



內燃機飛輪

〔苏联〕Ф. П. 伏洛申科著



科學技術出版社

輪 飛 機 燃 內

[苏联] Ф. П. 伏洛申科著

翟 少 仁 譯

科 学 技 術 出 版 社

內 容 提 要

本書提供有关內燃机原理和确定其回轉質量的簡要知識，書內闡述各种飞輪的典型構造，并說明其強度的計算。

本書可供一般有关專业的工程技術人員設計內燃机飞輪的參考。

內 燃 机 飞 輪

Маховики Двигателей внутреннего Сгорания

原 著 者 [苏联] Ф. П. Волошенко

原出版者 Машгиз · 1955 年版

譯 者 翟 少 仁

*

科 学 技 術 出 版 社 出 版

(上海建國西路 336 弄 1 号)

上海市書刊出版業營業許可證出〇七九号

上海新華印刷厂印刷 新華書店上海發行所总經售

*

統一書号: 15119·392

开本 850×1168 耗 1/32 · 印張 1 13/16 · 插頁 1 字數 42,000

一九五六年十月第一版

一九五六年十月第一次印刷 · 印數 1—5,000

定价: (10) 三角六分

前 言

苏联共产党第十九次代表大会通过有关第五个五年计划的決議，对发展国家动力工程方面提出了重大的任务，其中包括要建造小型和中型发电站。

在大多数情况下，活塞式內燃机是最适合于小型和中型裝置的发动机。

除了苏联現有的大量內燃机裝置之外，还要制造新的和改进現有的裝置。

根据苏联共产党中央委员会九月全体會議关于农业的決議，要在国营农場、集体农庄和机器拖拉机站大力发展內燃机裝置。

在內燃机的实际运用上，經常遇到許多有关飞輪的选择与計算的問題，例如：靠增加轉数以加速发动机，調整行程的均匀性，將船用发动机裝置于固定发电站，为无飞輪的发动机选配（或制造）飞輪，在定制或选择发动机时根据发动机的用途而选配飞輪等等。

这些問題也必須在講授設計及毕业設計时对技术学校的学生們講解。

作者对內燃机教程中关于行程均匀性这一題目發揮的材料不多，而对飞輪的計算、設計和选择等問題有較完全的闡述，使能更深入地研究这些問題。

这本书的內容基本上包括：发动机所需回轉質量的确定，飞輪基本尺寸的确定和飞輪强度的計算。書中还說明了飞輪的典型構造，可以作为設計时的原始資料。書后又举有 64 29/43 型发动机飞輪的計算实例。

目 錄

前言	1
作用于曲柄-連杆機構的力	1
曲軸回轉的均勻性	4
发动机回轉質量的确定	11
1. 一般說明	11
2. 帶动并連工作发电机时回轉力矩 GD^2 的确定	16
3. 船用发电机轉子的回轉力矩	16
4. 內燃机回轉力矩的近似确定	17
飞輪基本尺寸的确定	20
飞輪的構造	23
飞輪强度的計算	35
1. 一般說明	35
2. 輪圈	37
3. 輻条	38
4. 輪圈的連接(可拆卸式飞輪)	41
5. 拉紧螺栓	44
6. 紧环	44
飞輪計算举例	46
参考書目	54

作用于曲柄-连杆机构的力

内燃机的每一个气缸在工作时作用于曲柄连杆机构的力,有: 气体对活塞的压力 P_z 、重力 P_g , 以及活动部分的惯性力 P_u , 大气阻力 (P_0) 产生的摩擦力 P_T 。

因为要精确地从理论上求出摩擦力 P_T 是很复杂的, 所以就把它并入被发动机带动的机构的阻力内, 以下都采用这种办法。

上面列举的其余各力构成作用相等的合力 P , 称为运动力; 这种力在筒塞式(无十字头式)发动机上作用于活塞销的中心, 在十字头式发动机上作用于十字头轴的中心。

大家都知道, 作用于活塞上的气体压力 P_z 和运动部分的惯性力 P_u , 其方向与气缸轴线平行, 其大小是可变的, 而 P_g 的方向也是可变的; 重力 P_g 的方向是垂直的 (垂直于地心), 大小和方向都是不变的。

