

Vogel Fachbuch

Kamprath-Reihe

Grohe / Russ

Otto- und Dieselmotoren

Kamprath-Reihe

Dipl.-Ing. Heinz Grohe
Prof. Dr.-Ing. Gerald Russ

Otto- und Dieselmotoren

Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt-
und Viertakt-Verbrennungsmotoren

16., überarbeitete und aktualisierte Auflage

Vogel Buchverlag

HEINZ GROHE

Jahrgang 1927, studierte Maschinenbau an der Technischen Hochschule Darmstadt. Anschließend war er in der Industrie als Konstrukteur und Versuchsingenieur für Motorenentwicklung tätig. Als Professor an der Fachhochschule Darmstadt vertrat er die Fächer Kolbenmaschinen und Wärmetechnik und war Leiter des Brennkraftmaschinenlabors.

Prof. Dr.-Ing. GERALD RUSS

Jahrgang 1964, studierte von 1984–1989 Maschinenbau; Promotion 1995. Von 1994–1996 war er als Entwicklungsingenieur bei BMW Rolls-Royce, danach bis 2003 als Entwicklungsingenieur/Gruppenleiter Motorenentwicklung bei der Adam Opel AG tätig. Seit 2003 lehrt er als Professor an der Hochschule Darmstadt die Themen: Kraft- und Arbeitsmaschinen, Thermodynamik. Seine Tätigkeitsschwerpunkte liegen im Bereich Kfz-Motorentechnik sowie der Fluggasturbinen, insbesondere in der Entwicklung von Abgasnachbehandlungssystemen und deren Simulation.

Weitere Informationen:
www.vogel-buchverlag.de

ISBN 978-3-8343-3351-3

16. Auflage. 2015

Alle Rechte, auch der Übersetzung, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Hiervon sind die in §§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Germany

Copyright 1973 by Vogel Business Media GmbH & Co. KG, Würzburg

Vorwort

Die Fachliteratur über Verbrennungsmotoren ist sehr umfangreich, und es stellt sich die Frage, welchen Beitrag das vorliegende Buch zur vorhandenen Literatur noch leisten kann. Maßgebend war die Überlegung, dass die meisten Bücher in grundlegender und ausführlicher Darstellung nur Teilgebiete aus der Fülle des Stoffs behandeln. Für den Studierenden ist es daher zunächst nicht leicht, sich in dem großen Stoffgebiet zurechtzufinden.

Deshalb soll dieser neue Band, der aus dem Fachhochschul-Unterricht hervorging, vor allen Dingen eine Gesamtschau der Verbrennungsmotoren vermitteln. Mit seiner Stoffauswahl wendet er sich an die Studierenden des Maschinenbaus und an die in der Praxis stehenden Ingenieure, die ihr Wissen über Verbrennungsmotoren auffrischen möchten.

Am Ende des Buches findet der Leser Bilder von vollständigen Motoren, die im Text nicht besonders besprochen sind. Diese Bilder sollten beim Studium der einzelnen Kapitel hin und wieder in die Betrachtung mit einbezogen werden, um neben dem Detail stets auch den ganzen Motor vor Augen zu haben.

Hinweise auf das Schrifttum werden im Text in eckigen Klammern angegeben.

Meinen Dank spreche ich allen Firmen aus, die mir freundlicherweise Bildmaterial für dieses Buch zur Verfügung stellten.

Traisa

Heinz Grohe

Vorwort zur 16. Auflage

Mit der vorliegenden grundlegend überarbeiteten Auflage wurde die Intention beibehalten, mit diesem Band eine Übersicht über die Technik moderner Otto- und Dieselmotoren zu geben. Gerade aber auf dem Gebiet der Thermodynamik und Gemischbildung entwickeln sich im Moment die Motoren rasant weiter, so dass an diesen Stellen eine Vertiefung notwendig wurde. Eine wichtige Rolle hierbei spielen elektronische Steuerungs- und Regelsysteme. Die Einhaltung immer ehrgeizigerer Ziele hinsichtlich Verbrauch und Emissionen ist nur mit dem Einsatz dieser modernen Techniken möglich. Auch durch die Aktualität dieser Themen bedingt, wurde der Schwerpunkt der letzten Überarbeitung auf dieses Gebiet gelegt. Ziel der aktuellen Überarbeitung ist es, die Auswirkungen der stetig steigenden Anforderungen durch die mechanische Belastung und die daraus resultierende Gestaltung der Bauteile zu beschreiben. Dabei wurde die Darstellung weniger moderner Techniken beibehalten, so dass der Leser auch einen Überblick über die Entwicklungsgeschichte erhält.

Auch auf dem Gebiet der Abgasreinigung und der Turboaufladung wurden neue Entwicklungen in die bereits vorhandene Darstellung eingearbeitet.

Zur Vertiefung einzelner Themen können die im überarbeiteten Literatur- und Quellenverzeichnis angegebenen Schriften herangezogen werden.

Den Firmen, die mich durch die Bereitstellung von technischen Unterlagen und Bildmaterial unterstützt haben, gilt an dieser Stelle mein besonderer Dank.

Kelkheim

Gerald Russ

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
1 Historischer Rückblick	11
2 Mechanische Grundlagen	17
2.1 Kinematik des Hubkolbenmotors	18
2.2 Kinematik des Kreiskolbenmotors	20
2.3 Gaskräfte	23
2.4 Massenkräfte	24
2.5 Kräfte im Triebwerk	25
2.5.1 Kräfte im Triebwerk der Hubkolbenmaschine	25
2.5.2 Kräfte im Triebwerk der Kreiskolbenmaschine	26
2.6 Drehkraftdiagramm	28
2.7 Ungleichförmigkeitsgrad und Schwungrad	32
2.8 Massenausgleich	35
2.8.1 Ausgleich der Massenkräfte bei der Einzylindermaschine	35
2.8.2 Ausgleich der Massenkräfte und Massenmomente bei Reihenmotoren	36
2.8.2.1 Resultierende der rotierenden Massenkräfte	36
2.8.2.2 Resultierende der Massenkräfte 1. Ordnung	37
2.8.2.3 Resultierende der Massenkräfte 2. Ordnung	38
2.8.2.4 Resultierendes rotierendes Massenmoment	38
2.8.2.5 Resultierendes Massenmoment 1. Ordnung	39
2.8.2.6 Resultierendes Massenmoment 2. Ordnung	40
2.9 Torsionsschwingungen	43
3 Wärmetechnische Grundlagen	51
3.1 Arbeitsverfahren	51
3.1.1 Viertaktverfahren	51
3.1.2 Zweitaktverfahren	52
3.2 Vergleichsprozesse	52
3.2.1 Grundlagen	52
3.2.2 Thermischer Wirkungsgrad	53
3.2.3 Verbrennung und Kraftstoffe	55
3.2.4 Ableitung spezieller Kreisprozesse	57
3.3 Wirklicher Arbeitsprozess	59
3.4 Mittlerer Kolbendruck	61
3.5 Leistung	61
3.5.1 Innenleistung	61
3.5.2 Nutzleistung	61
3.5.3 Hubraumleistung	62
3.5.4 Leistungsgewicht	62
3.6 Wirkungsgrad	62
3.6.1 Gütegrad	62
3.6.2 Innenwirkungsgrad	62
3.6.3 Mechanischer Wirkungsgrad	63
3.6.4 Nutzwirkungsgrad	63
3.7 Spezifischer Kraftstoffverbrauch	64
3.8 Berechnung des mittleren effektiven Kolbendrucks	64
4 Berechnung der Hauptabmessungen	67
4.1 Hauptabmessungen bei Motoren mit Hubraumsteuer	67
4.2 Hauptabmessungen bei Angabe von Nutzleistung und Drehzahl	68

