

# Erschütterungen schwerer Fahrzeugmotoren

---

Von der  
Technischen Hochschule zu München

zur

Erlangung der Würde eines Doktors der technischen  
Wissenschaften (Doktor-Ingenieurs)

genehmigte

**DISSERTATION.**

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Fritz Huber**  
aus Wasserburg a. L.

---

Referent: Prof. Wilhelm Lynen

Korreferent: Prof. Geh. Rat Dr. Moritz Schröter

---

Tag der Annahme der Dissertation: 10. September 1919

---

Druck von R. Oldenbourg in München

1920

## Meiner lieben Mutter

Jedem Menschen für sein Leben  
Ist ein Maß von Kraft gegeben,  
Das er nicht erweitern kann:  
Aber nach den rechten Zielen  
Seine Kräfte lassen spielen  
Soll und kann ein rechter Mann.  
*(Rückert)*

## Vorwort.

Für normale Fahrzeugmotoren sind die Grundzüge des Massenausgleiches bekannt und vielfach bearbeitet. Die Rahmen normaler Kraftfahrzeuge sind infolge leichter Bauart, weicher Federung und elastischer Radbereifung sehr nachgiebig. Deshalb sind kritische Drehzahlen des Motors sehr niedrig und reichen kaum mehr in den Bereich der normalen Betriebsdrehzahlen dieser raschlaufenden Maschinen hinein.

Aus dem normalen Kraftfahrzeug hat sich in neuerer Zeit die Zugmaschine entwickelt. Man stellt an dieselbe Anforderungen, die eine widerstandsfähigere Bauart bedingen. Damit ist auch die Motoraufhängung weniger nachgiebig. Man wählt aber für den Motor solcher Fahrzeuge eine niedrige Drehzahl. Die normalen Betriebsdrehzahlen solcher Maschinen kommen dann notgedrungen in den Bereich der kritischen Umlaufzahlen, was einer besonderen Berücksichtigung bedarf. Eine fehlerhafte Bauart würde nicht nur die Bedienung unangenehm gestalten, sondern auch auf Motor und Wagen schädlich wirken.

Für schwere Zugmaschinen verwendet man den Vier- und Sechszylindermotor. Für leichte Zugmaschinen herrscht in der Motorbauart heute noch große Unsicherheit. Man sieht Ein- und Zweizylindermotoren in Längs- und Queranordnung, häufig auch Vierzylindermotoren in Längsanordnung. Bei Motoren mit weniger als 4 Zylindern ist der Massenausgleich sehr unvollkommen. Die Erschütterungen bedürfen also einer besonderen Beachtung.

Es ist meistens schwierig, bei ausgeführten Maschinen die unmittelbare Ursache etwa besonders heftig auftretender Erschütterungen festzustellen, noch schwieriger, sie nachträglich zu verbessern. Daher ist es sehr am Platze, sich beim Entwerfe über die Ursache solcher Erscheinungen Klarheit zu verschaffen.

In vorliegender Arbeit sollen an Ausführungsbeispielen alle Erschütterungen untersucht werden, welche am Fahrzeugmotor infolge innerer Kräfte auftreten. Nur dadurch sind wir in der Lage, uns ein vollkommenes Bild über die Vorgänge beim Betriebe zu machen. Andererseits sind wir damit auch imstande, Konstruktionen zu beurteilen, die etwa von der normalen Bauart abweichen. Ferner werden wir

dabei auch Bedingungen finden, unter welchen die eine oder andere Erschütterung leicht vermieden werden könnte.

Die Aufgabe ist an einem schweren Vierzylinder-Reihenmotor und an einem Sechszylinder-Reihenmotor von gleicher Triebwerksabmessung durchgeführt. Beide Motoren sind für schwere Zugmaschinen gebaut.

Die Triebwerksmassenkräfte werden später auf graphischem Wege genau ermittelt. Um von einer konstruktiven Ausführung auf eine andere Schlüsse zu ziehen, ist es erwünscht, die Beschleunigungen aller Triebwerksglieder in mathematische Formen zu kleiden. Dies geschieht im ersten Teil der Arbeit. Die Beschleunigungen werden in Kurven dargestellt, welche nach Art der Fourierschen Reihenentwicklung durch Auflösung in Sinus- und Kosinusreihen von Vielfachen des Kurbelwinkels erscheinen. Dabei werden durch Annäherung einige Vereinfachungen erzielt und deren Fehlergrößen festgestellt. Das Verfahren soll nur zur qualitativen Beurteilung dienen und hat gegenüber genauen mathematischen Formeln den Vorzug großer Durchsichtigkeit.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die Massenkräfte aufgesucht, welche durch bewegte Steuerungsorgane entstehen. Auf einen Massenausgleich dieser Teile pflegt man bei der Konstruktion keine Rücksicht zu nehmen. Deshalb ist es angezeigt, sich über den Einfluß dieser Massenkräfte Klarheit zu verschaffen. Ein einfaches Rechenverfahren wird für die gebräuchlichsten Steuerungsmechanismen durchgeführt. Ein daran schließendes graphisches Verfahren gestattet, die Beschleunigungen rasch zu finden.