周围大气的阻力在计算时采用: 大小是不变的 ($P_0 = 1$ 大气压), 方向跟作用于活塞上的气体压力的方向相反。

因此, 对于立式发动机来说, 运动力为 (图 1):

$$P = P_z + P_u + P_g - P_0 \quad (1)$$

P 在发动机循环中, 随着 P_z 和 P_u 力的变更而变更。

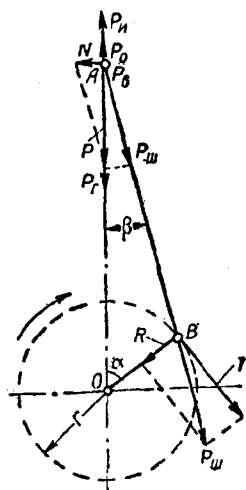


图 1 作用于曲柄-连杆机构的力

当曲軸的曲柄在某一位置时,它轉动的角度为 α (图 1),而連杆跟垂直位置时的偏移角度为 β , 运动力 P 就分解成分力 N 和 P_u :

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta; P_u = \frac{P}{\cos \beta}.$$

沿連杆作用的力 P_u , 也在連杆軸頸的中心产生两个分力, 即切向力 T 和徑向力 R , 等于:

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (2)$$

$$R = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2')$$

切向力 T 作用于曲柄臂 OB (臂長等于曲柄半徑 r), 产生扭力矩 $M_{kp} = T \cdot r$, 使曲軸回轉。

由上面的說明可知, 切向力 T 和扭力矩 $M_{kp} = T \cdot r$ 在发动机的工作循环中是周期地变换着大小和方向, 并与运动力 P 和三角函数 $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ 的变化相适应。

我們知道, 在繪制发动机作用力图解时, 它們通常以 1 平方公分活塞面积所受的力計算 (單位为公斤/公分²), 并用相应的大写字母来表示. 因此根据与式 (1) 和 (2) 相类似的方法可以得出 1 平方公分活塞面积的运动力:

$$P = P_e + P_u + P_e - P_0 \text{ 公斤/公分}^2 \quad (3)$$

1 平方公分活塞面积的切向力:

$$t = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ 公斤/公分}^2. \quad (4)$$

以后, 任何力的“图解”, 如果没有特別說明的話, 都是指的 1 平方公分活塞面积的力的图解。

为了依据式 (4) 在座标 (t, α) 上繪制一个气缸的切向力的图解, 必須在座标 (P, α) 上或者相应的表格上繪出运动力的图解; 表

格是依据式(3)并算出相当于该曲柄-连杆机构的 $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ 函数值,也就是相当于 $\lambda = \frac{r}{l}$ (式中: r ——曲柄半径; l ——连杆长度)的该函数值。

$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ 函数也可以从活塞式发动机, 动力学或内燃机等书籍所列举的表中确定。

由式(3)和(4)得出的数值可记入表内; 表的格式, 式样如下:

α°	P_z	P_u	P_r	P_0	P	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	t
0							
10							
:							
...							
...							

发动机的一只气缸在一次工作循环中切向力变化的概略的性质(图解), 在图 2 (四冲程压燃式发动机) 和图 3 (二冲程压燃式发动机) 表出。在为纵坐标选定比例尺时, 切向力的图解也就是扭矩的图解 (为此, 切向力图解中纵坐标的比例尺要采用切向力与曲柄半径的乘积的比例尺)。

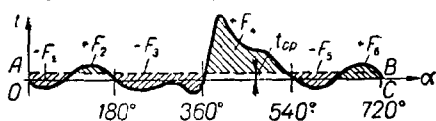


图 2 单气缸四冲程压燃式发动机的切向力图解

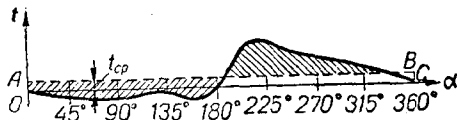


图 3 单气缸二冲程压燃式发动机的切向力图解

应该强调指出: 在多气缸发动机上, 每一气缸的切向力在这一

瞬間是不相同的,因为气缸工作时气缸內有一定的爆发交替次序,这时在結合工作機構的曲柄上个別气缸的瞬間的切向力(也是扭力矩)將相加起来并成为总切向力 $\sum T$ (也相当于总扭力矩)。

中間曲柄上的切向力(以及扭力矩)也是这样精确地加起来的,它們通常称为該曲柄的**主导切向力**(也相当于主导扭力矩),譬如說:“第三曲柄的主导力”(曲柄的讀数从結合工作機構的曲柄HE算起)。

曲軸回轉的均匀性

假設发动机在一定的工作規程时外負荷始終不变,那末,发动机所克服的外扭力矩 $M_{\kappa\beta}^{ex}$ 也將不变, $M_{\kappa\beta}^{ex} = \text{常数} = Q \cdot r$, (參看圖7)。

