

HOCHBEANSPRUCHE AUTOMOBILTEILE

BAUSTOFFWAHL UND HERSTELLUNG

MIT 89 ABBILDUNGEN

VON

ALFRED TÜCKING

DIPL.-ING.



1 9 3 0

Copyright 1930 by M. Krayn, Techn. Verlag G. m. b. H., Berlin W 35
Alle Rechte, namentlich das der Uebersetzung, vorbehalten.

VORWORT.

Die vorliegenden Ausführungen dienen dem Gedanken der Gemeinschaftsarbeit zwischen Verbraucher und Erzeuger, welche in unserer Zeit hochentwickelter Technik eine unerläßliche Voraussetzung für ein vollendetes Erzeugnis ist. Zur Verwirklichung der Gemeinschaftsarbeit wird in den Ausführungen folgender Weg vorgeschlagen und dargestellt: Der Konstrukteur gibt den einzelnen Teilen des Fahrzeuges zunächst eine solche Gestaltung, daß diese den aus Berechnungen und Erfahrungen bestimmten mechanischen, dynamischen, thermischen und chemischen Beanspruchungen und den Forderungen der billigen Reihenherstellung genügen. Der Werkstoffmann wählt auf Grund dieser festgestellten Beanspruchung und mit Rücksicht auf wirtschaftlichste Ausnutzung des Baustoffes das geeignete Material, sowie das zweckmäßigste Herstellungsverfahren mit der zweckentsprechenden metallurgischen und thermischen Behandlung. Darauf wird die Konstruktion endgültig festgelegt, und beide prüfen gemeinsam, ob die getroffene Auswahl richtig ist und der gewählte Baustoff die gewünschten Eigenschaften besitzt.

Bei einer ergiebigen Zusammenarbeit von Konstrukteur und Werkstoffmann ist es jedoch außerordentlich wichtig für beide, außer ihrem Fachgebiet den gesamten Werdegang des Fahrzeugteiles, und zwar vom Baustoff bis zum fertigen Betrieb, so zu beherrschen, daß sie jeder Zeit kritisch die Herstellung beurteilen können und somit sich vor unliebsamen Ueberraschungen bei dem späteren Gebrauch schützen.

Auf Grund dieser Tatsache habe ich es mir in der vorliegenden Arbeit zur Aufgabe gemacht unter Voraussetzung der Grundbegriffe, die wichtigsten Forderungen des modernen Automobilbaues hinsichtlich Konstruktion, Herstellung und Materialverwendung in kurzer und allgemein verständlicher Form zusammenfassen und zu erörtern.

Die Anregung zu dieser Arbeit verdanke ich Herrn Dr. ing. e. h. Karl H a u c k , Direktor der Deutschen Edelstahlwerke, Werk Bergische Stahl-Industrie, Remscheid. Die Ausarbeitung wurde unter der Leitung von Herrn Dr. ing. K. Roesch unter Mitarbeit der Herren Dipl.-Ing. H. Müller und Dipl.-Ing. F. Rubensdörffer in der dortigen Versuchsanstalt durchgeführt.

An dieser Stelle möchte ich den Deutschen Edelstahlwerken für die weitgehende Unterstützung und Ueberlassung von sehr umfangreichem Erfahrungsmaterial danken, durch das die Arbeit für die Praxis des Automobilbaues an Bedeutung gewann.

Detroit, Mich., Februar 1930.

Alfred Tücking.

INHALTSVERZEICHNIS.

1. Kurbelwelle	10
Beanspruchung	12
Berechnung	13
Auswuchten der Kurbelwelle	14
Lagerung	15
Massenausgleich	16
Drehschwingungen	17
Dauerfestigkeit	19
Stahlnormen	23
Herstellung	28
Zusammenfassung	39
2. Pleuelstangen	39
Berechnung	39
Pleuelkopf	42
Zusammenfassung	43
3. Kolben	43
Thermische Eigenschaften	44
Kolbenbaustoffe	44
Laufeigenschaften des Kolbens	45
Konstruktive Einzelheiten	46
Kolbenspiel	47
Herstellung	48
Zusammenfassung	48
4. Kolbenbolzen	48
Beanspruchung und Berechnung	49
Herstellung und Material	51
Zusammenfassung	52
5. Nockenwelle	53
Beanspruchung und Berechnung	55
Ventilstößel	56
Herstellung	58
Zusammenfassung	59
6. Ventile	59
Beanspruchung	60
Materialauswahl	62
Herstellung	64
Konstruktive Einzelheiten	67
Ventilfeder	67
Verschiedene Ventilanordnungen	67
Zusammenfassung	69
7. Zylinder und Kurbelgehäuse	71
Thermische Betrachtungen	71
Anordnung	71
Herstellung und Material	73
Zusammenfassung	77
8. Kupplung	78
Anordnung	78
Beanspruchung	78
Zusammenfassung	79
9. Schaltgetriebe	80
Uebersetzungsverhältnisse	80
Beanspruchung und Berechnung des Getriebes	83

