

MASSENAUSGLEICH AM KURBELGETRIEBE VON SECHSZYLINDER-VIERTAKT-V-MOTOREN MIT 6 KURBELN UND 60° ZYLINDERWINKELN

Von

I. EMÓD

Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge,
Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 2. November 1966)

Vorgelegt von Prof. Dr. A. JUREK

In der Zylinderanordnung von Mehrzylinder-Kraftfahrzeugmotoren dominierten bis in die jüngste Zeit die sogenannten Reihenmotoren mit hintereinanderstehenden Zylindern. Natürlich gab es auch Ausnahmen (Volkswagen, Lancia, Tatra), in den letzten Jahren erfolgte aber eine revolutionierende Veränderung auf diesem Gebiet, und Tag für Tag gehen immer weitere Personen- und Lastkraftwagenfabriken von den bisherigen Reihenmotoren zur Erzeugung von V-Motoren über.

Dies ist auch durchaus verständlich, da die V-Anordnung die Ausgestaltung des raumsparenden sogenannten Kompaktmotors ermöglicht, und die Verkürzung der Kurbelwelle im Vergleich zum Reihenmotor beeinflusst Schwingungen, Festigkeit und Technologie in vorteilhafter Weise.

Am auffallendsten ist vielleicht das Beispiel der Kölner Ford-Werke, die 1964 von den vier Grundtypen nur einen in V-Anordnung herausbrachten, 1966 dagegen sämtliche Typen mit V-Motoren ausrüsteten.

Näher betrachtet, ähneln diese V-Motoren der traditionellen V-Anordnung nur äußerlich. Für die herkömmliche Konstruktion ist nämlich die Lagerung von bloß zwei Pleuelstangen auf einem Kurbelzapfen charakteristisch. Entsprechend zeigt sich in der Bewegung der zu einem Kurbelzapfen gehörenden Kolben ein dem Zylinderwinkel entsprechender Phasenunterschied.

Das ist der Grund, warum ein gleichmäßiger Zündabstand nur dann erreicht werden kann, wenn der Winkel der beiden Zylinderreihen (γ) mit demjenigen des Zündabstands gleich groß angenommen wird, den seinerseits die Zylinderzahl bestimmt. Das ergibt beim Vier- oder Sechszylindermotor eine zu breite Konstruktion (bei Vierzylinder $\gamma = 180^\circ$, bei Sechszylindermotor $\gamma = 120^\circ$), die in die modernen Karosserien nicht immer ohne Schwierigkeit eingebaut werden kann.

Bei den zeitgemäßen Vier- und Sechszylinder V-Motoren ist auf eine Kurbel nur eine Pleuelstange gelagert. V-Motoren solchen Typs wurden aus dem zweireihigen Motor entwickelt, indem man die Zylinder eines Reihenmotors auseinanderzog und die Zylinder eines anderen Reihenmotors — um einen gewissen Winkel verdreht — zwischen sie setzte. Die Sechszylinder-

Kurbelwelle dieser Bauart wurde von der Fabrik »Lancia« in den fünfziger Jahren eingeführt.

Beim Sechszylinder V-Motor mit 60° Zylinderwinkel entsprechen die beiden Zylinderreihen einem Dreizylindermotor, dessen Zylinderreihen miteinander einen Winkel von 60° einschließen. Die zwei Dreizylinder-Kurbelwellen lassen sich auf dreierlei Arten kombinieren.

Im Interesse der Eindeutigkeit bemerke ich, daß hier die Zylinder in der Reihenfolge der Kurbeln vom freien Ende der Kurbelwelle angefangen nummeriert sind.

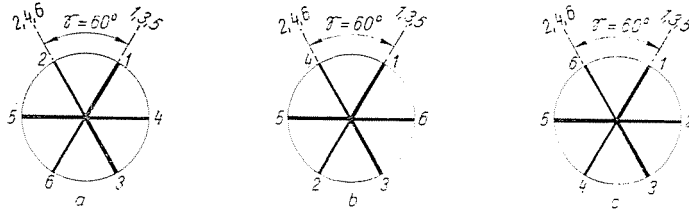


Abb. 1

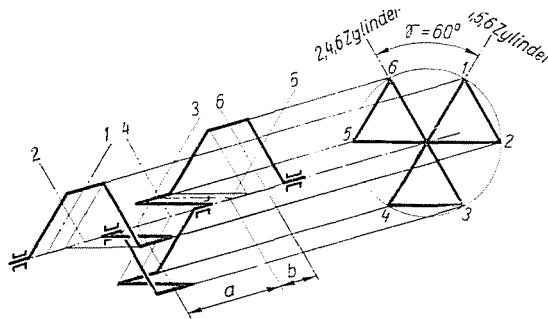


Abb. 2

Alle drei Formen werden in großen Serien erzeugt und können somit als in der Praxis bewährt betrachtet werden. Die Kurbelwelle *a*) wird in die Fahrzeugmotoren des englischen Ford Zodiac, die mit *b*) bezeichnete in die Motoren des Kölner Ford Taunus 20 M Tornado V6 und die mit *c*) bezeichnete in den italienischen Kraftfahrzeugmotor Typ Lancia Flaminia eingebaut.

Interessant ist es, daß die Massenausgleichseigenschaften der drei verschiedenen — auf den ersten Blick einander gleichenden — Hauptwellen voneinander wesentlich abweichen.

