

О расположении кривошипов в пятицилиндровом двигателе.

При обычном расположении цилиндров, при нечетном числе их, трехцилиндровая конструкция является самой распространенной. Из других наиболее распространенной тенденцией к распространению обладает пятицилиндровая конструкция; двигатели 7-ми и 9-ти цилиндровые встречаются уже в единичных случаях. Существование 5-ти цилиндрового двигателя можно оправдать в главном двумя причинами. Во-первых, когда при нормализованном цилиндре завод получает различные единичные мощности, меняя число цилиндров, тогда в ряду числа цилиндров 3, 4, 5, 6 число 5 является столь же логическим, как и все остальные (двигатели De La Vergne). Затем, при часто встречающихся спорах о преимуществах установок 4-х и 6-ти цилиндровых двигателей, применение 5-ти цилиндровой конструкции несомненно в некоторых случаях может дать правильный компромисс. Отличия 5-ти цилиндрового двигателя от своих ближайших соседей основаны почти целиком на особенностях строения его вала.

В настоящей статье и рассматриваются эти особенности по отношению их к уравновешенности и равномерности хода двигателя.

Основные уравнения и общие условия расположения масс.

Располагая массы в 5-ти цилиндровом дв-ле, мы будем стремиться получить: наиболее равномерный крутящий момент, наибольшую уравновешенность и наиболее простое конструктивное выполнение двигателя в целом. Будем считать, как обычно делается, что колебания в величине крутящего момента будут минимум при равномерном чередовании вспышек в цилиндрах дв-ля. Расположение кривошипов, удовлетворяющее этому условию, дано на чертеже 1-ом слева. Углы между соседними кривошипами одинаковы и равны 72° .

Для двухтактного двигателя вспышки чередуются через 72° , а для четырехтактного через $\frac{720}{5} = 144^\circ$.

Это расположение кривошипов в плоскости движения их и примем для дальнейшего неизменным. Расположение цилиндров вдоль оси вала, считаем, должно быть таким, чтобы при заданной как-либо неуравновешенности цилиндры и промежуточные звенья, подшипники и проч. либо были бы совершенно одинаковы, либо, если будут различия, одинаковые элементы совершенно симметрично располагались бы относительно плоскости, проходящей через ось среднего цилиндра перпендикулярно оси вала. Будем считать, что массы отдельных поршней могут быть и разными, хотя, конечно, по условию они будут расположены симметрично относительно середины двигателя. При уравновешивании будем прежде всего стараться расположить массы так, чтобы не было сил и моментов первого порядка. Так как силы и моменты первого порядка, все же, можно уравновесить противовесами, сделаем и проверку: не выгодно ли будет подобрать расположение кривошипов с самоуравновешенными силами и моментами второго порядка, которые обычному уравновешиванию противовесами не поддаются.

Общие уравнения для неуравновешенных сил и моментов, возникающих от движения масс поршня, пишутся так¹⁾ (если будем считать, что радиусы кривошипов одинаковы, а массы приведенные к поршневым пальцам могут быть разными):

¹⁾ А. Квасников. «Определение неуравновешенности поршневых машин» 1923.
известия ст. т. 48 (II). вып. 4.

$$X = r \omega^2 \sum A_n \cos n \theta \sum m \cos n \alpha \quad (1)$$

$$M_y = r \omega^2 \sum A_n [\cos n \theta \sum m z \cos n \alpha - \sin n \theta \sum m z \sin n \alpha] \quad (2)$$

Здесь X свободная сила по оси X -ов, совпадающей с осью среднего цилиндра.

M_y свободный момент, вращающий двигатель вокруг оси y -ов.
 r радиус кривошипа.

m масса приведенная к поршневому пальцу.

ω угловая скорость вращения вала.

θ угол поворота первого кривошипа (независимая переменная).

α угол между первым и произвольным другим кривошипом.

n число, обозначающее порядок свободной силы или момента.

A_n порядковый коэффициент, который в выражении величины силы первого порядка равен 1, а для второго порядка равен:

$$A_2 = \mu + \frac{1}{4} \mu^3 + \frac{5}{128} \mu^5 + \dots$$

где μ представляет собою отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна.

Если рассматривать силы и моменты только первого и второго порядков, пренебрегая остальными вследствие их незначительности по величине, то выражения (1) и (2) можно переписать так:

$$X = r \omega^2 \cos \theta \sum m \cos \alpha + A_2 r \omega^2 \cos 2 \theta \sum m \cos 2 \alpha \quad (1-a)$$

$$M_y = r \omega^2 [\cos \theta \sum m z \cos \alpha - \sin \theta \sum m z \sin \alpha] + \\ + A_2 r \omega^2 [\cos 2 \theta \sum m z \cos 2 \alpha - \sin 2 \theta \sum m z \sin 2 \alpha] \quad (2-a)$$

Знак Σ суммирует члены по пяти кривошипам. Условия самоуравновешивания свободных сил обоих порядков можно выразить как:

$$\Sigma m \sin \alpha = 0, \quad \Sigma m \cos \alpha = 0; \quad (3)$$

$$\Sigma m \sin 2 \alpha = 0, \quad \Sigma m \cos 2 \alpha = 0; \quad (4)$$

и для моментов:

$$\Sigma m z \sin \alpha = 0, \quad \Sigma m z \cos \alpha = 0; \quad (5)$$

$$\Sigma m z \sin 2 \alpha = 0, \quad \Sigma m z \cos 2 \alpha = 0; \quad (6)$$

Свободные силы и моменты первого порядка отсутствуют.

Разберем вначале случай, когда массы поршней одинаковы.

Тогда для исчезновения сил первого порядка нужно выполнить по (3) условие:

$$\Sigma \sin \alpha = 0, \quad \Sigma \cos \alpha = 0; \quad (3-a)$$

Для расположения кривошипов по чертежу 2-му эти условия выполняются. При одинаковых углах между соседними кривошипами порядок наибольшей существующей свободной силы всегда оказывается четным и по числу в два раза большим числа кривошипов. Для пяти кривошипов получим поэтому свободные силы только 10-го порядка. Чтобы момент первого порядка исчез, необходимо выполнить условия.

$$\Sigma z \sin \alpha = 0, \quad \Sigma z \cos \alpha = 0; \quad (5-a)$$

Образуем теперь сумму $\Sigma z \cos \alpha$ считая, что 1-й кривошип находится по середине двигателя и таким образом $Z_1 = 0$.

$$\Sigma z \cos \alpha = Z_2 \cos 72^\circ + Z_3 \cos 144^\circ + Z_4 \cos 216^\circ + Z_5 \cos 288^\circ = 0.$$

Но

$$\cos 144^\circ = \cos 216^\circ = -\cos 36^\circ; \quad \cos 288^\circ = \cos 72^\circ,$$

поэтому

$$\Sigma z \cos \alpha = (Z_2 + Z_5) \cos 72^\circ - (Z_3 + Z_4) \cos 36^\circ = 0$$

или:

$$(Z_4 + Z_5) = (Z_2 + Z_4) \frac{\cos 36^\circ}{\cos 72^\circ}; \quad (7)$$

для $\Sigma z \sin \alpha = 0$ получим,

$$Z_2 - Z_5 = (Z_4 - Z_3) \frac{\sin 36^\circ}{\sin 72^\circ}. \quad (8)$$

Сложив соответственные части равенств (7) и (8), а затем вычтя—, получим такие равенства:

$$Z_2 = Z_3 + 1,618 Z_4,$$

$$Z_5 = 1,618 Z_3 + Z_4.$$

Из этих равенств убеждаемся, что условие симметричности расположения кривошипов будет соблюдено при равенстве абсолютных величин Z_2 и Z_5 , т. е., например, при $(Z_2) = (-Z_5)$, из чего вытекает $(Z_4) = (-Z_3)$.