Berechnung der Wellen	83
Verzahnung	84
Konstruktive Anordnung des Getriebes	88
Herstellung des Getriebes	88
Einsetzungen von Zahnrädern	91
Zusammenfassung	94
10. Kardanwelle	94
Anordnung	95
Zusammenfassung	97
11. Hinterachse	97
Anordnung	97
Hinterachsgehäuse	100
Hinterachsgetriebe	103
Differentialgetriebe	105
Berechnung und Beanspruchung der Hinterachse	106
Schwingachsen	107
Vorderachs Antrieb	108
Zusammenfassung	109
12. Vorderachse	110
Anordnung	110
Beanspruchung und Berechnung der Achse	112
Normung der Vorderachse	115
13. Lenkung	116
Anordnung	116
Lenkhebel	118
Zusammenfassung	119
14. Bremsen	119
Vierradbremse	120
Servobremse	121
Bremsausgleich	125
Zusammenfassung	126
15. Federung	126
Beanspruchung	126
Konstruktive Einzelheiten	128
Anordnung der Feder	130
Material	132
Zusammenfassung	132
16. Betriebsstörungen	132
A. Motor	133
1. Brennstoffsystem	133
2. Zündung	133
3. Kompression	133
4. Temperatur des Motors	134
5. Motoreinstellung	134
6. Triebwerk	135
7. Allgemeines	136
B. Teile der Kraftübertragung	136
1. Kupplung	136
2. Getriebe	137
3. Kreuzgelenke und Kardanwelle	138
4. Hinterachsgetriebe	138
C. Vorderachse und Lenkung	139
D. Bremsen	140
E. Federung	141

Die Fortschritte der Technik stellen an den Automobilbau immer größere Anforderungen in bezug auf Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit und gute Fahreigenschaften eines Automobils. Aus diesen Gründen ist es erforderlich, jedes Konstruktionsteil in allen Stufen

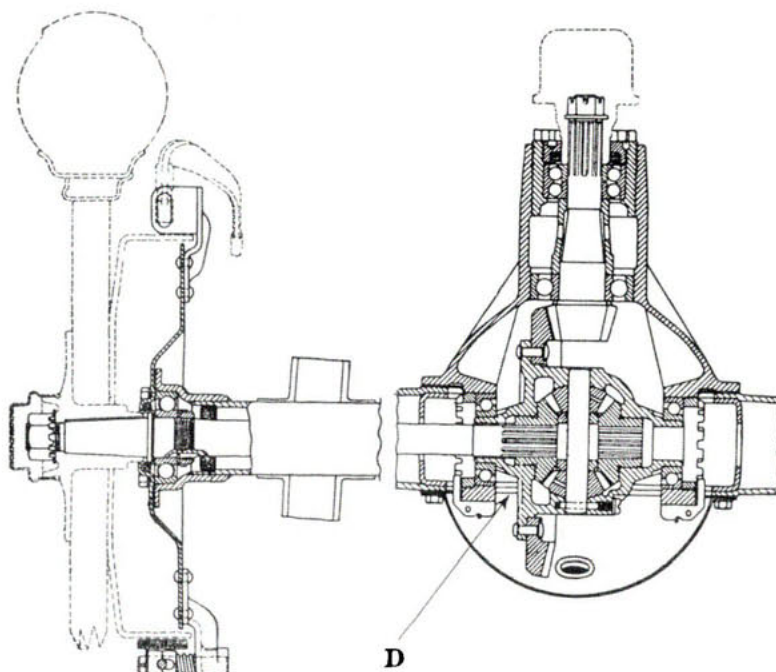


Bild 2a. Schnitt durch den Hinterradantrieb.

seiner Herstellung genau zu überprüfen. In folgendem sollen unter besonderer Berücksichtigung der metallurgischen wie der maschinentechnischen Seite die wichtigsten Automobilteile besprochen werden.