Das axonometrische Bild der *Hauptwelle Typ a*) geht aus Abb. 2 hervor.

Charakterisiert ist diese Ordnung dadurch, daß die rechts und links von den liegenden Lagern befindlichen Kurbelarme in entgegengesetzter Richtung angeordnet sind, während der zwischen den beiden benachbarten Lagern befindliche Kurbelarm in jedem Fall zwei benachbarte Kurbeln verbindet, womit er der Kurbelwelle roße Starrheit verleiht.

Die Werte der freien Massenkräfte können aus der vektorpolygonalen Abbildung der auf Grund des Kurbelsterns berechneten und gezeichneten Kräfte unmittelbar abgelesen werden.

$$\begin{aligned} \sum P_r &= \sum m_r r \omega^2 = 0 \\ \sum P_I &= \sum m_h r \omega^2 2 \cos \alpha = 0 \\ \sum P_{II} &= \sum m_h r \omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha = 0. \end{aligned}$$

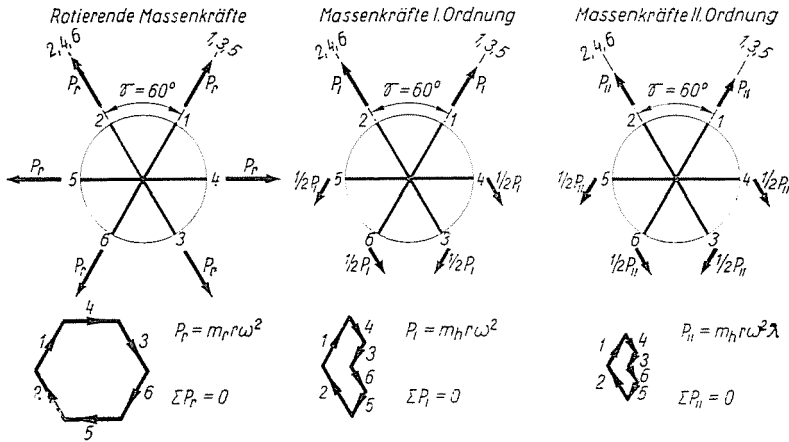


Abb. 3

Das Kippmoment der rotierenden Massenkräfte wird in einem rechteckigen Koordinatensystem geprüft.

Das in der senkrechten (y) Fläche entstehende Moment ist

$$\sum M_{r(y)} = \frac{\sqrt{3}}{2} P_r a + \frac{\sqrt{3}}{2} P_r \cdot 2a = \frac{3\sqrt{3}}{2} P_r a,$$

das in der waagerechten (x) Fläche entstehende Moment dagegen

$$\sum M_{r(x)} = P_r(a - b) + \frac{1}{2} P_r(a + b) + \frac{1}{2} P_r b = \frac{3}{2} P_r a.$$

Das resultierende Moment errechnet sich nach dem pythagorischen Lehrsatz zu

$$\sum M_r = \sqrt{\sum M_{r(x)}^2 + \sum M_{r(y)}^2} = 3P_r a.$$

Für den mit der Wellenachse x eingeschlossenen Winkel des resultierenden Moments gilt

$$\text{tg } \varphi = \frac{\sum M_{r(y)}}{\sum M_{r(x)}} = \frac{1}{3} \quad \text{daraus} \quad \varphi = 30^\circ.$$

Das Ausgleichmoment ist dem resultierenden Moment entgegengesetzt gerichtet. Die Gegengewichte müssen also den Kurbeln 1 und 6 gegenüber eingesetzt werden. Bei dem erwähnten Motor Typ Ford V6 sind die Gegengewichte in je vier Teile geteilt, u. zw. so, daß Gegengewichte nach Abb. 5 auch auf der Keilriemenscheibe und am Rand des Schwungrades angebracht sind.

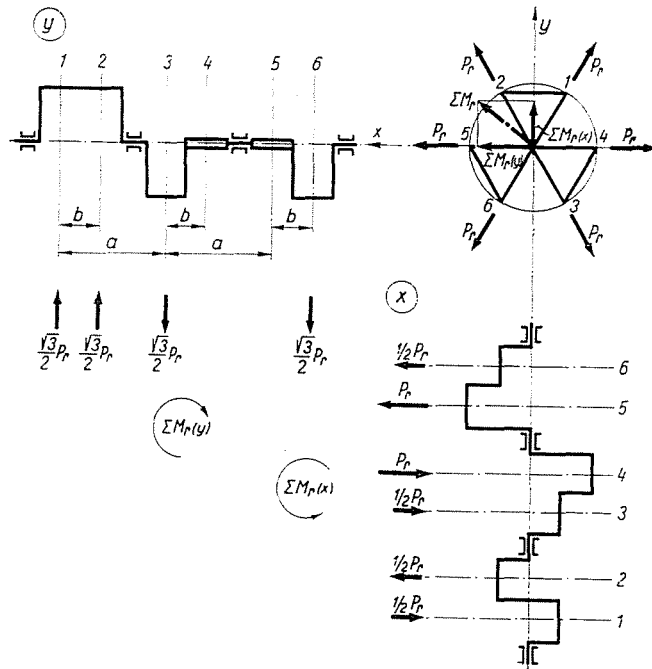


Abb. 4

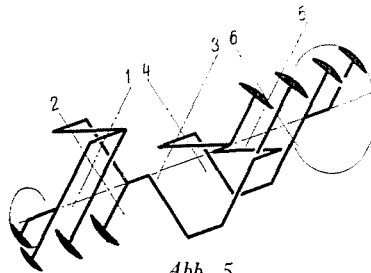


Abb. 5

Die Kippmomente der Massenkräfte I. und II. Ordnung werden am übersichtlichsten im Koordinatensystem von 60° berechnet. Als die ebenen Flächen des Koordinatensystems werden hierbei die Ebenen der Wellenachsen der rechts- und linksseitigen Zylinderreihen gewählt. Die Pleueln 1, 3 und 5 wecken in der Ebene A, die Pleueln 2, 4 und 6 in der Ebene B ein Kippmoment. Das Moment wird auf Grund der Abb. 6 berechnet.