研究一下发动机在一次循环內所做的功, 当它等于阻力的功时, 得出:

$$L_{\partial e..u} = Q \cdot 2\pi r n' \quad (a)$$

式中 $L_{\partial e..u}$ ——发动机在一次循环內所做的功, 以切向力图解的面积表示;

Q ——加于曲柄上的固定切向力, 以外負荷的常数表示;

r ——曲柄的半徑;

n' ——曲軸在一次发动机循环內的轉数。

由式(a)得出:

$$Q = \frac{L_{\partial e..u}}{2\pi r n'}, \quad (6)$$

但是, 由所得出的式(6)可知, 外負荷 Q 的固定切向力是发动机切向力图解的縱座标平均值, 因为分母 $2\pi r n'$ 就是图解的長度, 因此,

$$Q = T_{cp}. \quad (5)$$

这样一来, 如果用切向力图解的長度来除它的面积, 并得出某

一縱座標平均值 T_{cp} (圖 2, 3), 那末, 作一直線平行于橫座標, 其距離等于 t_{cp} (圖 2, 3 上的 AB 綫), 這一直線就是外負荷 (有效阻力) 的圖解, 而由這一直線、橫座標和兩邊縱座標所構成的長方形 (圖 2 或圖 3 上的 $OABC$), 就是外力 (有效阻力) 在發動機一次循環內所做的功。

我們分析一下一個氣缸的切向力圖解 (圖 2, 3), 就可以確定: 阻力 t_{cp} 的切向力不變時, 發動機的切向力 (圖解的曲綫) 在每一循環內都不斷地對 t_{cp} (對直綫 AB) 改變着大小和方向, 因而, 曲軸的角速度 ω 在發動機一次循環內也不斷地在改變, 當發動機的切向力對 t_{cp} 增大時, 角速度增大, 反之, 角速度也減小。

單氣缸發動機在相同的工作條件下, 曲軸的回轉在四沖程發動機上比在二沖程發動機上更不均勻, 因為發動機在工作沖程時間內所做的功, 除了用來克服同樣的 (條件相同的) 外負荷之外, 四沖程發動機還要完成三個輔助沖程 (進氣、壓縮、排氣); 而二沖程發動機只完成一個輔助沖程 (壓縮、換氣)。

兩沖程單缸發動機的行程比四沖程單缸發動機的更為均勻, 這也可以由它們的切向力圖解 (圖 2, 3) 來得到證明; 從圖解上看出, 切向力曲綫對平均綫 (外負荷) 的變動, 在四沖程發動機上比在二沖程發動機上發生變動的次數來得多。

為使單缸發動機能以所希望的均勻度來進行工作, 需要裝上特种裝置, 以便在發動機的能量過剩時能積聚能量, 而在能量不足時能將積聚的能量放出。這樣的裝置就是固定在發動機曲軸上的飛輪。

當發動機發出的能量過剩時, 飛輪獲得加速度, 並增加其動力 $\frac{m\omega^2}{2}$, 而在能量不足時, 飛輪靠所積聚的動力使曲軸回轉, 而同時減低本身的回轉速度; 飛輪質量愈大時, 則曲軸角速度 ω 的變動將愈小。

曲軸角速變動度的選擇由發動機的用途來決定 (參看表 1)。

情况是这样的：二冲程單缸发动机曲軸的回轉比四冲程單缸发动机来得均匀，因为工作冲程在時間上次数多些（二冲程发动机为每 360° 一个冲程，四冲程发动机为每 720° 一个冲程），这种情况說明，还要用一种方法来取得某种曲軸角速的变动度，那方法就是用多气缸发动机来产生更多的工作冲程。

在多气缸发动机上，各个气缸的所有工作冲程都是在一个发动机工作循环內经过同样的時間发生的，在四冲程发动机上经过曲軸回轉角 $\frac{720^\circ}{i}$ ；而在二冲程发动机上经过回轉角 $\frac{360^\circ}{i}$ 。式中 i 为气缸数。

正如分析总切向力图解（图 6）所指出的，发动机的气缸数愈多，曲軸的回轉愈均匀，而二冲程发动机的又比四冲程发动机的来得好些：图解上对平均綫的偏离随着气缸数和冲程数的增加而减小，并可在短時間內得到减小（必需的飞輪質量也同时减小）。