Die bisher erwähnten Massenkräfte sowie der Verdichtungs- und Verbrennungsdruck erzeugen am Motor Bewegungen, deren Gesetze wir durch eine doppelte Integration finden können. Wir führen dazu ein graphisches Näherungsverfahren ein, welches im dritten Teil der Arbeit geschildert ist. Der Verfasser hat dieses einfache Verfahren bei Bearbeitung einer Reihe von ähnlichen Aufgaben durchgebildet und in handliche Form gebracht. Er führt es in einem gesonderten Abschnitte ein, um später bei der Anwendung nicht immer wieder die einzelnen Arbeitsvorgänge schildern zu müssen.

Im vierten Abschnitt werden zunächst alle Kräfte aufgesucht, welche durch Massendruck und durch den Verdichtungs- und Verbrennungsdruck entstehen. Dazu werden mathematisch genaue, graphische Verfahren benutzt, die im Grunde genommen das graphische Abbild des oben erwähnten analytischen Verfahrens sind. Dieselben sind zum großen Teil aus den Lehren der Kinematik bekannt.

Diese Kräfte rufen an dem frei im Raume schwebend gedachten Motor Bewegungen hervor, welche in bekannter Weise als Schiebungen (Translationen) des Schwerpunktes und als Drehungen (Oszillationen) um die drei Hauptachsen der Maschine dargestellt werden. Die Einzelschiebungen und Drehungen werden nun zu Resultanten vereinigt.

Zu diesem Zwecke sind sie auf Beobachtungspunkte bezogen, welche sich an leicht kontrollierbaren Stellen des Motors befinden.

Die gewonnenen Bewegungssummen können nun mit großer Genauigkeit als harmonische Schwingungen betrachtet werden. Deshalb ist man in der Lage, für jede derselben eine einzige, ideelle Erregerkraft einzuführen, welche dem harmonischen Gesetze folgt.

Im fünften Teil der Arbeit werden diese ideellen Erregerkräfte benutzt, die Schwingungen des Motors im Wagen zu beurteilen. Man wird dort zunächst alle Auflagerwiderstände durch Rechnung ermitteln und hierauf mit Hilfe der Gleichung der erzwungenen Schwingung den Schwingungsvorgang für beliebige Drehzahlen der Motorwelle feststellen und auch jeweils die kritische Drehzahl angeben können.

An dieser Stelle werden auch die Ergebnisse einer praktischen Beobachtung aufgeführt und mit den theoretisch gewonnenen Resultaten verglichen.

Der untersuchte Vierzylindermotor ist in eine landwirtschaftliche Zugmaschine eingebaut.

Der sechste Teil der Arbeit steht mit Vorausgehendem nicht mehr im unmittelbaren Zusammenhange. Es soll aber gezeigt werden, daß die bisher gewonnenen Ergebnisse auch zur Bearbeitung verwandter Probleme geeignet sind. An dieser Stelle mögen nun Grundsätze für die Wahl der Schränkung aufgesucht werden. Die Forderungen hierfür seien einerseits möglichste Verminderung des Kolbenbahnhöchstdruckes, andererseits das Minimum der Kolbenreibungsarbeit. Es soll gezeigt werden, unter welchen Voraussetzungen beiden Forderungen angenähert gleichzeitig genügt werden kann.

Zur Lösung der Aufgabe wird zunächst die größte Schränkung aufgesucht, für die eine der obigen Forderungen noch erfüllt wird. Nun werden drei Getriebe gleicher Bauart untersucht, von welchen das erste die Schränkung Null, das zweite eine mittlere, das dritte die vorhin gefundene, größte Schränkung besitzt. Zuletzt kann eine empirische Formel für die Schränkung aufgestellt werden, bei welcher für ein beliebiges Getriebe bei gegebener Drehzahl der Kolbenbahnhöchstdruck ein Minimum wird.