Auf der Abbildung und im weiteren bedeutet der Winkel α_1 den mit $\alpha_1 = 0$ eingeschlossenen Winkel der Kurbel 1; der Winkel α_2 den mit $\alpha_2 = 0$ eingeschlossenen Winkel der Kurbel 2.

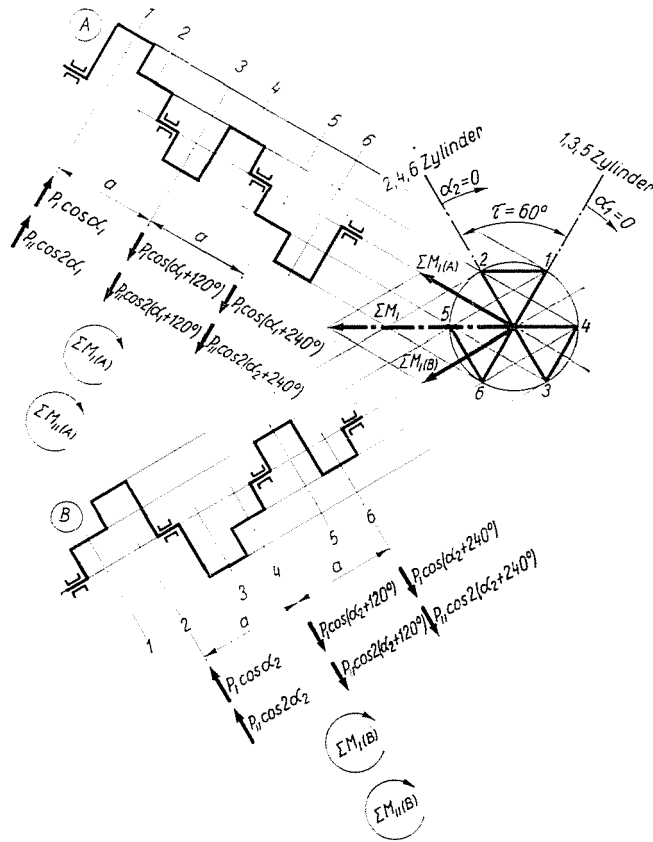


Abb. 6

Das Kippmoment I. Ordnung der Kurbeln 1, 3 und 5 in der Fläche A schreibt sich zu

$$\begin{aligned} \sum M_{1(A)} &= P_1 [a \cdot \cos \alpha_1 - a \cdot \cos (\alpha_1 + 240^\circ)] = \\ &= P_1 a \left[\frac{3}{2} \cos \alpha_1 - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha_1 \right] \end{aligned}$$

oder nach Umgestaltung zu

$$\sum M_{1(A)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos (\alpha_1 + 30^\circ).$$

Ähnlich errechnet sich das Gesamtmoment I. Ordnung in der Fläche B zu

$$\sum M_{I(B)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_2 + 30^\circ).$$

Infolge der Anordnung der Kurbel ist das Moment der beiden Zylinderreihen in gleicher Phase, es gilt also, daß

$$\alpha_1 = \alpha_2.$$

Infolgedessen sind die absoluten Werte der beiden Momentenvektoren einander gleich und der von ihnen eingeschlossene Winkel ist konstant $\gamma = 60^\circ$:

$$|\sum M_{I(A)}(\alpha_1)| = |\sum M_{I(B)}(\alpha_1)|.$$

Durch vektorielle Summierung kann das resultierende Kippmoment I. Ordnung zu

$$\begin{aligned} \sum M_I &= \sqrt{\sum M_{I(A)}^2 + \sum M_{I(B)}^2 - 2 \sum M_{I(A)} \cdot \sum M_{I(B)} \cdot \cos 120^\circ} = \\ &= \sum M_{I(A)} \sqrt{3} = 3 P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 30^\circ) \end{aligned}$$

berechnet werden.

Offenbar ist das Kippmoment der Kräfte I. Ordnung immer senkrecht auf die winkelhalbierende Ebene der Zylinderreihen gerichtet. Seine äußersten Werte erreicht es bei $\alpha_1 = 150^\circ$ und $\alpha_1 = 330^\circ$:

$$\sum M_{I_{\max}} = \pm 3 P_1 a.$$

Dieses Kippmoment I. Ordnung kann durch auf Hilfswellen angebrachte Gegengewichte ausgeglichen werden, doch ist dies bei Otto- und Dieselmotoren niedrigerer Leistung — wegen der Kompliziertheit des Systems — nicht üblich.

Das Kippmoment der Kräfte II. Ordnung kann auf Grund der Abb. 6 in einem Koordinatensystem von 60° geprüft werden.

Das in der Ebene A entstehende Kippmoment der Kräfte II. Ordnung schreibt sich zu

$$\sum M_{II(A)} = P_{II} a [\cos 2\alpha_1 - \cos 2(\alpha_1 + 240^\circ)]$$

oder nach der Umänderung zu

$$\sum M_{II(A)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 - 30^\circ).$$

Ähnlich in der Ebene B zu

$$\sum M_{II(B)} = \sqrt{3} P_{II} a \cos(2\alpha_2 - 30^\circ).$$

Auch hier ist $\alpha_1 = \alpha_2$

und

$$|\sum M_{II(A)}(\alpha_1)| = |\sum M_{II(B)}(\alpha_1)|.$$

Die Richtung des resultierenden Vektors ist ebenfalls waagrecht, sein Wert beträgt

$$\sum M_{II} = 3P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 - 30^\circ).$$

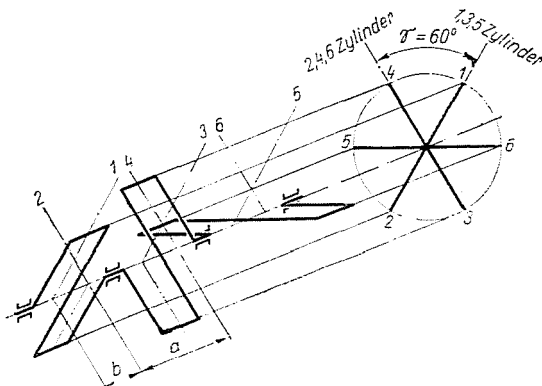


Abb. 7

Das maximale Kippmoment der Kräfte II. Ordnung, das bei Kurbelwinkeln $\alpha_1 = 15^\circ, 105^\circ, 195^\circ$ und 285° entsteht, errechnet sich zu

$$\sum M_{II\max} = \pm 3P_{II} a.$$

Dieses Moment kann durch Anbringen von Gegengewichten auf Hilfsachsen ausgeglichen werden, die mit einer Winkelgeschwindigkeit von 2ω rotieren.

Axonometrisch ist die *Hauptachse Typ b)* in Abb. 7 dargestellt.

Bei dieser Anordnung schließen die zwischen zwei benachbarten Lagern befindlichen Kurbelarme miteinander einen Winkel von 180° ein.

Hinsichtlich der *freien Massenkräfte* ist das System mit der Ordnung Typ a) gleichwertig. Es ist also

$$\sum P_r = 0$$

$$\sum P_I = 0$$

$$\sum P_{II} = 0$$

Das Kippmoment der rotierenden Massenkräfte kann wieder im kartesischen Koordinatensystem geprüft werden.

In der Ebene y entsteht das Moment

$$\sum M_{r(y)} = \frac{\sqrt{3}}{2} P_r b - \frac{\sqrt{3}}{2} P_r b = 0,$$

in der Ebene x das Moment

$$\sum M_{r(x)} = P_r b - \frac{1}{2} P_r b - \frac{1}{2} P_r b = 0,$$

das resultierende Moment ist also $\sum M_r = 0$.

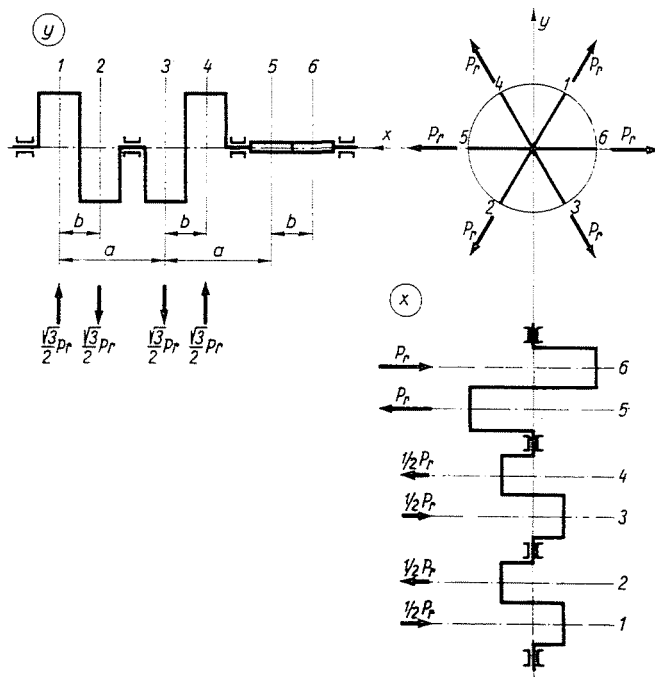


Abb. 8

Bei solcher Kurbelanordnung entsteht also durch die rotierenden Massen kein Kippmoment.

Es soll nun das *Kippmoment der Massenkräfte I. und II. Ordnung* auf Grund der Abb. 9 im Koordinatensystem von 60° untersucht werden.

Die beiden — imaginären — Dreizylinder-Einheiten sind dem Typ *a*) gleich, das Kippmoment der Kräfte I. Ordnung schreibt sich also zu

$$\sum M_{I(A)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 30^\circ)$$

$$\sum M_{I(B)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_2 + 30^\circ).$$

Während aber im Falle *a*) α_1 und α_2 in gleicher Phase waren, hat im Falle *b*) die Kurbel 2 ihren oberen Totpunkt, sobald die 1. Kurbel im oberen Totpunkt ist, bereits um 240° verlassen, d. h. es ist

$$\alpha_2 = \alpha_1 + 240^\circ.$$

Das Kippmoment der Kräfte I. Ordnung errechnet sich zu

$$\sum M_{I(A)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 30^\circ),$$

$$\sum M_{I(B)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 270^\circ),$$

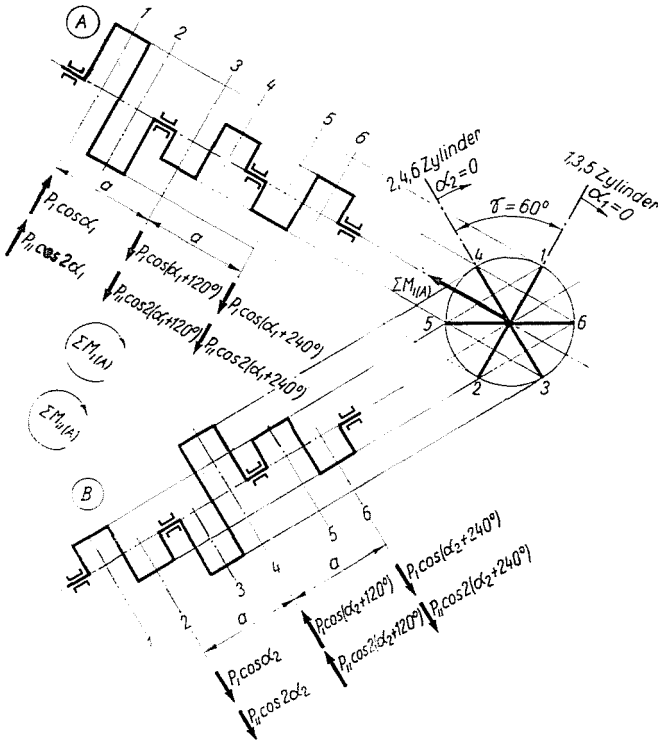


Abb. 9

vektoriell summiert zu

$$\sum M_I = \sqrt{3} P_1 a \sqrt{\frac{\cos^2(\alpha_1 + 30^\circ) + \cos^2(\alpha_1 + 270^\circ) - 2 \cos(\alpha_1 + 30^\circ) \cdot \cos(\alpha_1 + 270^\circ) \cdot \cos 120^\circ}{}}$$

Aus der Durchrechnung ergibt sich, daß der Wert von $\sum M_I$ vom Winkel α_1 unabhängig ist, daß also

$$\sum M_I(\alpha) = \frac{3}{2} P_1 a.$$

Um die Richtung der Momentenvektors bestimmen zu können, muß der Kurbelstern in allgemeiner Stellung gemäß Abb. 10 aufgezeichnet werden. (Der eingezeichnete Winkel φ_1 wird von der Senkrechten der Ebene der Zylinder 1, 3, 5 in einem der Zunahme von φ_1 entgegengesetzten Sinne gemessen.)

Aus dem Dreieck OAB ergibt sich, daß

$$\frac{\sum M_{I(B)}}{\sum M_I} = \frac{\sin \varphi_1}{\sin 120^\circ},$$

es ist also

$$\sin \varphi_1 = \frac{\sin 120^\circ \sqrt{3} P_I a \cdot \cos(\alpha_1 + 270^\circ)}{\frac{3}{2} P_I a}$$

und

$$\varphi_1 = \alpha_1.$$

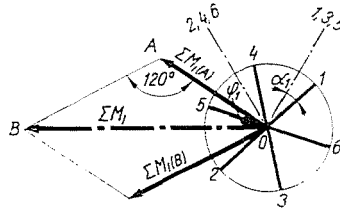


Abb. 10

Das bedeutet, daß der Vektor ΣM_I in der Lage $\alpha_1 = 0$ im Normal der Ebene der Zylinder 1, 3 und 5 liegt und in der Veränderung von α_1 entgegengesetzten Rotierungsrichtung, aber mit gleicher Winkelgeschwindigkeit ω rotiert.

Dieses Moment kann nur mit Gegengewichten ausgeglichen werden, die auf einer zur Hauptachse entgegengesetzt rotierenden Hilfsachse angebracht werden.

Das Kippmoment der Kräfte der Ordnung II wird (auf Grund des Dreizylinder Modells) wie folgt berechnet.

In der Ebene A

$$\sum M_{II(A)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 - 30^\circ),$$

in der Ebene B

$$\sum M_{II(B)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_2 - 30^\circ).$$

Auch hier ist $\alpha_2 = \alpha_1 + 240^\circ$ und somit

$$\sum M_{II(B)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 + 90^\circ).$$

Das Resultant ergibt sich aus der vektoriellen Summierung zu

$$\begin{aligned} \sum M_{II} &= \sqrt{\sum M_{II(A)}^2 + \sum M_{II(B)}^2 - 2 \sum M_{II(A)} \cdot \sum M_{II(B)} \cdot \cos 120^\circ} = \\ &= \sqrt{3} P_{II} a \sqrt{\cos^2(2\alpha_1 - 30^\circ) + \cos^2(2\alpha_1 + 90^\circ) - 2 \cos(2\alpha_1 - 30^\circ) \cos(2\alpha_1 + 90^\circ) \cdot \cos 120^\circ} \end{aligned}$$

Nach Durchrechnung hat man

$$\Sigma M_{II} = \frac{3}{2} P_{II} a.$$

Die Richtung des Momentenvektors kann aus dem um den Winkel α_1 verdrehten Bild des Hauptwellensterns auf Grund der Abb. 11 bestimmt werden.

Hier wird der Winkel φ_{II} vom Normal der Ebene der Zylinder 1, 3 und 5 in gleichem Sinne mit der Zunahme von α_1 gemessen.

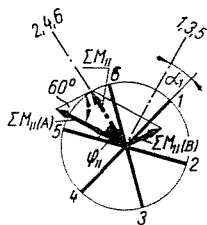


Abb. 11

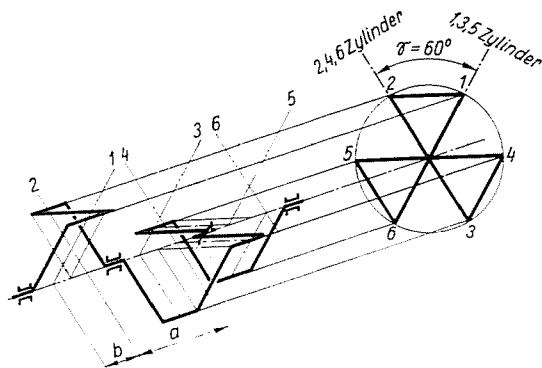


Abb. 12

Aus $OAB\triangle$ hat man

$$\frac{-\Sigma M_{II(B)}}{\Sigma M_{II}} = \frac{\sin \varphi_{II}}{\sin 60^\circ},$$

es ist also

$$\sin \varphi_{II} = \frac{-\sin 60^\circ \cdot \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 + 90^\circ)}{\frac{3}{2} P_{II} a} = \sin 2\alpha_1.$$

Dies bedeutet, daß das Kippmoment der Massenkräfte II. Ordnung gleichsinnig mit der Kurbelwelle, aber mit einer Winkelgeschwindigkeit von 2ω rotiert. Bei einem Kurbelabstand $\alpha_1 = 0$ steht ΣM_{II} senkrecht auf die Ebene A .

Das axonometrische Bild der *Hauptachse Typ c)* veranschaulicht Abb. 12.

Diese Anordnung ist der Hauptachse Typ *a)* ähnlich, die den Hauptzapfen benachbarten Kurbeln schließen jedoch miteinander einen Winkel von 60° und nicht von 180° ein.

Freie Massenkräfte treten hier ebensowenig auf wie bei den Typen *a)* und *b)*. Die Untersuchung erstreckt sich nur auf das Kippmoment der rotierenden Kräfte I. und II. Ordnung.

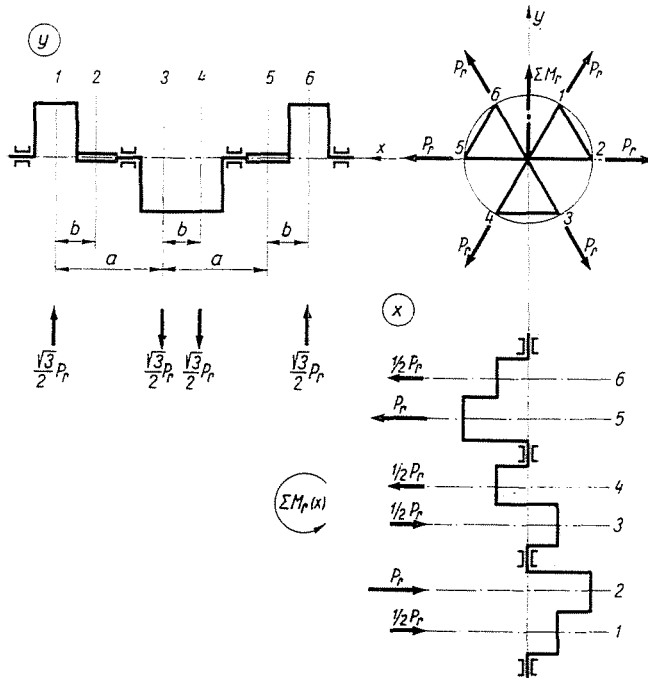


Abb. 13

Das Kippmoment der rotierenden Kräfte ist auf Grund der Abb. 13 zu prüfen.

In der Ebene *y* gibt es also (bei gegebener Kurbelwellenstellung) sichtlich kein Kippmoment, d. h.

$$\sum M_{r(y)} = 0.$$

Das in der Ebene *x* entstehende Moment schreibt sich zu

$$\sum M_{r(x)} = P_r(2a - b) + \frac{1}{2} P_r(2a + b) + \frac{1}{2} P_r b = 3P_r a.$$

Dies ist gleichzeitig der Wert des resultierenden Moments:

$$\sum M_r = \sum M_{r(x)} = 3P_r a.$$

Der resultierende Momentenvektor steht senkrecht auf die Ebene der Kurbeln 2—5. Die Gegengewichte müssen so angebracht werden, daß sie ein dem resultierenden Momentenvektor entgegengesetztes, diesem aber gleichwertiges Moment wecken. Sie werden also an den Kurbeln 2 und 5 gemäß Abb. 14 angebracht.

Das Kippmoment der Kräfte I. und II. Ordnung wird wieder in dem 60°-Koordinatensystem auf Grund der Abb. 15 berechnet.

Die in den Ebenen A und B entstehenden Kippmomente I. Ordnung errechnen sich auf Grund des Dreizylindermodells zu

$$\begin{aligned} \sum M_{I(A)} &= \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 30^\circ) \\ \sum M_{I(B)} &= \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 30^\circ). \end{aligned}$$

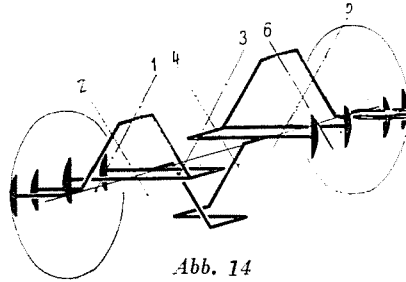


Abb. 14

Hier gilt aber der Zusammenhang $\alpha_2 = \alpha_1 + 120^\circ$, denn wenn die 1. Kurbel im oberen Totpunkt ist, ist die 2. Kurbel über ihren oberen Totpunkt schon um 120° hinausgelangt.

Nach Substitution hat man

$$\sum M_{I(B)} = \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 150^\circ).$$

Durch vektorielle Summierung errechnet sich das Kippmoment der resultierenden Kräfte I. Ordnung zu

$$\sum M_1 = \sqrt{\sum M_{I(A)}^2 + \sum M_{I(B)}^2 - 2 \sum M_{I(A)} \cdot \sum M_{I(B)} \cdot \cos 120^\circ}.$$

Nach Substitution und Durchrechnung hat man

$$\sum M_1 = \frac{3}{2} P_1 a.$$

Die Richtung des Momentenvektors wird auf Grund der Abb. 16 aus $OAB \triangle$ berechnet:

$$\begin{aligned} \frac{-\sum M_{I(B)}}{\sum M_1} &= \frac{\sin \varphi_1}{\sin 60^\circ}, \\ \sin \varphi_1 &= \frac{-\sin 60^\circ \cdot \sqrt{3} P_1 a \cdot \cos(\alpha_1 + 150^\circ)}{\frac{3}{2} P_1 a}. \end{aligned}$$

Hieraus wird $\varphi_1 = \alpha_1 + 60^\circ$, was bedeutet, daß die Resultierende der Massenkräfte der Ordnung I in der Lage $\alpha_1 = 0$ in Richtung der senkrechten Mittellinie des Winkels der beiden Zylinderreihen nach oben zeigt und mit α_1 zusammen rotiert.

Da das Kippmoment der rotierenden Massenkräfte und das der Massenkräfte I. Ordnung ständig gleich gerichtet ist und mit der Hauptwelle zusammen rotiert, sind die Momente I. Ordnung zusammen mit den rotierenden Momenten durch Gegengewichte auf die in Abb. 14 dargestellte Weise auszugleichen.

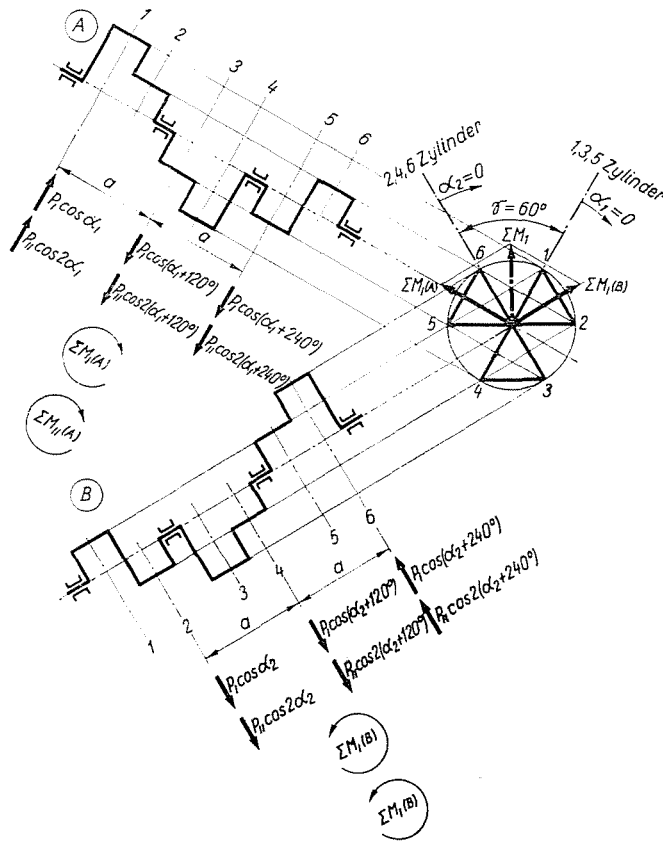


Abb. 15

Die Resultierende der *Kippmomente der Kräfte II. Ordnung* errechnet sich auf Grund der Abb. 15 in den Ebenen A und B zu

$$\Sigma M_{II(A)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 - 30^\circ) \text{ und}$$

$$\Sigma M_{II(B)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_2 - 30^\circ).$$

Da $\alpha_2 = \alpha_1 + 120^\circ$, wird

$$\Sigma M_{II(B)} = \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 + 210^\circ).$$

Für das resultierende Kippmoment gilt

$$\Sigma M_{II} = \sqrt{\Sigma M_{II(A)}^2 + \Sigma M_{II(B)}^2 - 2 \Sigma M_{II(A)} \cdot \Sigma M_{II(B)} \cdot \cos 120^\circ},$$

und nach Durchrechnung

$$\Sigma M_{II} = \frac{3}{2} P_{II} a.$$

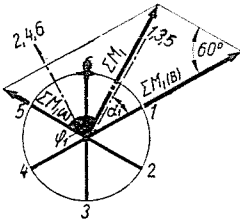


Abb. 16

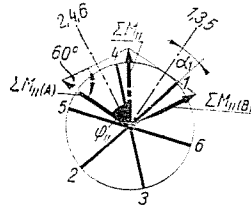


Abb. 17

Die Richtung des Kippmoments der Kräfte II. Ordnung ist auf Grund der Abb. 17

$$\frac{-\Sigma M_{II(B)}}{\Sigma M_{II}} = \frac{\sin \varphi_{II}}{\sin 60^\circ},$$

woraus

$$\sin \varphi_{II} = \frac{-\sin 60^\circ \sqrt{3} P_{II} a \cdot \cos(2\alpha_1 + 210^\circ)}{\frac{3}{2} P_{II} a}$$

und schließlich

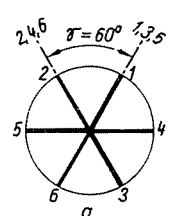
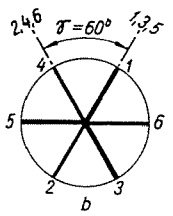
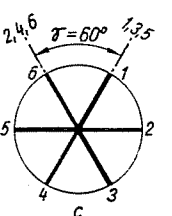
$$\varphi_{II} = 60^\circ - 2\alpha_1,$$

was eigentlich bedeutet, daß in dem Augenblick, in dem $\alpha_1=0$, das Moment II. Ordnung nach oben zeigt und in entgegengesetztem Sinne zur Kurbelwelle mit einer Winkelgeschwindigkeit 2ω rotiert.

Das beschriebene System ermöglicht es, nicht nur den Massenausgleich von Sechszylinder-V-Motoren mit dem Zylinderwinkel von 60° , sondern auch den der Sechszylinder-V-Motoren mit beliebigem Zylinderwinkel γ zu prüfen. In solchen Fällen muß das Kippmoment der Massenkräfte I. und II. Ordnung in einem Koordinatensystem mit dem Winkel γ berechnet werden.

In der hier folgenden Tabelle sind die in der vorliegenden Arbeit berechneten Resultate gesondert für drei Bauarten des Kurbelgetriebes zusammengefaßt.

Zusammenfassende Tabelle für Viertakt-V6-Kurbelgetriebe mit dem Zylinderwinkel 60°

1. Zeichen des Getriebes	a	b	c
2. Kurbelstern			
3. Zündfolge	1-6-3-2-5-4	1-2-3-4-5-6	1-4-3-6-5-2
4. ΣP_r	0	0	0
5. ΣP_I	0	0	0
6. ΣP_{II}	0	0	0
7. ΣM_r	$3 P_r a$	0	$3 P_r a$
8. Mit dem eingeschlossenen Winkel $\alpha_1 = 0$ von ΣM_r im Falle $\alpha_1 = 0$	-90°	—	-30°
9. Winkelgeschwindigkeit von ΣM_r	ω^*	—	ω
10. Der Wert von ΣM_I	$\pm 3 P_I a$	$\frac{3}{2} P_I a$	$\frac{3}{2} P_I a$
11. Der Charakter von ΣM_I	in einer Ebene bewegt	rotierend	rotierend
12. Die Ebene von ΣM_I	waagrecht (x)	—	—
13. Mit eingeschlossenem Winkel $\alpha_1 = 0$ von ΣM_I im Falle $\alpha_1 = 0$	—	-90°	-30°
14. Winkelgeschwindigkeit von ΣM_I	—	$-\omega$	ω
15. Der Wert von ΣM_{II}	$\pm 3 P_{II} a$	$\frac{3}{2} P_{II} a$	$\frac{3}{2} P_{II} a$
16. Der Charakter von ΣM_{II}	in einer Ebene bewegt	rotierend	rotierend
17. Die Ebene von ΣM_{II}	waagrecht (x)	—	—
18. Mit eingeschlossenem Winkel $\alpha_1 = 0$ von ΣM_{II} im Falle $\alpha_1 = 0$	—	-90°	-30°
19. Winkelgeschwindigkeit von ΣM_{II}	—	2ω	-2ω
20. Ausgleichbare Momente ohne Hilfswelle	rotierend	rotierend	rotierend + I. Ordnung

* Die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle.

Zusammenfassung

Der Aufsatz faßt die Berechnung des Massenausgleichs bei nicht herkömmlichen Sechszylinder-Viertakt-V-Motoren mit dem Zylinderwinkel von 60° in ein einheitliches System zusammen. Die ausgearbeitete Methode eignet sich auch zur Berechnung des Massenausgleichs der im Aufsatz nicht erörterten Vierzylinder-V-Motoren mit vier Kurbeln und für V-Motoren mit sechs Kurbeln und mit einem von 60° abweichenden Zylinderwinkel.

Schrifttum

- BENSINGER, W. D.—MEIER, A.: Kolben, Pleuel und Kurbelwelle bei schnellaufenden Verbrennungsmotoren. Berlin, 1961.
JUREK, A.: Belsőégésű motorok. (Verbrennungsmotoren.) Budapest, 1961.
NEUGEBAUER, G. H.: Kräfte in den Triebwerken schnellaufender Kolbenkraftmaschinen. Berlin, 1952.
Ford V-six models. Automobile Engineer. May 1966. 164—172.

István EMŐD, Budapest XI., Sztoczek u. 2—4. Ungarn