图 4 和图 5 是五缸二冲程发动机和六缸四冲程发动机的总切

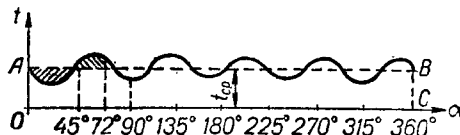


图 4 五缸二冲程压燃式发动机在一个工作循环內的总切向力图解

向力图解的全貌，它說明在发动机每一工作循环內切向力改变的性質。在这些图上，总切向力图解改变的性質，

可完全在一个时期內来确定，例如，图 4 是 $0^\circ \sim 72^\circ$ 范围内，图 5

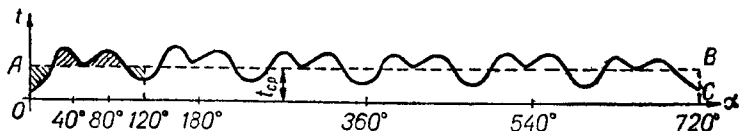


图 5 六缸四冲程压燃式发动机在一个工作循环內的总切向力图解

是在 $0^\circ \sim 120^\circ$ 范围内，也就是在曲軸回轉角的范围内：对二冲程发动机來說， $\alpha = \frac{360^\circ}{i}$ ，而对四冲程发动机來說， $\alpha = \frac{720^\circ}{i}$ ；通常在这一基础上繪出在一个时期內的总切向力图解，如图 6 所示，

这种图解以后还要利用。

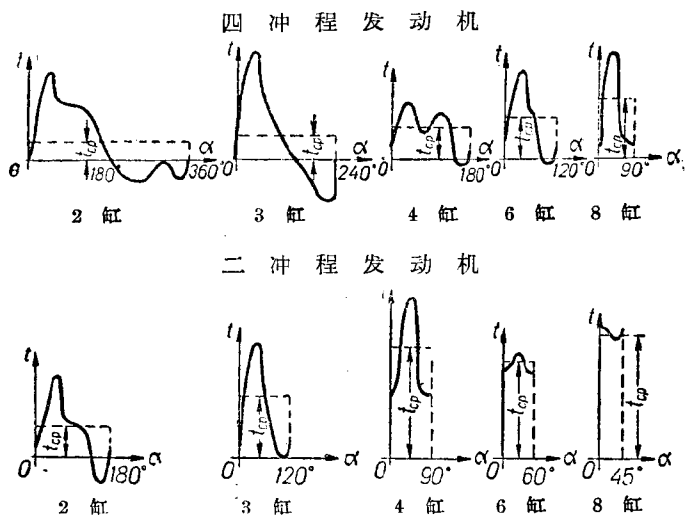


图 6 在一个时期内测量无气喷油的压燃式发动机的总切向力图解

固体繞固定軸回轉运动的方程式，应用于发动机的回轉質量上，为

$$I\varepsilon = \Sigma M \quad (6)$$

式中 I ——发动机全部回轉質量的慣性力矩(使軸回轉的力矩)，
公斤·公分·秒²；

ε ——軸的角加速度，秒⁻²；

ΣM ——引起回轉的全部外力的力矩总和(使軸回轉的各力矩)，公斤·公分。

在內燃机上，外力力矩总和 ΣM ，可由发动机扭力矩 $T \cdot r$ 减去引向軸頸中心的外負荷的固定扭力矩 $Q \cdot r$ (图 7) 来求得：

$$\Sigma M = T \cdot r - Q \cdot r = r(T - Q) \quad (7)$$

已知角加速度为：

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\alpha} \quad (8)$$

式中 ω ——軸的角加速度, 秒⁻¹;

α ——軸的回轉角, 弧度;

t ——時間, 秒,

代入式(6):

$$I\omega \frac{d\omega}{d\alpha} = r(T - Q) \quad (9)$$

設力 T 及 Q 作用于 1 平方公分的活塞面积 (F), 而 $\frac{Q}{F} = t_{cp}$,

代入式(9):

$$I\omega \frac{d\omega}{d\alpha} = rF(t - t_{cp}) \quad (10)$$

由式(9)和(10)可知, 軸的角速度 ω 依据发动机切向力的大小〔正确点說是依据差值($t - t_{cp}$)〕随軸的回轉角 α 而改变, 如图

8, 6 所示。

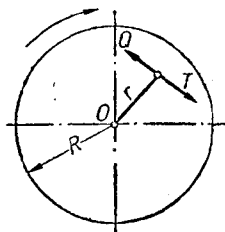


图7 作用于活塞式发动机曲柄上的切向力

分析一下图 8, a 所示的图解, 可知在切向力改变的时期內, 軸的回轉不可能是均匀的, 因为在曲綫低于平均綫 AB 的一段上产生的力——发动机的切向力 T (图 7) 比較固定切向阻力 Q (图 7) 或 t_{cp} (图 8, a) 小些, 在这种情况下, 軸的回轉就发生了减速度。在曲綫高于直綫 AB 的一段上,

