdot \sin \alpha = r - r_1$$

wobei r_1 den Radius des kleinen Kettenrades darstellt.

Das Kräftepaar verschwindet für gleich große Kettenräder und wird um so größer, je größer die Differenz beider Kettenradradien.

Für bestimmte Kettenräder ist die Größe des Moments des Kräftepaares unabhängig von der Neigung des Kettenspanners und auch von dessen Länge, da

$$M = K \cdot s = K \cdot (r - r_1).$$

Die Größe der Vertikalkraft ergibt sich aus

$$M = V \cdot a$$

zu

$$V = \frac{M}{a}$$

V wächst also bei gegebener Kettenübersetzung mit abnehmendem a, also mit steilerer Stellung des zentralen Kettenspanners.

Zur Erläuterung der Wirkung der Wagenschubkraft dient Abbildung 9. Der Drehung des großen Kettenrades wirkt am Umfang des Wagenrades die notwendige Adhäsion A entgegen mit einem Drehmoment

$$M_a = A \cdot R.$$

Dieses Drehmoment verhindert das Wagenrad mit daran sitzendem Kettenrad, frei um seinen Achsschenkel zu rotieren, hierdurch wird in horizontaler Richtung die freie Zugkraft

$$Z = A$$

auf den Achsschenkel ausgeübt, welche die Achse verschiebt und dabei das Wagenrad auf der Fahrbahn abrollen läßt. Diese freie Kraft Z bewirkt die Bewegung des Fahrzeugs. Ein geringer Teil derselben dient der Überwindung des Rollwiderstands an den Hinterrädern, der größere Rest geht durch die Schubstange auf den Rahmen über und überwindet die Massen- und Steigungswiderstände des Fahrzeugs, sowie den Rollwiderstand der Vorderräder. Der Einfachheit halber soll hier angenommen werden, daß die ganze Kraft Z durch die Schubstange übertragen wird, da der Rollwiderstand gegenüber Massen und Hubkräften gering ist. Die Zugkraft Z ruft eine Schubstangenkraft S_1 und eine vertikal abwärts gerichtete Komponente V_1 hervor. Die Schubstangenkraft S_1 gibt nach ihrer Verlegung an das am kleinen Kettenrad angreifende Schubstangenende wieder die gleiche horizontale Zugkraft Z und eine das Fahrzeug anhebende vertikale Komponente V_1 . In anderer Betrachtung kann man auch sagen, sie setzt sich mit dem der Zugkraft Z gleich- und entgegengerichteten Widerstand W zur vertikalen Resultierenden V_1 zusammen. Die Vertikalkraft V_1 ist ab-

hängig von dem Neigungswinkel β der Schubstange gegen die Horizontale, sie beträgt

$$V_1 = S_1 \sin \beta$$

und wächst mit dem Neigungswinkel.

Das von den beiden Vertikalkräften V_1 gebildete Kräftepaar ruft bei einem unabgefederten Fahrzeug, bei welchem also die Achse des großen Kettenrades fest mit der Wagenachse verbunden ist, ein Drehmoment hervor

$$M_a = V_1 \cdot a,$$

das das System im Sinne des Uhrzeigers um den Hinterradzapfen zu drehen sucht.

Erfolgt die Verbindung von Hinterachse und Fahrzeug nur kraftschlüssig unter Einfluß des Gewichts, wie bei abgefedertem Fahrzeug, so erhält man am kleinen Kettenrad auf die Wagenmasse wirkend eine einzelne Vertikalkraft V_1 als dritte Auflagerreaktion und am Wagenrad einen gleichen zusätzlichen Raddruck V_1 , der die Feder umgeht, wodurch also eine Änderung der Belastung der Feder hervorgerufen wird. Die am Rahmen wirkende Kraft V_1 verteilt sich im Verhältnis der Abstände auf beide Federn, welche sie entlastet, die Summe der Entlastungen stellen den zusätzlichen Hinterraddruck dar, so daß die Gesamtdrucke gleich bleiben, ob Federn eingeschaltet sind oder nicht. Die Lage des Schwerpunktes ist auf diese Verteilung ohne Einfluß. Für die Vertikalkraft V (Abbildung 8) gilt das gleiche wie für V_1 . Die Summe beider Kräfte ist demnach bei Berechnung der Rahmenträger als dritte beziehungsweise fünfte Auflagerreaktion einzuführen. Für die Entlastung der Vorderfeder ist es ohne Bedeutung, ob die Verbindung fest oder kraftschlüssig angenommen wird. Das Kräftepaar infolge Wirkung der Schubkraft hat die Größe

$$M_a = V_1 \cdot a = Z \cdot h,$$

wobei h den vertikalen Abstand der Kettenradmitten bedeutet. Demnach ist die Entlastung der Vorderfeder

$$V_a = \frac{V_1 \cdot a}{b} = \frac{Z \cdot h}{b} \quad (\text{siehe Abbildung 10})$$

während eine gleichzeitige Entlastung der Hinterfeder

$$V_b = \frac{V_1 (b-a)}{b} \quad \text{eintritt.}$$

$$V_b = V_1 - V_a$$

Die am kleinen Kettenrad angreifende Schubkraft Z dient dazu, den Schwerpunkt vorwärts zu bewegen. Wenn sie unterhalb von ihm

angreift (Abbildung 10), ergibt sie ein Kräftepaar, das die Vorderfedern entlastet und die Hinterfedern belastet von der Größe

$$M_1 = Z \cdot h_1.$$

Zur Ermittlung der gesamten Entlastung der Vorderfeder durch die Schubkraft kommt also hierzu das Moment

$$M_d = Z \cdot h$$

so daß das gesamte Moment beträgt

$$M_g = Z \cdot h_1 + Z \cdot h = Z \cdot H$$

wobei H den vertikalen Abstand des Schwerpunktes von dem hinteren Achsschenkel darstellt. Man kann also hierfür einfach die Schubkraft im Achsschenkel angreifend denken. Zur Ermittlung der zusätzlichen Belastung der Hinterfeder ist von dem unter der gleichen Annahme ermittelten Wert die Kraft V_1 abzusetzen, da diese unter Umgehung der Hinterfeder direkt auf die Achse übertragen wird. Wie auch durch eine einfache Nachrechnung bestätigt wird, erhält man so den gleichen Wert, wie wenn man die zusätzliche Hinterachsbelastung bei am kleinen Kettenrad angreifender Schubkraft ermittelt und hiervon die Entlastung der Hinterfeder infolge der ebenda angreifenden Vertikalkraft V_1 absetzt. Neben diesen Verschiebungen der Federbelastung infolge der Schubkraft ist noch die Entlastung infolge der verschiedenen Größe der Kettenräder zu berücksichtigen, die hierfür in Frage kommende Vertikalkraft ist bereits vorstehend ermittelt.

Außer für die Berechnung der Rahmenlängsträger hat die ermittelte Verteilung der Vertikalkräfte auch noch Bedeutung für das Verhalten des Wagens im Betriebe; da nämlich der Fahrwiderstand und die diesen überwindende Zugkraft beim Anfahren einen besonders großen Wert annimmt und schnell wieder nach Überwindung der Massenwiderstände auf einen normalen Wert herabsinkt, so treten die vorstehend ermittelten Vertikalkräfte stoßweise auf und bewirken das Springen des Wagens, nämlich ein Anheben des abgefederten Oberteils in den Federn. Bei scharf fassender Kupplung und bei sonst ungünstigen Verhältnissen äußert sich das Springen mitunter sehr heftig und geht unter Umständen so weit, daß der Wagen tatsächlich mit seinen Rädern den Boden verläßt. Wie gezeigt wurde, wirkt man dem Springen besonders entgegen einmal durch möglichst horizontale Lage des Kettenspanners und durch Verwendung möglichst gleich großer Kettenräder, sowie durch eine möglichst tiefe Schwerpunktlage, außerdem durch Maßnahmen gegen ein plötzliches Auftreten der Zugkraft beim Anfahren, also durch eine sanft fassende Kupplung und auch durch das Einschalten einer Feder in den Kettenspanner.

Wie bereits erwähnt, treten in dem Kettenspanner die größten

Kräfte auf, welche sich überhaupt in maschinellen Teilen des Wagens zeigen. Der Kettenzug hat die Größe

$$K = Z \cdot \frac{R}{r}$$

(siehe Abbildung 8 und 9) und die resultierende Schubstangenkraft ist zirka gleich der Summe von Kettenzug und Zugkraft, also

$$S_r = Z \cdot \frac{R}{r} + Z,$$

da das Verhältnis R zu r häufig bis zu dem Wert gleich 2 anwächst, in der Regel aber zirka $\frac{3}{2}$ beträgt, so ergibt sich die Schubstangenkraft

$$S_r = 3 Z \text{ bis } 2,5 Z.$$

Wie weiterhin gezeigt wurde, kann die Adhäsion und damit die Zugkraft Z bis zu dem 0,6fachen Betrage der Achsbelastung anwachsen, also bis zu

$$Z = 0,6 \cdot Q.$$

Hieraus folgt

$$S_r = 1,8 \cdot Q \text{ bis } 1,5 \cdot Q.$$

Also die Schubstangenkraft erreicht Beträge, welche das 1,5fache bis das 1,8fache der Belastung des zugehörigen Rades darstellen. Bei 5 t Lastkraftwagen, bei welchen der Druck eines Hinterrades ca. 3,5 t beträgt, ergeben sich Schubstangenkräfte von 5,25 bis 6,3 t, bei besonders starker Adhäsion kann die Schubstangenkraft noch weiter anwachsen, und tatsächlich hatte ich mehrfach Gelegenheit, an der Zusammendrückung der Feder in dem federnden Kettenspanner die Größe der Schubstangenkraft zu kontrollieren und für sie bei dem erwähnten 5 t-Lastkraftwagen Beträge von über 6 t festzustellen.

Die Beanspruchung des Kettenspanners bei Bedienung der Bremsen hängt davon ab, ob das Bremsen durch die Getriebe- oder durch die Handbremse erfolgt. Beim Bedienen der Getriebebremse wird die verzögernde Kraft durch Vermittlung der Kette auf die Hinterräder übertragen, und der Kettenzug ruft in dem Kettenspanner analoge Reaktionskräfte, und zwar Druckkräfte hervor, wie die treibende Kraft des Motors. Eine besondere Berücksichtigung dieser Kraftwirkung ist nur erforderlich, wenn bei Bemessung auf Grund der treibenden Kraft nicht eine volle Ausnutzung der Adhäsion zugrunde gelegt war. Beim Bedienen der Hinterradbremse tritt die verzögernde Kraft unmittelbar an der Hinterachse auf und bewirkt von hier aus die Verringerung der Fahrgeschwindigkeit. Diese verzögernde Bremskraft wird als ziehende Kraft durch Vermittlung des Kettenspanners auf den Rahmen übertragen, ruft also eine ausschließliche Zugbeanspruchung des Kettenspanners hervor, deren Betrag allerdings erheblich kleiner ist, als die vorher ermittelte Druckkraft als Reaktion von Kettenzug und Schubkraft. Dieser Zugbeanspruchung ist also

nur insofern Rechnung zu tragen, daß ausschließlich kraftschlüssige Verbindungen in dem Kettenspanner nicht vorgesehen werden dürfen.

Wie bereits früher erwähnt, wird häufig die Reaktionswirkung der Bremsbackenreibung der Hinterradbremse als eine Biegungsbeanspruchung durch den Kettenspanner aufgenommen. Hierfür kommen verschiedene Bauformen in Frage, und zwar greift entweder der Bremsbackenhalter mit einem Zapfen und Stein unmittelbar in eine Prismenführung in dem Kettenspanner, wie aus der Abbildung 11 ersichtlich, oder an dem Kettenspanner ist ein besonderer Arm vorgesehen, welcher unmittelbar die Bremsbacken trägt. In beiden Fällen wird das volle Drehmoment der Bremsbackenführung, beziehungsweise dessen Reaktion als Biegemoment in den Kettenspanner eingeleitet. Das Biegemoment des Kettenspanners hat somit für beide erwähnten Fälle die gleiche Größe und die Reaktionskraft, welche an dem am kleinen Kettenrade angreifenden Ende des Kettenspanners wirkt, hängt von der Länge desselben ab.