5	Zündung	71
5.1	Zündarten	71
5.1.1	Fremdzündung	71
5.1.2	Selbstzündung	72
5.2	Zündverzug	72
5.3	Zündsysteme für die Fremdzündung	73
5.3.1	Spulenzündung	73
5.3.2	Transistorspulenzündung	75
5.3.3	Hochspannungskondensatorzündung, Entwicklungstendenzen	79
5.4	Zündkerze	80
5.5	Zündzeitpunkt	83
5.6	Einfluss der Zündung auf die Abgaszusammensetzung	85
6	Klopfen	87
6.1	Klopfen beim Ottomotor	87
6.1.1	Ursache	87
6.1.2	Maßnahmen zur Verhinderung des Klopfens	87
6.1.3	Bestimmung der Klopfestigkeit des Benzins	89
6.2	Klopfen beim Dieselmotor	91
6.2.1	Ursache	91
6.2.2	Maßnahmen zur Verhinderung des Klopfens	91
6.2.3	Bestimmung der Zündwilligkeit des Dieselöls	92
7	Gemischbildung	95
7.1	Gemischbildung beim Ottomotor	95
7.1.1	Vergaser	96
7.1.1.1	Arbeitsweise des vereinfachten Vergasers	96
7.1.1.2	Vereinfachte Vergaserberechnung	97
7.1.1.3	Vergaserbauarten	98
7.1.1.4	Arbeitsweise des Vergasers	100
7.1.2	Einspritzung	110
7.1.2.1	Mechanisch gesteuerte Saugrohreinspritzung	114
7.1.2.2	Elektronisch gesteuerte Einspritzung	119
7.1.3	Einfluss der Gemischbildung auf die Schadstoffemission beim Ottomotor	124
7.1.4	Abgasreinigung beim Ottomotor	125
7.2	Gemischbildung beim Dieselmotor	131
7.2.1	Luftverteilende Einspritzung	133
7.2.1.1	Direkteinspritzung	133
7.2.1.2	Indirekte Einspritzung	134
7.2.2	Wandverteilende Einspritzung	136
7.2.3	Abgasrückführung	137
7.2.4	Einspritzsysteme	140
7.2.4.1	Reiheneinspritzpumpe	141
7.2.4.2	Verteilereinspritzpumpe	143
7.2.4.3	Pumpe-Düse-System	148
7.2.4.4	Speichereinspritzsysteme (Common Rail)	148
7.2.4.5	Einspritzleitung	152
7.2.4.6	Einspritzventil	153
7.2.4.7	Vereinfachte Berechnung der Düsenbohrung	158
7.2.4.8	Elektronische Dieselregelung	160
7.2.5	Abgasreinigung beim Dieselmotor	160
7.3	Schichtladung	164
8	Ladungswechsel	167
8.1	Ladungswechsel beim Viertaktmotor	167
8.1.1	Ventiltrieb	167
8.1.2	Ventilkonstruktion	173

8.1.3	Konstruktion des Nockens	175
8.1.3.1	Festlegung der Steuerzeiten	175
8.1.3.2	Variable Ventilöffnungszeiten	176
8.1.3.3	Vollvariable Ventilsteuerung	178
8.1.3.4	Harmonischer Nocken	179
8.1.3.5	Festlegung der Nockenform	181
8.1.3.6	Vornocken	183
8.1.3.7	Allgemeines	184
8.1.4	Berechnung der Ventildfeder	184
8.1.4.1	Bestimmung der reduzierten Masse	184
8.1.4.2	Ermittlung der Ventilverzögerung	185
8.1.4.3	Federabmessungen	185
8.2	Ladungswechsel beim Zweitaktmotor	187
8.2.1	Spülverfahren	188
8.2.1.1	Gleichstromspülung	188
8.2.1.2	Umkehrspülung	189
8.2.1.3	Querspülung	190
8.2.2	Spülgebläse	190
8.2.3	Berechnung der Ein- und Auslassöffnungen	190
8.2.3.1	Zeitquerschnitt	191
8.2.3.2	Abmessungen der Einlassschlitze	194
8.2.3.3	Vorauslass	194
8.2.4	Spüldruck	195
9	Aufladung	197
9.1	Möglichkeiten der Leistungssteigerung	197
9.2	Aufladeverfahren	199
9.2.1	Fremdaufladung, mechanische Aufladung	199
9.2.2	Abgasturboaufladung	200
9.2.2.1	Verdichter	202
9.2.2.2	Turbine	202
9.2.2.3	Ladeluftkühler	203
9.2.2.4	Abgasturboaufladung von Viertakt-Dieselmotoren	204
9.2.2.5	Abgasturboaufladung bei Zweitakt-Dieselmotoren	204
9.2.2.6	Abgasturboaufladung von Ottomotoren	206
9.2.3	Aufladung durch Druckschwingungen	206
9.3	Freikolben-Gaserzeuger	209
10	Bauteile	213
10.1	Kurbeltrieb	213
10.1.1	Kolben	213
10.1.1.1	Kolbenringe	220
10.1.1.2	Kolbenbolzen	222
10.1.2	Pleuel	224
10.1.3	Kurbelwelle	226
10.2	Zylinderkopf	229
10.3	Kurbelgehäuse und Zylinder	230
10.3.1	Kurbelgehäuse	230
10.3.2	Zylinder	230
11	Ausblick	233
11.1	Wankelmotor	233
11.2	Philips-Stirling-Motor	235
11.3	Zukünftige Motorenkonzepte	237

Anhang	241
Verwendete Formelzeichen	253
Literaturverzeichnis	255
Quellenverzeichnis	256
Stichwortverzeichnis	257

1 Historischer Rückblick

Im Motorenbau sind es vor allem zwei Namen, die auch dem Laien bekannt sind: OTTO und DIESEL. Die bedeutsamen Erfindungen dieser beiden Männer leiteten vor mehr als 100 Jahren die großartige Entwicklung der Verbrennungsmotoren ein.

Schon viele Erfinder hatten sich an der Konstruktion des Verbrennungsmotors versucht, aber keinem war es bisher gelungen, eine betriebsreife Maschine zu schaffen. Noch immer lieferte die Kolbendampfmaschine als einzige Wärmekraftmaschine dem Menschen mechanische Arbeit. Doch sie eignete sich schlecht für Kleinbetriebe und Handwerk. Zur Dampferzeugung wurde ein Kessel benötigt, der von einem Heizer bedient werden musste, und außerdem brauchte man für den Betrieb der Anlage eine polizeiliche Genehmigung. So war es ein bedeutendes Ereignis und ein großer technischer Fortschritt, als es dem Franzosen LENOIR gelang, einen Motor zu konstruieren, der mit Leuchtgas betrieben werden konnte.

ÉTIENNE LENOIR (1822–1900) lebte damals in Paris und verdiente sich seinen Lebensunterhalt als Kellner. In seiner Freizeit beschäftigte er sich mit technischen Problemen. Sein Motor wurde 1860 zum ersten Mal gebaut. Bild 1.1 zeigt diesen Motor in schematischer

Darstellung. Seine Bauart lehnte sich weitgehend an die bewährte Kolbendampfmaschine der damaligen Zeit an. So arbeitete der Motor im doppelt wirkenden Zweitaktverfahren. Im Gegensatz zur Dampfmaschine musste das Arbeitsmedium, ein Gas-Luft-Gemisch, vom Kolben angesaugt werden. Dies geschah während des halben Kolbenhubes. Dann wurde das Gemisch elektrisch gezündet, und die heißen Verbrennungsgase trieben den Kolben bis zum Hubende. Auf seinem Rückweg schob der Kolben die Abgase aus, während auf der anderen Kolbenseite ein neues Arbeitsspiel begann. Der Zylinder war wassergekühlt. Die Steuerung für Ein- und Auslass des Arbeitsmittels hatte LENOIR auch der Dampfmaschinenkonstruktion entliehen. Er verwendete dafür Schieber, die über Exzenter bewegt wurden. Zündkerzen, die ein Induktionsapparat mit Wagner'schem Hammer mit Energie versorgte, entzündeten die Gas-Luft-Mischung. Der Strom floss über Kontaktschienen im rechten Augenblick zur richtigen Zündkerze, die dann so lange funkte, bis der Strom auf die andere Zündkerze geleitet wurde. Durch das ständige Funken war der Stromverbrauch sehr groß.