Jedes Automobil besteht in seinen zwei Hauptteilen aus dem Fahrgestell oder Chassis und dem Aufbau oder Karosserie. Im vorderen Teil des Chassis ist im allgemeinen der Motor, der Krafterzeuger, untergebracht (Bild 1). Die anderen Teile dienen zur Steuerung und Kraftübertragung. Zu letzteren gehören als erstes die Kupplung *K* (Bild 2), das ausrückbare Element zwischen Krafterzeuger und Kraftübertragungsorganen. Als nächstes folgt das Wechselgetriebe *W*, das verschiedene Uebersetzungen ermöglicht. Als elastisches Zwischenglied zwischen dem Getriebe und der Kardanwelle dient das Kardan-

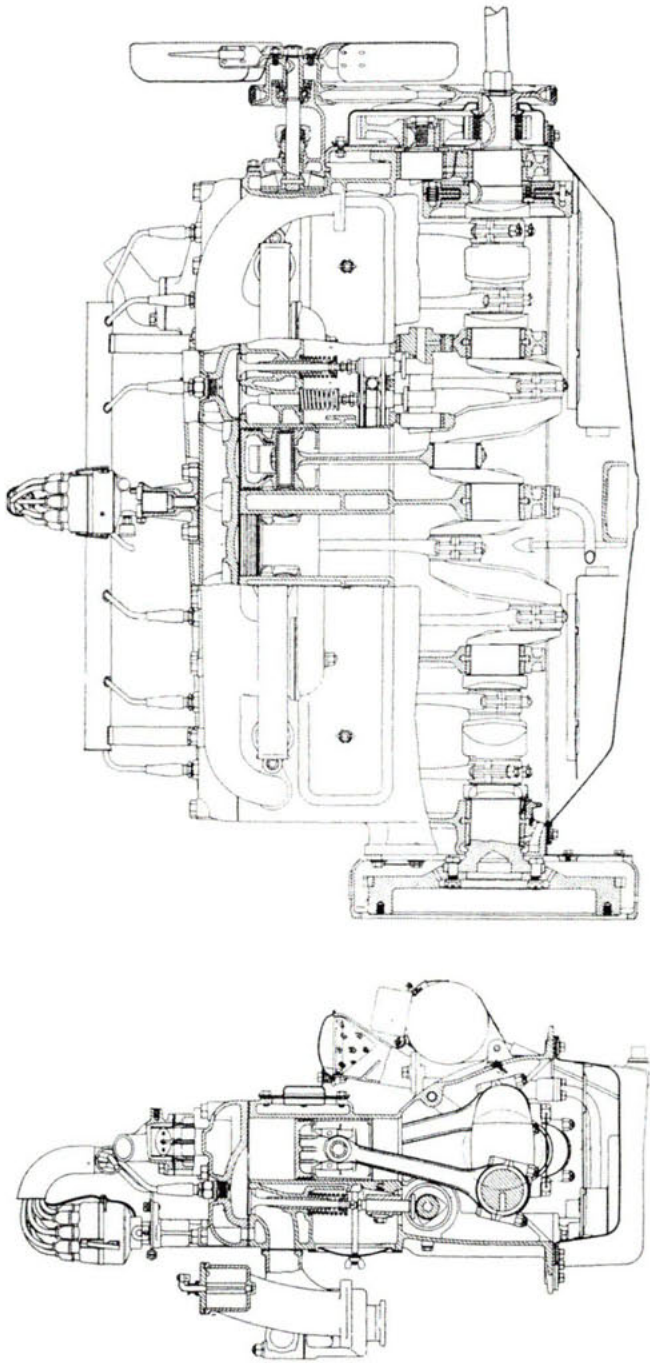


Bild 1. Längsschnitt und Querschnitt durch einen 8 Zyl.-Motor.

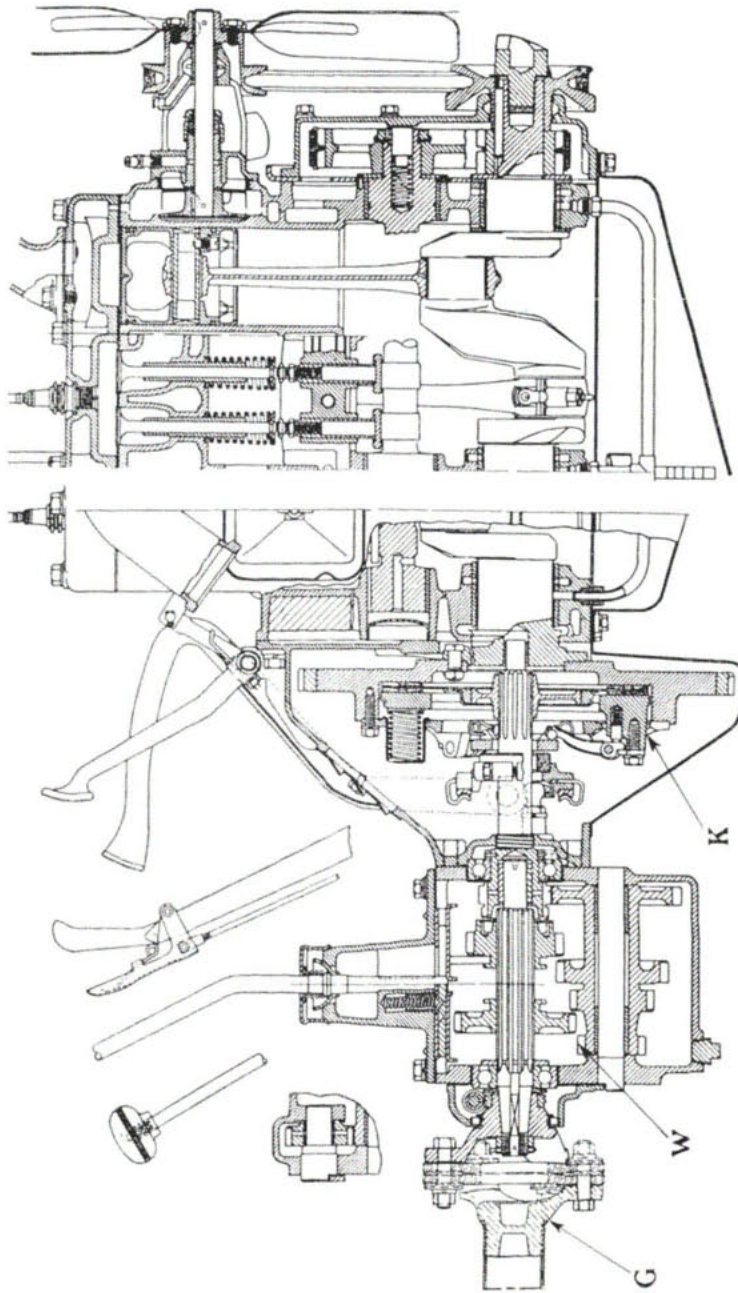


Bild 2. Längsschnitt durch Motor, Kupplung und Getriebe.

gelenk G , während die Kraft von der Kardanwelle auf die Hinterräder durch das Differentialgetriebe D und die Hinterachswellen übertragen wird.

Der Krafterzeuger, der Motor M , besteht in seinen Hauptteilen aus den Zylindern, in denen die Explosionsgase verbrennen. Die dabei auftretenden Drücke werden auf die die hin- und hergehenden Kolben übertragen. Letztere Bewegungsrichtung wird durch Pleuelstangen und Kurbelwelle in rotierende Bewegung umgesetzt. Es soll nun zunächst mit der Konstruktion und Herstellung der Kurbelwellen begonnen werden.

DIE KURBELWELLE.

Die gebräuchlichste Form der Kurbelwellen für 4 Zyl.-Motoren ist die 3 mal gelagerte Normalwelle (Bild 3), deren vier Kröpfungen symmetrisch unter einem Winkel von 180° angeordnet sind. Für kleinere 4 Zyl.-Motoren (bis 4 PS) verwendet man vielfach die 2 mal gelagerte Welle, deren Zapfen 2 und 3 auf einer gemeinsamen Kröpfung liegen (Bild 4). Die Biegungsbeanspruchungen sind bei diesen Kurbelwellen größer als bei der Normalwelle. Bei Dimensionierung solcher Wellen muß darauf Rücksicht genommen werden. Die Kurbelwellen der 6 oder 8 Zyl.-Reihenmotoren sind tunlichst vor und nach jedem Pleuellager zu lagern, damit die Flächenpressungen und Durchbiegungen klein bleiben und der Lauf des Motors schwingungsfrei ist (Bild 5, 6 und 7). Mit dieser Anordnung sind natürlich größere Baulänge und teurere Herstellungskosten verbunden. Viele Gebrauchswagen sind daher mit weniger gelagerten Wellen ausgerüstet. Man verwendet hier bei 6 Zyl.-Maschinen die 3- oder 4 mal gelagerte Welle (Bild 8) und bei 8 Zyl. die 5 mal gelagerte Welle (Bild 9).

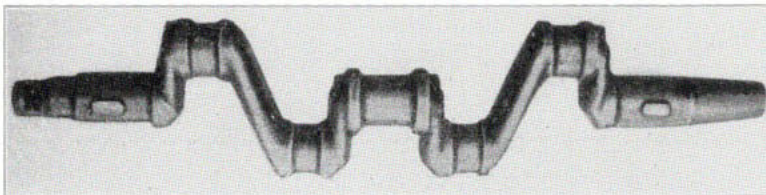


Bild 3. 3 mal gelagerte Normalwelle.



Bild 4. 2 mal gelagerte Welle, geschmiedet.



Bild 5. Fertigbearbeitete 6 Zyl.-Welle.



Bild 6. Geschmiedete 8 Zyl.-Welle.

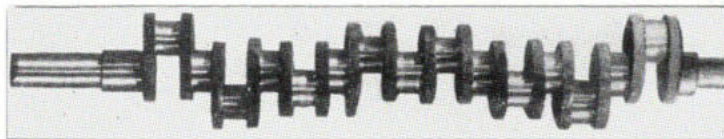


Bild 7. Fertigbearbeitete 8 Zyl.-Welle.



Bild 8. 4 mal gelagerte 6 Zyl.-Welle, geschmiedet.



Bild 9. 5 mal gelagerte 8 Zyl.-Welle, geschmiedet.

DIE BEANSPRUCHUNG DER KURBELWELLE.

Die Kurbelwelle wird auf Verdrehung, Biegung, Schwingung und Verschleiß beansprucht. Außerdem sind bei der Formgebung der Welle die Flieh- und Massenkräfte zu berücksichtigen, da diese bei hohen Drehzahlen ($n = 3000\text{—}3500$) ein Vielfaches der Explosionsdrücke ausmachen. Die Drücke wachsen mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit.

Da durch die deutsche Steuerformel Steuer $PS = 0,3 \cdot i \cdot d^2 \cdot s$ oder heute $H = 0,00078 \cdot i \cdot d^2 \cdot s^*$) nur der Zylinderinhalt besteuert und die Umdrehungszahl der Motoren in der Formel nicht berücksichtigt wird, ist die deutsche Automobilindustrie in der Ausnutzung dieses Vorteils oft sehr weit gegangen. Durch die Wahl möglichst kleinen Hubvolumens und durch Anwendung hoher Drehzahlen wollte man bei hohen Nennleistungen niedrige Steuerkosten erzielen. Dadurch wurden die Motoren für hohe Spitzenleistungen gebaut, und hohe Triebleistungen vereinigten sich bei Vollast mit den höchsten Massenkräften und thermischen Beanspruchungen, die teure Werkstoffe und hochqualifizierte Werkmannsarbeit erforderten.

In Amerika war die Entwicklung infolge billiger Brennstoffe, anderer Steuergesetzgebung und größerer Verkehrsdichte entgegengesetzt wie in Deutschland. Man verzichtete auf höchste Ladungsausnutzung des Motors und große Endgeschwindigkeit zugunsten hoher Beschleunigung und größeren Anzugsvermögens durch Einführung größeren Hubvolumens verbunden mit hohem Schnelllauf**) und geringem Wagengewicht. Aus der Formel für die Beschleunigung

$$b = \frac{H \cdot i}{G \cdot D} \cdot \frac{c \cdot 9850}{1,14}$$

H = Hubvolumen c = Ladungsausnutzung
 G = Wagengewicht i = Hinterachsübersetzung
 D = Reifendurchmesser

geht hervor, daß, je größer das Hubvolumen und die Hinterachsübersetzung und je kleiner das Wagengewicht und der Reifendurchmesser ist, um so mehr die Beschleunigung wächst. Mittelwert für Beschleunigung $b = 0,75\text{—}1,1$ m/sec².

