

单缸内燃机的平衡方法

王永鼎

(上海水产大学, 200090)

提 要 本文首先分析单缸内燃机不平衡惯性力的产生, 给出平衡方程, 并对平衡条件及常见平衡方法进行分析, 着重分析和论证过量平衡的最简单方法, 给出仅考虑一级惯性力时正置和偏置平衡重剩余惯性力的矢端轨迹。此外在考虑一、二级惯性力时, 通过数值计算法求出最大剩余惯性力为最小或最合理方向的条件, 这对单缸内燃机的设计和生产均有现实意义。

关键词 单缸, 内燃机, 平衡

1 单缸内燃机惯性力的产生

在往复式内燃机中, 引起振动的原因很多, 主要因素有: (1) 往复惯性力不平衡; (2) 离心惯性力不平衡; (3) 进气、压缩、作功、排气四个过程中扭矩的变化; (4) 气缸内气体的压力变化; 等等。单缸内燃机(以下简称单缸机)由于没有多缸机各缸惯性力之间的相互抵消作用, 不平衡性更加明显, 其中往复惯性力和离心惯性力是不平衡的主要因素。

由理论分析知, 任何一个“质心保持不动”的机构, 其惯性力是平衡的。对由曲柄连杆机构组成的单缸机设计成“质心保持不动”是不现实的[Edgar, J. Kates, 1965], 这将造成连杆过长和过大, 通常需要采用其它实用的平衡方法。

对于曲柄连杆机构, 可将其简化为图1所示的运动机构, 活塞组仅作往复运动, 曲轴组仅作旋转运动, 连杆则作复杂的平面运动。在忽略连杆转动惯量的前提下, 又可将其视为随活塞组同步运动的往复质量和随曲柄同步运动的旋转质量两部分, 这样整个曲柄连杆机构的不平衡质量就可简化为两部分组成: 往复质量 m_j (活塞组质量加上连杆转化为小端的往复质量) 和旋转质量 m_{rot} (曲柄组不平衡质量加上连杆转化为大端的旋转质量)。旋转质量 m_{rot} 可以十分简单地在其反方向上加装平衡重予以完全平

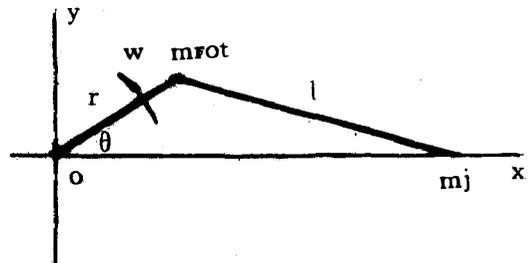


图1 曲柄连杆机构简图

Fig. 1 Crank and connecting rod mechanism

衡,因此下面仅讨论往复质量 m_j 的平衡方法。

令连杆长度为 l , 曲柄半径为 r , $\lambda=r/l$, 曲柄角速度为 ω , 由图1可知, 活塞位移 x 为

$$\begin{aligned} X &= r\cos\theta + l\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta} \\ &= r(\cos\theta + \sum_{n=0}^{\infty} A_{2n}\cos 2n\theta) \\ &\approx r(\cos\theta + \frac{\lambda}{4}\cos 2\theta) + \gamma(\frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{4}) \end{aligned} \quad (1)$$

活塞速度 \dot{X} 为

$$\begin{aligned} \dot{X} &= -r\omega(\sin\theta + \sum_{n=0}^{\infty} B_{2n}\sin 2n\theta) \\ &\approx -r\omega(\sin\theta + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta) \end{aligned} \quad (2)$$

活塞加速度 \ddot{X} 为

$$\begin{aligned} \ddot{X} &= -r\omega^2(\cos\theta + \sum_{n=0}^{\infty} C_{2n}\cos 2n\theta) \\ &\approx -r\omega^2(\cos\theta + \gamma\cos 2\theta) \end{aligned} \quad (3)$$

活塞往复惯性力 P_j 为

$$\begin{aligned} P_j &= -m_j\ddot{X} \\ &= m_j r\omega^2(\cos\theta + \sum_{n=0}^{\infty} C_{2n}\cos 2n\theta) \\ &\approx m_j r\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \end{aligned} \quad (4)$$

上述 A_{2n} , B_{2n} , C_{2n} 分别为傅氏级数相应各项的系数。由于二级以上各项对惯性力影响较小, 可以忽略, 所以 P_j 简化为一级惯性力和二级惯性力之和。此时误差约为 0.1% [梁肇基, 1983]。

2 平衡条件及常见平衡方法

视单缸机为一刚体, 根据理论力学原理[吴 镇, 1980], 平衡条件[冯元桢, 1984]为

$$P_{ji} = 0 \quad (5)$$

$$M_{ji} = 0 \quad (6)$$

考虑在 Z 方向无惯性力作用, 且力均作用在 $X-O-Y$ 平面内, 则有内燃机的平衡方程

$$P_{jx} = 0 \quad (7)$$

$$P_{jy} = 0 \quad (8)$$

$$M_{jz} = 0 \quad (9)$$

因此解决单缸机的平衡问题, 就是设法全部或部分平衡掉 x, y 方向上的不平衡力和 Z 方向上的不平衡力矩。

2.1 双轴平衡法平衡一级惯性力

如图2机构对称布置 O_1 和 O_2 两根平衡轴, 以与内燃机转速 ω 相同的角速度逆向旋转, 离转轴 r_b 处设置平衡质量 m_b , 根据平衡方程有

$$P_{jx} = m_j r\omega^2 \cos\theta - 2m_b r_b \omega^2 \cos\theta \quad (10)$$

$$P_{jy} = 0 \quad (11)$$

$$M_{jz} = 0 \quad (12)$$

选取 $m_b r_b = \frac{1}{2} m_j r$ 即可完全平衡一级惯性力。

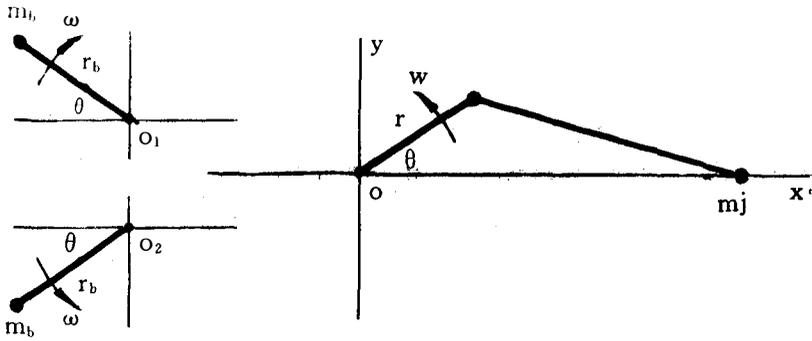


图2 双轴平衡一级惯性力

Fig. 2 Balancing first grade inertial force with two axes

2.2 四轴平衡法平衡一、二级惯性力

如上方法,在完全平衡一级惯性力的基础上,再对称布置 O_3 和 O_4 两根平衡轴,以 2ω 角速度逆向旋转,离转轴 γ_c 处设置平衡质量 m_c ,根据平衡方程有

$$P_{jx} = m_j r \omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) - 2m_b r_b \omega^2 \cos\theta - 8m_c r_c \omega^2 \cos 2\theta \tag{13}$$

$$P_{jy} = 0 \tag{14}$$

$$M_{jz} = 0 \tag{15}$$

选取 $m_b r_b = \frac{1}{2} m_j r$, $m_c r_c = \frac{\lambda}{8} m_j r$ 即可完全平衡一、二级惯性力。

2.3 单轴平衡法平衡一级惯性力

如图3机构,此法为双轴平衡一级惯性力方法的变型,因两平衡轴的转速大小与曲轴相

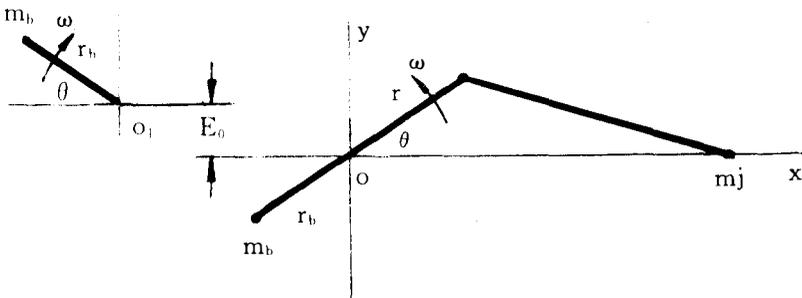


图3 单轴平衡一级惯性力

Fig. 3 Balancing first grade inertial force with one axis

同,可利用曲轴作为一根平衡轴,直接将平衡质量 m_b 装在其反方向上,设两轴平衡质量回转基面间矩为 Z_0 ,根据平衡方程有

$$P_{jx} = m_j r \omega^2 \cos\theta - 2m_b r_b \omega^2 \cos\theta \tag{16}$$

$$P_{jy} = 0 \tag{17}$$

$$M_{jz} = Z_0 m_b r_b \omega^2 \cos\theta \tag{18}$$

选取 $m_b r_b = \frac{1}{2} m_j r$ 可完全平衡一级惯性力,但此时由于结构特点所致 $Z_o \neq 0$, 出现一附加力矩 m_{jz} , 设计时应尽可能减小 Z_o , 减小这一影响。