Der Lenoir-Motor leistete etwa 0,4 bis 2,2 kW und hatte einen Leuchtgasverbrauch von

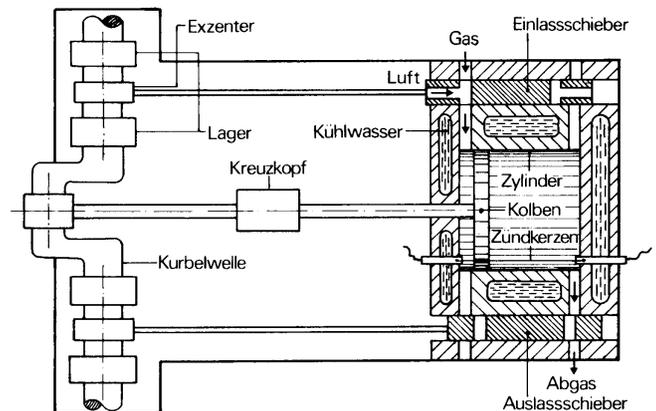


Bild 1.1
Lenoir-Motor

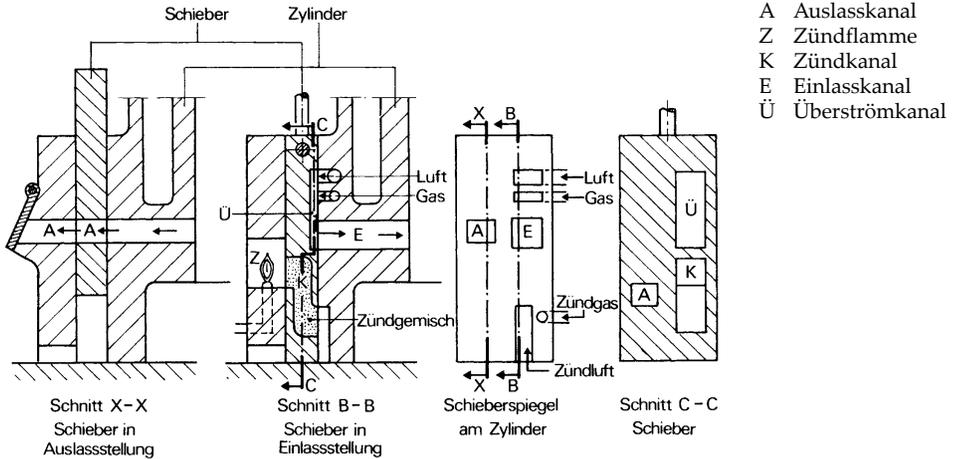


Bild 1.3 Flammenzündung

Steht der Schieber in Einlassstellung, so saugt der Kolben das aus Gas und Luft im Überströmkanal gebildete Gemisch in den Zylinder. Gleichzeitig entsteht im Zündkanal das Zündgemisch. Dieses wird durch die ständig brennende Zündflamme gezündet und von dem aufwärts gehenden Schieber vor den Einlasskanal gebracht, wo es das Gemisch im Zylinder entflammt.

war viel kleiner als beim Lenoir-Motor, denn die Gasenergie wurde durch den langen Expansionshub besser ausgenutzt.

An der Konstruktion dieser Maschine war der Ingenieur EUGEN LANGEN (1833–1895) beteiligt. OTTO, der seinen Kaufmannsberuf aufgegeben hatte, um sich ganz seinen Erfindungen widmen zu können, gründete zusammen mit LANGEN 1864 die Firma Otto & Cie. Diese wurde später in die Gasmotorenfabrik Deutz umbenannt, aus der dann die heutige Firma Klöckner-Humboldt-Deutz AG hervorging.

OTTO und LANGEN zeigten ihre atmosphärische Gasmaschine 1867 auf der Pariser Weltausstellung. Der niedrige Gasverbrauch erregte großes Aufsehen, und sie wurde mit dem Grand Prix ausgezeichnet.

Die Leistung der ersten atmosphärischen Gasmaschine betrug etwa 0,7 kW, bei einer Bauhöhe von fast 2 m. Im Laufe der Jahre erreichte diese Maschine mit 2,2 kW ihre Leistungsgrenze. Motoren mit noch größerer Leistung hätten sich wegen ihrer Bauhöhe in Werkstätten nicht mehr aufstellen lassen. Auch wäre das Laufgeräusch der ohnehin nicht leisen Maschine dann unerträglich geworden.

Da die Motorenkäufer aber größere Leistungen forderten, musste eine neue Maschine entwickelt werden. Diesen neuen Motor entwarf OTTO mit direkter Verbindung zwischen Kolben und Kurbelwelle. Er glaubte nämlich, einen Weg gefunden zu haben, um die harten Stöße bei der Verbrennung zu verhindern. Die Gas-Luft-Mischung sollte im Zylinder vor der Verbrennung so geschichtet vorliegen, dass von der Zündstelle zum Kolben hin das Gemisch immer ärmer an Leuchtgas wurde. Dadurch wollte er eine weiche Verbrennung erzielen. Bei diesem Motor wendete OTTO zum ersten Mal das Viertakt-Arbeitsverfahren an. Das **Viertakt-Arbeitsverfahren** besteht aus:

- Ansaugen des Gas-Luft-Gemisches,
- Verdichten dieses Gemisches,
- Verbrennung mit anschließender Ausdehnung des Gases,
- Ausschieben des Gases.

OTTO glaubte damals, dass die große Erfindung bei seinem neuen Motor die geschichtete Ladung sei; das eigentlich Geniale aber war das Viertakt-Arbeitsverfahren. Zum ersten Mal nämlich wurde ein Motor gebaut, bei dem vor

der Verbrennung die Ladung verdichtet wurde. Dieser erste Viertaktmotor, der 1876 entstand, leistete 2,2 kW bei 180 Umdrehungen je Minute. Er ist das Urbild aller unserer heutigen Viertaktmotoren.

Einige Jahre später wurde wieder eine neue Maschine erfunden, der **Dieselmotor**. Sein Erfinder RUDOLF DIESEL (1858–1913) hatte am Polytechnikum in München sein Ingenieurexamen mit Auszeichnung bestanden. Danach trat er in die Fa. Lindes Eismaschinen ein und baute Kältemaschinen. Er befasste sich sehr eingehend mit dem Studium von Kreisprozessen der Kälte- und Wärmetechnik und entwickelte eine Ammoniak-Dampfmaschine. Das Arbeiten mit überhitzten Dämpfen brachte ihn auf die Idee, eine Maschine zu bauen, in der hoch verdichtete Luft bei hoher Temperatur arbeiten sollte. Diese Wärmekraftmaschine sollte alle bisher bekannten an Wirtschaftlichkeit weit übertreffen. DIESEL hatte bei seinem Lehrer in München, Professor KARL VON LINDE, den Carnot-Prozess kennen gelernt und erfahren, dass für einen guten Wirkungsgrad hohe Arbeitstemperaturen nötig seien. Die großen Temperaturen wollte DIESEL durch eine Verdichtung der Luft auf 250 bar erreichen. Um dabei eine vorzeitige Zündung zu verhindern, sollte der Kraftstoff erst am Ende der Verdichtung in die Luft eingespritzt werden.

Bei der Auswahl des Arbeitsprozesses unterlief DIESEL allerdings zunächst ein Fehler. Er wählte nämlich den **Carnot-Prozess** (Bild 1.4). Dieser besteht aus zwei isentropen und zwei isothermen Zustandsänderungen und hat den besten thermischen Wirkungsgrad

aller Kreisprozesse. Der Carnot-Prozess eignet sich aber nicht als Arbeitsprozess für einen Verbrennungsmotor. Eine isotherme Verbrennung ist im Motor nämlich nicht möglich. Auch ist die entstehende Nutzarbeit beim Carnot-Prozess so klein, dass sie gerade nur zur Deckung der Reibungsverluste der Maschine ausreicht. Dies geht deutlich aus der schmalen Kreisprozessfläche in Bild 1.4 hervor. Schon bald erkannte DIESEL, dass sein Motor nicht nach dem Carnot-Prozess arbeiten konnte.