*) i = Zylinderzahl, d = Zylinderdurchmesser in cm, s = Hub in Meter, H = Hubvolumen in ccm.

**) Schnelllauf: Motorumdrehung auf 100 m Fahrstrecke. Vgl. auch Prof. Becker: Lehren d. amer. Automobilbaues. Motorwagen 1926, H. 5.

Der stärkere Motor in dem leichten Wagen muß selten mit voller Belastung arbeiten, das Gewicht des Kühlers und die Wassermenge kann kleiner und die Uebertragungsorgane können leichter gehalten werden. Die deutsche Industrie hat diese Vorzüge recht bald erkannt und sich heute diesen Forderungen eines Motors, nämlich großes Hubvolumen verbunden mit Schnellauf und geringem Wagengewicht, angepaßt.

BERECHNUNG DER KURBELWELLE.

Im folgenden wird die dreimal gelagerte Normalwelle (Bild 3) einer näheren Betrachtung unterzogen. Die vorliegende Berechnung der Normalwelle hat jedoch keinen Anspruch auf Vollkommenheit, da dies hier zu weit führen würde und nicht im Sinne der Arbeit liegt.

Die Welle ist statisch im Gleichgewicht. Die beiden äußeren kurzen Arme gleichen sich mit den beiden inneren kurzen Armen aus. Die langen Arme sind symmetrisch, und die äußeren Kurbelzapfen halten den inneren das Gleichgewicht. Statisch ist also diese Welle ausgeglichen, dynamisch dagegen nicht. Wird nämlich die Welle in Drehung versetzt, so entstehen durch die Drehbewegungen und die fortwährende Verzögerung und Beschleunigung des Kurbeltriebes Massenkräfte, die unter sich nicht ausgeglichen sind.

DIE MASSENKRÄFTE IM KURBELTRIEB SIND:

1. Massenkräfte aus umlaufenden Teilen (Kurbelzapfen und Arme, Pleuelkopf und ein Teil des Pleuelschaftes).
2. Massenkräfte aus den hin- und hergehenden Teilen (Kolben mit Ringen und Bolzen sowie Pleuelstangenfuß und ein halb Teil des Schaftes).
3. Massenkräfte aus hin- und hergehenden Teilen (Pleuelstangen).

DIE BERECHNUNG:*)

Die Welle wird durch die max. Explosionsdrücke (übl. Verdichtung 1:5) auf Biegung beansprucht. Die Zapfen müssen hierfür das erforderliche Widerstandsmoment durch entsprechende Querschnittsgröße besitzen. Dazu kommen zusätzliche Belastungen in horizontaler Ebene aus Fliehkräften von Zapfen und Pleuelkopf und einem

*) Der moderne schnelle Automobilmotor. Riedl. Verlag C. Schmidt, 1924. Bussien. Automobiltechn. Handbuch. Verlag M. Krayn, Berlin.

Teil des Pleuelschaftes. Diese Kräfte bewirken zusätzliche Belastung an den End- und Mittellagern. Das Mittellager wird hierbei doppelt so hoch belastet als die Endlager, da es die Massenkräfte von zwei Kurbeln aufnehmen muß.

Die Biegungsbeanspruchung in der Explosionsebene, d. h. in vertikaler Richtung ist am größten, da hier zu den Fliehkräften der rotierenden Teile die Massenkräfte der hin- und hergehenden Teile vom Kolben und dem halben Pleuelschaft und Pleuefuß hinzukommen. Hierbei ist zu beachten, daß der Massendruck nach oben stets größer ist als nach unten. Da diese Differenz nicht ausgeglichen ist und immer an je zwei nach oben gerichteten Kröpfungen angreift, treten im Betriebe Erschütterungen auf, durch die infolge des häufigen Kraftrichtungswechsels Pleuelstangen und Kurbelzapfen erheblich beansprucht werden und auf das Material ermüdend wirken. Durch günstige Bemessung des Schubstangenverhältnisses $\frac{l}{r}$ (1,7—2,2) kann man diese Beanspruchung etwas verringern, aber nicht ganz aufheben.