Außer diesen äußeren Kräften können in dem Kettenspanner, sofern er an die Achse und an den Rahmen mit einem einfachen Gelenk angeschlossen ist, noch sehr erhebliche Zwangskräfte auftreten. Die erwähnte einfache Gelenkverbindung trägt lediglich den Bewegungen Rechnung, welche der Kettenspanner auszuführen hat, wenn die Längen beider zusammengehöriger Kettenspanner genau gleich sind und wenn beide Federn gleichmäßig schwingen. Tatsächlich kann man mit einem gleichmäßigen Schwingen beider Federn niemals rechnen, sondern es treten im Betrieb häufig sehr erhebliche Unterschiede in der Pfeilhöhe beider Federn der gleichen Achse auf. Hierdurch ergibt sich eine Schrägstellung der Achse, welche auf eine achsiale Verdrehung des Kettenspanners hinwirkt, außerdem infolge dieser Schrägstellung eine Verkürzung des horizontalen Abstandes der Kettenspanneranschlüsse an der Achse. Da weiterhin mit einer genau gleichen Länge der Kettenspanner im Betrieb nicht zu rechnen ist, weil sich die Ketten verschieden längen und der Kettenspanner mit Rücksicht hierauf in seiner Länge eingestellt wird, so bildet die Längsachse des Kettenspanners nicht dauernd einen rechten Winkel mit der Mittellinie der Hinterachse, sondern es treten auch hier Winkeländerungen ein, welche bei Verwendung eines federnden Kettenspanners noch etwas vermehrt werden. Um also das Auftreten von Zwangskräften in dem Kettenspanner infolge der vorerwähnten Einstellungen desselben zu vermeiden, muß außer dem Gelenk mit horizontalen Bolzen eine Beweglichkeit um eine vertikale Achse, sowie eine Beweglichkeit um die Längsachse des Kettenspanners vorhanden sein, also in drei Ebenen. Für die kinematisch richtige Beweglichkeit des Kettenspanners genügt also nicht ein Kardangelk, ein Kreuzgelenk, wie es häufig Verwendung findet, sondern um der Beweglichkeit in drei Richtungen

Rechnung zu tragen, muß ein Kugelgelenk Verwendung finden. In idealer Weise würde diesen Bewegungen Rechnung getragen, wenn der Kettenspanner sowohl an der Achse, wie an dem Rahmen mit einem Kugelgelenk angeschlossen würde. Diese Anordnung läßt sich aber praktisch nicht durchführen, insbesondere wenn die Bremsreaktion von dem Kettenspanner aufgenommen wird. Da die Bremsbacken, an welchen die Bremskraft auftritt, nicht in die Achse des Kettenspanners verlegt werden können, so ruft diese Kraft immer ein Drehmoment in bezug auf seine Längsachse hervor und würde demnach bei Verwendung von Kugelgelenken an beiden Enden ein Verdrehen des Kettenspanners bewirken. Außerdem spricht gegen die Verwendung zweier Kugelgelenke noch die übliche Ausbildung der Vorrichtung zum Verlängern und Verkürzen des Kettenspanners. Diese besteht in einem Spansschloß mit Links- und Rechtsgewinde, und es wäre erforderlich, bei einem Drehen der Spansschraube mittels eines Schraubenschlüssels außerdem noch beide Enden des Kettenspanners gegenzuhalten, so daß zum Nachspannen der Kette mindestens zwei Mann notwendig wären. Tatsächlich genügt es, wenn die Drehbarkeit um die Längsachse des Kettenspanners nur in dem einen Gelenk vorgesehen ist. Man kommt also mit einem Kugelgelenk an einem Ende des Kettenspanners vollkommen aus, und erhält noch eine kinematisch vollkommen richtige Einstellungsmöglichkeit des Kettenspanners, wenn man den Anschluß an der Achse als Kugelgelenk, den Anschluß an den Rahmen als Kardangelenk, Kreuzgelenk, mit einem horizontal und einem senkrecht hierzu und zur Achse des Kettenspanners liegenden Zapfen ausbildet. Eine genaue Nachprüfung des Winkels, um welchen sich der Kettenspanner gegenüber der Längsachse des Wagens einstellt, ergibt außerdem für ihn eine so geringe Größe, daß man in vielen Fällen auch noch bei dem Anschluß an den Rahmen das Gelenk senkrecht zur Kettenspannerachse fortlassen kann. Insbesondere ist dies möglich, wenn durch Einschalten einer Feder noch eine Prismenführung in dem Kettenspanner vorgesehen ist, welche ebenfalls noch einen geringen Betrag Luft besitzt und der soeben erwähnten Einstellungsmöglichkeit nachgeben kann.

Mit Rücksicht auf die Bewegungen des Kettenspanners im praktischen Betriebe ist es somit erforderlich, ihn an die Hinterachse mit einem Kugelgelenk, an den Rahmen mit einem Kreuzgelenk, eventuell auch mit einem einfachen Gelenk mit horizontalem Bolzen anzuschließen. Zu beachten ist noch, daß die Bewegungsmöglichkeit des Kugelgelenks begrenzt sein muß, damit es möglich wird, die Verlängerung und Verkürzung des Kettenspanners durch einfaches Drehen der Spansschraube vorzunehmen und nicht notwendig ist, noch besonders das an das Kugelgelenk anschließende Ende gegenzuhalten.

Die Lenkung, beziehungsweise das Lenkgestänge hat vor allem

die kinematische Anforderung zu erfüllen, daß die Räder beim Befahren der Kurven sämtlich auf Kreisbogen mit einem gemeinsamen Mittelpunkt laufen. Nur hierdurch wird ein ausschließliches Abrollen der Räder erreicht und ein gleichzeitiges seitliches Verschieben, welches einen Kraftverlust und zugleich eine Abnutzung der Bereifung bedeuten würde, vermieden. In der Abbildung 12 sind die Vorderräder für eine Kurvenfahrtstellung punktiert eingetragen, und es ist zu ersehen, daß sämtliche Räder, die Vorderräder und die Hinterräder, sich auf Kreisen bewegen mit dem gemeinsamen Mittelpunkt M. Mit Rücksicht auf diese Forderung ist das Lenkgestänge einzurichten. Wenn auch eine mathematisch genaue Erfüllung dieser Forderung komplizierte Lenkgestänge erfordern würde, so läßt sich durch verhältnismäßig einfache Mittel, nämlich durch das Schrägstellen der die Querstange tragenden Lenkhebel, mit einer praktisch genügenden Annäherung diese Forderung erfüllen. Zur Ermittlung dieses kinematischen Zusammenhanges geht man in der Regel von der Annahme aus, daß bei Stellung der Vorderräder auf Geradeausfahrt die Verbindungslinien vom Drehpunkt der Vorderräder mit dem Anschlußpunkt der Querstange sich in der Hinterachse schneiden, beziehungsweise um einen kleinen Betrag vor der Hinterachse. Hierauf ermittelt man für die einzelnen Kurvenfahrt-Stellungen die Momentan-Drehpunkte für die beiden Vorderräder als Schnittpunkte der Senkrechten auf die Ebene der Vorderräder und kontrolliert, ob diese Momentan-Drehpunkte genügend genau mit der Verlängerung der Mittellinie der Hinterachse zusammenfallen. Durch Ab- und Zugeben läßt sich ohne große Schwierigkeit für praktische Verhältnisse ausreichend der geforderte kinematische Zusammenhang der Lenkung erreichen.

Da infolge der üblichen Art der Verbindung der Vorderachse mit dem Rahmen durch festen Anschluß des vorderen Auges der Vorderfedern an den Rahmen beim Durchfedern die Achse sich nach rückwärts verschiebt, so würde, wenn der Anschlußpunkt O des Lenkgestänges gegenüber dem Rahmen unveränderlich bliebe, das Durchfedern eine Drehung der Schwenkräder hervorrufen. Dies sogenannte Flattern der Vorderräder bewirkt eine starke Abnutzung der Bereifung, außerdem eine unsichere Fahrt. Aus letzterem Grunde ist auch in der Verordnung über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen diesem Vorgang speziell Rechnung getragen, und es wird verlangt, daß diesem Flattern bei der Konstruktion entgegengewirkt wird. Das Hilfsmittel hierfür ist ebenfalls vorgeschrieben, nämlich eine nach vorn ansteigende Lenkstange OP (Abbildung 12). Wie der Aufriß zeigt, bewegt sich bei einem Durchfedern des Fahrzeugs die Vorderachse nach rückwärts. Der vordere Anschlußpunkt O der Lenkstange muß also ebenfalls, sofern eine Drehung der Schwenkräder vermieden werden soll, nach rückwärts gehen. Das hintere Ende P der Lenkstange, welches an

den auf der Lenksäule sitzenden Lenkhebel anschließt, bewegt sich beim Durchfedern nach abwärts, wodurch die Lenkstange eine noch schrägere Stellung annimmt und eine Verkürzung des horizontalen Abstandes ihrer beiden Enden sich ergibt. Wird nun die Schräge so gewählt, daß diese Verkürzung gleiche Größe mit der Verschiebung der Vorderachse annimmt, so tritt eine Drehung der Lenkräder beim Durchfedern des Wagens nicht ein.

Die Kräfte, welche in dem Lenkgestänge auftreten, wurden bereits früher näher betrachtet. Außer den eigentlichen Lenkkräften, welche zum Schwenken der Vorderräder erforderlich sind, sind es vor allem die Stöße, welche das Lenkgestänge sowohl auf Zug wie auf Druck beanspruchen. Letztere nehmen den bei weitem größten Betrag an, und ihre Größe ist nicht festzulegen. Sie können bis ins Unbegrenzte wachsen. Es empfiehlt sich daher auch hier, Federn einzuschalten, um beim Überschreiten einer Größe, welche das Lenkgestänge gefährden würde, einen Weg auszulösen, und die Kraftwirkung zu begrenzen. Tatsächlich ist auch speziell an dem Lenkgestänge von diesem Mittel häufig Gebrauch gemacht, allerdings häufig falsch. Man findet noch sehr viel die Anordnung, wie sie Abbildung 13 zeigt, daß nämlich der Lenkhebel mit einer Kugel in den Kopf der Lenkstange eingreift und sich nach beiden Seiten gegen eine Feder abstützt. Bei dieser Anordnung halten die Federspannungen sich im Gleichgewicht, selbst bei beliebiger Größe derselben, und eine Bewegung des Lenkhebels, beziehungsweise der geringste Stoß, welcher von dem Rad aus durch die Lenkstange übertragen wird, wirkt wie toter Gang im Lenkgestänge und macht das Lenken unsicher. Die bereits früher aufgestellte Forderung, daß bei den normalen auftretenden Kräften die Verbindung kraftschlüssig sein muß, während erst beim Überschreiten einer bestimmten Kraftgröße ein Weg ausgelöst wird, läßt sich auf sehr einfache Weise auch in dem Lenkgestänge erfüllen, wie aus Abbildung 14 zu ersehen ist. Hier ist an beiden Enden der Lenkstange eine Feder vorgesehen, welche das Auge des Lenkhebels gegen den Stangenkopf anpreßt, und zwar sind die Federn so angeordnet, daß die eine Feder in der einen Richtung, die andere Feder in der anderen Richtung beim Überschreiten der Federspannung nachgibt, so daß also nach beiden Richtungen hin die Verbindung kraftschlüssig ist. Die gleiche Wirkung läßt sich auch bei Verwendung nur einer Feder erzielen, wie Abbildung 15 zeigt, welche einem aufschneidbaren Weichenverschluß nachgebildet ist und in dem einen Kopf der Lenkstange untergebracht werden kann. Selbstverständlich ist es erforderlich, um der Beweglichkeit der Lenkstange Rechnung zu tragen, an beiden Enden derselben Kugelgelenke vorzusehen. Hierdurch werden Zwangskräfte in dem Lenkgestänge ausgeschlossen, und es genügt die Berechnung auf Grund der in der Lenkstange auftretenden Druckkräfte,

welche auch für die Dimensionierung der Lenkhebel zugrunde zu legen sind.

Für die Dimensionierung des Triebwerks bildet die Maschinenkraft, wie bereits erörtert, den Ausgangspunkt, und zwar empfiehlt es sich mit Rücksicht auf die im Schwungrad aufgespeicherte Energie, für die Festigkeitsberechnung die zwei- bis dreifache Maschinenkraft zugrunde zu legen unter der Annahme, daß bei normaler Einstellung der Kupplung diese die in das Triebwerk eingeleitete Triebkraft auf diesen Betrag begrenzt. Für die an die Hinterräder sich anschließenden Triebwerksteile bis zur Schaltwelle ist die Triebkraft (also die zwei- bis dreifache Maschinenkraft) nur so weit zu berücksichtigen, bis sie für die einzelnen Übersetzungsstufen die Adhäsion entsprechend einem Adhäsions-Koeffizienten von 0,6 übersteigt, eventuell ist noch für diese Triebwerksteile eine Nachrechnung erforderlich mit Rücksicht auf die Bremskraft ebenfalls unter Berücksichtigung eines Adhäsions-Koeffizienten von 0,6. Die außerordentlich verschiedene Beanspruchung, welche die Triebkräfte in den an die Hinterräder sich anschließenden Triebwerksteilen hervorruft, bietet erhebliche Schwierigkeiten bei der Dimensionierung dieser Teile. Diese Schwierigkeiten zeigten sich besonders bei der Einführung der Kugellager, da zwischen den Drücken, welche auf den Kugellagern lasten, beim normalen Betrieb und bei maximaler Beanspruchung ganz außerordentliche Verschiedenheiten bestehen. Die Frage, welche Drücke nun bei Auswahl der Kugellager auf Grund der Belastungsangaben der Kugellager-Fabriken gewählt werden mußten, bot diese Schwierigkeiten und führte dazu, daß anfänglich die Kugellager viel zu schwach eingebaut wurden und sich nicht bewährten. Jetzt, wo man zu reichlicherer Dimensionierung der Kugellager übergegangen ist, dürfte wohl ihre Verwendung im Automobilbetrieb dauernd gesichert sein, da sie immerhin den großen Vorzug der geringen Baulänge haben, ferner der geringen Abnutzung, sowie der bequemen Schmierung und Wartung, ferner auch der geringen Reibungsverluste, welche aber nicht in so erheblichem Maße mitsprechen. Die Dimensionierung der Triebwerksteile selbst ist, nachdem die Grundlagen vorstehend festgelegt sind, lediglich noch eine einfache Festigkeitsrechnung, welche allerdings ziemlich umständlich und langwierig ist, da die Durchrechnung für die verschiedenen Übersetzungsstufen erfolgen muß. Da sie keine besonderen Gesichtspunkte bietet, soll von einem weiteren Eingehen hierauf abgesehen werden.

Bei Betrachtung der Bedeutung der Rotationsenergie wurde bereits gezeigt, daß außer der Unterbrechung der Transmission zwischen Motor und Hinterrädern beim Ausrücken der Schalträder zur Erzielung eines zuverlässigen Schaltens die Reibungskupplung am Motor notwendig ist, um während des Schaltvorgangs den

mittleren Wellenstrang mit seiner geringen Rotationsenergie vom Motor und von den Hinterrädern abzutrennen, und seine Umdrehungszahl beim Schalten, soweit erforderlich, beeinflussen zu können. Die Vorgänge während des Schaltens sollen nachstehend noch einer genaueren Betrachtung unterzogen werden. Abbildung 16 gibt eine schematische Darstellung eines Schalträdergetriebes, auf welcher T die treibende, G die getriebene Welle darstellt. Zur Änderung der Geschwindigkeitsstufen wird das Räderpaar a—b oder c—d eingerückt. Die treibende Kraft wird dann durch das Kegelräderpaar e—f weitergeleitet. Ist während der Fahrt des Kraftwagens eine bestimmte Übersetzung eingerückt, so hat die Getriebewelle eine ganz bestimmte Tourenzahl entsprechend dieser Zahnradübersetzung. Der Motor läuft ebenfalls mit seiner bestimmten Tourenzahl, und der Wagen hat seine bestimmte Geschwindigkeit. Soll nun auf eine andere Übersetzung übergegangen werden, zum Beispiel von der Übersetzungsstufe c—d auf die Übersetzungsstufe a—b, so ist es erforderlich, das Rad c herauszunehmen und das Rad a einzurücken. Während dieses Vorgangs, der immerhin nur eine kurze Zeit in Anspruch nimmt, wird sich die Geschwindigkeit des Wagens nur sehr wenig ändern. Läuft der Motor ebenfalls mit seiner bisherigen Tourenzahl weiter, zum Beispiel, wenn er von einem Regulator beherrscht wird, so stimmt das Verhältnis der Tourenzahlen der getriebenen Welle G gegenüber der Treibwelle T nicht mit dem Verhältnis der Zahnradübersetzung a—b überein. Da, wie früher gezeigt, mit Rücksicht auf die große Masse des Wagens die Tourenzahl der getriebenen Welle G nahezu unveränderlich ist, so ist es erforderlich, daß die Treibwelle T mit einer entsprechend größeren Geschwindigkeit läuft, wenn sie die dem Übersetzungsverhältnis entsprechende Tourenzahl besitzen soll. Nun ist eine weiterhin beobachtete Tatsache, daß ein Einrücken der beiden miteinander arbeitenden Räder nur möglich ist, wenn diese auf gleiche Umfangsgeschwindigkeit gebracht sind. Bis zu diesem Zeitpunkt findet ein dauerndes Aneinanderhämmern der Zähne statt. Da nun an der einen Transmissionswelle dauernd die lebendige Kraft des Wagens wirkt, so würde, wenn man an der Treibwelle dauernd den Motor angeschlossen ließe, das Problem des Schaltens mit einrückbaren Rädern nicht zu lösen sein. Es ist unbedingt erforderlich, die Treibwelle von dem Motor abkuppeln zu können, damit diese bei dem Schaltvorgang die der getriebenen Welle entsprechende Tourenzahl zunächst annimmt und zwar auf Kosten von Hämmerarbeit der Zahnräder, bevor die treibenden Zahnräder in die getriebenen eingekuppelt werden. Hieraus ersieht man wieder die unbedingte Notwendigkeit einer Kupplung.

Die vorstehende Betrachtung gibt aber gleich die Richtlinie für die konstruktive Durchbildung von Antriebswelle und Kupplungskonus, das heißt, die Rotationsenergie dieses Maschinensatzes muß so klein

wie irgend möglich gehalten werden, weil seine Umdrehungsgeschwindigkeit durch Vermittlung der Zahnräder verlangsamt, beziehungsweise beschleunigt wird. Nun liegen die Verhältnisse allerdings nicht so kraß, wie sie im Vorstehenden erschienen, und es sei daher gestattet, kurz auf diesen interessanten Fall einzugehen. Nimmt man zunächst den der vorstehenden Betrachtung zugrunde gelegten Fall an, daß nämlich auf die geringere Geschwindigkeit umgeschaltet werden soll, so wird dies im normalen Betrieb nur notwendig sein, wenn der Fahrwiderstand so steigt, daß man eben eine größere Übersetzung vom Motor zu der Getriebewelle einschalten muß, also auf einer Steigung oder auf Gelände mit hohem Fahrwiderstand (die sonstige Geschwindigkeitsregulierung des Motors bei gleichen Fahrwiderständen geschieht in der Regel lediglich durch Drosseln). Hierdurch wird zunächst die Geschwindigkeit des Wagens allmählich abnehmen, und erst wenn der Fahrer merkt, daß das Drehmoment des Motors, also seine Zugkraft, nicht mehr ausreicht, und die Geschwindigkeit ungefähr auf diejenige des entsprechenden Ganges, welchen er einschalten will, heruntergesunken ist, dann wird er sich zum Umschalten entschließen. Die Motor-Tourenzahl ist jetzt unter die normale erheblich herabgesunken, während die Getriebewelle bereits die richtige Geschwindigkeit hat, welche der einzuschaltenden Übersetzung entspricht bei normaler Motor-Tourenzahl. Hierdurch ergibt sich eine sehr einfache Möglichkeit zur Erleichterung der Schaltung. Man nimmt zunächst die Kupplung heraus mit dem Fußhebel, läßt dabei den Motor auf normale Touren kommen, nimmt das Schaltrad *c* aus dem getriebenen Rad *d* und läßt nunmehr die Kupplung kurz noch einmal herein, so daß jetzt die Treibwelle ebenfalls auf die normale Tourenzahl des Motors kommt, nimmt die Kupplung wieder heraus und schaltet nunmehr das Schaltrad *a* in das getriebene Rad *b* ein. Diese Schaltbewegung, die sich bei einiger Übung zu einer unwillkürlichen Bewegung ausbildet, erleichtert das Schalten in den langsamen Gang ganz beträchtlich, und habe ich nach Einführung dieser Schaltmethode, zu welcher ich auf Grund der vorstehenden Betrachtung gekommen bin, bei der Ausbildung unserer Führer gute Resultate erzielt.

Das Schalten auf den schnelleren Gang, auf die höhere Geschwindigkeit wird noch einfacher. Soll zum Beispiel nunmehr von der Geschwindigkeitsübersetzung *a—b* wieder auf *c—d* übergegangen werden, so wird man auf alle Fälle erst den Motor auf normale Tourenzahl kommen lassen bei der niedrigeren Geschwindigkeitsstufe und erst dann zum Umschalten übergehen. Hierbei besitzt wieder die Getriebewelle die der Fahrgeschwindigkeit des Wagens entsprechende Tourenzahl. Die Treibwelle müßte im Verhältnis zu der Tourenzahl der getriebenen Welle, wenn das Übersetzungsverhältnis *c* zu *d* eingehalten werden soll, eine geringere Tourenzahl annehmen. Rückt man

jetzt die Kupplung aus, so verzögert sich infolge der Reibung die Tourenzahl des Treibwellenstückes T, und es nimmt somit ohne weiteres das Zahnrad c die für das Zahnrad d passende Umfangsgeschwindigkeit an. Der Schaltvorgang von der kleineren auf die höhere Geschwindigkeit ist somit einfach der, daß man zunächst die Kupplung herausnimmt, desgleichen den Schalthebel auf Mittelstellung nimmt, eine gewisse Zeit wartet, deren Dauer natürlich von dem speziellen Wagen abhängig ist, aber sehr bald herausgefunden ist, und dann kurz den schnelleren Gang einschaltet. Vielfach werden bei Kraftfahrzeugen sogenannte Kupplungsbremsen verwendet, welche den vorerwähnten Vorgang der allmählichen Verminderung der Tourenzahl der Treibwelle T in erhöhtem Maße herbeiführen. Gleichzeitig sieht man aus den vorstehenden Betrachtungen, daß die Kupplungsbremse nur von Vorteil sein kann beim Übergang auf die höheren Geschwindigkeiten, daß sie aber beim Übergang auf die geringeren Geschwindigkeiten von direktem Nachteil ist. Eine Bedeutung hat sie nur dann, wenn die Massen der Kupplungswelle konstruktiv unrichtig zu groß gehalten sind, und zulässig ist sie nur bei solchen Wagen, wo das Schalten der Hauptsache nach nur im Übergang auf höhere Geschwindigkeiten besteht, zum Beispiel bei sehr starken Tourenwagen, welche der Hauptsache nach nur beim Anfahren durch allmählichen Übergang auf die höchste Geschwindigkeitsstufe schalten, während sonst der kräftige Motor für die meisten vorkommenden Steigungen ausreicht, ferner bei Omnibussen im Großstadtverkehr bei geringen Steigungen, bei welchen der Wagen ohne weiteres mit der höchsten Geschwindigkeitsstufe fahren kann und nur zum Anfahren ein Schalten notwendig ist. Das Rückschalten auf den niedrigeren Gang geschieht dann bei stehendem Wagen, und wird hierbei die Kupplungsbremse ebenfalls von Vorteil sein, weil die getriebene Welle bereits steht, und es ist nur notwendig, die Treibwelle ebenfalls zur Ruhe zu bringen, um wieder den niedrigeren Gang einzuschalten. Bei einer geschickten Bedienung der Schaltvorrichtung bietet somit das Schalt-
rädertriebe keine Bedenken. Um der auftretenden Hämmerarbeit, welche sich niemals ganz vermeiden läßt, Rechnung zu tragen, sind allerdings die Zahnkränze der Schalträder aus einer vorzüglichen Qualität Chrom-Nickelstahl zu wählen. Beschränkt man dann noch die Rotationsenergie der treibenden Zwischenwelle einschließlich Konus auf das geringste Maß, so ergibt sich eine ausreichende Lebensdauer der Zahnkränze.