Von der Firma Heinrich Lanz in Mannheim wurden in entgegenkommender Weise alle Unterlagen zur Verfügung gestellt, an Hand deren die praktischen Beispiele durchgearbeitet werden konnten. Die praktischen Beobachtungen wurden mit Unterstützung des Herrn Ingenieur Heim an einer Zugmaschine dieser Firma ausgeführt.

Mannheim, im Mai 1919.

Der Verfasser.

# Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Vorwort . . . . .	V
Erster Teil.	
<b>Harmonische Analyse der Beschleunigung der Glieder des Schubkurbelgetriebes.</b>	
Das normale Schubkurbelgetriebe . . . . .	1
Der Kurbelzapfen . . . . .	1
Der Kolbenbolzen . . . . .	2
Der Schubstangenschwerpunkt . . . . .	3
Verteilung der Beschleunigungskräfte des Schubstangenschwerpunktes auf Kolben- und Kurbelzapfen . . . . .	4
Anteil auf den Kolbenzapfen . . . . .	5
Anteil auf den Kurbelzapfen . . . . .	7
Drehung der Schubstange . . . . .	7
Der Kolben . . . . .	10
Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	11
Summierung der Beschleunigungskräfte an der Kolbenbahn . . . . .	12
Das geschränkte Schubkurbelgetriebe . . . . .	13
Der Kurbelzapfen . . . . .	13
Der Kolbenzapfen . . . . .	13
Der Schubstangenschwerpunkt . . . . .	14
Anteil der Beschleunigungskraft des Schubstangenschwerpunktes auf den Kolbenzapfen . . . . .	15
Anteil auf den Kurbelzapfen . . . . .	16
Drehung der Schubstange . . . . .	16
Der Kolben . . . . .	17
Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	18
Summierung der Beschleunigungskräfte an der Kolbenbahn . . . . .	18
Vereinigung der Triebwerksmassenkräfte für Mehrzylindermotoren . . . . .	19
Zweiter Teil.	
<b>Analyse der Ventilbeschleunigung.</b>	
Nockensteuerung . . . . .	21
Das normale Schubkurvengetriebe . . . . .	22
Das geschränkte Schubkurvengetriebe . . . . .	24
Die Pilzsteuerung . . . . .	27
Einfluß der Ventilbewegung auf den Massenausgleich . . . . .	28
Dritter Teil.	
Graphische Näherungsverfahren der Differentiation und Integration . . . . .	29
Kritik der Anfangsbedingungen . . . . .	31

Vierter Teil.

**Schwingungen des frei im Raume schwebenden Motors.**

Abmessungen . . . . .	37
Schiebung des Kolbens . . . . .	39
Schiebung der Schubstange . . . . .	40
Drehung der Schubstange . . . . .	41
Beschleunigungsdrücke auf die Kolbenbahn . . . . .	42
Beschleunigungsdrücke auf den Kurbelzapfen . . . . .	42
Vereinigung der Massenkkräfte für den Vierzylinder- und Sechszylinder-Reihenmotor . . . . .	43
Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	44
Drehung um die Längsachse . . . . .	45
Drehung um die Querachse . . . . .	48
Drehung um die vertikale Achse . . . . .	50
Einfluß des Verbrennungsdruckes . . . . .	51
Das Indikatordiagramm . . . . .	52
Ventilsteuerung . . . . .	54
Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	55
Drehung um die Längsachse . . . . .	56
Drehung um die Querachse . . . . .	57
Belastung des Auslaßnockens . . . . .	59
Vereinigung der Bewegungen in den Beobachtungspunkten . . . . .	59
Der Vierzylindermotor . . . . .	60
Der Sechszylindermotor . . . . .	60

Fünfter Teil.

**Der Motor im Wagen.**

Versuchsergebnisse . . . . .	61
Abmessungen . . . . .	63
Die erzwungene Schwingung . . . . .	66
Vertikale Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	67
Drehung um die Längsachse . . . . .	68
Drehung um die Querachse . . . . .	70
Unausgeglichene Triebwerksmassen erster Ordnung . . . . .	71
Vertikale Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	72
Horizontale Schiebung des Motorschwerpunktes . . . . .	73
Drehung um die Längsachse . . . . .	73
Der Sechszylindermotor im Wagen . . . . .	74

Sechster Teil.

**Wahl der Schränkung . . . . .**

Drei Tabellen . . . . .	84
Zusammenfassung . . . . .	87
Acht Tafeln . . . . .	89 u. f.

## Zusammenfassung.

In vorliegender Arbeit werden alle Erschütterungen aufgesucht, die infolge von inneren Kräften am Vier- und Sechszylinder-Reihenmotor entstehen.

Um zunächst eine klare Darstellung der Triebwerksmassenkräfte zu gewinnen, werden dieselben in eine einfache mathematische Form gekleidet und durch Gleichungen harmonischer Kurven dargestellt. Das normale und das geschränkte Schubkurbelgetriebe sind hierbei gesondert behandelt. Hierauf werden die Beschleunigungen der Steuerungsorgane auf analytischem Wege aufgesucht. Ein daran anschließendes graphisches Verfahren gestattet, die Zahlenwerte rasch zu finden. Diese Arbeit ist für das normale und das geschränkte Schubkurvengetriebe sowie für die Pilzsteuerung durchgeführt.

Im nächsten Abschnitt wird ein Integrationsnäherungsverfahren erklärt, welches später dazu dient, aus den wirksamen Kräften die Geschwindigkeiten und Wege der schwingenden Masse des Motorkörpers zu finden.

Im folgenden Teil werden mit Hilfe der bisher gewonnenen Verfahren die Schwingungen aufgesucht, welche an einem vorhandenen Vierzylindermotor und ebenso an einem Sechszylindermotor entstehen, wenn dieselben frei im Raume schwebend gedacht sind. Diese Schwingungen werden teils als Schwerpunktschiebungen, teils als Drehungen um die drei Hauptachsen des Motors erkannt und die Teilschwingungen zu Gesamtschwingungen vereinigt. Mit guter Annäherung können nun diese Gesamtschwingungen als harmonische Schwingungen bezeichnet werden. Deshalb wird für jede eine einzelne, ideale Erregerkraft angenommen, die dem Sinusgesetze folgt.

Mit Hilfe der Gleichung der erzwungenen Schwingung und dieser ideellen Erregerkraft wird nun der Schwingungsvorgang des Motors im Wagen berechnet. Man findet für jede Schwingung die kritische Drehzahl und die Schwingungsweite bei normaler Drehzahl. Die errechneten Werte werden mit den Ergebnissen einer praktischen Beobachtung verglichen.

Im letzten Abschnitte wird mit Hilfe der gewonnenen Arbeitsmethoden die günstigste Schränkung eines Getriebes in bezug auf Kolbenbahnhöchstdruck aufgesucht und in eine empirische Formel gekleidet. Es wird ferner gezeigt, daß diese Schränkung auch annähert die geringste Kolbenreibungsarbeit erzielt.

---



## Lebenslauf.

Als Sohn des Kaufmanns Ludwig Huber wurde ich am 8. März 1881 zu Wasserburg a. Inn geboren. Nach Besuch der dortigen K. Realschule und der K. Industrieschule München, die ich im Sommer 1899 absolvierte, bezog ich die K. Technische Hochschule zu München, legte nach 4 Semestern die Vorprüfung und im Sommer 1903 die Hauptprüfung des Maschinenbaufaches ab.

Während meiner Studienzeit an der Hochschule waren meine Lehrer die Herren Professoren v. Braunnmühl, Burmester, v. Dyck, Ebert, Föppl, Heinke, v. Hoyer, Loewe, v. Lossow, Lynen, v. Mecenseffy, Schmidt, Schröter, Schultz, Utsch. Ihrer aller gedenke ich an dieser Stelle mit hoher Verehrung und dem Ausdruck des innigsten Dankes.

Nach der Hochschule war ich bei den Firmen A.-G. vorm. F. Martini & Co. in Frauenfeld (Schweiz), Buchet in Paris, Grade in Magdeburg, Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Breuer & Co. in Höchst a. Main und Bachrich & Co. in Wien als Konstrukteur und im Betriebe, zuletzt als Oberingenieur tätig.

Meine Arbeit erstreckte sich besonders auf den Bau von ortsfesten, Fahrzeug- und Schiffsmotoren nach dem Vier- und Zweitakt-System und für Leicht- und Schweröl sowie auf den Bau von Kraftfahrzeugen.

Ende 1914 ging ich freiwillig ins Feld, erwarb zwei Auszeichnungen und erlitt dort im Frühjahr 1916 eine schwere Erkrankung. Nach meiner Lazarettentlassung wurde ich von der Firma Heinrich Lanz in Mannheim für den Bau von schweren Kriegs-Kraftfahrzeugen reklamiert.

---