Если положить Z_2 отрицательным, т. е. расположенным справа от 1-го кривошипа, а не слева, как это только-что было, то получим расположение зеркальное или симметричное первому, т. е. по сути дела тоже самое. Положив $Z_3 = 1$ получим

$$Z_2 = Z_3 + 1,618 Z_4; \quad Z_2 = -Z_4 + 1,618 Z_4,$$

откуда

$$Z_4 = 1,618 Z_2. \quad (9)$$

Найденное расположение кривошипов дано на чертеже 1-ом. По чертежу видим, что двигатель получается несколько длиннее нежели в обычном случае, когда расстояние между осями крайних цилиндров равно $(i - 1) a$, где « a » нормальное расстояние между цилиндрами, а « i » число цилиндров. По чертежу 2-му замечаем, что расстояние между крайними цилиндрами получается больше обычного в $\frac{5,236}{4} = 1,309 = \approx 1,31$ раза.

Найдем теперь величину момента 2-го порядка.

$$M_2 = A_2 m r \omega^2 [\cos 2 \theta \Sigma z \cos 2 \alpha - \sin 2 \theta \Sigma z \sin 2 \alpha].$$

Расположение векторов необходимых для нахождения соответственных синусов и косинусов изображено на чертеже 3:

$$\Sigma z \cos 2 \alpha = 0$$

$$\Sigma z \sin 2 \alpha = a [2,618 \sin 72^\circ + 1,618 \sin 144^\circ + 1,618 \sin 144^\circ + 2,618 \sin 72^\circ] = 6,88a$$

После этого получим следующее выражение для момента второго порядка

$$M_2 = 6,88 A_2 a m r \omega^2 \sin 2 \theta \quad (10)$$

Расстояния между цилиндрами можно сделать и одинаковыми, но в таком случае необходимо будет сделать массы поршней разными. Для уничтожения свободного момента первого порядка необходимо соблюсти условия (5).

$$\sum m z \sin \alpha = 0, \quad \sum m z \cos \alpha = 0, \quad (5)$$

и для уничтожения свободных сил первого порядка нужно, чтобы

$$\sum m \cos \alpha = 0, \quad \sum m \sin \alpha = 0; \quad (3)$$

производя рассуждения подобные предыдущим, можно получить такое условие самоуравновешивания моментов первого порядка:

$$m_4 Z_4 = 1,618 m_2 Z_2, \quad (9-a)$$

причем

$$m_2 Z_2 = -m_5 Z_5 \quad \text{и} \quad m_4 Z_4 = -m_3 Z_3.$$

Так как и свободные силы должны отсутствовать, необходимо удовлетворить условиям, выраженным в равенствах (3).

Первое равенство всегда может быть удовлетворено выбором величины m_4 .

Второе дает:

$$m_2 - m_5 = (m_4 - m_3) \frac{\sin 36^\circ}{\sin 72^\circ}.$$

При симметричном расположении масс очевидно будет:

$$m_2 = m_5 \quad \text{и} \quad m_4 = m_3.$$

Из равенства $m_2 Z_2 = -m_5 Z_5$ находим, что $Z_2 = -Z_5$ и полагая, что $Z_2 < Z_4$ получаем (случай $Z_2 > Z_4$ отбрасываем, т. к. он дает значительно худшую уравновешенность) в абсолютных величинах:

$$Z_4 = Z_3 = 2 Z_2 = 2 Z_5.$$

По условию (9-a) находим, что $m_2 = 1,236 m_4$. Расположение отдельных масс для этого случая изображено на чертеже 4. Массу первого поршня нужно выбрать так, чтобы $\sum m \cos \alpha$ равнялась нулю. На чертеже 5 слева дана диаграмма векторов, по проекциям которых определяются слагаемые $m \sin \alpha$ и $m \cos \alpha$. Из чертежа видно, что $\sum m \sin \alpha = 0$ и на сумму эту величина массы 1-го поршня влияния не оказывает, т. к. $\sin \alpha_1 = 0$. По чертежу заключаем, что для $\sum m \cos \alpha = 0$ необходимо иметь:

$$m_1 \cos 0 = 2 \cos 36^\circ - 2 \cdot 1,236 \cos 72^\circ,$$

или: $m_1 = 0,854$, если $m_4 = m_3 = 1$.

Таким образом, двигатель не будет иметь свободных моментов и сил первого порядка при равных расстояниях между цилиндрами, если только (черт. 5 справа)

$$m_3 = m_4 = 1,17 m_1 \quad \text{и} \quad m_2 = m_5 = 1,446 m_1.$$

Найдем теперь величины сил и моментов 2-го порядка.

На черт. 6 представлено положение векторов для определения слагаемых

$$m \sin 2\alpha \quad \text{и} \quad m \cos 2\alpha.$$

По чертежу непосредственно видим, что

$$\sum m \sin 2\alpha = 0,$$

$$\sum m \cos 2\alpha = m_1 + 2 \cdot 1,17 \cos 72^\circ - 2 \cdot 1,446 \cos 36^\circ = -0,618 m_1.$$

Таким образом, будем иметь свободную силу второго порядка, меняющуюся по закону

$$X_2 = -0,618 A_2 m r \omega^2 \cos 2\theta, \quad (10)$$

где m —масса малого поршня; будем считать эту массу нормальной; т. е. в цилиндре первом поршень будет нормальным, а в остальных поршни будут утяжелены. Величину нормальной массы будем и в дальнейшем обозначать буквой m без значков.

Для определения величин моментов 2-го порядка составляем схему расположения векторов mZ . На черт. 7 даны величины их. Т. е. Z_2 и Z_3 отрицательны, то перемещаем векторы 3 и 5 в противоположные квадранты, где знаки у проекций векторов переменятся. По полученному таким образом чертежу 8 заключаем, что

$$\sum m z \cos 2\alpha = 0 \text{ и } \sum m z \sin 2\alpha = 6,15 a m,$$

после чего

$$M_2 = -6,15 A_2 a m r \omega^2 \sin 2\theta \quad (11)$$

Свободные силы и моменты второго порядка отсутствуют.