冲力大于阻力, 軸的回轉就发生了加速度。这时, 軸的回轉由 A 点 (計算起点) 开始, 回轉愈来愈慢, 在 1 点达到某一最小的角速度。其后由于切向力的增加, 高于阻力, 回轉愈来愈比 1 点加快, 在 2 点——切向力曲綫与阻力直綫相交处 (力的平衡) 而达到某一最大的角速度。其后运动开始减速, 达到某一最小的角速度, 这里曲綫又与阻力直綫相交——在 3 点。后来在 4 点上角速度又增加至新的最大值。余类推。

在一个切向力变换周期內角速度变换曲綫的概略的形状, 表

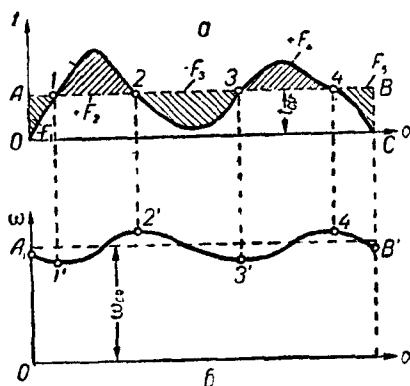


图 8

a—活塞式六缸四冲程压燃发动机总切向力图解的概略的形状(在一个力的变换周期内); б—图 8, a 中軸的回轉的角速度图解。

示在图 8, 6 上。

可設想, 在一个总切向力变换周期内的各最大角速度和最小角速度將成为一个最大值 ω_{MRC} 和一个最小值 ω_{MH} 。因此, 在上述周期内角速度的变动是在从 ω_{MRC} 至 ω_{MH} 的限度内发生, 这时軸的位置在 α_1 (ω_{MH} 时) 和 α_2 (ω_{MRC} 时); 軸的这种位置也与外力所做功的最大变动有关。

軸的角速度的平均值 ω_{cp} (相当于平均切向力), 可以自角速度图解 (在图 8, б 的座标 ω — α 上) 中量得, 但为了简化計算起见, 以及在沒有这种图解的情况下, 可以采用平均角速度

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{\text{MRC}} + \omega_{\text{MH}}}{2} \quad (11)$$

式中 ω_{MRC} 为角速度的最大值, 而 ω_{MH} 为角速度的最小值, 都是在一个发动机切向力变换周期内的。由于角速度曲线各个最大值和最小值相差得不大, 所以这样的设定是可行的。

軸的角速度的变动值对其平均值之比, 称为回轉不均匀度, 用字母 δ 来表示:

$$\delta = \frac{\omega_{\text{MRC}} - \omega_{\text{MH}}}{\omega_{cp}} \quad (12)$$

正如上面已經說过的, 回轉不均匀度是由发动机的用途所决定的。今根据积累的經驗, 將 δ 值列于表 1。

表 1 回轉不均匀度 δ [6]

发 动 机 的 类 型	不均匀度 δ
活塞式发动机——用来带动:	
传动装置(机床的), 泵浦, 压缩机, 锯木机	1/25 ~ 1/40
織布机, 碾磨机	1/40 ~ 1/50
用于紡紗厂	1/60 ~ 1/100
汽車	1/40 ~ 1/50
农业机器	1/10 ~ 1/50
船用发动机(直接作用于推进器)	1/20 ~ 1/50
船用发动机(經电动传动装置作用于推进器)	1/100
有电动传动装置的機車发动机	1/20 ~ 1/100
帶动用发动机:	
直 流 发 电 机 { 皮帶传动	1/70 ~ 1/80
{ 直接連接	1/100 ~ 1/120
{ 直接連接(电車用)	1/250 ~ 1/300
交 流 发 电 机(照明用) { 皮帶传动	1/125 ~ 1/150
{ 直接連接	1/175 ~ 1/200
{ 平行工作	1/250 ~ 1/300

在該回轉不均匀度 δ 的条件下, 由(11)和(12)式可得:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{Мак}} &= \omega_{cp} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) \\ \omega_{\text{Мин}} &= \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

也就是在一个外力变换的周期內, 发动机曲軸回轉的角速度在平均速度上下 $\pm \frac{\delta}{2}$ 值之間变动.