DIESEL ließ sich sein neues Arbeitsverfahren patentieren und suchte eine Firma, die den Bau seines Motors übernehmen sollte. Nach längeren Verhandlungen erklärte sich die MAN in Augsburg bereit, nach den Entwürfen Diesels einen Motor anzufertigen. Diese erste Versuchsmaschine wurde 1893 als Viertaktmotor zunächst ohne Kühlung ausgeführt und über eine Transmission angetrieben. DIESEL untersuchte zuerst die Verbrennung bei Benzineinspritzung. Bei diesen Versuchen gelang es nicht, den Motor mit eigener Kraft zum Laufen zu bringen. Da die Kühlung fehlte, war immer nur eine kurze Betriebszeit möglich. Das unmittelbare Einspritzen des Kraftstoffes bereitete Schwierigkeiten, denn die Werkstätten waren damals nicht in der Lage, die Pumpe mit der erforderlichen Genauigkeit und Oberflächengüte herzustellen. Deshalb änderte DIESEL das Einspritzverfahren. Es wurde nun mittels Druckluft Petroleum im Zündzeitpunkt in den Zylinder eingeblasen. Um das Heißlaufen der Maschine zu verhindern, musste sie mit Wasser gekühlt werden. Der so abgeänderte Motor drehte sich 1894 zum ersten Mal mit eigener Kraft. Es bedurfte aber noch vieler Versuche und konstruktiver Änderungen, bis die Maschine betriebsreif war. 1897 war es dann endlich soweit, dass DIESEL seinen Motor einem größeren Kreis von Interessenten vorführen konnte. Professor SCHRÖTER aus München untersuchte den Motor auf dem Prüfstand und ermittelte eine Leistung von 13,1 kW bei 154 Umdrehungen je Minute. Der Kraftstoffverbrauch betrug 324 Gramm je kW-Stunde. Mit diesem niedrigen Kraftstoffverbrauch übertraf der Dieselmotor alle damals gebauten Wärmekraftmaschinen. So war

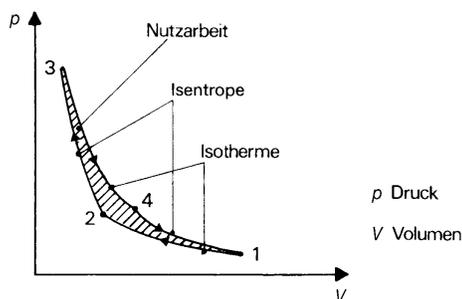


Bild 1.4 Carnot-Prozess

es DIESEL tatsächlich gelungen, die wirtschaftlichste Wärmekraftmaschine seiner Zeit zu schaffen. Diese Überlegenheit im Kraftstoffverbrauch hat sich der Dieselmotor bis in unsere Tage erhalten.

Heute bezeichnet man einen Motor mit Fremdzündung als Ottomotor und einen Motor mit Selbstzündung als Dieselmotor. So wird den beiden großen Erfindern aus den Anfängen des Motorenbaus NICOLAUS AUGUST OTTO und RUDOLF DIESEL ein ehrendes Andenken bewahrt.

Beispiel 1

Für einen Kurbeltrieb mit $r = 50 \text{ mm}$ und $l = 200 \text{ mm}$ soll der maximale prozentuale Fehler bestimmt werden, der bei Anwendung der Näherungsformel für den Kolbenweg entsteht.

Lösung

Die in der Näherungsformel fehlenden Glieder enthalten alle Potenzen von $\sin \alpha$. Der größte Fehler entsteht deshalb für $\alpha = 90^\circ$, während er für $\alpha = 0^\circ$ null ist. Nach dieser Vorüberlegung wird der **genaue Wert des Kolbenwegs** mit Gl. 2.1 berechnet:

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})$$

$$s = 50 \text{ mm}(1 - 0) + 200 \text{ mm} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{16} \cdot 1} \right)$$

$$\underline{s = 56,35 \text{ mm}}$$

Nach Gl. 2.2 ergibt sich für den **Näherungswert**:

$$s = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right)$$

$$s = 50 \text{ mm} \left(1 - 0 + \frac{1}{8} \cdot 1 \right)$$

$$s = 56,25 \text{ mm}$$

Der Fehler beträgt $-0,1 \text{ mm}$ und der **maximale prozentuale Fehler**:

$$f_{\max} = \frac{-0,1}{56,35} \cdot 100 = \underline{-0,178\%}$$

Eine weitere wichtige Größe ist die **Kolbengeschwindigkeit**. Im Motorenbau kennt man zwei Kolbengeschwindigkeiten:

Die mittlere und die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit.

Am einfachsten ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu berechnen, und sie dient daher sehr häufig als Vergleichsgröße. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird nach der Beziehung

$$\text{Geschwindigkeit} = \frac{\text{Weg}}{\text{Zeit}}$$

bestimmt. Als Weg wählt man hierbei den doppelten Kolbenhub $2H$. Zu diesem Weg gehört eine Umdrehung der Kurbelwelle, d.h. die Zeit n^{-1} . Die Größe n ist die Zahl der Umdrehungen je Zeiteinheit.

Die Formel für die **mittlere Kolbengeschwindigkeit** lautet:

$$\underline{c_m = 2 H n} \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Gl. 2.3 ist eine **Größengleichung**. Der Praktiker verwendet häufig eine **Zahlenwertgleichung** zur Berechnung der mittleren Kolbengeschwindigkeit:

$$\underline{c_m = \frac{H n}{30}} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

In dieser **Zahlenwertgleichung** müssen folgende **Einheiten** verwendet werden:

$$[H] = \text{m}; \quad [n] = \text{min}^{-1}; \quad [c_m] = \text{m/s}$$

In manchen Fällen interessiert auch die augenblickliche, d.h. die **wirkliche Kolbengeschwindigkeit**. Diese erhält man aus den Formeln für den Kolbenweg nach der Beziehung:

$$c = \frac{ds}{dt} \quad \text{mit } t = \text{Zeit}$$

Da der Kolbenweg nur als Funktion des Kurbelwinkels vorliegt, wird nach der Kettenregel differenziert:

$$c = \frac{ds}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

Der Ausdruck $\frac{d\alpha}{dt}$ ist die **Winkelgeschwindigkeit**

ω der Kurbelwelle. Geht man von Gl. 2.2 aus, so entsteht ebenfalls wieder eine **Näherungsgleichung für die Kolbengeschwindigkeit**. Ihre Genauigkeit genügt für die meisten Anwendungsfälle.

$$\text{Mit } \frac{ds}{d\alpha} = r(\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha)$$

$$\frac{ds}{d\alpha} = r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad \text{wird:}$$

$$\underline{c = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Die **Kolbenbeschleunigung** lässt sich auf die gleiche Weise aus der Kolbengeschwindigkeit ableiten.

$$\alpha = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\underline{\alpha = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Bei Motoren mit großer Drehzahl, z.B. Rennmotoren, wird die Genauigkeit von Gleichung 2.6

nicht ausreichen. Dann muss man beim Differenzieren entweder von der exakten Kolbenwegformel (Gl. 2.1) ausgehen oder die Wurzelentwicklung in einer Potenzreihe mit mehr als zwei Gliedern durchführen.

Die **Kolbenbeschleunigung** wird oftmals auch als **Funktion des Kolbenwegs** benötigt. Die rechnerische Lösung dieser Aufgabe ist umständlich. Hier bietet ein grafisches Näherungsverfahren Vorteile. Die **Kolbenbeschleunigung** wird durch eine **Parabel** angenähert. Die Genauigkeit dieses Verfahrens genügt für Werte $\lambda \leq 0,26$. Zur Erläuterung der Methode dient Bild 2.4. Zuerst wählt man geeignete Maßstäbe für die Achsen. Dann trägt man in OT $a = \omega^2 r (1 + \lambda)$ nach oben und in UT $a = \omega^2 r (1 - \lambda)$ nach unten ab. Die beiden Punkte A und B verbindet man und findet dabei Punkt C. Dort trägt man die Strecke $3 \omega^2 r \lambda$ nach unten auf und erhält Punkt D. Nun unterteilt man die

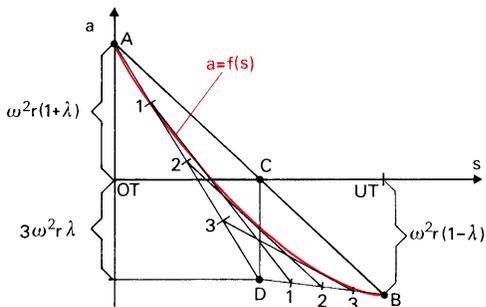


Bild 2.4 Kolbenbeschleunigung α

beiden Strecken AD und DB in gleich viele, unter sich gleich lange Abschnitte und nummeriert die Punkte. Durch Verbinden der gleich bezifferten Punkte entsteht die **Beschleunigungskurve** als **Hüllkurve**.

Beispiel 2

Für einen Motor mit $r = 35 \text{ mm}$, $\lambda = 0,28$, $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ sind für Kurbelstellung $\alpha = 30^\circ$ Kolbenweg, Kolbengeschwindigkeit und Kolbenbeschleunigung zu berechnen.

Lösung

□ Kolbenweg

$$s = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right)$$

$$s = 35 \text{ mm} (1 - 0,866 + 0,14 \cdot 0,25)$$

$$s = 5,9 \text{ mm}$$

□ Kolbengeschwindigkeit

$$c = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$$

Die **Winkelgeschwindigkeit** ω errechnet man entweder nach der Größengleichung

$$\omega = 2 \pi n$$

oder nach der Zahlenwertgleichung

$$\omega = \frac{\pi}{30} n \text{ mit } [n] = \text{min}^{-1} \text{ und } [\omega] = \text{s}^{-1}$$

$$c = \frac{\pi \cdot 6000}{30} \text{ s}^{-1} \cdot 0,035 \text{ m} (0,5 + 0,14 \cdot 0,866)$$

$$c = 13,7 \text{ m/s}$$

□ Kolbenbeschleunigung

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$$

$$a = 3,95 \cdot 10^5 \frac{1}{\text{s}^2} \cdot 0,035 \text{ m} (0,866 + 0,28) \cdot 0,5$$

$$a = 13\,850 \text{ m/s}^2$$

2.2 Kinematik des Kreiskolbenmotors

Der Kolben des Kreiskolbenmotors ist drehbar auf dem Exzenter gelagert (Bild 2.2). Das große innenverzahnte Kolbenzahnrad kämmt mit dem kleinen feststehenden Gehäusezahnrad. Der Exzenter bewirkt, dass der Kolbenmittelpunkt immer den Abstand e (Exzentrizität) vom Gehäusemittelpunkt hat. Durch die bei-

den Zahnräder wird eine Abrollbewegung erzwungen. Das Zusammenspielen von Exzenter und Verzahnung führt zu einer Kolbenbewegung, bei der die Kolbenstirnseiten eine Figur beschreiben, die als **Peritrochoide** (Umradlinie) oder **Epitrochoide** (Aufradlinie) bezeichnet wird.

Sowohl die Peritrochoide als auch die Epitrochoide lassen sich geometrisch konstruieren. Bei der Peritrochoide umschließt der Roll-

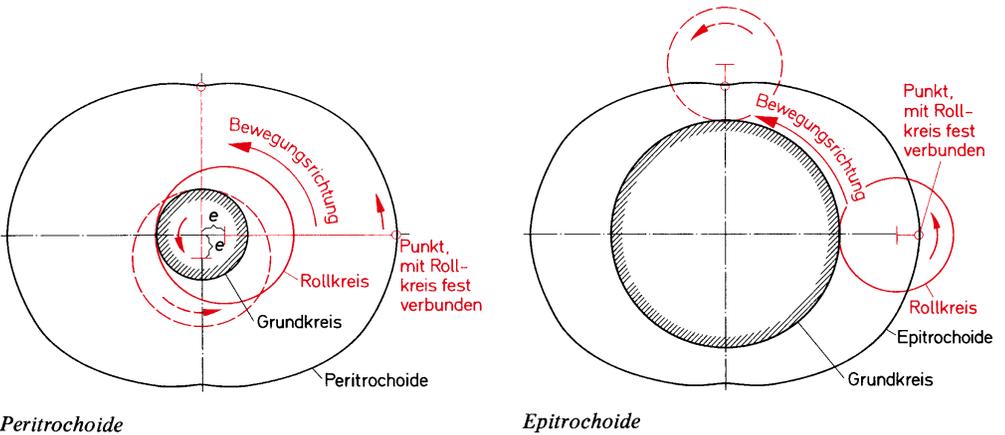


Bild 2.5 Konstruktion der Gehäusekontur

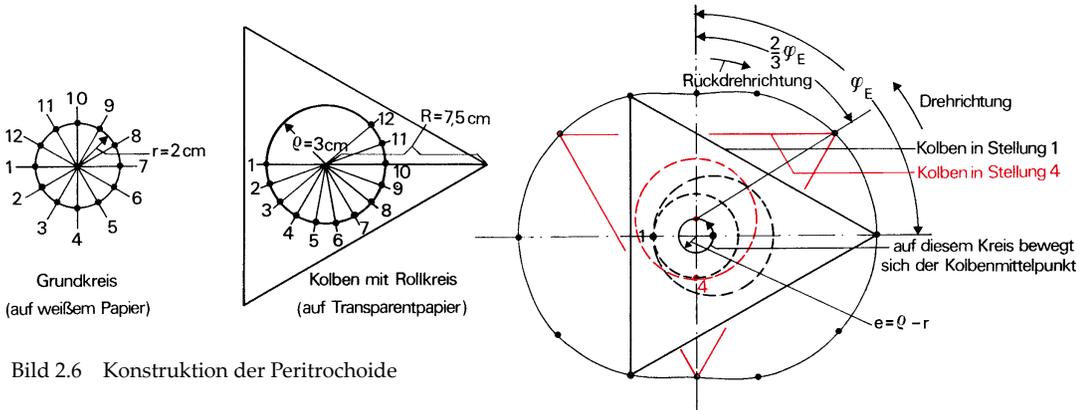


Bild 2.6 Konstruktion der Peritrochoide

kreis den Grundkreis, und bei der Epitrochoide tangiert er ihn von außen. Lässt man den Rollkreis auf dem Grundkreis abrollen, so beschreibt ein mit dem Rollkreis fest verbundener Punkt die Peri- bzw. Epitrochoide (Bild 2.5). Beide Konstruktionen führen zur gleichen Figur, wenn man die Radien der Kreise und die Abstände der Punkte entsprechend wählt. Daher kommt es, dass die Gehäusekontur des Kreiskolbenmotors manchmal als Peritrochoide und manchmal als Epitrochoide bezeichnet wird.

Die streng geometrische Konstruktion ist allerdings zeitraubend. Schneller kommt man zur Gehäuseform des Kreiskolbenmotors, wenn man das in Bild 2.6 dargestellte Verfah-

ren anwendet. Man benötigt dazu ein weißes und ein transparentes Blatt Papier vom Format DIN A4. Auf das weiße Blatt Papier wird der Grundkreis mit Radius $r = 2 \text{ cm}$ und auf das transparente der Rollkreis mit Radius $\rho = 3 \text{ cm}$ gezeichnet. Zur Ausführung der Abrollbewegung werden beide Kreise in gleich große Bogenstücke unterteilt und die Schnittpunkte der Radien mit dem Kreisumfang von 1 bis 12 durchnummeriert. Um den Rollkreismittelpunkt wird ein gleichseitiges Dreieck mit einem Eckenabstand von $7,5 \text{ cm}$ gezeichnet. Dieses Dreieck stellt den Kolben dar. Nun kann die Konstruktion des Gehäuses, d.h. der Peritrochoide, beginnen. Dazu lässt man den Rollkreis so auf dem Grundkreis abrollen,

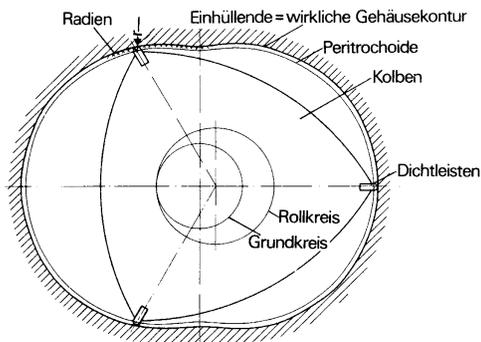


Bild 2.7 Wirkliche Gehäusekontur des Kreiskolbenmotors

dass gleich bezifferte Punkte zusammenfallen und die Radien der Kreise sich decken. Die Eckpunkte des gleichseitigen Dreiecks werden in jeder Stellung des Transparentpapiers auf das weiße Papier durchgestochen. Die Kurve durch die durchgestochenen Punkte ist die gesuchte Peritrochoide. Die wirkliche Gehäusekontur weicht allerdings ein wenig von der Peritrochoide ab. Dies kommt daher, dass der Kolben keine scharfen Stirnkanten hat, sondern abgerundete Dichtleisten dafür sorgen, dass die Gase nicht von einer Kolbenseite auf die andere strömen können. Die Einhüllende aller Kreisbögen mit Radius der Dichtleisten ist die wirkliche Gehäusekontur (Bild 2.7). Für die weitere Betrachtung wird der Unterschied der beiden Kurven vernachlässigt und die Peritrochoide zugrunde gelegt.

Aus der Konstruktion nach Bild 2.6 lassen sich folgende Erkenntnisse über die **Bewegungsverhältnisse der Kreiskolbenmaschine** gewinnen:

1. Bei der Abrollbewegung bleibt der Abstand zwischen Gehäuse- und Kolbenmittelpunkt immer gleich der **Exzentrizität** $e = q - r$.
2. Zu **einer** ganzen **Kolbenumdrehung** gehören **drei** vollständige **Umdrehungen der Exzenterwelle**, denn der Kolbenmittelpunkt, der mit dem Exzentermittelpunkt zusammenfällt, läuft hierbei dreimal um.
3. Die Kolbenbewegung lässt sich aus zwei Teilbewegungen zusammensetzen. Man stelle sich vor, dass sich die Exzenterwelle mit fest-

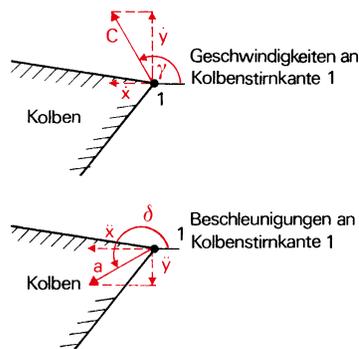
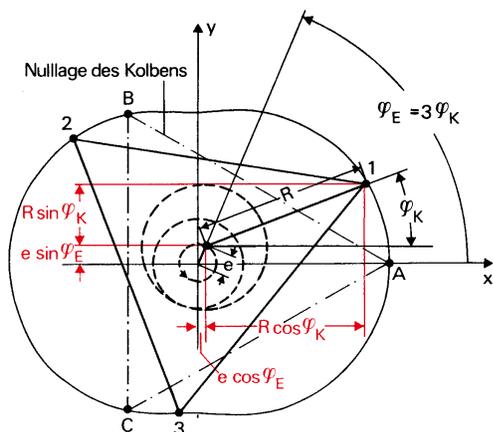


Bild 2.8 Ableitung der Formeln für die Peritrochoide

geklemmtem Kolben um den Exzenterwellenwinkel (φ_E dreht. Daran anschließend dreht sich dann der Kolben auf der still stehenden Exzenterwelle um den Winkel $\frac{2}{3} \varphi_E$ zurück. So verbleibt für die Vorwärtsdrehung des Kolbens nur noch der Winkel $\frac{1}{3} \varphi_E$ übrig.

Für die Beschreibung der **Augenblickslage der Kolbenstirnkante 1** im x, y -Koordinatensystem lassen sich mit Hilfe von Bild 2.8 folgende Gleichungen ableiten:

$$x = e \cos \varphi_E + R \cos \varphi_K$$

$$y = e \sin \varphi_E + R \sin \varphi_K$$

Mit $\varphi_K = \frac{1}{3} \varphi_E$ wird:

$$\begin{aligned}
 x &= e \cos \varphi_E + R \cos \frac{\varphi_E}{3} \\
 y &= e \sin \varphi_E + R \sin \frac{\varphi_E}{3}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2.7}$$

Die **Geschwindigkeit der Kolbenstirnseite** erhält man durch Differenzieren der Gleichungen 2.7. Hierbei wendet man auch wieder die Kettenregel an.

$\frac{d\varphi_E}{dt} = \omega$ = Winkelgeschwindigkeit der Exzenterwelle.

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= -\omega \left(e \sin \varphi_E + \frac{R}{3} \sin \frac{\varphi_E}{3} \right) \\
 \dot{y} &= \omega \left(e \cos \varphi_E + \frac{R}{3} \cos \frac{\varphi_E}{3} \right)
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2.8}$$

Die in den Gleichungen (8) errechneten Geschwindigkeiten werden zum **Geschwindigkeitsvektor** $\vec{c} = \vec{x} + \vec{y}$ zusammengesetzt. Der **Betrag der Geschwindigkeit** ist:

$$c = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}$$

Die **Richtung der Geschwindigkeit** gibt der Winkel γ an (Bild 2.8). Dieser Winkel ergibt sich aus der Gleichung:

$$\tan \gamma = \dot{y} / \dot{x}$$

Differenziert man die Gleichungen (8) nach der Kettenregel, so findet man die Gleichungen für die **Beschleunigung der Kolbenstirnseite**:

$$\begin{aligned}
 \ddot{x} &= -\omega^2 \left(e \cos \varphi_E + \frac{R}{9} \cos \frac{\varphi_E}{3} \right) \\
 \ddot{y} &= -\omega^2 \left(e \sin \varphi_E + \frac{R}{9} \sin \frac{\varphi_E}{3} \right)
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2.9}$$

Der **Beschleunigungsvektor** $\vec{\alpha}$ setzt sich vektoriell aus \vec{x} und \vec{y} zusammen (Bild 2.8). Sein **Betrag** ist: $\alpha = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2}$, und seine **Richtung** erhält man mit Hilfe der Formel:

$$\tan \delta = \ddot{y} / \ddot{x}$$

2.3 Gaskräfte

Gaskräfte entstehen durch den Druck eines Gases auf eine Fläche. Auf den Kolben wirkt von oben der Druck des Arbeitsmediums und von unten der Atmosphärendruck (Bild 2.9). Die **Gaskraft** errechnet sich nach der Formel:

$$F_G = A p_{\bar{u}} \tag{Gl. 2.10}$$

A Projektion der Kolbenfläche auf eine Fläche, die auf der Kolbenachse senkrecht steht.

$p_{\bar{u}}$ Überdruck des Arbeitsmittels

Verfolgt man den Kraftfluss, der durch die Gaskraft in der Maschine erzeugt wird, so zeigt sich, dass keine nach außen wirkende Kraft auftritt, sondern dass sich alle Kräfte innerhalb der Maschine ausgleichen (Bild 2.10).

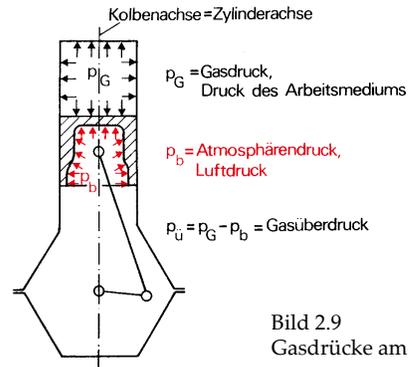


Bild 2.9 Gasdrücke am Kolben

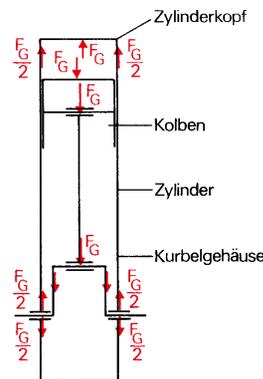


Bild 2.10 Kraftfluss der Gaskräfte

dem Kolben verbunden, führt eine oszillierende Bewegung aus. Das untere Ende der Pleuelstange rotiert mit dem Pleuelzapfen um die Pleuelwellenmitte. Die **Pleuelstangenmasse wird auf zwei Punkte reduziert**. Der eine Punkt bewegt sich mit dem Kolben hin und her, und der andere rotiert mit dem Pleuelzapfen. Damit das mechanische Verhalten dieser **Ersatzpleuelstange** angenähert dasselbe ist wie das der wirklichen Pleuelstange, müssen folgende Gleichungen erfüllt sein:

$$m_{P1} = m_{P11} + m_{P12}$$

$$m_{P11} a = m_{P12} b$$

Siehe dazu Bild 2.11.

Aus diesen beiden Gleichungen erhält man die Beziehung:

$$m_{P11} = m_{P1} b/l \text{ und}$$

$$m_{P12} = m_{P1} - m_{P11}$$

Die Masse m_{P11} ist der rotierende Massenanteil der Pleuelstange.

Die Schwerpunkte der rotierenden Massen der Hubkolbenmaschine haben unterschiedliche Abstände zum Drehpunkt. Deshalb werden alle Massen auf den Abstand des Pleuelradius r reduziert. Dabei wird die wirklich vorhandene Masse in eine Ersatzmasse verwandelt. Diese **Ersatzmasse** muss so groß sein, dass sie dieselbe Fliehkraft hervorruft wie die wirkliche Masse. Die Formel für die **Massenreduktion** lautet:

$$m_E = m_x x/r$$

- m_E Ersatzmasse
- m_x wirkliche Masse
- x Abstand der wirklichen Masse vom Drehpunkt
- r Abstand der Ersatzmasse vom Drehpunkt

Von den rotierenden Massen haben der Pleuelzapfen und der rotierende Anteil der Pleuelstange den Abstand r vom Drehpunkt und müssen daher nicht reduziert werden. Die Wangenmasse hingegen muss reduziert werden.

$$m_{WE} = m_W x/r$$

Die Formel für die **rotierende Massenkraft der Hubkolbenmaschine** lautet:

$$F_r = \left(m_Z + m_{P11} + 2 m_W \frac{x}{r} \right) r \omega^2 \quad (\text{Gl. 2.14})$$

- m_Z Pleuelzapfenmasse
- m_{P11} rotierender Anteil der Pleuelmasse
- $2 m_W$ Pleuelwangenmasse (zwei Pleuelwangen)
- r Pleuelradius

Die oszillierenden Massen bestehen aus der gesamten Pleuelmasse (Pleuelbolzen, Pleuelbolzen) und dem oszillierenden Anteil der Pleuelmasse m_{P12} . Die **oszillierende Massenkraft** errechnet sich nach der Formel:

$$F_{os} = (m_K + m_{P12}) r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha) \quad (\text{Gl. 2.15})$$

- m_K Gesamtmasse des Pleuels
- m_{P12} oszillierender Anteil der Pleuelmasse

2.5 Kräfte im Triebwerk

2.5.1 Kräfte im Triebwerk der Hubkolbenmaschine

Am Pleuelbolzen wirkt eine Kraft F , die sich aus Gas- und Massenkraft vektoriell zusammensetzt. Diese Kraft wird in die **Normalkraft** N und die **Pleuelstangenkraft** S zerlegt (Bild 2.12).

$$N = F \tan \beta \quad (\text{Gl. 2.16})$$

$$S = \frac{F}{\cos \beta} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Die Normalkraft muss von der Pleuelwand aufgenommen werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die zulässige Flächenpressung zwischen Pleuelbolzen und Pleuelwand nicht überschritten wird.

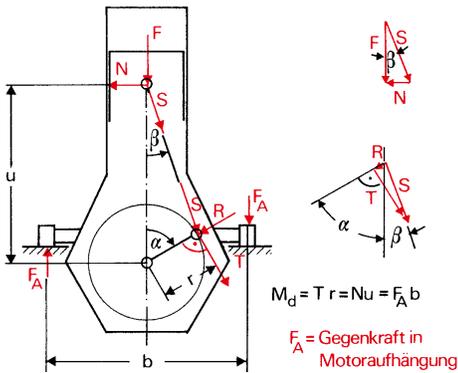


Bild 2.12 Kräfte bei der Hubkolbenmaschine

Die Pleuelstangenkraft belastet die Pleuelstange und lässt sich am Kurbelzapfen in die **Radialkraft** R und die **Tangentialkraft** T zerlegen (Bild 2.12).

$$R = S \cos(\alpha + \beta) \quad (\text{Gl. 2.18})$$

$$T = S \sin(\alpha + \beta) \quad (\text{Gl. 2.19})$$

Die Radialkraft und die Tangentialkraft beanspruchen die Kurbelwelle und die Lager. Durch die **Tangentialkraft** entsteht an der Kurbelwelle das **Drehmoment**:

$$M_d = T r \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Sein Reaktions- oder Abstützmoment wird durch die Normalkraft N erzeugt (Bild 2.12).

Der Winkel β muss negativ in den Formeln eingesetzt werden, wenn die Pleuelstange nach links ausschlägt, bzw. immer dann, wenn der Kolben sich von UT nach OT bewegt.

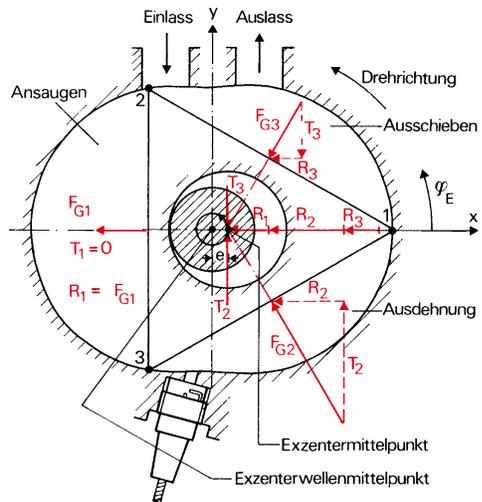
2.5.2 Kräfte im Triebwerk der Kreiskolbenmaschine

Der Kolben der Kreiskolbenmaschine besitzt drei Arbeitsflächen. Es treten daher **gleichzeitig drei Gaskräfte** auf (Bild 2.13). Diese Gas-

kräfte lassen sich in Tangential- und Radialkräfte zerlegen. Dabei entstehen drei Radialkräfte und drei Tangentialkräfte. Alle sechs Kräfte belasten das Kolbenlager auf dem Exzenter. Die drei Tangentialkräfte bewirken außerdem das Drehmoment an der Exzenterwelle. Die Formeln für die Berechnung der Tangential- und Radialkräfte lauten:

$$T = -F_G \sin\left(\frac{2}{3}\varphi_E\right) \quad (\text{Gl. 2.21})$$

$$R = -F_G \cos\left(\frac{2}{3}\varphi_E\right) \quad (\text{Gl. 2.22})$$



- F_{G1} Gaskraft; eine positive Gaskraft zeigt auf die Kolbenfläche hin.
- T_i Tangentialkraft; eine positive Tangentialkraft dreht den Kolben im Drehsinn.
- R_i Radialkraft; eine positive Radialkraft zeigt vom Exzentermittelpunkt nach dem Exzenterwellenmittelpunkt.

Gleich bezifferte Kolbenkanten und Kolbenflächen liegen einander gegenüber.

Die Exzenterwellenwinkel für die gezeichnete Kolbenlage sind:

- für Kolbenkante 1 $\varphi_{E1} = 0^\circ$
- für Kolbenkante 2 $\varphi_{E2} = 360^\circ$
- für Kolbenkante 3 $\varphi_{E3} = 720^\circ$

Bild 2.13 Kräfte bei der Kreiskolbenmaschine

Das Pleuelzapfenlager wird durch die Pleuelstangenkraft und die Zentrifugalkraft des rotierenden Anteils der Pleuelstange belastet.