Будем вначале полагать, что массы отдельных поршней одинаковы. В таком случае, мы уже знаем по предыдущему, силы всех порядков до 10-го уничтожаются. Чтобы исчез момент 2-го порядка, нужно выполнить условия:

$$\sum z \cos 2\alpha = 0 \text{ и } \sum z \sin 2\alpha = 0.$$

Составим эти суммы:

$$\sum z \cos 2\alpha = Z_2 \cos 144^\circ + Z_3 \cos 288^\circ + Z_4 \cos 432^\circ + Z_5 \cos 572^\circ = 0;$$

отсюда

$$Z_3 + Z_4 = (Z_2 + Z_5) \frac{\cos 36^\circ}{\cos 72^\circ} \quad (12)$$

$$\sum z \sin 2\alpha = Z_2 \sin 36^\circ - Z_3 \sin 72^\circ + Z_4 \sin 72^\circ - Z_5 \sin 36^\circ = 0$$

и

$$Z_3 - Z_4 = (Z_2 - Z_5) \frac{\sin 36^\circ}{\sin 72^\circ} \quad (13)$$

При симметричном расположении очевидно, что по (12) и (13)

$$Z_3 = -Z_4 \text{ и } Z_2 = -Z_5,$$

т. е. Z_3 и Z_2 положительны и равны по абсолютной величине соответственно Z_4 и Z_5 . Из условия (13) получаем:

$$Z_2 = 1,618 Z_3. \quad (14)$$

Расположение кривошипов представлено на черт. 9.

Для нахождения моментов первого порядка составляем диаграмму векторов, черт. 10.

По расположению векторов видим, что

$$\sum z \cos \alpha = 0$$

и

$$\sum Z \sin \alpha = 2a(1,618 \sin 36^\circ + 2,618 \sin 72^\circ) = 6,88 a.$$

По этому свободный момент будет меняться по закону:

$$M_1 = 6,88 a m r \omega^2 \sin \theta. \quad (15)$$

Считая, что половина будет уравновешена противовесами или, что тоже, переведена в горизонтальную плоскость, все же получаем, что в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут действовать моменты достигающие максимальной величины $3,441 a m r \omega^2$.

К этому нужно прибавить, что центробежные силы вращающихся масс кривошипа тоже будут создавать момент, который может быть целиком уравновешен противовесами. По этому противовесами уравновешивается момент:

$$3,441 a m r \omega^2 + 6,882 a m_b r \omega^2 = 3,441 a r \omega^2 (m + 2m_b),$$

где за m_b нужно считать величину массы, приведенной к пальцу кривошипа.

Назначая между цилиндрами одинаковые расстояния и пользуясь рассуждениями приведенными раньше, получаем расположение масс и величины их по черт. 11. Массу m_1 нужно выбрать так, чтобы силы 2-го порядка исчезли. На черт. 12 дано расположение векторов для сил 2-го порядка, когда эти силы уничтожаются. Силы первого порядка существовать будут. Расположение векторов для них дано на черт. 13. Чертеж 13 совершенно сходен с черт. 6. По этому и здесь $\Sigma m \cos \alpha = -0,618 m$. Т. о. сила 1-го порядка будет иметь величину

$$X_1 = -0,618 m r \omega^2 \cos \theta, \quad (16)$$

где m величина массы нормального поршня.

Если уравновесить половину этой силы, то неуравновешенной останется свободная сила 1-го порядка при максимуме равном $0,309 m r \omega^2$. В отношении моментов 1-го порядка, черт. 10, данный для расположения векторов, можно считать справедливым и для нашего случая с той разницей только, что величины векторов будут равны 1,446 и 2,34, т. е. в 1,12 раз менее указанных на черт. 10. Т. о. M_1 будет в 1,12 раз менее вычисляемого по уравнению (15)

$$M_1 = -6,15 a m r \omega^2 \sin \theta. \quad (17)$$

Опять, считая, что половину момента можно уравновесить противовесами, будем иметь неуравновешенный момент $3,075 a m r \omega^2 \sin \theta$.

Противовесы, также как и в предыдущем случае, должны уравновешивать и момент, создаваемый вращающимися массами m_b . Поэтому момент создаваемый противовесами равен:

$$3,075 a m r \omega^2 + 6,15 a m_b r \omega^2 = 3,075 a r \omega^2 [m + 2m_b].$$

Одинаковые m и a .

Если в расположении по черт. 4 сделать массы одинаковыми, то уравновешенность несколько изменится, так как силы второго порядка пропадут, но появятся моменты первого порядка. По расположению векторов (черт. 14) видим, что

$$\Sigma z \cos \alpha = 0 \text{ и } \Sigma z \sin \alpha = -0,45a.$$

Поэтому

$$M_1 = 0,45a m r \omega^2 \sin \theta. \quad (18)$$

Диаграмма векторов M_2 дана на чер. 15. Из нее:

$$\Sigma z \sin 2\alpha = 4,98a.$$

Отсюда

$$M_2 = -4,98 A_2 a m r \omega^2 \sin 2\theta. \quad (19)$$

Полный момент будет иметь величину:

$$M = a m r \omega^2 [0,45 \sin \theta - 4,98 A_2 \sin 2\theta].$$

И при $A_2 = 0,225 \left[\mu = \frac{1}{4,5} \right]$

$$M = a m r \omega^2 [0,45 \sin \theta - 1,12 \sin 2 \theta]. \quad (20)$$

Находя обычным путем M_{\max} , убеждаемся, что наибольших абсолютных величин момент будет достигать при $\theta_1 = 40^\circ 30'$ и $\theta_2 = 131^\circ 20'$, причем

$$M'_1 = -0,815 a m r \omega^2 \text{ и } M''_1 = 1,449 a m r \omega^2.$$

На черт. 16 представлены изменения моментов 1-го и 2-го порядков, а также их сумма.

Массы, которые можно отнести к пальцу кривошипа m_b , также создадут свободный момент, который однако возможно полностью уравновесить противовесами. Если уравновесить этот момент и перевести момент первого порядка в горизонтальную плоскость, то момент создаваемый противовесами должен иметь величину:

$$0,45 a r \omega^2 [m + m_b] \sin \theta.$$

Предположим теперь, что при расположении по черт. 11 массы будут одинаковыми. Как и в только что разобранным случае свободные силы будут отсутствовать и действовать будут моменты 1-го и 2-го порядков.

Определяя момент первого порядка обычным путем получим:

$$M_1 = -4,98 a m r \omega^2 \sin \theta. \quad (21)$$

Расположение векторов M_2 дано на черт. 17, откуда находим, что

$$\sum z \cos 2 \alpha = 0 \text{ и } \sum z \sin 2 \alpha = 0,45 a.$$

Поэтому

$$M_2 = 0,45 A_2 a m r \omega^2 \sin 2 \theta. \quad (22)$$

Аналогично предыдущему находим необходимый момент от противовесов, предполагая, что вследствие большой величины момента первого порядка половина его переводится в горизонтальную плоскость:

$$2,49 a r m \omega^2 + 4,98 a m_b r \omega^2 = 2,49 a r \omega^2 [m + 2m_b].$$

Суммарный момент будет иметь такую величину:

$$M = a m r \omega^2 [0,45 A_2 \sin 2 \theta - 4,98 \sin \theta].$$

Если $A_2 = 0,225$, то максимальную величину момента имеем при $\theta = 92^\circ 25'$, причем значение момента второго порядка ничтожно и

$$M_{\max} = 4,98 a m r \omega^2.$$

Моменты, поглощаемые в раме.