发动机回轉質量的确定

1. 一般說明

已知 $rF = \frac{1}{2} V_s$, (式中 V_s 为活塞行程容积, 公分³), 我們可以將式(10)写成:

$$I\omega \cdot d\omega = \frac{1}{2} V_s (t - t_{cp}) d\alpha \quad (14)$$

式的左方是在无限小的時間內(相当于曲軸以角 $d\alpha$ 作无限小的回轉)发动机回轉部分的动力, 而式的右方則是在同一時間內外力所做功的变换值。

我們已經明确了, 外力所做功的最大变换值是在曲軸自角 α_1 至角 α_2 的回轉时期內发生的, 根据这一点, 当角速度自 $\omega_{\text{мин}}$ 变换至 $\omega_{\text{макс}}$ 的时候就发生回轉質量动力的最大值, 因此, 为了求出这些变换值必須把它們总計起来, 就是在式 (14) 的左方求取自 $\omega_{\text{мин}}$ 限至 $\omega_{\text{макс}}$ 限的积分, 而在式的右方求取自 α_1 限至 α_2 限的积分:

$$\begin{aligned} \int_{\omega_{\text{мин}}}^{\omega_{\text{макс}}} I\omega \cdot d\omega &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{1}{2} V_s (t - t_{cp}) \cdot d\alpha, \\ I \int_{\omega_{\text{мин}}}^{\omega_{\text{макс}}} \omega \cdot d\omega &= \frac{1}{2} V_s \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (t - t_{cp}) d\alpha, \\ I \frac{\omega_{\text{макс}}^2 - \omega_{\text{мин}}^2}{2} &= \frac{1}{2} V_s \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (t - t_{cp}) d\alpha. \end{aligned} \quad (15)$$

根据式(11)和(12)將式 $\frac{\omega_{\text{макс}}^2 - \omega_{\text{мин}}^2}{2}$ 換算如下:

$$\omega_{\text{макс}}^2 - \omega_{\text{мин}}^2 = (\omega_{\text{макс}} + \omega_{\text{мин}})(\omega_{\text{макс}} - \omega_{\text{мин}}),$$

而 $\omega_{\text{макс}} + \omega_{\text{мин}} = 2\omega_{cp}$ 和 $\omega_{\text{макс}} - \omega_{\text{мин}} = \delta\omega_{cp}$,

所以
$$\frac{\omega_{\text{макс}}^2 - \omega_{\text{мин}}^2}{2} = \delta\omega_{cp}^2. \quad (16)$$

以式(16)的 $\delta\omega_{cp}^2$ 代入式(15), 得出:

$$I\omega_{cp}^2\delta = \frac{1}{2}V_s \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (t - t_{cp})d\alpha. \quad (17)$$

从式(17)可以确定 I 或者 δ , 当其余各值为已知数的話.

由式(17)可得:

$$I = \frac{\frac{1}{2}V_s \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (t - t_{cp})d\alpha}{\omega_{cp}^2\delta}. \quad (18)$$

根据式(18)可以給定 δ 而求出发动机各轉动部分引向曲軸頸中心的慣性力矩 I , 但为此需要知道 $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (t - t_{cp}) \cdot d\alpha$ 的积分值. 这一积分乃是在曲軸自 α_1 ($\omega_{\text{мин}}$ 时)至 α_2 ($\omega_{\text{макс}}$ 时)的回轉限度內总切向力图解的面积, 我們分析图 8, a 可以知道, α_1 和 α_2 确定着外力所做功的最大变换周期, 以及相当于此功的回轉質量动力的最大变换值[参看式(17)]. 就这已定积分來說, 为了演算起見, 必須从总切向力图解中求出曲綫与平均綫范围内的最大正值总面积和最大負值总面积. 然后从正值减去負值, 这时并乘以图解的比例尺.

因此, 应用于图 8, a 上为: $-F_1$; $-F_1 + F_2$; $-F_1 + F_2 - F_3$; $-F_1 + F_2 - F_3 + F_4$; $-F_1 + F_2 - F_3 + F_4 - F_5 = 0$ (全部面积的总和永远等于零).

設在这一系列总数中 $(-F_1 + F_2)$ 为最大正值 $F_{\text{макс}}$, 而 $(-F_1 + F_2 - F_3)$ 为最大負值 $F_{\text{мин}}$, 这对从正值减去負值并乘以图解比例尺 m (面积)便得: