

87-175

SJD

0206382

高等学校教学用书

机 車 內 燃 机

下 册

(构造与計算部分)

上海交通大学热力機車教研組

唐山鐵道学院热力機車教研組

北京鐵道学院热力機車教研組

合編



人 民 鐵 道 出 版 社

高等学校教学用书

車 內 燃 机

下 册

(构造与計算部分)

上海交通大学热力機車教研組
唐山鐵道学院热力機車教研組 合編
北京鐵道学院热力機車教研組

人 民 鐵 道 出 版 社

一九六五年·北京

本书經铁道部教材編审委员会推荐为铁路高等学校教学用书,适用于铁道学院热力机车和內燃機車专业。

本书分上下两册出版,下册内容为機車內燃机的构造与計算,其中分析了曲柄连杆机构的各种慣性力及力矩,并提出了它們的平衡及消滅办法;介紹了曲軸、連杆、活塞組、配气机构、机体等零件的构造及設計計算方法;叙述了潤滑、冷却及起動等系統;介紹了几种機車內燃机的总体布置;分析了設計內燃机的有关参数,并介紹了內燃机的設計方法。

本书主編单位:上海交通大学热力機車教研組

参加編写单位:唐山铁道学院热力機車教研組

北京铁道学院热力機車教研組

本书主編人:陸修涵

高等学校教学用书

机 車 內 燃 机

下 册

(构造与計算部分)

上海交通大学热力機車教研組

唐山铁道学院热力機車教研組

北京铁道学院热力機車教研組

合編

人民铁道出版社出版

(北京市雁公府甲24号)

北京市书刊出版业营业許可証出字第010号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店經售

人民铁道出版社印刷厂印

书号1874 开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张 $13 \frac{3}{4}$ 插頁2 字數386千

1962年7月第1版

1965年6月第1版第3次印刷

· 印數600冊(累)2,550冊 定价(科五)1.60元

目 录

第八章 动力学	1
§1 曲柄连杆机构的运动学	1
§2 曲柄连杆机构动力学	5
§3 发动机的平衡性	10
§4 发动机的平衡法	14
第九章 内燃机的设计概念	26
§1 设计基础	26
§2 内燃机的基本参数分析	29
第十章 曲轴	39
§1 曲轴的工作情况和材料	39
§2 曲轴的构造	41
§3 曲拐各部分的构造	43
§4 曲轴的润滑	46
§5 曲轴的两端	48
§6 曲轴的强度计算	51
§7 曲轴构造举例	57
第十一章 连杆	59
§1 连杆的工作情况和材料	59
§2 连杆的基本结构	60
§3 连杆的轴承	66
§4 连杆螺栓	68
§5 多列式发动机的连杆	70
§6 连杆的强度计算	72
§7 连杆构造举例	77
第十二章 活塞组	82
§1 活塞的材料	83
§2 活塞的构造	84
§3 组合活塞	90
§4 活塞的冷却	91
§5 活塞销	92
§6 活塞环	95
§7 活塞组的强度计算	99
§8 活塞构造举例	106
第十三章 配气机构	110
§1 配气机构的布置	110
§2 气阀机构零件的构造和材料	116
§3 气阀传动机构零件的构造和材料	121
§4 配气机构各主要参数的决定	125

§5 配气机构的强度计算.....	128
§6 二冲程发动机的配气机构.....	135
第十四章 固定机件	136
§1 气缸头.....	136
§2 机体.....	139
§3 气缸套.....	144
§4 主轴承.....	150
第十五章 轴承载荷及润滑系统	152
§1 轴承载荷.....	152
§2 轴承工作能力的储备系数.....	164
§3 流过轴承的滑油流量.....	166
§4 发动机的润滑系统.....	168
§5 润滑油泵.....	170
§6 润滑油滤清器.....	173
第十六章 冷却系统及起动系统	178
§1 冷却系统.....	178
§2 起动系统.....	182
第十七章 机车内燃机实例	185
第十八章 内燃机的设计过程	209

第八章 动力学

§1. 曲柄连杆机构的运动学

研究曲柄连杆机构的运动规律，从而了解作用在各零件上的力，成为设计验算发动机零件的根据，而为学习研究内燃机构造与设计必需的基本知识。

I. 活塞的位移

曲柄连杆机构如图8—1所示， OB 为曲拐回转半径 R ， BA 为连杆长度 L ， $\lambda = R/L$ ，活塞的位移 x 为：

$$x = L + R - (L \cos \beta + R \cos \alpha) \quad (8-1)$$

$$L \sin \beta = R \sin \alpha,$$

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha \\ = \lambda \sin \alpha.$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (8-2)$$

根据二项定理将上式展开

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \lambda^4 \sin^4 \alpha - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \left(\frac{1}{2} - 2 \right) \lambda^6 \sin^6 \alpha + \dots \quad (8-3)$$

将式中 α 的高次 $\sin$ 函数代以 α 的倍角一次 $\cos$ 函数

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\alpha,$$

$$\sin^4 \alpha = \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\alpha + \frac{1}{8} \cos 4\alpha,$$

$$\sin^6 \alpha = \frac{5}{16} - \frac{15}{32} \cos 2\alpha - \frac{3}{16} \cos 4\alpha - \frac{1}{32} \cos 6\alpha. \quad (8-4)$$

代入(8-3)式得

$$\begin{aligned} \cos \beta = & \left(1 - \frac{1}{4} \lambda^2 - \frac{3}{64} \lambda^4 - \frac{5}{256} \lambda^6 - \dots \right) + \left(\frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^4 + \right. \\ & \left. + \frac{15}{512} \lambda^6 + \dots \right) \cos 2\alpha - \left(\frac{1}{64} \lambda^4 + \frac{3}{256} \lambda^6 + \dots \right) \cos 4\alpha + \\ & + \left(\frac{1}{512} \lambda^6 + \dots \right) \cos 6\alpha - \dots \end{aligned} \quad (8-5)$$

将(8-5)式代入(8-1)式

$$x = R + \frac{R}{4} \lambda - R \cos \alpha - \frac{R}{4} \lambda \cos 2\alpha + \frac{R}{64} \lambda^3 \cos 4\alpha - \dots \quad (8-6)$$

一般发动机上用的 λ 值在1/3~1/4.5之间，因此 λ^3 以上的各项的数值很小，已无实际意义，而可略去不计。由此得

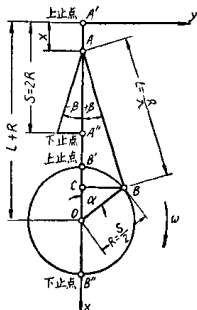


图8—1 曲柄连杆机构简图

$$\begin{aligned}
 x &= R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \\
 &= R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (8-7)
 \end{aligned}$$

这里表明了活塞位移与 λ 及曲轴转角 α 之间的关系。

根据公式 (8-7) 可把活塞位移分为两简谐:

$$\begin{aligned}
 x &= x_I + x_{II} = R(1 - \cos \alpha) + R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha).
 \end{aligned}$$

由此可绘制 $x = f(\alpha)$ 的曲线 (图8-2a)。由于受连杆有限长度的影响, 使活塞位移和普通的简谐运动有偏差, 当 $\frac{dx}{d\alpha} = R \frac{\lambda}{4} \sin 2\alpha = 0$, 即 $\alpha = 90^\circ$ 及 $\alpha = 270^\circ$ 时, 该偏差达最大值。

活塞位移亦可用图解法得到 (这法称为勃利克斯法), 如图8-3所示: 由圆心 O 向下止点方向取 $\frac{R\lambda}{2}$ 的长度, 得到 O' 点。在图上很清楚地可以得到下列关系:

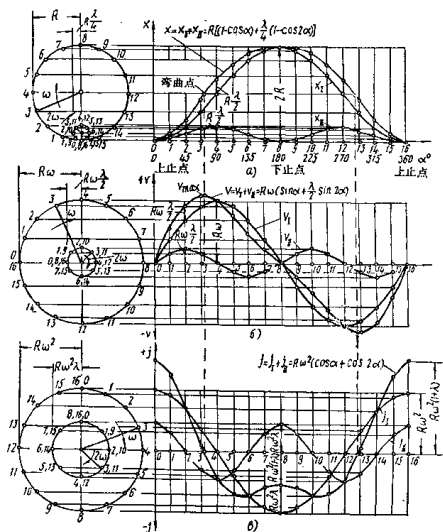


图8-2 曲线图

a——活塞位移; b——活塞速度; c——活塞加速度。

$$\overline{AC'} = \overline{AB'} + \overline{B'O'} = \overline{AO} - \overline{OB'} + \overline{B'O'}.$$

假定很短的弦 $\widehat{BC}$ 为一直线并垂直于 $\overline{O'C}$, 由此得

$$\begin{aligned}
 \overline{AC'} &= (R - R \cos \alpha) + \overline{BC'} \sin \alpha \\
 &= R(1 - \cos \alpha) + \frac{R\lambda}{2} \sin^2 \alpha \\
 &= R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] = x.
 \end{aligned}$$

这样, $\overline{AC'}$ 即为曲轴在转角 α 时的活塞位移。

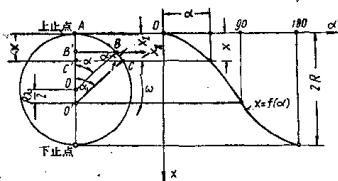


图8-3 用作图法绘制活塞位移曲线

II. 活塞的速度

依曲軸轉角而变化的活塞速度为:

$$C = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$= R \left(\frac{2\lambda}{2} \sin \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}.$$

$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$ 为曲軸旋轉角速度, 由此

$$C = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (8-8)$$

活塞速度 C 与 α 的关系如图 8-26 所示。

当活塞的 $\frac{dC}{d\alpha} = 0$ 的时候, 即得活塞速度最大值, 这时曲軸轉角的計算如下:

$$\frac{dC}{d\alpha} = R \omega (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = R \omega [\cos \alpha + \lambda(2\cos^2 \alpha - 1)] = 0$$

即

$$2\lambda \cos^2 \alpha + \cos \alpha - \lambda = 0.$$

所以

$$\cos \alpha_{\text{max}} = -\frac{1}{4\lambda} (-1 \pm \sqrt{1+8\lambda^2}).$$

在实际发动机中的 λ 值範圍內, 上式根号前若取負号, 則 $\cos \alpha < -1$, 因此沒有意义。因而

$$\cos \alpha_{\text{max}} = -\frac{1}{4\lambda} [\sqrt{1+8\lambda^2} - 1],$$

$$\alpha_{\text{max}} = \arccos -\frac{1}{4\lambda} [\sqrt{1+8\lambda^2} - 1] = f(\lambda).$$

在各种不同的 λ 值下的 α_{max} 值为:

λ	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2
α_{max}	74°28'	75°10'	75°50'	76°26'	77°0'	77°32'
$\frac{C_{\text{max}}}{C_m}$	1.637	1.631	1.626	1.622	1.617	1.614

表中 C_m 为活塞平均速度, $C_m = \frac{Sn}{30}$ 。

III. 活塞的加速度

微分公式 (8-8) 即得活塞的加速度

$$j = \frac{dC}{dt} = \frac{dC}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (8-9)$$

曲軸轉角与加速度的关系 $j = f(\alpha)$, 如图 8-28 所示。

加速度达最大值时, 应:

$$\frac{dj}{d\alpha} = -R \omega^2 (\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha) = 0$$

即

$$\begin{aligned}\sin\alpha + 2\lambda\sin 2\lambda &= \sin\alpha + 4\lambda\sin\alpha\cos\alpha \\ &= \sin\alpha(1 + 4\lambda\cos\alpha) = 0.\end{aligned}$$

这里可有两个解: $\sin\alpha = 0$ 或 $(1 + 4\lambda\cos\alpha) = 0$,

即
$$\cos\alpha = -\frac{1}{4\lambda}.$$

在第一种情况中, 加速度的最大值应在 $\alpha = 0$ 及 $\alpha = 180^\circ$ 时, 即在上止点及下止点时, 其值为,

$$\left. \begin{aligned}j_{\alpha=0} &= R\omega^2(1+\lambda) \\ j_{\alpha=180} &= -R\omega^2(1-\lambda)\end{aligned} \right\} \quad (8-10)$$

如图8-4a所示。

在第二种情况中的最大加速度值出现在 $\alpha = \arccos(-1/4\lambda)$ 时, 这里仅当 $\lambda > 1/4$ 才有实际意义, 因为 $\lambda < 1/4$, 则 $\cos\alpha = -\frac{1}{4\lambda} < -1$, 如 $\lambda = \frac{1}{4}$, 即 $\alpha' = 180^\circ$ 。如 $\lambda > \frac{1}{4}$,

则 $\cos\alpha' > -1$, α' 将在第二及第三象限, 即下止点前后二个对称位置处, 其值为:

$$\begin{aligned}j_{\alpha'} &= R\omega^2(\cos\alpha' + \lambda\cos 2\alpha') \\ &= R\omega^2[\cos\alpha' + \lambda(2\cos^2\alpha' - 1)] \\ &= -R\omega^2\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right).\end{aligned} \quad (8-11)$$

这种情况下的加速度曲线如图8-4b。

活塞的两个最大负加速度之间的差的绝对值为:

$$\begin{aligned}j_{\alpha'} - j_{\alpha=180} &= R\omega^2\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right) - R\omega^2(1-\lambda) \\ &= R\omega^2\frac{(4\lambda-1)^2}{8\lambda}.\end{aligned}$$

加速度 $j = f(\alpha)$

的关系亦可用图解法, 取图8-5中所示的 AB 等于活塞行程 $S=2R$, 在 A 、 B 二点各作垂直线 AC 及 BD , 以一定比例尺使:

$$\begin{aligned}AC &= j_{\max} \\ &= R\omega^2(1+\lambda), \\ BD &= j_{\min} = -R\omega^2(1-\lambda).\end{aligned}$$

用直线连接 C 与 D , 从直线 AB 与 CD 的交点 E 向下作垂直线 EF , 使 $EF = 3R\omega^2\lambda$ 。再以直线

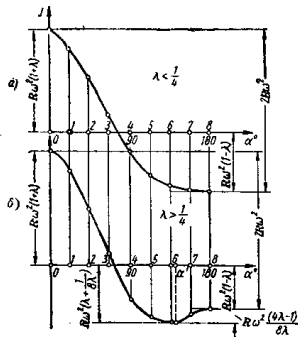


图8-4 在不同 λ 值时活塞加速度的曲线形状

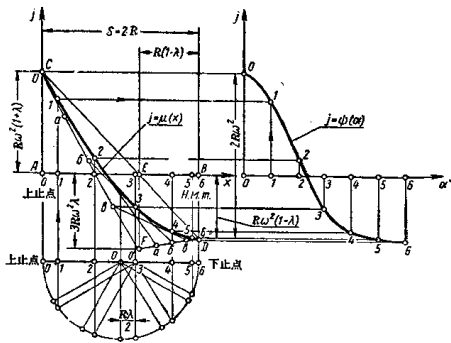


图8-5 用作图法绘制活塞加速度曲线

连接 $\overline{CF}$ 与 $\overline{FD}$ ，并将 $\overline{CF}$ 与 $\overline{FD}$ 任意分成数目相同的等分，以直线将 $\overline{aa}$ 、 $\overline{bb}$ ……相连接，作与这些线相切的曲线，即得加速度曲线图 [$j=f(x)$]。

如欲将 $j=f(x)$ 转换为 $j=f(\alpha)$ ，则可用勃利克斯法如图 8-5 所示。现在运输用发动机上的 j_{max} 值，一般在 5000~10000 米/秒² 的范围内。

S2. 曲柄连杆机构动力学

为了对发动机的强度、轴承载荷及扭转振动等进行计算，就需要分析作用在曲柄连杆机构中的力。

作用在曲柄连杆机构中的力有好多种：气体压力（以 β 为角注），运动质量惯性力，这里又可分为往复运动质量惯性力（以 i 为角注），及扭转运动质量惯性力（以 π 为角注）；此外，还有摩擦力，以及作用在轴上向外输出功率时的转矩。

I. 曲柄连杆机构中力的关系

活塞上的作用力 P ，是通过气缸中心线的，它可以分成两个力（图 8-6）。

$$N = P \operatorname{tg} \beta, \quad (8-12)$$

$$P_s = P \frac{1}{\cos \beta}. \quad (8-13)$$

N 为活塞作用在气缸壁上的侧压力。 P_s 为作用在连杆中心线上的压缩或拉伸的力，它传到连杆轴头的中心，在这里我们将 P_s 分解为法向力 K 及切向力 T 。

$$K = P_s \cos(\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (8-14)$$

$$T = P_s \sin(\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (8-15)$$

将法向力移到曲轴的中心 O 上成为 K' ，再在这中心上作二方向相反、大小相等而平行于切向力的 T' 及 T'' 。 T' 与 T 组成力矩 $M_{\pi p}$ ，称为转矩。 K' 与 T'' 的合力 P' 等于 P_s ，它作用在曲轴主轴承上，我们可将 P' 分解成 N' 及 P' ， N' 为垂直作用于气缸中心线方向的力， P' 为沿着气缸中心线方向作用的力。 N 与 N' 为一力偶，它的力矩称为反转力矩 M_N 。

发动机的转矩作用在曲轴上，向外输出功率，而反转力矩通过曲柄连杆机构的支承零件由发动机的基础承受。转矩和反转力矩在数值上是相等的，因：

$$\begin{aligned} M_N &= -N h = -P \operatorname{tg} \beta h \\ &= -P \operatorname{tg} \beta \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} R \\ &= -P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} R \\ &= -T R = -M_{\pi p}. \end{aligned}$$

另一个力 P' 等于 P ，它通过主轴承传到发动机的机体上。

曲柄连杆机构的力与力矩的符号及作用方向，如图 8-7 所示。

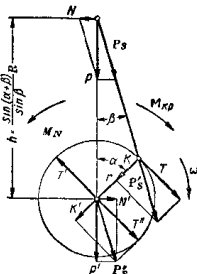


图 8-6 曲柄连杆机构中的作用力

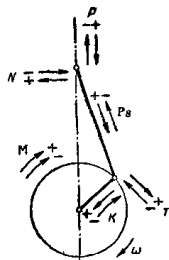


图 8-7 曲柄连杆机构中作用力的符号

II. 气体压力

压缩或膨胀时气缸中的气体作用在活塞上的压力，随曲轴转角而变，在进行发动机构力计算时，可以根据示功图来计算气体压力。气体单位面积的压力为 p （公斤/厘米²），则作用在活塞上及气缸盖上的力为：

$$P_g = \frac{\pi D^2}{4} p \text{ [公斤]}.$$

P_g 力作用于曲柄连杆机构的情况与上述相同。最后有转矩 $(M_{Kp})_g$ 及与此相等的反转矩 $(M_N)_g$ ，以及力 P'_g （图 8—8）。但是气体压力除作用在活塞上之外，它还以同样的压力 P'_g 作用在气缸盖上，这力通过螺栓和机体等仍传递到发动机机座上，因 $P'_g = P_g$ ，因此恰恰抵消，所以气体压力的力系是得到平衡的。

III. 惯性力

曲柄连杆机构中的运动部件有活塞、连杆和曲轴等。运动部件的质量与运动加速度的乘积，就是运动时所产生的惯性力。

$$P_j = -m_j a \quad (8-16)$$

由此可见，要求得惯性力，首先需要知道运动加速度（这在前面已讨论过），同时还还需要知道运动部件的质量。

一、运动部件质量的换算。为了计算方便起见，将部件在运动时对外界的影响换算成一简单质量的系统来代替。这代替系统应由运动情况最简单的质量组成，并在与原系统相同的运动时，对外界的影响也相同。

（1）活塞组的代替质量：包括活塞、活塞销、活塞环等。这些部件仅作往复运动，因之可简单地将全部质量 m_k 作为集中在活塞销中心点处。

（2）曲轴的代替质量：曲轴分主轴颈、曲柄及连杆轴颈三部分（图 8—9）。它们的换算质量都换算到曲轴中心线及迴转半径 R 上。

1. 主轴颈部分的重心与曲轴迴转中心重合，故代替质量等于零。

2. 连杆轴颈部分的代替质量为 m_{K2} （图 8—9）。

3. 曲柄部分的形式较多，假定一个气缸的二曲柄的质量为 m_d ，它的重心与曲轴的迴转中心的距离为 ρ ，则换算到 R 处时应为：

$$m_{dR} = \frac{\rho}{R} m_d \quad (8-17)$$

因此，曲轴的代替质量为：

$$m_K = m_{K2} + m_{dR} = m_{K2} + \frac{\rho}{R} m_d \quad (8-18)$$

（3）连杆的代替质量：连杆的运动情况比较复杂，它的代替质量应符合下列原则：

1. 代替质量之和必须等于连杆质量；
2. 代替质量的重心必须与连杆的重心重合；

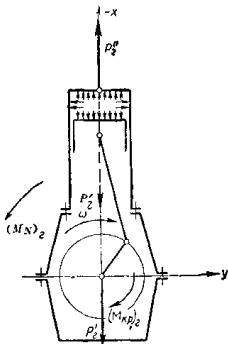


图8-8 作用在活塞上的所有压力所产生的力和力矩

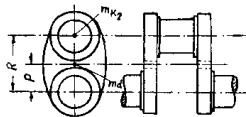


图8-9 曲柄运动质量

3. 代替質量對連杆重心的轉動慣量之和，必須等於連杆對同一重心的轉動慣量 J_0 。

假定連杆質量為 m_u 用三個質量代替（圖 8—10），分別為集中在小頭 m_1 、大頭 m_2 及連杆的重心 m_3 上，則上述條件可寫成：

$$\begin{aligned} m_3 &= m_1 + m_2 + m_3 \\ m_1 L_1 &= m_2 (L - L_1) \\ m_1 L_1^2 + m_2 (L - L_1)^2 &= J_0 \end{aligned}$$

由此得

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{J_0}{L_1 L} \\ m_2 &= \frac{J_0}{L(L - L_1)} \\ m_3 &= m_u - \frac{J_0}{L(L - L_1)} \end{aligned} \right\} \quad (8-19)$$

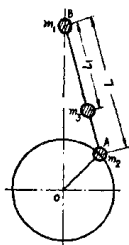


圖 8—10 連杆的代替質量

質量 m_1 作往復運動， m_2 作迴轉運動， m_3 作直線運動，同時對活塞銷作擺動。用三個質量代替連杆質量時，計算較複雜。因此，在運動的近似計算時，為簡便起見，用兩個質量來代替，這兩個質量分別集中在連杆的小頭和大頭上。

這兩個質量的數值可由下式決定：

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= m_u \frac{L - L_1}{L} \\ m_2 &= m_u \frac{L_1}{L} \end{aligned} \right\} \quad (8-20)$$

根據一般的統計，

$$\begin{aligned} m_1 &= (0.275 \sim 0.35) m_u \\ m_2 &= (0.65 \sim 0.725) m_u \end{aligned}$$

曲柄連杆機構各部分的质量，經過上面的方法代替後，可得到往復及迴轉運動的兩個質量代替系統，為

$$\left. \begin{aligned} m &= m_s + m_1 \\ m_r &= m_k + m_2 \end{aligned} \right\} \quad (8-21)$$

式中 m ——往復運動質量；

m_r ——迴轉運動質量。

二、曲柄連杆機構中的慣性力。根據公式 (8—21)，往復運動質量的慣性力為：

$$\begin{aligned} P_j &= -m_j = -m R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \\ &= -m R \omega^2 \cos \alpha - m R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (8-22)$$

假定

$$\begin{aligned} P_{I} &= -m R \omega^2 \\ P_{II} &= -m R \omega^2 \lambda \end{aligned}$$

則

$$\left. \begin{aligned} P_j &= P_I \cos \alpha + P_{II} \cos 2\alpha \\ &= P_{jI} + P_{jII} \end{aligned} \right\} \quad (8-23)$$

式中 P_{jI} 、 P_{jII} 分別稱為一級及二級慣性力。更高級數的慣性力往往略去不計。

迴轉機件的慣性力就是離心力，可用下式計算：

$$K_r = m_r R \omega^2.$$

現在分別討論往復及迴轉運動時的质量慣性力作用在曲柄連杆機構中的情況。

往复質量慣性力在曲柄連杆機構中的情況，與氣體壓力基本相同，其公式也基本上一樣（圖8—11）。

P_j 是隨曲軸的轉角 α 而變。 P_{jI} 在 $\alpha=0\sim 90^\circ$ 及 $270\sim 360^\circ$ 時（圖8—12）的作用方向向上，在 $90\sim 270^\circ$ 時向下； P_{jII} 在 α 為 $0\sim 45^\circ$ 、 $135\sim 225^\circ$ 及 $315\sim 360^\circ$ 時的方向向上，在 $45\sim 135^\circ$ 、 $225\sim 315^\circ$ 時向下。這些力的變化與數值可用迴轉向量來表示，如圖8—12所示。

以圖8—11與圖8—8進行比較，可以看出慣性力系與氣體壓力系的不同處，就是多了通過主軸承外傳的垂直力 P_j ，沒有平衡。這力 P_j 稱為自由力，等於往復運動質量慣性力，它作用在氣缸中心綫上，並周期地變化着。

迴轉質量 m_r 為作用在曲柄連杆機構上的離心力，在角速度 ω 為常值時，它的數值和方向都不改變。

將 K_r 分解成作用在 x 、 y 軸上的兩個力（圖8—13），由此可得：

$$\left. \begin{aligned} K_{rx} &= -m_r R \omega^2 \cos \alpha \\ K_{ry} &= -m_r R \omega^2 \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (8-24)$$

這兩個力隨曲軸轉角均均勻地變化着，當 K_{rx} 為最大值時， K_{ry} 等於零。反之， K_{rx} 等於零時， K_{ry} 為最大值。

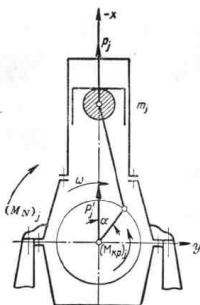


圖8—11 曲柄連杆機構中往復運動質量慣性力所引起的力和力矩

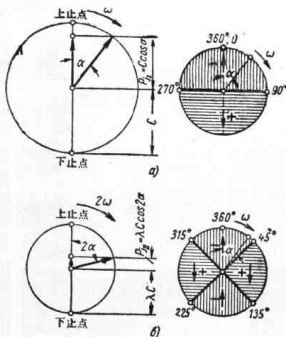


圖8—12 向量圖解法確定慣性力 P_{jI} 及 P_{jII}

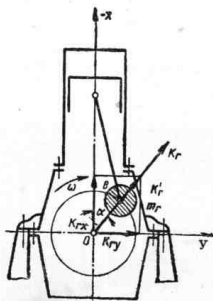


圖8—13 作用在曲拐上的離心力

IV. 作用在曲柄連杆機構中的總力

總的作用在曲柄連杆機構中的力為氣體壓力及慣性力。所以進行動力計算時，應將這兩力相加得總作用力 P_x ，為

$$P_x = P_s + P_j = F(\alpha). \quad (8-25)$$

總作用力 P_x 相對曲軸轉角 α 的變化曲綫，可根據 $P_s = g(\alpha)$ 及 $P_j = \psi(\alpha)$ 用圖解法或計算法來繪制。圖8—14即為 $P_x = F(\alpha)$ 的曲綫圖。

有了相對轉角 α 的 P_x 值，便可根據公式（8—12）、（8—13）、（8—14）及（8—15）

等分别求得相应的 N_z , P_{sz} , K_z 及 T_z 。

$$\left. \begin{aligned} N_z &= P_z \operatorname{tg} \beta \\ P_{sz} &= P_z \frac{1}{\cos \beta} \\ K_z &= P_z \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ T_z &= P_z \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{aligned} \right\} \quad (8-26)$$

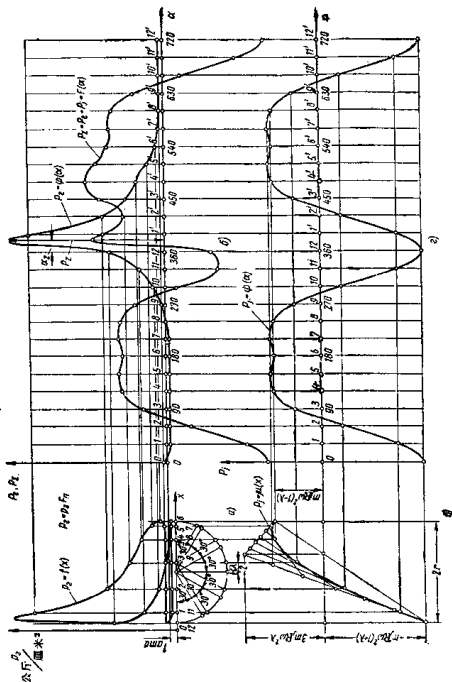


图8-14 作用在连杆小头的载荷

曲柄连杆机构中的 $T_z = f(\alpha)$ 的变化曲线, 也可以用图解法求得。自曲轴中心沿着曲折方向取 OC 等于 P_z (以一定的比例尺) (图8-15a), 通过 C 点作平行于连杆中心的线, 它与垂直于气缸中心的轴线相交于 D 点。 OD 段即等于 T_z , 其证明如下:

由三角形 $OC D$

$$\begin{aligned} \frac{OC}{\sin(90^\circ - \beta)} &= \frac{OD}{\sin(\alpha + \beta)} \\ \text{由此} \quad \frac{OC}{OD} &= \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ &= P_z \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ &= T_z \end{aligned}$$

图8-15b所示的与上相似, 不过这时的 β 是负值, 通过一系列的 α 角的作图, 便可以得 $T_z = f(\alpha)$ 的曲线图, 如图8-16所示。

有了 T_z 就可求转矩 $(M_{kp})_z = T_z R$ 。整个发动机的总转矩, 可根据各气缸的 $(M_{kp})_z$ 及各曲拐间夹角来计算。

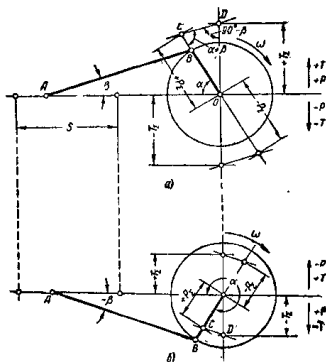


图8-15 用图解法确定切向力及其符号

§3. 发动机的平衡性

I. 发动机的平衡概况

当发动机作用在基础上的力的数值和作用方向保持不变时，认为发动机得到了平衡。反之，假使发动机作用在基础上的力和方向是周期地变化的，则没有得到平衡。从而会引起振动，导致磨损和噪音的增大。同时发动机的零件如曲轴、机体等都是弹性体，有着它们本身的自振频率，如这外来的振动的频率与自振频率重合时，就会发生共振现象，使发动机磨损加剧，以致发生损坏等的严重后果。因此，在设计发动机时，必须力求得到平衡，虽然绝对平衡不可能达到，但应尽量减少不平衡性。

使发动机不平衡的第一个原因，就是曲柄连杆机构运动时，有数值与方向随曲轴转角而变，且没有得到平衡的往复质量惯性力；还有迴转质量所产生的离心力。在多缸发动机中，这些力在纵的平面内及水平面内产生自由力矩 M_{j+r} 。因此，使发动机得到平衡的首要任务，是使这些各别气缸的不平衡的自由惯性合力 (R_{j+r}) ，及由它引起的惯性力矩 (M_{j+r}) ，在总的发动机中得到平衡（图8-17）。

一般这些不平衡的惯性力和力矩可以用平衡重来平衡，同时也很清楚，为了使整个发动机得到好的平衡性，因而要求多缸发动机的每一气缸的曲柄连杆机构所产生的惯性力应一致，以便相互平衡，或用平衡重来平衡，即要求：

- (1) 各缸的活塞组有同样的重量；
- (2) 各缸的连杆有相同的重量和相对它重心的重量分配；
- (3) 曲轴应经静平衡及动平衡试验，使达到所要求的均匀度。

我们已经知道，惯性力是与转速成平方比例的，这就是高速发动机对曲柄连杆机构的各

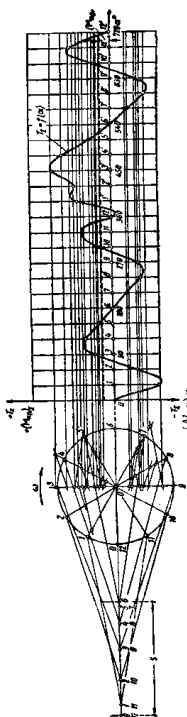


图8-16 随曲轴转角而变的切向力及转矩

部件要求有严格重量公差的原因。

使发动机不平衡的第二个原因，是由发动机工作时不均匀的总转矩 M_{Σ} 所引起的。气缸内气体压力的作用力虽是得到平衡，但转矩随曲轴转角变化，因之与转矩相等的，作用在发动机基础上的，反转矩 M_N 也随曲轴转角而变化，为了使 M_N 的变化尽可能地小，就应有较多的气缸数和各缸有均匀的着火间隔，即应选择适当的气缸数，曲拐的夹角以及工作顺序。此外各缸工作时的一致性也很重要，因此在设计制造时还要求注意下列情况：

- (1) 各缸应有相同的充气量。这与配气机构的一致性以及装配调整等有关；
- (2) 各缸有相同的压缩比及燃烧室形状；
- (3) 各缸的燃料供应量应相同；
- (4) 各缸应有相同的混合剂品质。

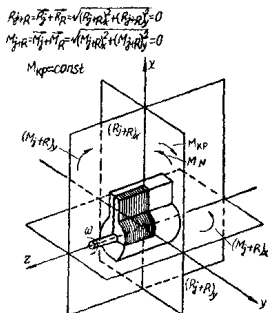


图8-17 发动机的平衡条件

II. 发动机平衡性概念

由上述情况，我们知道往复及迴转质量惯性力对发动机的平衡性起着主要作用，现在分别来讨论这两种惯性力。

一、往复质量惯性力的平衡性。往复质量惯性力 P_j 的作用方向是和气缸中心线相重合的，所以在单列立式发动机中，各缸的往复惯性力是在同一平面内的垂直力。

假使作用在这平面内的惯性力 P_j 的合力 R_j 及力矩 M_j 都等于零，则这发动机的往复惯性力是得到平衡的。要计算这合力时，首先应知道曲拐的夹角 γ ，这夹角决定着着火间隔，为了使各缸着火间隔均匀，应有下列关系：

$$\text{四冲程发动机} \quad \gamma = \frac{2 \times 360}{i};$$

$$\text{二冲程发动机} \quad \gamma = \frac{360}{i}.$$

式中 i ——发动机的气缸数。

由此往复惯性力的平衡应符合下列条件，

$$R_{jI} = m R \omega^2 [\cos \alpha + \cos (\alpha + \gamma) + \cos (\alpha + 2\gamma) + \dots + \cos (\alpha + n\gamma)] = 0; \quad (8-27)$$

$$R_{jII} = m R \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + \gamma) + \cos 2(\alpha + 2\gamma) + \dots + \cos 2(\alpha + n\gamma)] = 0. \quad (8-28)$$

二级以上的惯性力因已很小，一般不予计算，各种曲拐排列的曲柄连杆机构的平衡情况如附表8-1。

现在来看往复质量惯性力的力矩，我们知道这些惯性力都是同一平面内的垂直力，因之，如 $R_j \neq 0$ 时，则必有一垂直力，而不会有偶力产生，只有当 $R_j = 0$ 才有可能有偶力，从而在这平面内产生了不平衡的力矩。在这情况下，此力矩的计算可以用一垂直于曲轴中心线的任意平面为计算面，一般使它通过一气缸的中心线，以简化计算，例如图8-18中的AA面。由此，一级及二级惯性力矩的平衡条件应为，

$$M_{jI} = m R \omega^2 [l_1 \cos \alpha + l_2 \cos (\alpha + \gamma) + l_3 \cos (\alpha + 2\gamma) + l_4 \cos (\alpha + 3\gamma) + \dots + l_5 \cos (\alpha + 4\gamma) + l_6 \cos (\alpha + 5\gamma)] = 0; \quad (8-29)$$

$$M_{II} = m R \omega^2 l [l_1 \cos 2\alpha + l_2 \cos 2(\alpha + \gamma) + l_3 \cos 2(\alpha + 2\gamma) + l_4 \cos 2(\alpha + 3\gamma) + l_5 \cos 2(\alpha + 4\gamma) + l_6 \cos 2(\alpha + 5\gamma)] = 0. \quad (8-30)$$

这里须注意,如图8-18中所示,作用在计算面AA二侧的力臂的符号应当相反,即 l_1 、 l_3 及 l_5 如为正值,则 l_2 、 l_4 及 l_6 应为负值。因此,为了计算方便起见,往往以通过最后一气缸中心的平面为计算平面。

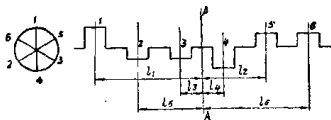


图8-18 往复质量惯性力的力矩计算图

二、回转质量惯性力的平衡性。回转质量惯性力即离心力,它和曲轴以相

同的角速度旋转,所以只要当曲拐均匀分布时,它的合力 R_r 终是等于零,由此可见离心力对发动机引起的不平衡,主要是由于它的力矩。

在一定的曲轴转速下,虽离心力不变,但它在垂直平面内的投影是随着曲轴的转角而改变,因之它不仅在垂直平面内产生力矩,在水平平面内也产生同样的力矩,这是不同于往复质量惯性力所引起的力矩的。计算 M_r 时,最好把它先分成这两个平面内的分力:

$$R_{rx} = m_r R \omega^2 \cos \alpha$$

$$R_{ry} = m_r R \omega^2 \sin \alpha$$

垂直平面内的分力矩为

$$M_{rx} = m_r R \omega^2 [l_1 \cos \alpha + l_2 \cos (\alpha + \gamma) + \dots + l_{n+1} \cos (\alpha + n\gamma)]; \quad (8-31)$$

水平平面内的分力矩为

$$M_{ry} = m_r R \omega^2 [l_1 \sin \alpha + l_2 \sin (\alpha + \gamma) + \dots + l_{n+1} \sin (\alpha + n\gamma)]. \quad (8-32)$$

因这二分力矩是在二垂直的平面中的,故当 M_{rx} 达最大值时 $M_{ry} = 0$,而且二平面内力矩的最大值也必相等,即:

$$(M_{rx})_{\max} = (M_{ry})_{\max} = M_{re}$$

公式(8-31)和公式(8-29)是相似的,只不过它们的运动质量不同而已,一为 m_r ,一为 m ,因此求得了 M_{II} 的平衡性,就等于求得了 M_r 的平衡性,当 M_{II} 达最大值时, M_r 也达最大值,因此计算时在 M_{II} 和 M_r 中只需算一个就够了,通常是算 M_r 。

三、发动机平衡性图解法

发动机的平衡性不仅可用解析法计算,也可用图解法来求解,且后者往往更为方便,尤其是求解力矩的问题。这里用一简单的三缸发动机来说明(图8-19),曲拐的夹角为 120° (图8-19)。

首先来看离心力的平衡性,离心力的作用方向与曲柄重合,用向量多角形法(图8-196)即可求得离心力的合力,在此情况下 $R_r = 0$ 。

离心力的力矩亦可用向量多角形法求得。

通常力矩的向量总是绘成与力矩所在的平面成直角。这里为了方便起见,把向量都旋转 90° 使与曲柄平行。现使计算平面通过第三缸的中心线。由此第一缸的力矩为: $M_{r1} = 2a K_r$,第二缸 $M_{r2} = a K_1$,合力矩为 $a\sqrt{3} K_r$,它的位置在第一曲拐的后面 30° (图8-196, e'),即第一曲拐到达上止点时, M_r 所在的平面还在上止点前

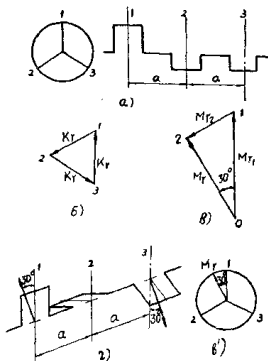


图8-19 三缸发动机离心力及力矩的平衡性图解