Часть моментов, создаваемых силами инерции, действующими на вал, уравновешивается в материале рамы. Эти моменты не так малы, чтобы на них можно было не обращать внимания. Особенно заметно действие их в легких двигателях, имеющих легкие алюминиевые картеры. Так, один из заметных недостатков 8-ми цилиндрового двигателя заключается в том, что при большой длине картера деформации его под действием изгибающих моментов от сил инерции, или становятся вредными, или заставляют утяжелять картер. Последние выпуски автомобильных 6-ти цилиндровых двигателей также имеют отпечаток подобного влияния затухающих моментов. Этому способствуют и тенденции к увеличению числа оборотов. Стремление создать жесткий картер,

если судить по последним автомобильным выставкам, приводит даже к конструкциям, сильно затрудняющим доступ к движущему механизму и частичный ремонт на месте.

Имея в виду только цели сравнения различных 5-ти цилиндровых двигателей с 4-х цилиндровым, определим величины затухающих моментов, зависящих только от сил инерции масс, связанных с поршнем и действующих в среднем сечении картера. На черт. 18 дана схема расположения кривошипов в 4-х цилиндровом двигателе. Момент, который создают массы поршней 3 и 4, очевидно и будет действовать на раму, изгибая ее в среднем сечении, при предположении, конечно, что сопротивление вала во внимание не принимается. Диаграммы векторов I и II порядка представлены на черт. 19.

Производя сложение векторов и суммируя моменты, получим:

$$M_4 = (a m r \omega^2)_4 [\cos \theta + 2 A_2 \cos 2 \theta].$$

Значек 4 означает принадлежность к 4-х цилиндровому двигателю. Полагая $A_2 = 0,225$ получим максимум величины изгибающего момента.

$$M_4 = 1,45 (a m r \omega^2)_4. \quad (23)$$

Найдем теперь эти моменты для всех разобранных выше 6-ти случаев 5-ти цилиндрового двигателя.

Для 1-го случая (см. таблицу сводку и черт. 2) находим момент сил инерции масс 5 и 3, находящихся по одну сторону от середины двигателя. На черт. 20 представлены диаграммы векторов обоих порядков. Для моментов 1-го порядка находим, что для масс 3 и 5

$$\sum z \sin \alpha = 0 \text{ и } \sum z \cos \alpha = -1,618a,$$

Поэтому

$$M_1 = -1,618a m r \omega^2 \cos \theta.$$

К тому же результату можно прийти и просто складывая геометрически векторы 5 и 3. При суммировании моментов 2-го порядка по диаграмме векторов II заключаем, что моменты, зависящие от $\sum z \sin 2\alpha$, имеют один знак и не уравниваются в раме. Наоборот моменты, зависящие по величине от коэффициента $\sum z \cos 2\alpha$, взаимно уравниваются. Такое заключение можно вывести и непосредственно после получения уравнения 10-го. По черт. 20 $\sum z \cos 2\alpha = -0,5 a$ и т. о. полный затухающий момент будет равен

$$M = a m r \omega^2 [1,618 \cos \theta + 0,5 A_2 \cos 2 \theta]$$

и
$$M_{\max} = 1,73 a m r \omega^2 \quad (24)$$

Действуя аналогично в случае II (черт. 4), получаем:

$$M_{\max} = 1,54 a m r \omega^2 \quad (25)$$

Случай III дает [см. таблицу и черт. 14 и 15]

$$M = a m r \omega^2 [1,309 \cos \theta + 0,191 A_2 \cos 2 \theta],$$

$$M_{\max} = 1,352 a m r \omega^2. \quad (26)$$

Для случая IV (черт. 9)

$$M_{\max} = 0,864 a m r \omega^2 \quad (27)$$

В случае V

$$M_{\max} = 0,772 a m r \omega^2 \quad (28)$$

В случае VI

$$M_{\max} = 0,5 a m r \omega^2 \quad (29)$$

О сравнении свободных сил и моментов.

В таблице сводке данной ниже можно видеть сравнительную характеристику 4-х цилиндрового двигателя и всех выше разобранных 6-ти вариантов расположения кривошипов и поршневых масс 5-ти цилиндровой конструкции. В таблице сравниваются величины свободных сил, выясняется несколько условно действительные свободных моментов и сравниваются затухающие в раме двигателя моменты от сил инерции масс, относимых к поршневому пальцу. При сравнении предполагается, что двигатели имеют:

Одинаковые $\mu = \frac{r}{l}$, т. е. одинаковые отношения длин радиуса кривошипа и шатуна.

Одинаковые отношения хода поршня к его диаметру $\frac{S}{D}$.

Одинаковые средние скорости поршня C_m .

Одинаковые индикаторные диаграммы.

Одинаковые мощности N_i .

Выразим величину $m r \omega^2$ через эти, одинаковые у сравниваемых двигателей данные. При одинаковых расчетных давлениях объем днища поршня, а таким образом и массу его, можно считать прямо пропорциональными кубу диаметра поршня. При подобных поршнях поэтому массы их будут пропорциональны кубу диаметра поршня, т. е. $m = B D^3$, где B коэффициент пропорциональности.

Если Z число цилиндров двигателя, P_i среднее индикаторное давление, r радиус кривошипа, то мощность 4-х тактного двигателя выражается как:

$$N_i = Z \frac{P_i \pi D^2 \cdot 2 r \cdot n}{4 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{P_i C_m}{382} D^2 Z.$$

Тогда отсюда

$$D = \sqrt{\frac{382 N_i}{P_i C_m}} \cdot \sqrt{\frac{1}{Z}}.$$

Величину $r \omega^2$ определим так:

$$r \omega^2 = \frac{\pi^2 C_m^2}{4 r}.$$

После этого

$$m r \omega^2 = \frac{B \pi^2}{2} \cdot \frac{38200 N_i}{P_i} C_m \frac{D}{S} \cdot \frac{1}{Z} = \frac{C}{Z}. \quad (30)$$

В 4-х цилиндровом двигателе с зеркальным расположением кривошипов имеется свободная сила 2-го порядка.

$$X^1 = 4 A_2 m r \omega^2,$$

или

$$X^1 = \frac{4 A_2 C}{Z} = A_2 C.$$

Чтобы иметь возможность подойти к сравнению действий неуравновешенных моментов 5-ти цилиндрового двигателя и свободной силы 4-х цилиндрового, будем определять то плечо, на котором свободная сила 4-х цилиндрового двигателя даст тот же момент, что имеется у 5-ти цилиндрового.

В первой комбинации имеем наибольший момент

$$M_2 = 6,88 A_2 a m r \omega^2 = 6,88 A_2 \cdot a \frac{C}{5}.$$

Обозначив искомое плечо через h_1 получим

$$h_1 = \frac{M_2}{X_1} = 1,374a.$$

Т. о. это плечо немного больше расстояния между соседними цилиндрами в 5-ти цилиндровом двигателе.

Для второй комбинации имеем:

$$\frac{X_2}{X_1} = 0,618 A_2 \quad C_5 : A_2 C = 0,123.$$

Т. о. свободная сила получается во 2-й комбинации всего в 12,3% от свободной силы 4-х цилиндрового двигателя. Для плеча момента будем иметь

$$h_2 = \frac{M_2}{X_1} = 1,23a.$$

Т. о. здесь действие момента будет несколько меньше, нежели в предыдущем случае.

В третьей комбинации имеем:

$$M_{\max} = 1,449 a \text{ мг } \omega^2.$$

Поэтому

$$h_3 = \frac{M}{X_1} = \frac{1,449 a}{5 A_2} = 1,29 a.$$

В четвертой комбинации:

$$h_4 = \frac{6,882 a}{5 A_2} = 6,12 a.$$

При уравнивании половины момента плечо все же получается $3,06 a$ — значительно больше нежели в предыдущих случаях.

Комбинация V имеет свободные силы первого порядка

$$\frac{X_1}{X_1} = \frac{0,618}{5 A_2} = 0,55.$$

Эти силы в два раза меньше свободных сил 4-х цилиндрового двигателя. Для плеча получаем:

$$h_5 = 5,47 a.$$

В шестой комбинации имеем только моменты, причем

$$h_6 = 4,43 a.$$

Вопрос о сравнительной вредности свободных сил и моментов не может быть решен на основании данных только о двигателе. Кроме свойств, т. е. величины и характера изменения, сил и моментов на величину деформаций частей той установки, в которой работает двигатель, влияют и свойства этой установки, как упругой системы, и сочетание этих свойств со свойствами сил и моментов. Поэтому вопрос о поведении установки состоит вообще из 3-х частей.

В первой рассматриваются свойства воздействующих сил, во второй характер свободных колебаний частей установки и вопросы прочности их, и в третьей уже при данных установке и двигателе находятся истинные колебания и напряжения в частях установки.

Вторая и третья часть не входят в задачи настоящей статьи и поэтому остановимся в нескольких словах только на паре частных случаев. На чер. 21

схематически представлена жесткая система с центром тяжести O , в которую входит однажды 4-х цилиндровый двигатель и другой раз 5-ти цилиндровый, имеющий свободный момент. По чертежу ясно, что если $H > h$, то свободный момент, действующий на систему с 4-цилиндровым двигателем, будет больше. В первых 3-х комбинациях плечи настолько невелики, что в тех случаях, когда систему позволительно рассматривать как жесткую, 5-ти цилиндровый двигатель в отношении уравновешенности будет лучшим, т. е. при 4-х цилиндровом двигателе на систему действует и больший момент и еще сила.

На чер. 22 представлено примерно в масштабе расположение свободных сил и моментов двигателя на автомобиле. На схеме автомобиль представляет собою жесткую материальную балку, опертую на две пружинных опоры.

Случай «а» представляет установку 4-х цилиндрового двигателя, а случай «в» годен для первых 3-х комбинаций 5-ти цилиндрового двигателя, когда приведенное плечо мало отличается по своей величине от расстояния между соседними цилиндрами. Колебания рамы автомобиля будут зависеть от характеристики упругих опор, от расположения масс вдоль рамы его (предполагается, что по ширине балки массы расположены равномерно), от положения силы между опорами, от периодов собственных колебаний всей системы и отношения их к периодам колебаний действующих сил и моментов, а также и от величины действующих сил и моментов, о которых можно судить по реакциям на опоры. В отношении последнего и здесь очевидно явное преимущество 5-ти цилиндрового двигателя.

Для сравнения, затухающих в раме моментов, образуем отношения величин этих моментов к моменту 4-х цилиндрового двигателя, вычисляемого по (23). Сначала выразим величину $a \text{ mg } \omega^2$ через общие для всех двигателей величины. По равенству (30)

$$\text{mg } \omega^2 = \frac{C}{Z}.$$

Величину «а» для двигателей близко стоящих друг к другу по числу цилиндров без большой погрешности можно принять прямо пропорциональной диаметру цилиндра; но

$$D = \frac{E}{\sqrt{Z}}.$$

Таким образом

$$a \text{ mg } \omega^2 = \frac{C^1}{\sqrt{Z^3}}.$$

Сравнивая момент (24) для первого случая с моментом 4-х цилиндрового двигателя получим

$$\frac{M}{M_1} = \frac{1,73}{1,45} \sqrt{\frac{4^3}{5^3}} = 0,855.$$

Соответственно для остальных 5-ти случаев получим отношения:

$$0,76: 0,668: 0,427: 0,382: 0,247.$$

Т. о. в отношении уравновешенности наилучшими расположениями являются расположения II и III. Вторая группа с $X_2 = 0$ менее благополучна по уравновешиванию. Если, пользуясь предыдущим методом, определить приведенное плечо свободного момента у равномошного 3-х цилиндрового двигателя, то оно окажется равным $3,6 a$, т. е. меньше нежели у 2-й группы. Уравновешиваемый в раме, или картере, момент можно считать особенно небольшим в последних двух расположениях. Этот момент заметно ниже и у остальных расположений по сравнению с 4-х цилиндровым мотором, но если принять во внимание меньшую высоту картера (или рамы) пятицилиндрового двигателя,

то больших преимуществ здесь у пятицилиндрового двигателя ожидать нельзя. В этом отношении преимущества 5-ти цилиндрового двигателя будут заметнее при сравнении с шестицилиндровой конструкцией. Аналогичный предыдущему вывод приводит к такому выражению для величины затухающего момента в шестицилиндровом двигателе.

$$M = 1,88 a m r w^2.$$

По отношению к моменту (23) это будет $\frac{M}{M_1} = \frac{1,88}{1,45} \sqrt{\frac{4^3}{6^3}} = 0,705.$

В конструкциях II и III моменты немного меньше, но картер определенно жестче. В остальных, кроме первого, расположениях разница в пользу пятицилиндровой конструкции значительно заметнее.

Равномерность хода.

4-х и 5-ти цилиндровые двигатели могут быть сравнены и в отношении равномерности хода.

В основу сравнения ниже приняты такие положения:

Индикаторная мощность двигателей 60 PS_i.

Поршни берутся чугунными и алюминиевыми.

Число оборотов для 4-х цилиндрового двигателя берется 1200 об/мин и 2400 об/мин.

Средние скорости у поршней 5-ти цилиндровых двигателей должны быть такими же как и у 4-цилиндровых, т. е. 6,04 м/с и 9,6 м/с.

Приведенный вес к поршню 4-х цилиндрового двигателя с $n=1200$ равен при чугуне 0,042 кг/см² и при алюминии 0,021 кг/см².

Отношение хода к диаметру у всех двигателей одинаково и равно 1,2.

У всех двигателей μ одинаково и равно 0,25.

Среднее индикаторное давление одинаковое у всех дв-лей принято по одной из существующих диаграмм 5,96 кг/см².

На основании принятого составлена таблица I.

Т А Б Л И Ц А I.

Двигатель	4-х цилиндровый				5-ти цилиндровый			
	Чугун	Ал.	Чугун	Ал.	Чугун	Ал.	Чугун	Ал.
Dmm	126		100		112,8		89,5	
Smm	151		120		135,4		107,5	
n об/мин	1200		2400		1340		2680	
mr ω ² kg	638	319	1015	508	510	255	81,2	40,6

На чертеже 23 дана построенная диаграмма касательных сил для 4-х цилиндрового двигателя при $n=1200$, «А» для случая чугунного поршня и «В» для алюминиевого. Для $n=2400$ соответствующие диаграммы даны на чер. 24. Влияние масс поршней на протекание линий Т в 4-х цилиндровом двигателе громадно. В 5-ти цилиндровом, наоборот, оно крайне ничтожно. На чер. 25

представлена кривая касательных сил, возникающих вследствие сил инерции движущихся поршней в 5-ти цилиндровом двигателе. Весьма мало меняется результат и в том случае, когда поршни неодинакового веса, как это имеется в расположениях II и V. Изменение материала поршней в 5-ти цилиндровом дв-ле тоже не влияет заметно на течение кривой T.

Кривые тангенциальных сил для 5-ти цилиндрового двигателя при $n = 1340$ и $n = 2680$ даны на черт. 26 и 27. Масштабы по осям абсцисс и ординат для всех изображенных кривых T одинаковы. Чтобы найти массу маховика, нужно найти величины избыточных площадей F в kgmt. и затем определить массу из соотношения $F = M \delta v^2$. Принимая для всех случаев одинаковые степени неравномерности хода δ и массы приведенными к точкам, имеющим одинаковые окружные скорости, получим таблицу II.

Т А Б Л И Ц А II.

Двигатель	4-х цилиндровый				5-ти цилиндровый	
	Чугун	Ал.	Чугун	Ал.	Чугун или Алюмин.	
n об/мин	1200		2400		1340	2680
Fmm ²	583	216	1123	449	358	168
M	100	37	192,6	77	59,7	28,8
ΔMz	100	57,4	206	76	76	40

Из таблицы видно, что одномогущный с 4-х цилиндровым 5-ти цилиндровый двигатель имеет вообще меньший маховик при одном и том же δ , причем разница очень заметна при больших скоростях поршня.

Кривые касательных сил T, изображенные на чертежах, представляют собою в некотором масштабе и кривые изменения поперечных свободных моментов, вызывающих ускорение вращающихся масс и т. о. вызывающих и соответствующий момент реакции в опорных лапах двигателя. Определяя разницу между максимальным и минимальным моментами ΔM_z , получим их относительные величины, данные в нижней строке таблицы. Здесь 5-ти цилиндровый двигатель можно считать более уравновешенным, хотя и для 4-х цилиндрового дв-ля можно очень выгодно подобрать вес поршней так, что поперечный свободный момент получится малым.

По таблице, в которой сведены главнейшие результаты полученные выше, замечаем, что введение самоуравновешивания моментов 2-го порядка даже при уравновешивании половины моментов 1-го порядка никаких выгод в отношении уравновешенности двигателя не приносит. Наоборот нужно отметить здесь определенно худшее уравновешивание. Положительным качеством 2-й группы с $X_2 = 0$ можно считать то, что затухающий в материале картера момент от сил инерции не велик. В случае VI, например, он в 4 раза менее нежели у 4-х цилиндрового мотора и почти в 3 раза менее чем у 6-ти цилиндрового. Вторая группа отличается от первой с $X_1 = 0$, и довольно значительно, порядком воспламенений. От этого порядка будет зависеть распределение нагрузок на опоры, а также и величина крутильных колебаний вала. Решение вопросов о крутильных колебаниях вала и о реакциях опор, не рассмотренных в настоящей статье, может оказать существенное влияние на

выбор той или другой группы, если вопрос об уравнивании имеет второстепенное значение. Если следовать высказываемому часто правилу, располагать зажигания в цилиндрах так, чтобы отрезки вала между цилиндрами с соседними зажиганиями были возможно короче и возможно одинаковы между собою, то предпочтение нужно отдать первой группе.

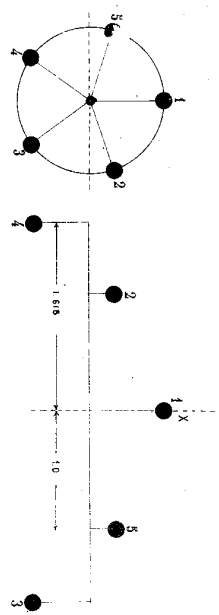
Расположения I и III с удлиненным валом очевидно будут худшими в обеих группах, так как двигатель в этих случаях и менее уравновешен, и тяжелее, и при большей длине вала крутильные колебания его будут заметнее.

Расположения II и III можно считать почти одинаковыми по уравновешенности, но расположение III имеет важное преимущество большей простоты, т. е. поршни здесь одинаковы.

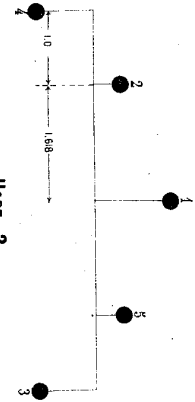
Помимо лучшей уравновешенности 5-ти цилиндрового двигателя (1-ая группа) по сравнению с 4-х цилиндровым, он имеет преимущества и в отношении равномерности хода, особенно заметные при больших скоростях поршня. Несомненно его преимущества и в отношении легкости пуска в ход, что будет существенно важно, например, в судовой машине. Из недостатков можно отметить помимо увеличения числа частей более сложную обработку вала.

Таблица вариантов расположения кривошипов в 5-ти цилиндровом двигателе.

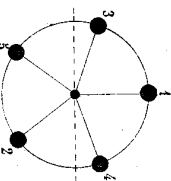
	Расположение кривошипов		Свободных сил			Свобод. продольн. момент		Относит. свободные силы [%]	Приведен. плечо $h = \frac{M}{\Sigma}$	Относит. закружающ. моменты	Расстояние между крайними цилиндр.	Порядок восстановления
			1 ^{го} пор.	2 ^{го} пор.	1 ^{го} пор.	2 ^{го} пор.						
			○	$4,18 \text{ кгм}^2$	○	○	100	—	100	—		
I			○	○	○	$6,88 \frac{1}{2} \text{ кгм}^2$	○	$1,374 \alpha$	85	1,31		
II			○	$0,618 \frac{1}{2} \text{ кгм}^2$	○	$6,15 \frac{1}{2} \text{ кгм}^2$	12,3	$1,23 \alpha$	76	1		
III			○	○	○	$4,98 \frac{1}{2} \text{ кгм}^2$	○	$1,29 \alpha$	67	1		
IV			○	○	○	$6,88 \text{ кгм}^2$	○	$6,12 \alpha$	43	1,31		
V			$0,618 \text{ кгм}^2$	○	○	$6,15 \text{ кгм}^2$	55	$5,47 \alpha$	38	1		
VI			○	○	○	$4,98 \frac{1}{2} \text{ кгм}^2$	○	$4,43 \alpha$	25	1		



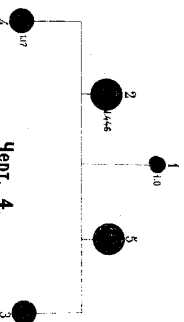
Hepr. 1.



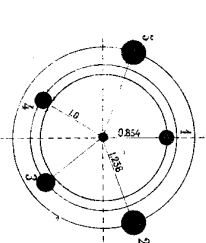
Hepr. 2.



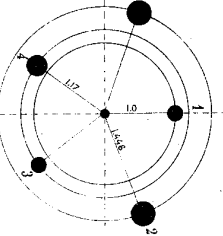
Hepr. 3.



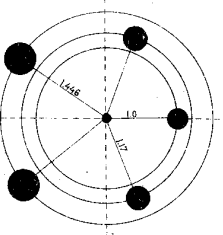
Hepr. 4.



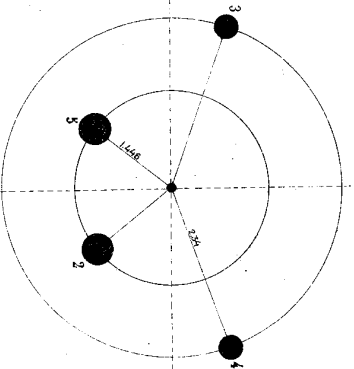
Hepr. 5.



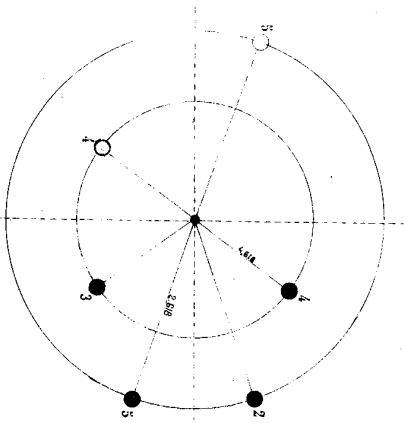
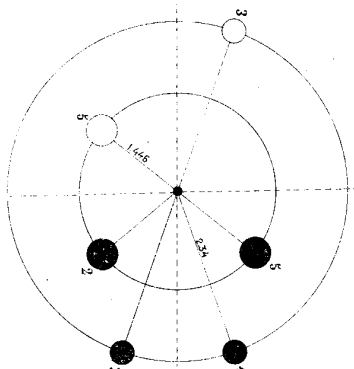
Hepr. 6.



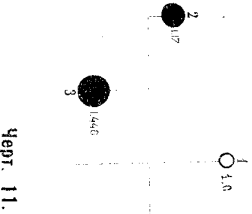
Hepr. 7.



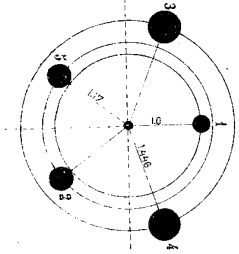
Hepr. 8.



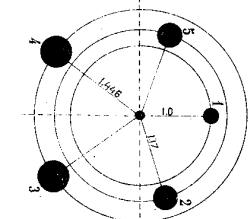
Hepr. 10.



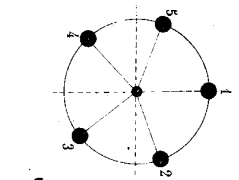
Hepr. 11.



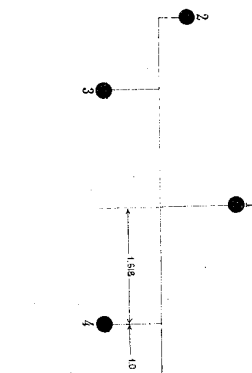
Hepr. 12.



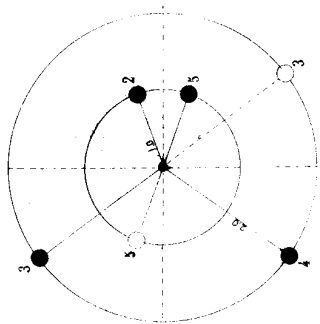
Hepr. 13.



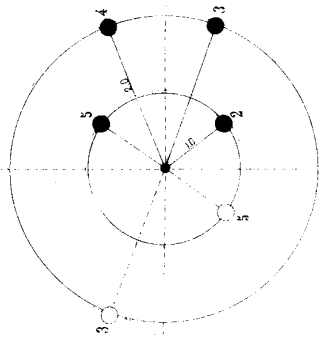
Hepr. 9.



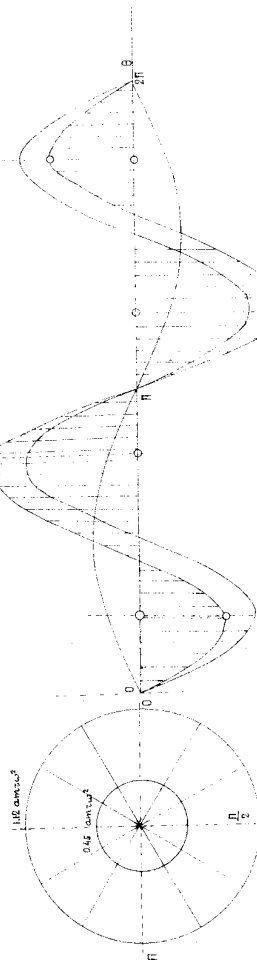
Черт. 14.



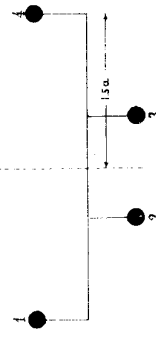
Черт. 15.



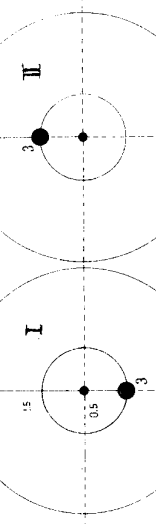
Черт. 16.



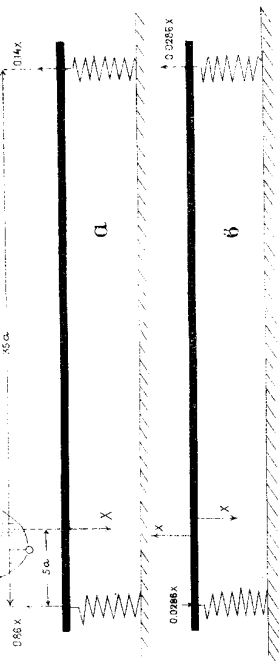
Черт. 18.



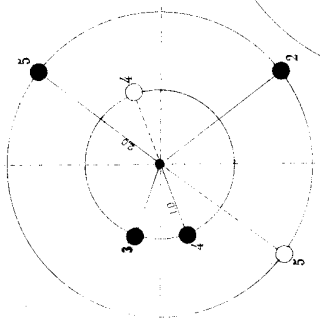
Черт. 19.



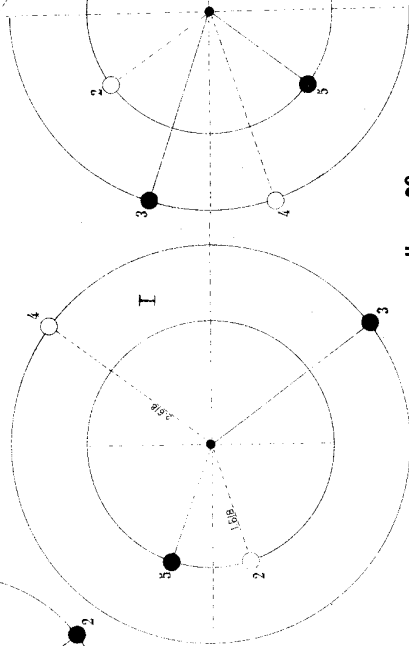
Черт. 22.



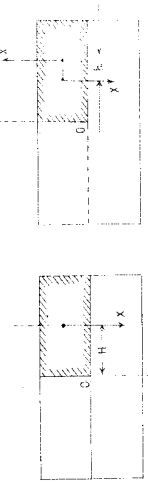
Черт. 17.



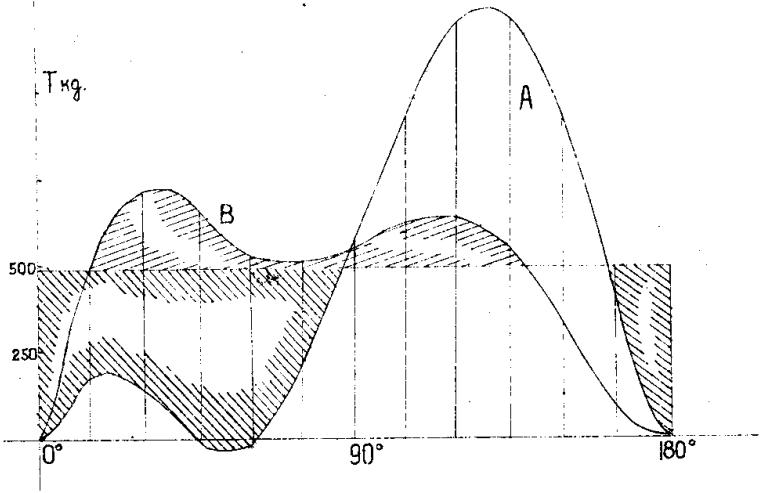
Черт. 20.



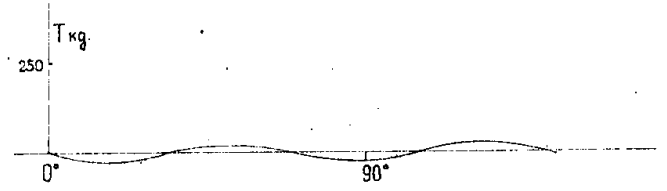
Черт. 21.



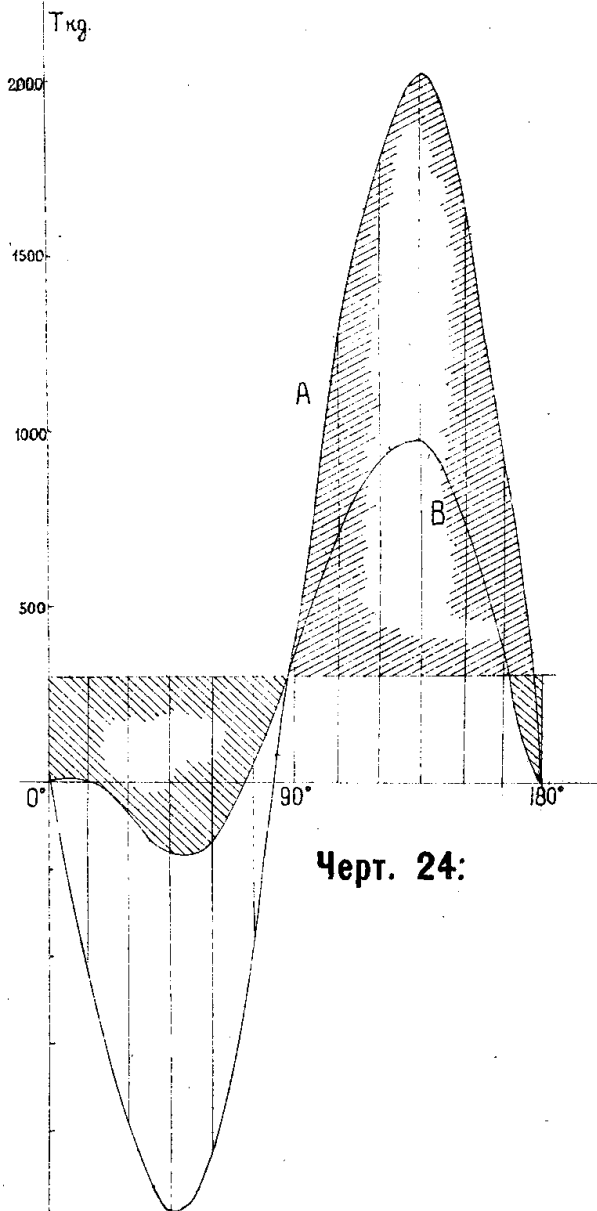
К статье доц. А. В. Квасникова
 „О расположении кривошипов“.



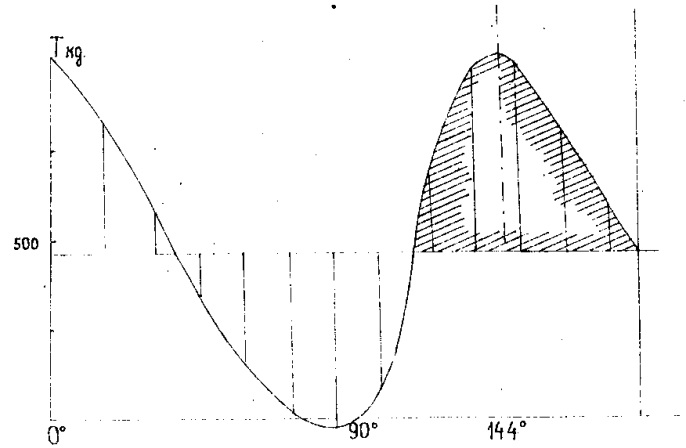
Черт. 23.



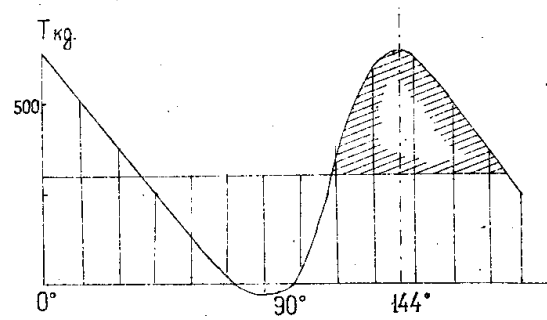
Черт. 25.



Черт. 24:



Черт. 26.



Черт. 27.