Pleuelstangenkraft:

$$S = F / \cos \beta$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha = 0,271 \sin 30^\circ$$

$$\sin \beta = 0,271 \cdot 0,5 = 0,136$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = 0,9908$$

$$\underline{S = 2914 \text{ N} / 0,9908 = 2941 \text{ N}}$$

Zentrifugalkraft des rotierenden Anteils der Pleuelstange:

$$F_{rPI} = m_{PI} r \omega^2 = 0,6 \text{ kg} \cdot 0,0325 \text{ m} \cdot 274 \cdot 156 \text{ s}^{-2}$$

$$\underline{F_{rPI} = 5346 \text{ N}}$$

Die Pleuelstangenkraft S und die Zentrifugalkraft F_{rPI} werden nun vektoriell zur **Resultierenden** R zusammengesetzt (Bild 2.14). Der Winkel für die Pleuelstangenkraft errechnet sich aus $\sin \beta = 0,136$; dann ist $\beta = 7,8^\circ$.

Die Vektoraddition aus Bild 2.14 ergibt:

$$\underline{R = 3517 \text{ N}}$$

Damit wird die **Flächenpressung** im Pleuelzapfenlager:

$$\underline{p = \frac{R}{b d} = \frac{3517 \text{ N}}{25 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}} = 2,81 \text{ N/mm}^2}$$

2.6 Drehkraftdiagramm

In diesem Abschnitt soll das Drehkraftdiagramm für eine Hubkolbenmaschine entwickelt werden. Die **Drehkraft, auch Tangentialkraft** genannt, wurde bereits in Abschnitt 2.5.1 behandelt. Im Drehkraftdiagramm wird die Tangentialkraft über dem Pleuelwinkel oder über dem Weg des Pleuelzapfens aufgetragen. Man könnte sie nach Gl. 2.19 berechnen. Einfacher ist es aber, die Drehkraft mittels eines **grafischen Verfahrens** zu bestimmen. Diese Methode soll hier gezeigt werden.

Da die Drehkraft von der Gas- und Massenkraft am Pleuel abhängt, müssen diese zuerst ermittelt werden. Die Gaskraft erhält man mit Hilfe des Indikatordiagramms. Die ausführliche Behandlung des Indikatordiagramms bleibt einem späteren Kapitel vorbehalten. Für jetzt genügt es zu wissen, dass im Indikatordiagramm der Gasdruck im Zylinder über dem Pleuelweg oder der Zeit aufgetragen ist (Bild 2.15). Das Indikatordiagramm verwandelt man durch Änderung des Ordinatenmaßstabs in ein **Gaskraft-Weg-Diagramm**. Es ist nämlich die Gaskraft das Produkt aus Gasüberdruck p_i und Pleuelfläche A . Für den Fall, dass im Indikatordiagramm der Druck absolut aufgetragen ist, muss die Abszissenachse bis auf die Höhe des Atmosphärendrucks angehoben werden (Bild 2.15).

Ist der **Druckmaßstab** z.B. $1 \text{ cm} \triangleq 5 \text{ bar}$, so wird bei einer Pleuelfläche von 50 cm^2 der **Kraftmaßstab** $1 \text{ cm} \triangleq 2500 \text{ N}$.

In das Gaskraft-Weg-Diagramm wird die **oszillierende Massenkraft** mit umgekehrtem Vorzeichen eingezeichnet. Dabei wird die Parabelkonstruktion aus Bild 2.4 angewandt. Man muss hierbei nur die aufgetragenen Beschleunigungswerte mit der oszillierenden Masse multiplizieren, d.h., anstelle von $r \omega^2 (1 + \lambda)$ wird dann $m_{os} r \omega^2 (1 + \lambda)$ in OT nach oben abgetragen usw.

Die oszillierende Massenkraft wird deshalb mit umgekehrtem Vorzeichen eingetragen, damit man die Resultierende aus Gas- und Massenkraft direkt als Differenzstrecke zwischen der Gaskraft- und Massenkraftkurve abgreifen kann. Es wird dabei folgende Formel zugrunde gelegt:

$$\vec{F} = \vec{F}_G + \vec{F}_{os} = \vec{F}_G - (\overline{-F_{os}})$$

Als Nächstes zeichnet man den **Kurbelkreis** im Abstand der Pleuelänge unter Einhaltung des Pleuelwegmaßstabs neben das Kraft-Weg-Diagramm (Bild 2.15). Die **Tangentialkraft** findet man nun zu jedem Pleuelwinkel nach folgendem **Verfahren**:

1. Eintragen des gewünschten Pleuelwinkels im Kurbelkreis.
2. Bestimmung der Pleuelstellung zu diesem Pleuelwinkel. Dazu wird um den zu dem Pleuelwinkel gehörenden Punkt des Kurbelkreises ein Kreisbogen mit der Pleuelänge als Radius geschlagen und mit der Abszissenachse zum Schnitt gebracht.

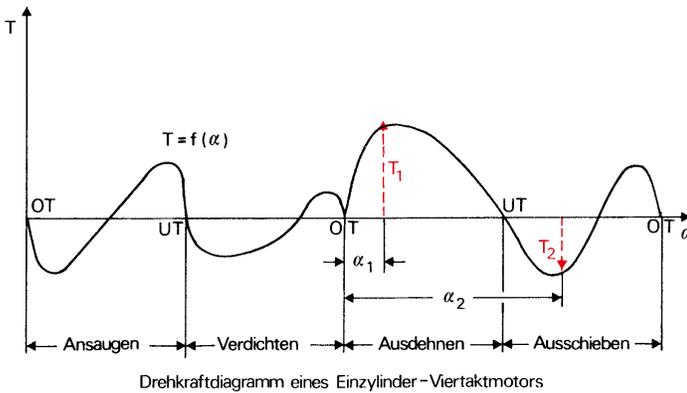
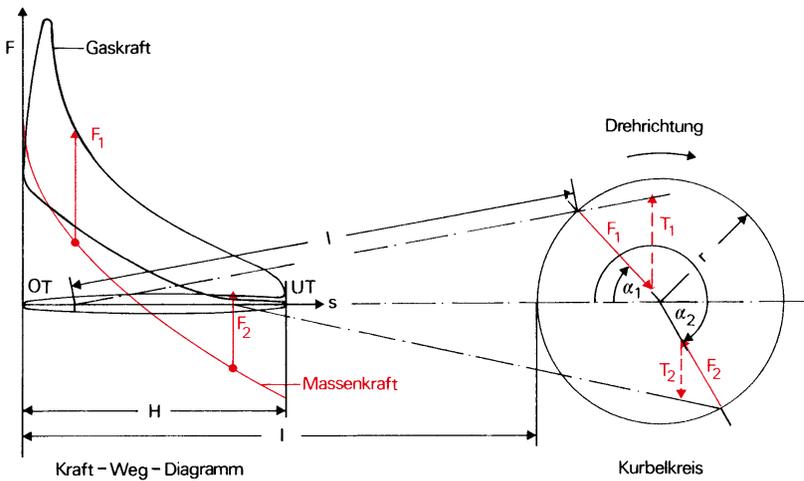
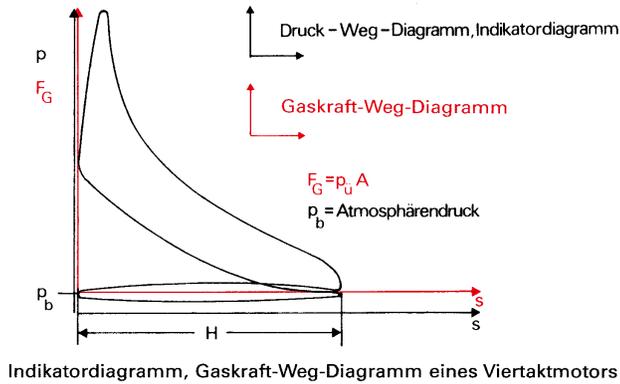


Bild 2.15 Konstruktion des Drehkraftdiagramms