Das Differential, dessen Wirkungsweise bereits bei Betrachtung der Normaltype besprochen wurde, bildet einen Teil des Triebwerks, welches die Motorkraft auf die Treibräder des Kraftwagens überträgt. Seine Anordnung ist schematisch in der Abbildung 16 mit dargestellt. Unter Berücksichtigung der für das Triebwerk ermittelten Kraft-

wirkungen bietet seine Dimensionierung keine Schwierigkeiten, und es kann daher davon abgesehen werden, für normale Betriebsverhältnisse näher darauf einzugehen. Mehrfach sind jedoch Vorrichtungen ausgeführt worden, um die Wirkung des Differentials zeitweise ausschalten zu können. Die meisten Firmen haben diese Vorrichtung wieder aufgegeben, da sie zu Brüchen und starken Beschädigungen Anlaß gab infolge zu schwacher Dimensionierung, welche auf ein ungenügendes Erkennen der auftretenden Kräfte zurückzuführen war. Auch meine Firma ging, nachdem das Bedürfnis für ein zeitweises Ausschalten der Wirkung des Differentials erkannt war, dazu über, ihre Fahrzeuge mit einem feststellbaren Differential auszurüsten. Durch sorgfältiges Studium und richtige Erkenntnis der bei gesperrtem Differential wirkenden Kräfte bot eine richtige Ausbildung und Dimensionierung keine besonderen Schwierigkeiten mehr, und die heutige Ausführung hat sich in mehrjährigem Betrieb gut bewährt. Um das Bedürfnis nach der Differential-Feststellung zu zeigen, sollen zunächst die Aufgaben des Differentials, sowie seine zeitweise ungünstigen Nebenwirkungen erläutert werden. Wie bereits gezeigt, ist das Differential aus dem Bestreben hervorgegangen, auch beim Befahren der Kurven das vom Motor ausgehende treibende Drehmoment immer in zwei genau gleichen Teilen auf beide Treibräder zu übertragen, und gleichzeitig ein Abrollen der Treibräder zuzulassen. Solange die Adhäsion der Räder am Boden ausreichend ist, rollen sie auch tatsächlich ab, und es wird das treibende Drehmoment vollständig zur Erzeugung der Zugkraft aufgewendet. In diesem Falle wirkt das Differential nur günstig, indem alle Kraft und Arbeit zur Fortbewegung des Wagens Verwendung findet.

Übersteigt dagegen die aufgewendete Zugkraft an einem Rad dessen Adhäsion, während am anderen Rad durch äußere Ursachen die Adhäsion größer bleibt, so wird das erstere Rad nicht mehr abrollen, sondern sich schneller drehen, wie der Vorwärtsbewegung des Wagens entspricht. Es wird also der Teil der in dieses Rad übergeleiteten Arbeitsmenge, um welchen sie bei dem immer gleichbleibenden Drehmoment infolge der wachsenden Umdrehungszahl größer ist, wie die in das abrollende Rad übergehende Arbeitsmenge zur Beschleunigung dieses Rades aufgebraucht.

Dieser Teil kommt zu der für die Fortbewegung des Fahrzeugs notwendigen Arbeitsmenge hinzu. Er setzt sich zum Teil in Rotationsenergie des Rades um und wird, sobald das Rad wieder genügende Adhäsion findet, teilweise zurückgewonnen. Der andere Teil wird dagegen als Reibungsarbeit bei der Gleitbewegung des Rades gegenüber dem Erdboden vernichtet. Auch bei der Rückgewinnung der in dem gleitenden Rad aufgespeicherten Rotationsenergie geht ein weiterer Teil aus der gleichen Ursache verloren.

Das Differential gibt also in solchen Fällen, wo infolge besonderer Straßenverhältnisse die Adhäsion des einen oder anderen Rades unter die Zugkraft sinkt, Anlaß zu beträchtlichen Arbeitsverlusten. Tritt dieser Fall während des Fahrens auf, wie es bei schmierigem Asphalt-pflaster oder bei verschneiten und vereisten Straßen leicht vorkommen kann, so wird die Kraft zur Fortbewegung des Fahrzeugs nur noch von einem Rade geäußert, sie greift daher einseitig gegenüber dem Schwerpunkt an und leitet ein seitliches Drehen des Fahrzeugs um seine vertikale Schwerpunktsachse, das sogenannte Schleudern, ein, welches dann, wenn der Wagen erst etwas seitlich gedreht ist, wie bereits gezeigt wurde, in zunehmendem Maße durch die Massenwirkungen des Fahrzeugs infolge seines Beharrungsvermögens unterstützt wird.

Findet das eine Rad dagegen beim Anfahren nicht genügende Adhäsion, wie es häufig vorkommt, wenn der Wagen mit einem Rad auf einem schmierigen Sommerweg steht oder teilweise eingesunken ist, während das andere noch auf der festen Straßendecke steht, so ist der Wagen nicht in Bewegung zu bringen. Das eine Rad dreht sich auf der Stelle und wühlt sich immer tiefer ein, es nimmt die ganze Arbeit des Motors auf, da ein viel geringeres Drehmoment nötig ist zur Beschleunigung dieses Rades, wie des ganzen Wagens, der dem anderen Rad seinen Fahrwiderstand entgegengesetzt. Da bereits bei diesem kleinen Drehmoment eine Drehung der einen Differentialhälfte eintritt und in die andere Hälfte nur das gleiche Drehmoment übergeleitet werden kann, so ist es nicht möglich, ein so großes Drehmoment, wie es zum Anfahren des ganzen Fahrzeugs erforderlich ist, in das auf festem Boden stehende Rad einzuleiten, und das Fahrzeug ist nicht in Gang zu bringen, trotzdem in den meisten Fällen an dem einen Rad die genügende Adhäsion und in dem Motor die ausreichende Zugkraft zur Verfügung stehen. Das Differential trägt also in diesem Falle allein die Schuld an dem Festfahren des Wagens, und ein Wagen ohne Differential würde sich ohne Schwierigkeit aus dieser mißlichen Lage befreien können.

Diese beiden Nachteile des Differentials ließen die Frage aufwerfen, ob man das Differential nicht vollständig entbehren kann. Auf gerader Strecke, bei genauem Geradeausfahren wäre dies ohne weiteres möglich, denn das Differential kommt ja, abgesehen von seinen nachteiligen Wirkungen, wenn ein Rad nicht genügende Adhäsion findet, überhaupt nur beim Kurvenfahren zur Wirkung. Es bleibt daher zu untersuchen, wie sich nun ein Fahrzeug ohne Differential in der Kurve verhalten wird. Damit beide Treibräder abrollen, muß das innere Rad einen kleineren Weg beschreiben, wie das äußere, also eine geringere Zahl Umdrehungen machen. In Abbildung 12 ist ein Fahrzeug in der Kurve schematisch dargestellt.

Wären die seitlichen Reibungswiderstände R_v der vorderen Lenkräder groß genug, um ein Zurseiteschieben zu verhindern, so würde bei ausreichender Adhäsion das innere Rad allein den Fahrwiderstand W überwinden und die Antriebskraft Z ausüben, da das äußere Rad sich nicht schneller drehen kann, wie das innere, und sein Umfang einen geringeren Weg zurücklegt, wie er auf dem Boden tatsächlich beschrieben wird. Das äußere Rad schleift demnach teilweise auf dem Boden und anstatt daß es einen Schub auf den Wagen ausübt, wird es sogar durch die gleitende Reibung zurückgehalten, es übt einen Zugwiderstand W_1 an dem Wagen aus.

Es sind also zur Fortbewegung des Fahrzeugs zu überwinden: 1. der normale Fahrwiderstand, welcher in der Kurve noch infolge des seitlichen Widerstandes gegen die Vorderräder erhöht wird, 2. der Gleitwiderstand des äußeren Hinterrades. Eine Zugkraft Z gleich der Summe dieser zwei Kräfte ist allein von dem inneren Hinterrad auszuüben. Wie groß diese Kräfte sind, davon macht man sich auf den ersten Blick keine Vorstellung. Sie sollen daher an einem Beispiel überschläglich aufgestellt werden, und zwar diene hierzu ein Lastwagen für 5500 kg Nutzlast bei 4000 kg Eigengewicht, also von 9500 kg Gesamtgewicht. Von dieser Belastung ruhen 3000 kg auf den Vorderrädern, der Rest 6500 kg auf den Hinterrädern. Die normale in der Ebene erforderliche Zugkraft beträgt bei 20 kg Fahrwiderstand pro Tonne Zuggewicht:

$$Z = 9,5 \cdot 20 = 190 \text{ kg}$$

Der Reibungswiderstand des gleitenden äußeren Hinterrades ist dagegen

$$W_1 = \mu_1 Q$$

wenn μ_1 den Reibungs-Koeffizienten der gleitenden Reibung und Q die Belastung eines Hinterrades darstellt. Nach Annahme ist

$$Q = 3250 \text{ kg,}$$

und der Reibungs-Koeffizient ist nicht zu hoch angeschlagen für normale geschotterte Straße

mit $\mu_1 = 0,3$ für Gummibereifung

mit $\mu_1 = 0,2$ für Eisenbereifung,

also ist

$$W_1 = 0,3 \cdot 3250 = 975 \text{ kg für Gummibereifung}$$

$$W_1 = 0,2 \cdot 3250 = 650 \text{ kg für Eisenbereifung.}$$

Er kann erfahrungsgemäß auf das Doppelte steigen, so daß die ganze zur Fortbewegung in der Kurve erforderliche Kraft Beträge erreichen kann, welche die Zugkraft zum Hinaufschleppen dieses Lastwagens

zusammen mit einem 7500 kg schweren Anhänger auf eine Steigung von 10 %, die sich zu

$$Z = 2040 \text{ kg}$$

ergibt, noch übersteigt, und diese Kraft ist zunächst nur von einem Rad auszuüben. Bei den angenommenen Reibungs-Koeffizienten wäre als Zugkraft zu äußern

$$Z = 190 + 975 = 1165 \text{ kg für Gummibereifung}$$

$$Z = 190 + 650 = 840 \text{ kg für Eisenbereifung.}$$

Die hierfür erforderliche Adhäsion, die mindestens gleich der Zugkraft sein muß, beträgt:

$$A = \mu \cdot Q$$

μ = Reibungskoeffizient der Ruhe

Q = Belastung des treibenden Rades,

um also ein Übertragen dieser Kraft von dem einen Treibrad aus zu ermöglichen, sind demnach folgende Adhäsions-Koeffizienten notwendig

$$\mu = \frac{1165}{3250} = 0,36 \text{ für Gummibereifung}$$

$$\mu = \frac{840}{3250} = 0,26 \text{ für Eisenbereifung.}$$

Der Koeffizient der Adhäsion, also die Reibung der Ruhe, übersteigt den der Reibung der Bewegung nicht immer in diesem Verhältnis, besonders nicht bei wechselnden Straßenverhältnissen. Die Folge wird sein, daß die Adhäsion des treibenden Rades nicht genügt und daß dieses gleitet. Sobald dieser Fall eintritt, nimmt der Fahrwiderstand durch Wegfallen des Gleitwiderstandes des äußeren Rades plötzlich ab, und das äußere Rad übernimmt die Vorwärtsbewegung, inzwischen vermag das innere Rad wieder zu fassen, und das Kräftespiel wiederholt sich. Die Betrachtung zeigt, daß für Fahrzeuge ohne Differential beim Kurvenfahren in den Schubgestängen des inneren Rades ganz außergewöhnliche Kräfte auftreten müssen, die besonders bei ihrem stoßweisen Auftreten zu schweren Bedenken Anlaß geben und eine sehr kräftige Dimensionierung bedingen. Besonders ungünstig wird auch noch die nach dem äußeren Rad führende Differentialwellen-Hälfte beansprucht, indem sie beim Gleiten dieses Rades durch den Gleitwiderstand im verzögernden Sinne auf Drehung beansprucht wird und, wenn die Adhäsionsgrenze des inneren Rades überschritten wird, plötzlich ein entgegengesetztes treibendes Drehmoment übertragen muß. Das Drehmoment in dieser Welle ändert sich also plötzlich von einem positiven auf einen negativen Höchstwert.