AUSWUCHTEN DER KURBELWELLE.

Die Beanspruchung der Normalwelle aus den Fliehkräften kann man durch verschiedene Mittel verringern. Der Hauptnachteil der unausgeglichene Normalwelle ist, wie schon erwähnt, die hohe Belastung des mittleren Lagers. Durch den hohen Druck nützt sich das Mittellager leicht ab, und die praktischen Auflagedrücke werden viel größer als die berechneten. Die Folge ist ein Durchbiegen der Welle und das Auftreten von Störungen. In den beiden Endlagern kann sich die Welle ecken, und unter Umständen können die Lager auslaufen. Der mechanische Wirkungsgrad wird durch die auftretenden Reibungen beträchtlich herabgesetzt. Man Sorge daher vor allen Dingen durch genügend große Lagerfläche für nicht allzu große Flächenpressungen, damit zwischen den reibenden Teilen immer eine Schmierschicht des Oeles erhalten bleibt. (Lagerstangenverhältnis $l:d < 1$ für dicke und schwere Zapfen, Lagerspiel $\infty 0,05$ mm.) Da unter Umständen das Oel Temperaturen von 300—400° annehmen kann, ist eine Oelkühlung, welche vor den Wasserkühler gelegt wird, äußerst wirksam (Oelkontrolle).

Konstruktionswerte für zulässige Flächenpressungen in kg/cm^2 bei 30—32 kg/cm^2 Explosionsdruck:

	Lastwagen	Pers.-Wagen	Flugmotoren
Gehäuselager	40—55	50—60	60—90
Pleuellager	50—65	60—75	100—140

Um auch bei den angegebenen Flächenpressungen geringste Abnutzung der Wellen an den Lagerstellen zu erreichen, sieht man weiterhin auf möglichst harte Oberfläche der Zapfen und weiches Lagermetall.

DIE LAGERUNG.

Man unterscheidet grundsätzlich zwei Arten von Lagern, Gleit- und Wälzlager. Bei den ersteren findet eine weitere Unterteilung statt in Rotgußlager, die in der Herstellung am billigsten sind, Bronzelager und Weißmetallager. Bronze und speziell Rotguß erfordern weniger Herstellungskosten, sind aber nicht sehr gut geeignet als Lagerung für Kurbelwellen, da sie zum Fressen neigen. Am besten bewähren sich mit Weißmetall ausgegossene Lager (eine Legierung von Zinn, Antimon und Kupfer, des öfteren wird zur Verbilligung ein Teil des Zinnes durch Blei ersetzt). Beim Weißmetall finden sich in einer weichen Grundmasse harte Kristalle, wodurch erreicht wird, daß einerseits die Lagerschale sich gut in ihrer Form der Welle anpaßt, andererseits durch die harten Kristalle ein Verschleiß vermieden wird. Außerdem hat das Weißmetall noch den Vorteil, daß bei Ueberschreitungen einer bestimmten Temperatur (230—250°) die Lager auslaufen und dadurch bei Ueberbeanspruchung ein Zerstören der wertvollen Kurbelwelle vermieden wird.

Geringere Reibung weisen die Rollen- und Kugellager auf. Dadurch wird der mechanische Wirkungsgrad des Motors verbessert und eine beträchtliche Brennstoffersparnis erzielt. Die Herstellung ist jedoch bedeutend teurer, und der Einbau ungeteilter Lager bietet Schwierigkeiten. Die Verwendung von geteilten Lagern oder von ungeteilten in geteilte Kurbelwellen (A. Hirth) ist zwar einfacher, bietet aber betriebliche Nachteile. Ein weiterer Vorteil gegenüber den Gleitlagern ist, daß die Wälzlager nicht auf eine bestimmte Oelschicht angewiesen sind.

Um die Lebensdauer der Wellen und Lager zu erhöhen, ist unbedingt eine gute Schmierung, am besten Preßschmierung, anzuwenden. Außerdem ist eine Oelreinigung durch Siebe und ebenfalls eine Filterung der angesaugten Luft notwendig. Die harten Teilchen aus den Verunreinigungen des Oels setzen sich fest, schaben dadurch an den Wellen und erzeugen unrunde Zapfen.