Schon diese Gründe sprechen sehr für die Notwendigkeit eines

Differentials. Hierzu kommt noch, daß ein Fahrzeug ohne Differential beim Befahren einer Kurve stark nach außen schiebt, also einen größeren Kreis beschreibt, wie dem Einschlag der Lenkräder entspricht. Dieses Bestreben wird durch dieselben Kräfte verursacht, welche wir bereits kennen gelernt haben. Es sind zunächst die nur vom inneren Rad ausgehende Zugkraft Z' , welche gegenüber dem Schwerpunkt an einem Hebelarm $\frac{s}{2}$ von der halben Spurweite angreift und mit einem dementsprechenden Drehmoment von $Z' \cdot \frac{s}{2}$ den Wagen entgegen der beabsichtigten Kurve nach außen drängt. Weiter wirken der Gleitwiderstand W_1 am äußeren Rad und die zu seiner Überwindung am inneren Rad zusätzlich zu äußernde Zugkraft im gleichen Sinne als Kräftepaar mit der Spurweite als Hebelarm, also von der Größe

$$W_1 \cdot s.$$

Da der seitliche Widerstand der Vorderräder keine bestimmte Kraft-richtung besitzt, so bildet er an dem Achsstand als Hebelarm wirkend das dem seitlichen Schieben entgegenwirkende Kräftepaar von der Größe

$$2 R_v \cdot l$$

wobei

$$R_v = Q_v \cdot \mu$$

wenn Q_v die Belastung eines Vorderrades. In unserem Beispiel ist demnach

$$\begin{aligned} 2 R_v &= 3000 \cdot 0,3 = 900 \text{ kg für Gummibereifung} \\ &= 3000 \cdot 0,2 = 600 \text{ kg für Eisenbereifung} \end{aligned}$$

und bei einer Spurweite

$$s = 1,6 \text{ m}$$

und einem Achsstand

$$l = 4,0 \text{ m}$$

ist das drehende Moment

$$\begin{aligned} M &= Z' \cdot \frac{s}{2} + W_1 \cdot s = 190 \cdot 0,8 + 975 \cdot 1,6 = 1712 \text{ mkg für Gummibereifung} \\ &= 190 \cdot 0,8 + 650 \cdot 1,6 = 1192 \text{ mkg für Eisenbereifung.} \end{aligned}$$

Die seitlich drehende Kraft an beiden Vorderrädern ist demnach

$$\begin{aligned} 2 V &= \frac{M}{l} = \frac{1712}{4} = 428 \text{ kg für Gummibereifung} \\ &= \frac{1192}{4} = 298 \text{ kg für Eisenbereifung.} \end{aligned}$$

Hierzu kommt noch der seitliche Schub infolge der Schrägstellung der Vorderräder, welcher durch die im Schwerpunkt angreifende Zugkraft Z^s hervorgerufen wird und auch bei gleichmäßiger Verteilung

der Zugkraft auf beide Hinterräder, also bei vorhandenem Differential wirkt.

Vergleicht man die an den Vorderrädern auf seitliche Drehung wirkenden Kräfte, welche größer wie $2 V$ sind, mit den Widerständen $2 R_v$, so sieht man, daß sie bei ruhender Vorderfederbelastung mehr wie die Hälfte betragen. Tatsächlich treten beim Arbeiten der Vorderfedern aber häufig Entlastungen auf die halbe Last ein, und in diesen Fällen werden die Räder zur Seite gedrängt. Es wird also beim Befahren von Kurven ein teilweises Zurseitedrängen der Vorderräder zu erwarten sein, zumal auch der als konstant angenommene Reibungs-Koeffizient dauernden Schwankungen unterworfen ist.

Die Ergebnisse der vorstehenden Betrachtungen werden durch Versuche vollkommen bestätigt, welche mit einem Büssing-Lastwagen von der angenommenen Lastverteilung, an dem das Differential ausgeschaltet war, vorgenommen wurden. Die außerordentliche Kraftäußerung am inneren Rade läßt sich am Büssing-Wagen besonders gut beobachten, da bei diesem in die Schubstange eine Feder eingeschaltet ist, welche bei dem Versuche wie ein Kraftmesser wirkte. Die Feder war so bemessen, daß, wenn der Wagen als Zugwagen zu einem Lastzug von zirka 18 t Bruttogewicht diente auf Steigungen von 10 %, die Schubstange noch nicht über das für die Kettenspannung zulässige Maß verkürzt wurde, auf ebener Strecke beim Befahren der Kurve jedoch drückte sich die Feder so sehr zusammen, daß die Kette vollkommen schlaff wurde und übersprang. Es wurde also der Beweis erbracht, daß im Versuchsfalle am Einzelwagen in der Ebene weit größere Zugkräfte an dem inneren Rade auftreten, wie sie sonst bei vorhandenem Differential auf den stärksten Steigungen beim Lastzuge vorkommen. Auch das Gleiten des inneren Rades und das zeitweise stoßweise Übergehen der Schubkraft auf das äußere Rad war am Federspiel der Schubstange zu beobachten, ebenso das Zurseiteschieben der Vorderräder durch das Abzeichnen der Spur auf dem Boden und indem der Wagen bei vollkommen eingeschlagener Lenkung mit ausgeschaltetem Differential einen wesentlich größeren Lenkkreis beschrieb wie bei Wirkung des Differentials. Es zeigt sich somit, daß das Differential beim Befahren von Kurven mit Rücksicht auf Schonung der Getriebeteile eine Notwendigkeit ist und daß es Arbeit, also Brennstoff, erspart. Da nun auch auf gerader Strecke die Fahrzeuge niemals absolut geradeaus fahren, sondern immer Kurven von mehr oder weniger großem Radius beschreiben, so werden sich die Vorteile des Differentials dauernd bemerkbar machen. Die anfänglich aufgeführten Nachteile kommen dagegen nur in Ausnahmefällen zur Geltung, und es genügt daher vollkommen, um ihnen begegnen zu können, daß man das Differential ausschaltbar einrichtet und von dieser Ausschaltung nur im Notfalle Gebrauch macht. Die Betracht-

tungen lehren auch, daß in den Konstruktionsteilen, welche das Differential ausschalten, ganz außergewöhnliche Kräfte auftreten können, und daß diese Teile demnach außerordentlich kräftig ausgebildet werden müssen.

In der Abbildung 16 ist ebenfalls schematisch die Vorrichtung zum Ausschalten des Differentials dargestellt. Zur Sperrung des Differentials wird eine Klauenhülse H, welche auf mit der rechten Differentialwelle aus einem Stück hergestellten Keilen verschiebbar ist, über einen auf dem Differentialgehäuse sitzenden Klauenring R geschoben. Die Übertragung des Drehmoments geht dann von dem Differentialgehäuse aus unmittelbar auf die rechte Wellenhälfte über, von welcher aus ein Teil nach dem rechten Kettenrad weitergeleitet wird, während der Rest durch Vermittlung der Differential-Kegelräder, welche infolge der Kupplung des Gehäuses mit der rechten Wellenhälfte am Drehen, beziehungsweise Abrollen gehindert sind, nach der linken Wellenhälfte übergeleitet wird. Das Ganze wirkt demnach wie eine starre Kupplung.

Die Feststellvorrichtung, Klauenhülse und Klauenring, haben somit die gesamte Antriebskraft zu übertragen, und zwar nimmt diese Antriebskraft bei Kurvenbewegung schon in der Ebene die größten erreichbaren Werte an. Es ist daher an der Übertragungsstelle dieses Drehmoments vom Gehäuse auf die rechte Wellenhälfte die zu übertragende Umfangskraft durch einen möglichst großen Durchmesser der Klauenhülse zu verringern, außerdem die Klauenkupplung selbst und ihre Verbindung äußerst kräftig zu bemessen.

Wenn auch die vorstehenden Betrachtungen keinen Anspruch auf Vollständigkeit machen können, so glaube ich doch, durch sie gezeigt zu haben, daß für die Konstruktion der einzelnen Bauteile der Kraftfahrzeuge eine recht vielseitige Wirkung von Kräften zu berücksichtigen ist.

V. Unvollkommenheiten der heutigen Bauart, Bestrebungen und Aussichten für deren Beseitigung.

Als Antriebsmotor für den Kraftwagen ist zurzeit der Explosionsmotor fast ausschließlich im Gebrauch. Er weist allerdings noch eine Reihe Unvollkommenheiten auf. Vor allem läuft er nicht unter Last an und muß durch eine besondere Vorrichtung in Gang gesetzt werden. Das Anwerfen geschieht in der Regel durch eine Handkurbel. Vor einigen Jahren war in größerem Umfange das Bestreben vorhanden, für das Anlassen besondere maschinelle Vorkehrungen zu treffen. Neuerdings ist man hiervon wieder abgekommen, da mit Rücksicht auf die Automobilsteuer das Bestreben vorhanden ist, Motoren von

verhältnismäßig geringem Drehmoment, beziehungsweise geringen Zylinderabmessungen einzubauen und deren Leistung durch gute Ausnutzung des Zylindervolumens und hohe Tourenzahl zu erhöhen. Bei den heute gebräuchlichen Zylinderabmessungen bietet es fast durchweg keine Schwierigkeit, die Motore von Hand anzudrehen. Man hat daher mit Rücksicht auf die Komplizierung, welche maschinelle Anlaßvorrichtungen mit sich bringen, von deren Weitereinführung abgesehen. Der Explosionsmotor besitzt weiterhin ein wenig variables Drehmoment, insbesondere ist das Drehmoment bei maximaler Brennstoffzufuhr nur wenig von der Tourenzahl abhängig. Es nimmt zwar etwas mit Abnahme der Tourenzahl zu, aber lange nicht in dem Maße, wie beispielsweise der Elektromotor. Sofern man also bereits den Motor bei normaler Fahrgeschwindigkeit voll ausnützt, ist es unbedingt erforderlich, bei einem Anwachsen der Fahrwiderstände eine andere Übersetzungsstufe einzuschalten. Der Motor paßt sich somit nicht automatisch dem Fahrwiderstand an, wenigstens nicht an der oberen Grenze seiner Leistungsfähigkeit. Er ist also nicht überlastungsfähig. Durch Einbauen eines verhältnismäßig kräftigen Motors läßt sich diesem Übelstand entgegenwirken. Der Motor arbeitet dann bei normaler Fahrt noch nicht mit voller Brennstoffzufuhr. Er steht unter Einwirkung eines Regulators, und der Regulator paßt die Brennstoffzufuhr dem Fahrwiderstand an. Wertvoll ist dann allerdings die Eigenschaft, welche sich auch bei guten Fahrzeugmotoren findet, daß, wenn nach Erreichen der vollen Brennstoffzufuhr, also der vollen Ausnutzung des Motors, der Fahrwiderstand weiter wächst, bei dem sich dann ergebenden Abfallen der Tourenzahl das Drehmoment anwächst, so daß der Motor nicht plötzlich stehen bleibt, sondern zunächst nur seine Tourenzahl verlangsamt, und hierdurch der Fahrer rechtzeitig auf die Notwendigkeit, einen anderen Gang einzuschalten, hingewiesen wird. Der Explosionsmotor entspricht heute, insbesondere, wenn bei der Auswahl seiner Größe richtig vorgegangen wird, trotz seiner Schwächen recht gut den Betriebsanforderungen des Fahrdienstes. Tatsächlich haben auch sowohl Dampf- wie Elektromotor in dieser Hinsicht keine vollkommene Abhilfe zu schaffen vermocht.

Eine weitere Unvollkommenheit des Explosionsmotors besteht darin, daß er auf die Verwendung der flüssigen, meist teureren Brennstoffe angewiesen ist. Solange ausschließlich Benzin in Frage kam, bedeutete dieses allerdings einen schweren wirtschaftlichen Nachteil. Heute ist der Fahrzeugmotor ohne weiteres mit Schwebbenzin und mit Benzol zu betreiben, Brennstoffe, welche im Preise sich mit dem Petroleum in gleicher Höhe halten. Wirtschaftliche Vorteile könnte somit nur noch der mit Kohlen oder Koks betriebene Dampfmotor erwarten lassen. Sofern man den Dampfmotor für flüssige Brennstoffe einrichtet, bietet er keine Vorteile hinsichtlich der Brennstoffkosten,

selbst wenn man etwas billigere Brennstoffe verbrauchen kann, da die Ausnützung im Explosionsmotor entsprechend günstiger ist. Auch von dem Diesel-Motor dürften keine allzu großen Vorteile zu erwarten sein. Mit Rücksicht auf die verhältnismäßig kleinen Maschinen-Einheiten, insbesondere, da mit Rücksicht auf gleichmäßiges Drehmoment und auf den Massenausgleich in der Hauptsache Vierzylinder-Maschinen in Frage kommen, würden die Abmessungen der Brennstoffpumpe so klein werden, daß man wohl nur an die Verwendung gut gereinigter Brennstoffe denken könnte. Da Petroleum im Preise nicht günstiger steht, wie die heute schon für Automotoren gebräuchlichen Brennstoffe, so kann höchstens der günstigere Wirkungsgrad des Diesel-Motors von Bedeutung sein. Tatsächlich werden aber so günstige Wirkungsgrade in den normalen Automotoren erzielt, daß bei dem geringen Betrage, welchen die Brennstoffkosten gegenüber den gesamten Betriebskosten der Kraftwagen ausmachen, die beim Diesel-Motor zu erhoffenden Brennstoffkosten-Ersparnisse bedeutungslos werden. Der Hauptvorwurf, den man heute noch dem Explosionsmotor macht, ist, wie bereits erwähnt, der, daß er nicht genügend „Elastizität“ besitzt, das heißt, daß er sein Drehmoment nicht selbsttätig dem wachsenden Fahrwiderstand anpaßt durch Sinken der Tourenzahl, und für diese Eigenschaft sucht man heute noch einen geeigneten Motor. Der Diesel-Motor dürfte diese Anforderung sicherlich nicht in größerem Maße erfüllen wie der heutige Automotor.

Das verschiebbare Rädergetriebe bedeutet ebenfalls eine Unvollkommenheit der heutigen Bauart des Kraftwagens. Die maschinellen Bedenken sind bereits früher erörtert worden. Hinsichtlich der Betriebsweise ist es vor allem bedenklich, daß zwischen den einzelnen Übersetzungsstufen größere Abstufungen bestehen und ein gleichmäßiger allmählicher Übergang zwischen den an den Hinterrädern geäußerten Drehmomenten nicht möglich ist. Trotz der stufenweisen Ausbildung der einzelnen Übersetzungen ist es bei gleichzeitiger Änderung der Tourenzahl des Motors ohne weiteres möglich, eine ganz allmähliche Steigerung der Fahrgeschwindigkeit zu erzielen. Dies gilt aber nicht für die Änderung des Drehmoments, insbesondere wenn der Motor bereits an der Grenze seiner Leistungsfähigkeit angelangt ist. Dieser Übelstand macht sich beispielsweise besonders bemerkbar, wenn das Fahrzeug eine Steigung mit dem zweiten Gang nimmt und der Motor hierbei an die Grenze seiner Leistung kommt. Wird diese Grenze nur um ein Geringes überschritten, so ist es erforderlich, den ersten Gang zu nehmen, wodurch die Fahrgeschwindigkeit etwa auf die Hälfte herabgeht und die Leistungsfähigkeit des Motors nur schlecht ausgenützt wird. Wäre es dagegen beim Explosionsmotor oder durch die Bauart des Getriebes möglich, ähnlich wie beim Hauptstrom-Elektromotor, durch stetige Verringerung der Fahrgeschwindigkeit

ein gleichmäßig anwachsendes Drehmoment an den Treibrädern zu erzielen, so würde zur Bewältigung der Steigung nur eine Verminderung der Fahrgeschwindigkeit um einen geringen Bruchteil genügen bei guter Ausnützung der Motorleistung. Der Unvollkommenheit, daß die Schalträder beim Laufen einzuschalten sind, war man früher schon bestrebt, entgegenzuwirken, indem man die Räder dauernd im Eingriff ließ und für die einzelnen Übersetzungsstufen Reibungskupplungen einrückte. Heute sieht man aber in dem Einrücken der laufenden Zahnräder nicht so sehr die Schwäche des Schalträderkastens, wie in der stufenweisen Änderung des Drehmoments, da, wie schon gezeigt, es durch Auswahl geeigneter Stahlsorten und durch Verminderung der Rotationsenergie der Antriebswelle gelungen ist, ausreichend haltbare Schalträder herzustellen. Sofern man heute bei dem Schalträderkasten bleibt, hat man auch allgemein das Einschalten der laufenden Räder in Kauf genommen. Ein weiteres Mittel, das Einschalten der laufenden Räder zu vermeiden, bietet das Planetengetriebe. Hier ist aber die Zahl der Stufen beschränkt. Man vermeidet hiermit den geringeren Übelstand, nämlich das Einschalten der laufenden Räder, und vergrößert den zweiten Übelstand des Schalträdergetriebes, die große Abstufung der einzelnen Übersetzungen. Vollkommener in dieser Beziehung wirkt die Friktionsübertragung. Sie ermöglicht einen gleichmäßigen Übergang und eine beliebig große Anzahl von Übersetzungsstufen und hat auch keine großen maschinellen Bedenken hinsichtlich des Schaltens während der Fahrt. Sie bietet aber bei ihrer konstruktiven Durchbildung Schwierigkeiten und ist in letzter Zeit ganz bedeutend in ihrer Verbreitung zurückgegangen. Um dem Hauptübelstand des mechanischen Getriebes, nämlich der Abstufung der Übersetzungen, zu begegnen, hat man elektrische Übertragung auf dem Wagen selbst eingeführt, indem man durch den Antriebsmotor eine Dynamomaschine betreibt und den Strom derselben einem oder zwei Elektromotoren, welche die Treibräder antreiben, zuleitet. Große Vorteile hat diese Bauart nicht aufzuweisen, und sie hat daher auch noch keine größere Verbreitung gefunden. Neuerdings hat man die gleiche Aufgabe auf hydraulischem Wege zu lösen gesucht, indem man an Stelle der Dynamomaschine eine Hochdruckpumpe einbaute und den Antrieb der Hinterräder durch hydraulische Motoren vornahm. Diese Bauart ist noch verhältnismäßig neu, und ein abschließendes Urteil läßt sich über sie nicht fällen. Es liegen auch Versuche vor, die Kraftübertragung durch Druckluft zu bewirken. Diese Versuche scheinen aber aussichtslos, da der Druckluftmotor recht kompliziert wird und sich schlecht zu dem Antrieb der Räder eignet.

Für die Kraftübertragung von dem Fahrgestell auf die Hinterachse, beziehungsweise auf die Treibräder kommen zurzeit Ketten-

und Kardanantrieb nebeneinander vor. Während der Kettenantrieb die Schwierigkeiten durch die verschiedene Einstellung der Hinterachse leichter überwinden läßt, hat der Kardanantrieb den Vorteil, daß er Maschinensätze verwendet, welche auch sonst im allgemeinen Maschinenbau eingeführt sind, und ein gutes Einkapseln dieser Teile zuläßt. Allerdings läßt sich auch die Kette einkapseln, jedoch scheint die Entwicklung auf den Kardanantrieb hinzudrängen, und sobald erst eine gute konstruktive Lösung gefunden ist, welche allen Anforderungen entspricht, ist anzunehmen, daß der Kardanantrieb die Oberhand wenigstens für Wagen mit elastischer Bereifung dauernd gewinnen wird. Die Abart des Kardanantriebs mit Zwischenschalten einer Stirnradübersetzung erscheint weniger aussichtsreich, da bei dieser die unabgefederten Massen zu groß werden und eine gute Einkapselung des Stirnradantriebs Schwierigkeiten bietet. Für die Umleitung des Antriebs von der Längswelle auf die Querwelle werden heute fast durchweg Kegelräder verwendet, doch sind bereits Versuche mit Schneckenantrieben gemacht, jedoch hat sich die Schnecke noch nicht in größerem Umfang Eingang verschaffen können. Die Schnecke würde in allen solchen Fällen von Vorteil sein, wo mit der Umleitung der Kraftübertragung eine große Übersetzung verbunden werden muß. Sie hat also für Lastkraftwagen, bei welchen mit Rücksicht auf die geringe Fahrgeschwindigkeit eine starke Verminderung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors und demnach eine große Übersetzung notwendig wird, am meisten Aussicht auf größere Einführung. Neue Übertragungselemente sind kaum in absehbarer Zeit zu erwarten. Es wird darauf hinauskommen, die jetzigen, bereits bekannten Übertragungselemente weiter zu entwickeln und dasjenige Übertragungselement, welches sich den Verhältnissen am besten anpassen läßt, wird die Vorherrschaft bekommen. Es ist aber anzunehmen, daß die übrigen kaum verschwinden werden.

Die Kupplung, welche hinter dem Motor eingeschaltet wird, ist ebenfalls noch in der Entwicklung begriffen. Die ursprüngliche Ausführung dieser Kupplung ist die Reibungskonus-Kupplung mit Lederbelag. Diese hat immer noch eine große Anzahl Anhänger mit Rücksicht auf ihre große Unempfindlichkeit. Sie bildet allerdings ein wenig maschinelles Teil in dem Kraftwagen, besonders wenn man ihre Aufgabe bedenkt, nicht allein eine unbewegliche Kupplung des Motors mit der Transmissionswelle herbeizuführen, sondern auch häufig eine geringere Tourenzahl, wie sie der Motor besitzt, auf die Transmissionswelle zu übertragen, bei welchem Arbeitsvorgang sich ein Schleifen der Kupplung nicht vermeiden läßt. Man verlangt vielfach, daß beim Langsamfahren die Kupplung zeitweise schleift, um ein Umschalten des Getriebes vermeiden zu können, außerdem ist beim Einkuppeln des Motors ein Schleifen der Kupplung nicht zu umgehen,

da ein plötzlicher Ausgleich der Tourenzahl von Motor und Transmissionswelle überhaupt ausgeschlossen ist und andererseits die Kupplung zur Schonung von Getriebe und Übertragungsorganen sanft fassen soll. Es sind daher schon längere Zeit Bestrebungen im Gange, Metallkupplungen einzuführen, welche es gestatten, die Kupplung beliebige Zeit im Betriebe schleifen zu lassen und auch beim Einschalten des Motors, nachdem die Kupplung eine gewisse Zeit schleift, ein sanftes Fassen der Kupplung herbeizuführen. Eine ähnliche Entwicklung hat sich in dem Kranbau gezeigt, und es dürfte auch wohl die endgültige Entwicklung der Kraftwagen hierauf hinauslaufen. Zurzeit bestehen allerdings einwandfreie Konstruktionen von Metallkupplungen, welche allen Anforderungen des Kraftwagenbetriebes entsprechen, noch nicht. Eine besondere Schwierigkeit ist es hier, daß, wenn einmal eine solche Metallkupplung versagt und frißt, sofort der Wagen vollständig lahmgelegt ist, und speziell dieser Gesichtspunkt führte auch herbei, daß die Heeresverwaltung für ihre militärisch subventionierten Lastkraftwagen die Lederkonus-Kupplung verlangt. Da gerade die Heeresverwaltung zurzeit einen großen Einfluß auf den Bau der Lastkraftwagen ausübt, so wird durch diese Vorschrift voraussichtlich die Weiterbildung und allgemeine Einführung einer Metallkupplung stark zurückgedrängt werden. Es sei hier noch erwähnt, daß die Firma Büssing in dieser Hinsicht einen Kompromiß eingegangen ist und eine Lederkonus-Kupplung verwendet, bei welcher der Konus im Ölbade läuft. Hierdurch wird der Vorteil der leichten Zugänglichkeit und Reparaturfähigkeit der Konuskupplung mit dem Vorteil der Plattenkupplung vereinigt, namentlich auch ein sanftes Fassen der Kupplung erzielt und die Möglichkeit gegeben, die Kupplung zeitweise schleifen zu lassen, ohne daß ein Verbrennen des Leders zu befürchten ist.

Die Federung der Fahrzeuge ist ebenfalls noch in der Entwicklung begriffen. Ursprünglich übernahm man die Federung von dem Pferdefahrzeug, und es bietet auch keine großen Schwierigkeiten, bei richtiger Beurteilung der Verhältnisse ein gut arbeitendes Blattfederwerk einzuführen, bei welchem erreicht wird, daß der abgefederte Teil des Fahrzeugs annähernd gleichmäßig in einer Geraden sich bewegt, während unter Einwirkung der Federn die Räder dauernd gegen den Boden gedrückt werden und den Unebenheiten des Bodens folgen. Über die Bedingungen, welche zum Erreichen dieses Ziels zu erfüllen sind, ist eine ausführliche Abhandlung des Verfassers in der Zeitschrift „Der Motorwagen“*) veröffentlicht. Die hohe Fahrgeschwindigkeit hat jedoch zur Folge, daß durch dieses Anpressen der Räder gegen die Fahrbahn in den Achsen erhebliche

*) Jahrg. 1907 Heft XVI, XIX und XXVII.

Stöße und Erschütterungen auftreten. Diese Erschütterungen werden von den Blattfedern, welche nur in der Lage sind, Schwingungen von längerer Periode auszugleichen, dagegen nicht diese kurzen Schwingungen aufnehmen können, als heftige Erschütterungen auf den abgefederten Teil übertragen. Es ist daher das Bestreben, diese Erschütterungen, also die Schwingungen mit kurzer Periode auszuschalten. Das Mittel hierfür ist bereits von dem Eisenbahnwesen her bekannt, nämlich das Einschalten von zusätzlichen Spiralfedern in das Federwerk. Die Spiralfedern können zwischen Achse und Blattfeder, sowie zwischen Blattfederende und Rahmen eingebaut werden, ohne daß ihre Wirkungsweise hierdurch beeinflußt wird. Bei der konstruktiven Ausbildung dieser doppelten Abfederung ist allerdings den besonderen Verhältnissen der Kraftfahrzeuge Rechnung zu tragen, da hier im Gegensatz zu den Eisenbahnfahrzeugen Achsgabeln nicht vorhanden sind und demnach sowohl die seitlichen Stöße, wie bei der Vorderachse auch die Längsstöße durch das Federwerk selbst aufgenommen werden müssen. Es hat sich gezeigt, daß das Einschalten der Spiralfedern ganz außerordentlichen Einfluß auf den erschütterungsfreien Gang des Fahrzeugs besitzt, und daß hierdurch ein ganz erheblicher Fortschritt zur Verbesserung der Federung gemacht ist. Nachdem die Firma Büssing mit der Anwendung führend vorangegangen ist, ist jetzt zu beobachten, daß eine Reihe von Firmen ebenfalls zur Einführung der doppelten Abfederung übergehen. Außer dieser Bauart durch Einschalten von Spiralfedern sind noch eine Reihe anderer Versuche im Gange, die Federung zu verbessern. Obwohl hierin manche aner kennenswerte Bestrebungen vorhanden sind, so sind auch eine große Anzahl dieser Bestrebungen für den Fachmann von vornherein als verkehrt zu erkennen. Erhebliche Bedeutung hat zurzeit noch keine dieser Konstruktionen erlangt.

Die Bremsen der Kraftwagen werden fast ausschließlich als mechanische Bremsen ausgeführt. Für ein Stillstellen des Wagens genügen sie vollständig allen Forderungen, da die Bremswirkung eine ganz beträchtliche ist und man selbst bei den schwersten Fahrzeugen mit der zur Verfügung stehenden Kraft des Führers die erforderliche Bremswirkung reichlich erzielen kann. Es liegt somit ein Bedürfnis nach Bremsen, bei welchen die andrückende Kraft durch ein maschinelles Hilfsmittel bewirkt wird, nicht vor, im Gegensatz zu den Straßenbahn- und Eisenbahnfahrzeugen, bei welchen sich Luftdruckbremsen und ähnliche Bauarten allgemein Einführung verschafft haben. Schwieriger ist es dagegen, eine geeignete Bremse zu schaffen, welche für das Befahren von längeren Gefällstrecken ausreicht. Heute werden die Kraftfahrzeuge allgemein mit zwei mechanischen Bremsen ausgerüstet, und ist diese Anzahl auch durch gesetzliche Bestimmung vorgeschrieben.

Man hilft sich in der Regel beim Befahren längerer Gefällstrecken, indem man abwechselnd eine dieser Bremsen benutzt und die andere in der Zwischenzeit wieder abkühlen läßt, außerdem wird die Getriebbremse, welche geringere Wärme ausstrahlende Oberflächen besitzt, bei größeren Fahrzeugen und bei solchen, welche häufig längere Gefälle zu befahren haben, mit Wasser gekühlt. Durch die neue Verordnung über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen ist für Fahrzeuge über 2000 kg Eigengewicht Wasserkühlung der Getriebbremse vorgeschrieben. Für Kraftfahrzeuge, welche ausschließlich in gebirgigen Gegenden verkehren, ist außer den mechanischen Bremsen auch bereits eine Motorbremse eingeführt, bei welcher der Motor als Kompressor arbeitet, von den Triebrädern aus seinen Antrieb erhält und hemmend, arbeitsverzehrend auf das Fahrzeug einwirkt. Für diese Betriebsverhältnisse hat die Motorbremse entschieden eine große Bedeutung und dürfte sich auch größere Verbreitung verschaffen. Sie bedeutet allerdings eine Komplikation des Motors und wird daher schwerlich allgemein zur Einführung kommen.

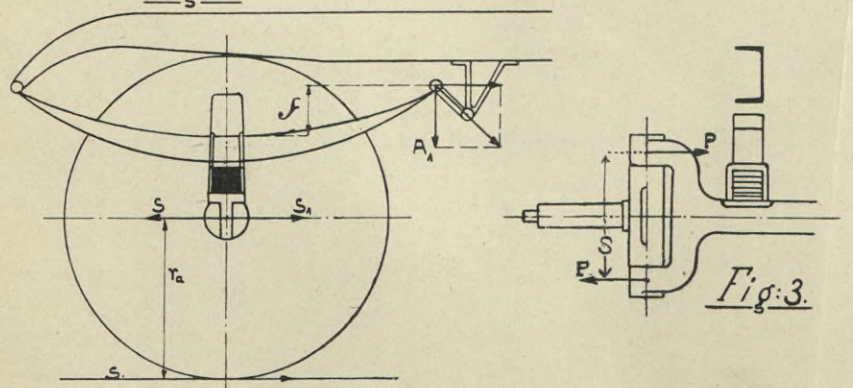
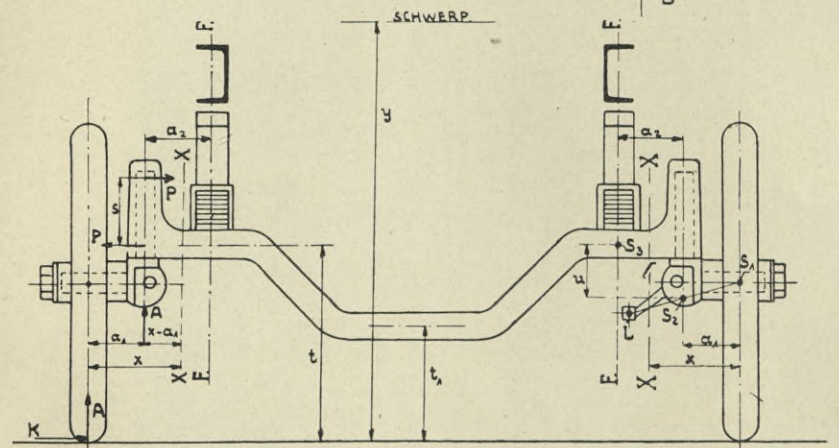
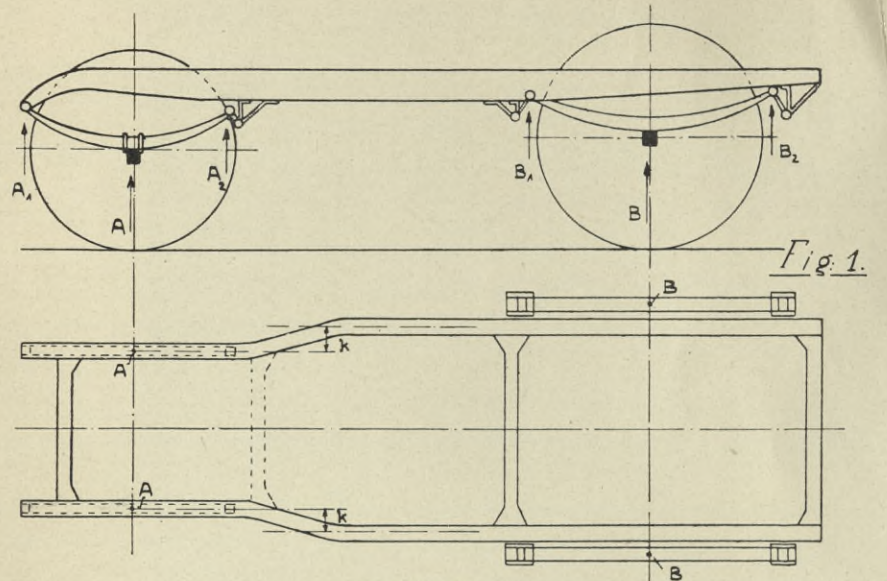
Die heutige Gesamtanordnung der Normaltype bedeutet eine große Verschwendung mit dem Raum. Bei Personenfahrzeugen, bei welchen mit Rücksicht auf gutes Fahren schon ein langer Achsstand gefordert wird, macht sich diese Raumverteilung nicht nachteilig bemerkbar, dagegen führt sie bei großen Lastfahrzeugen zu einem starken Mißverhältnis zwischen dem für Führer und Maschine, sowie dem für die Nutzlast ausgenutzten Raum. Beispielsweise nimmt bei einem 5-t-Lastkraftwagen normaler Bauart von einer gesamten Länge von ca. 7,0 m der Raum für den Motor und für den Fahrer, eventuell einen Begleiter, ca. 3,0 m der Länge ein, während der Rest von 4,0 m für den Wagenkasten nebst 5—6 t Nutzlast übrig bleibt. Dieses Mißverhältnis wirft die Frage auf, wie man ihm bei der weiteren Entwicklung begegnen kann. Da die Betriebssicherheit der heutigen Kraftwagenmotoren eine hohe Stufe erreicht hat, ist die Zugänglichkeit in kürzester Zeit nicht mehr in so hohem Maße erforderlich, wie im Anfang der Entwicklung. Man hat daher bei Lastkraftwagen und Omnibussen den Führersitz über den Motor gelegt und damit den für die Nutzlast nicht verwendbaren Raum erheblich verringert. Mit dieser Anordnung sind auch bereits recht brauchbare Konstruktionen entstanden, doch wurden sie durch die Vorschriften für die militärische Subvention zurückgedrängt, welche mit Rücksicht auf die Verwendung im Kriegsfall die denkbar beste Zugänglichkeit des Motors verlangt, um auch nachts auf der Landstraße leichte Übersichtlichkeit zu behalten, und aus diesem Grunde die Anordnung des Motors vor dem Führersitz vorschreibt. Da die Subventionstypen zurzeit einen großen Teil der Produktion der Lastkraftwagen-Industrie ausmacht, sind Fahrzeuge mit dem Führersitz über dem Motor in Deutschland wieder fast

vollständig verschwunden. Es ist aber anzunehmen, wenn mit steigender Produktion die Subventionstypen im Verhältnis zur Gesamtproduktion zurücktritt, daß sich Fahrzeuge mit Führersitz über dem Motor auch bei uns in größerem Umfange einführen werden.

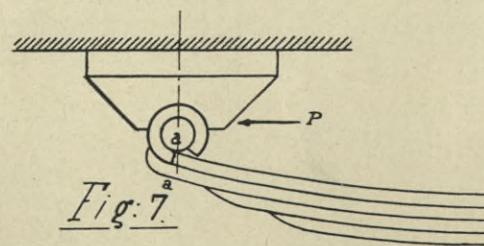
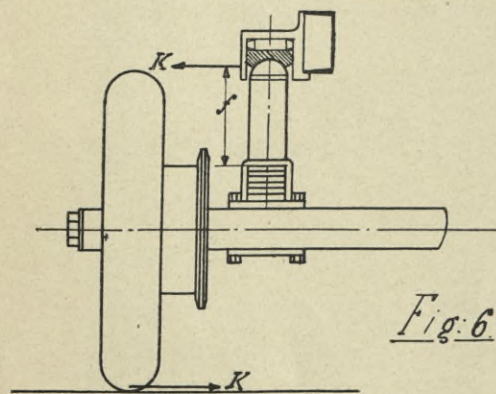
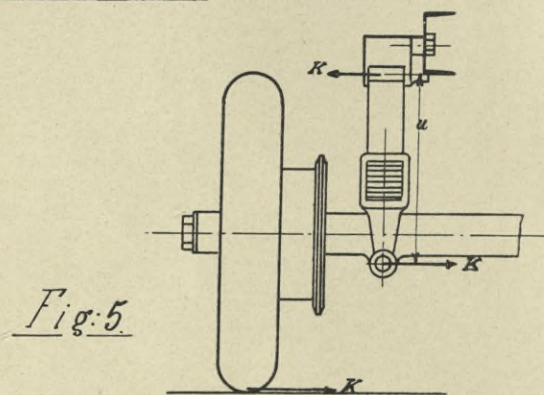
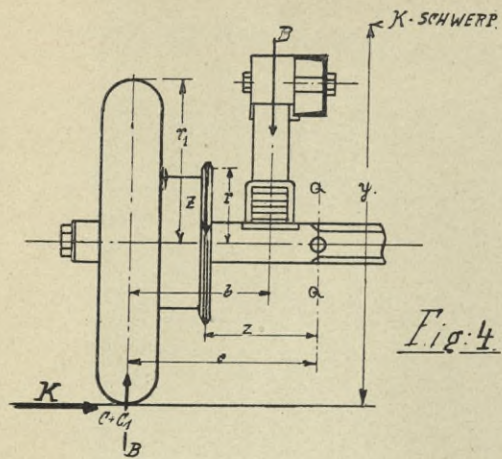
Die vorstehenden Betrachtungen haben gezeigt, daß zurzeit ein gewisser Abschluß in der Entwicklung des Kraftwagens eingetreten ist. Der Kraftwagen hat bereits eine hohe Stufe der Durchbildung erreicht, und es ist keinesfalls zu erwarten, daß die Weiterentwicklung noch sprunghaft vor sich gehen wird, sondern es ist bestimmt mit einem allmählichen Weiterbau zu rechnen. Im Interesse der Kraftwagenindustrie, sowie auch der Interessenten, ist dieser heutige Stand der Kraftwagentechnik nur zu begrüßen, denn es ist jetzt möglich, den Kraftwagen als ein Massenprodukt zu behandeln und infolgedessen durch rationelle Fabrikation eine ganz erhebliche Verbilligung herbeizuführen. Die vorstehenden Betrachtungen werden weiterhin gezeigt haben, daß die Kraftwagentechnik jetzt unter die übrigen Zweige des Maschinenbaus als gleichwertig eingetreten ist und auch in wissenschaftlicher Hinsicht einen Vergleich aushalten kann. Eine weitere Entwicklung der Kraftwagentechnik ist nur noch möglich durch ernste, wissenschaftliche Arbeit unter Benutzung der Erfahrungen der Praxis und durch Beobachten des Verhaltens der Kraftfahrzeuge im praktischen Betriebe. Allerdings sind infolge der schnellen Entwicklung der Kraftwagentechnik die wissenschaftlichen Grundlagen für die Konstruktion noch nicht so sicher festgelegt wie in den übrigen Zweigen des Maschinenbaus, zumal die Kraftwagentechnik ein außerordentlich großes Gebiet und eine sehr große Anzahl Maschinenelemente umfaßt. Ich hoffe daher, daß diese Arbeit auch einen Beitrag zur wissenschaftlichen Klärung des heutigen Standes der Kraftwagentechnik bietet.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

S. 61



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

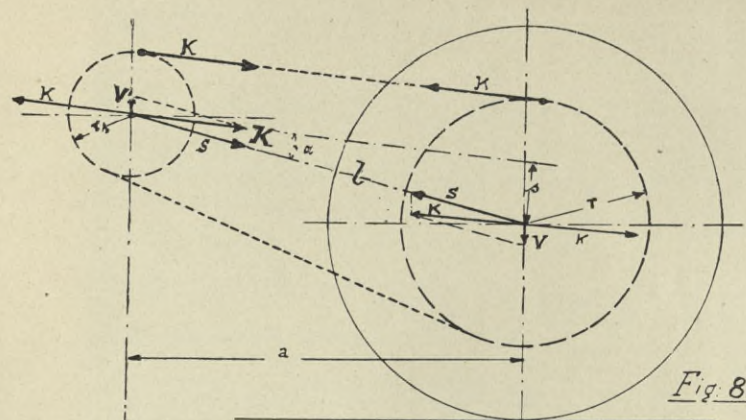


Fig. 8.

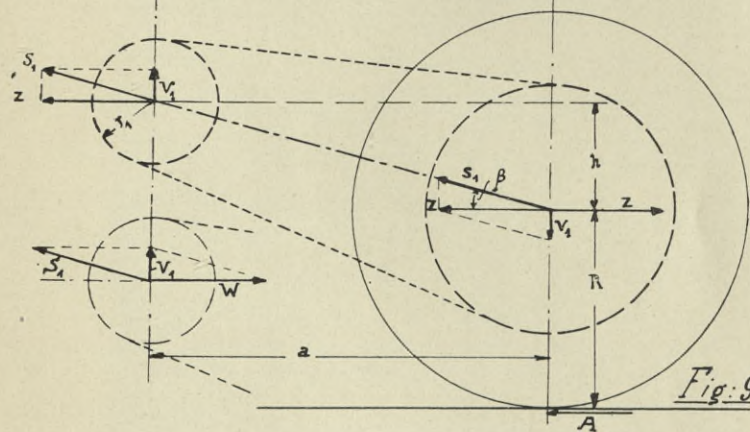


Fig. 9.

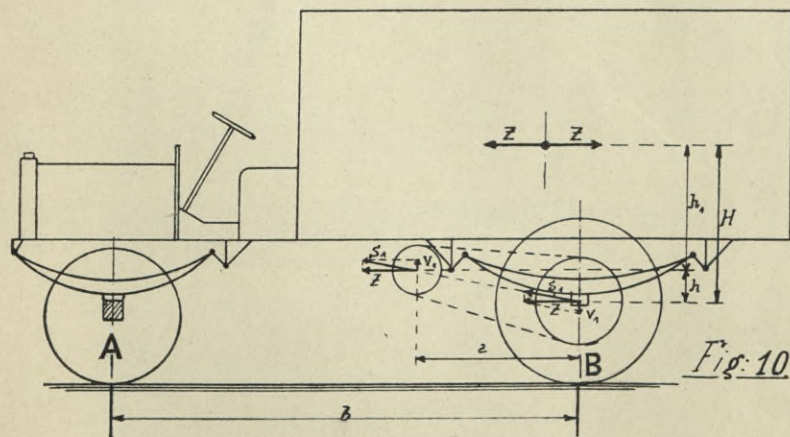


Fig. 10.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

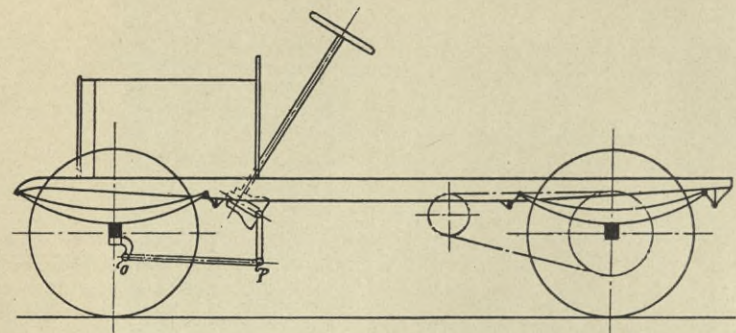
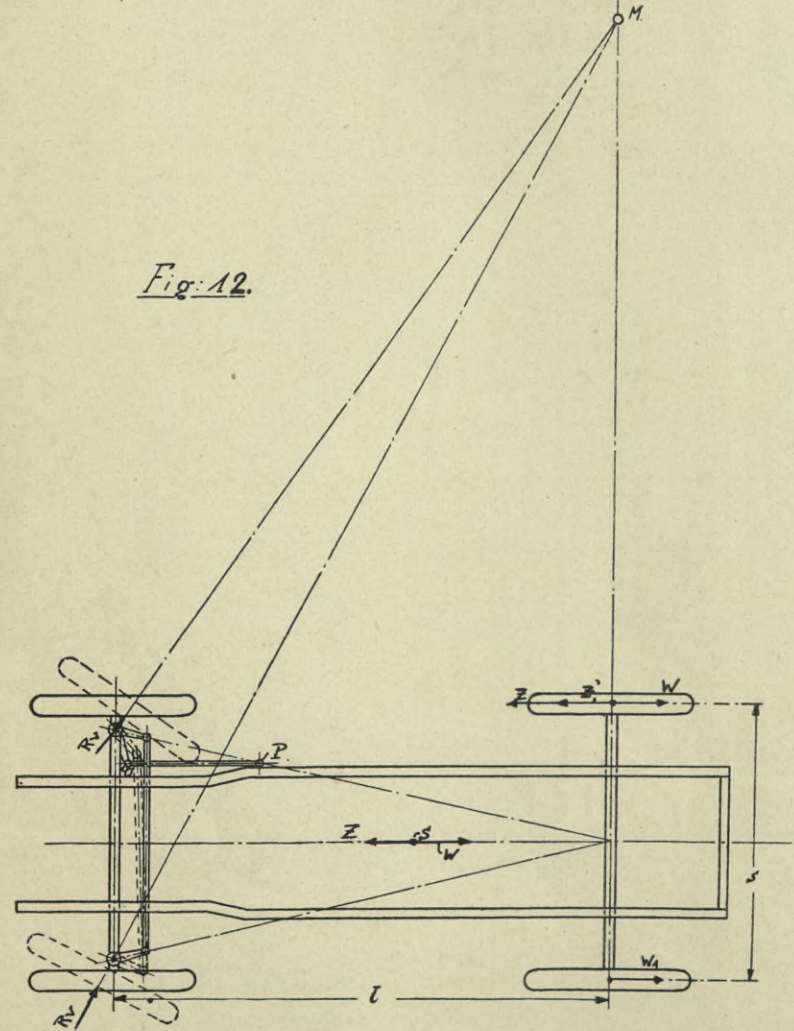


Fig. 12.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

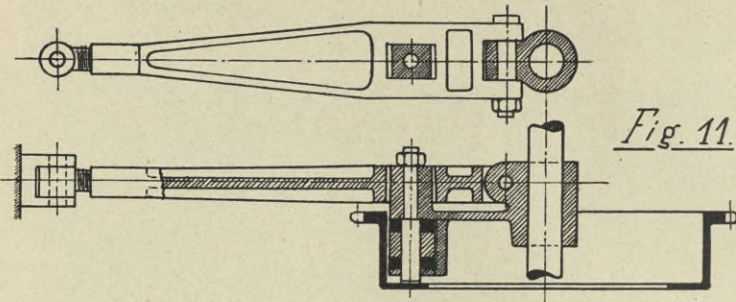


Fig. 11

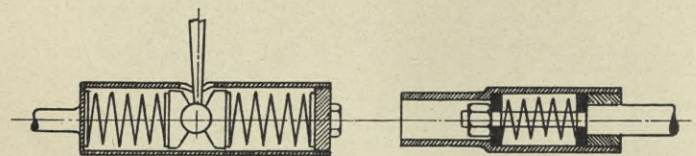


Fig. 13.

Fig. 15.

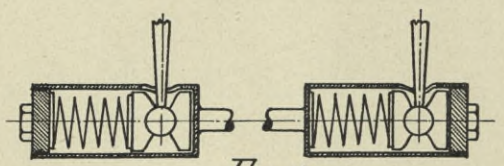


Fig. 14.

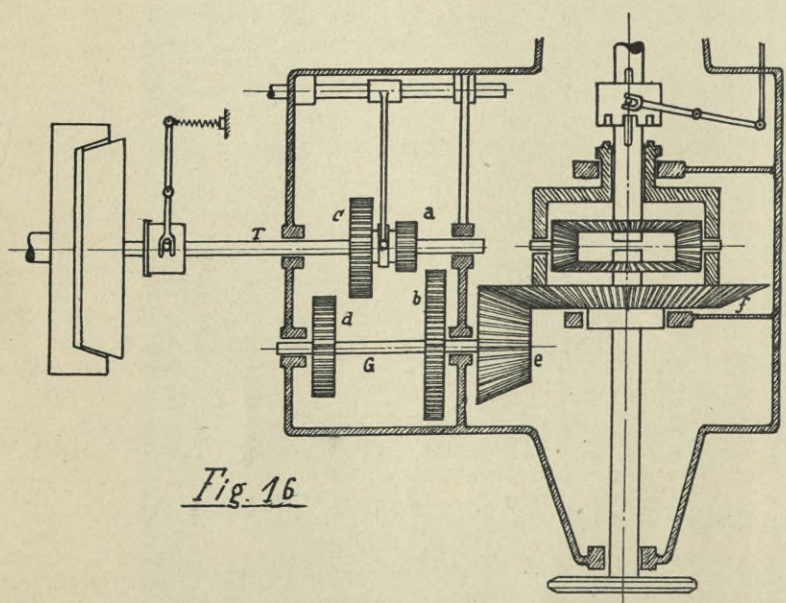


Fig. 16

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

S. 61

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000301471