2.4 双轴平衡法平衡一、二级惯性力

作等角速度运动的平衡轴沿 x 方向分力的变化规律是不变的, 若要平衡不同级的惯性力平衡轴需以一定的变角速度运动才有可能。

图4为采用偏心滑块机构来实现变角速度运动的方法, 设偏心距为 e , $K = r_b/e$, 可采用 (a), (b) 两种方案, 对方案(a), 有

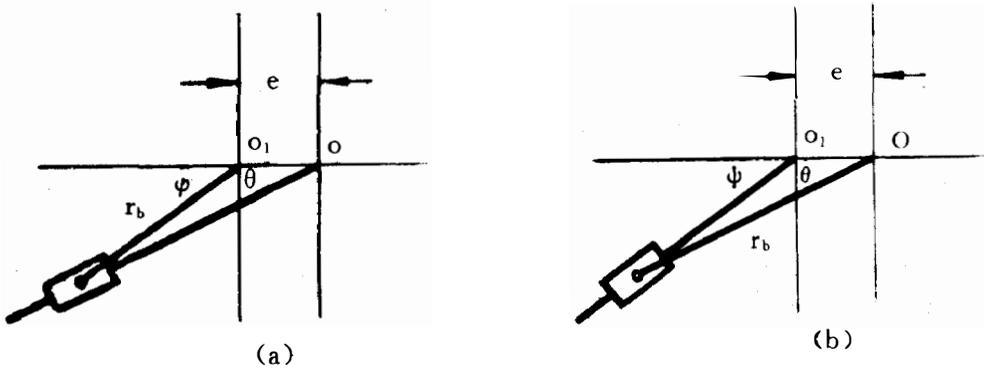


图4 偏心滑块机构

Fig. 4 Eccentric slide mechanism

$$\varphi = \varphi_a = \cos^{-1} [(-\sin^2\theta + \cos\theta \sqrt{k^2 - \sin^2\theta})/K] \tag{19}$$

对方案(b), 有

$$\varphi = \varphi_b = \sin^{-1} [k \sin\theta / \sqrt{1 + k^2 - 2k \cos\theta}] \tag{20}$$

平衡轴设置如图2, 此时平衡轴的转角为 φ , 产生如图5所示的力和力偶

$$P_n = m_b r_b \ddot{\varphi}^2 \tag{21}$$

$$P_T = m_b r_b \ddot{\varphi} \tag{22}$$

$$M_k = m_b r_b^2 \ddot{\varphi} \tag{23}$$

根据双轴布置的对称性及平衡方程有

$$P_{ix} = m_j r \omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) - 2m_b r_b (\varphi^2 \cos\varphi - \varphi \sin\varphi) \tag{24}$$

$$P_{iy} = 0 \tag{25}$$

$$M_{iz} = 0 \tag{26}$$

选取合适的 $m_b r_b$ 及 k 值, 能尽可能地平衡一级与二级惯性力。

这里提出两种选择方法和原则

(1) P_{ix} 在 $\theta \in [0, 2\pi]$ 内最大值为最小原则, 即

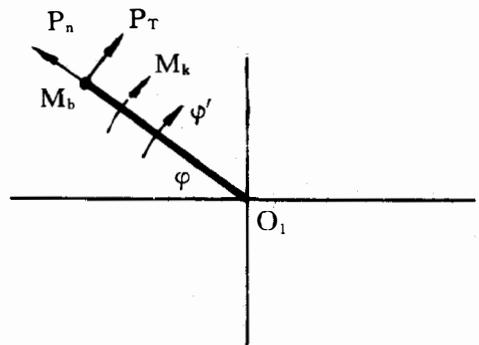


图5 变速运动平衡轴

Fig. 5 Balancing axis with changing rotational speed

$$P_{jx} = (P_{jx\max})_{\min} \tag{27}$$

这样可以保证最严重的不平衡程度在允许的范围内。

(2) P_{jx} 在 $\theta \in [0, 2\pi]$ 内平均不平衡程度为最小原则, 即

$$P_{jx} = \left(\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |P_{jx}| d\theta \right)_{\min} \tag{28}$$

这样可以保证其平缓程度和不平衡程度在允许的范围内。

2.5 偏心联轴节法平衡一、二级惯性力

图6为简化的偏小联轴节, O_1 和 O_2 为传动轴回转中心, 偏心距 $O_1O_2 = 2e$, c 为联接块质心, c 点可沿 O_1, O_2 两轴的滑槽滑动。

根据运动学原理, 若 O_1 轴的角速度为 ω , 则 O_2 轴也以角速度 ω 旋转, 滑块 c 绕自身质点以角速度 ω 自转且绕 O_1O_2 的中点 O 以角速度 2ω 公转。

利用质量块 c 倍速旋转的特点, 可对称布置两偏心联轴节, 并合理选取偏心距和平衡质量, 可完全平衡一、二级惯性力。

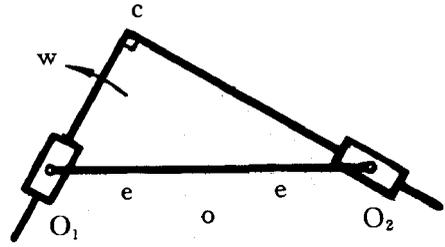


图6 偏心联轴节简图

Fig. 6 Eccentric couplings mechanism

3 过量平衡法

上述各种平衡方法都需设置平衡轴, 与单缸机的结构简单性要求相矛盾, 如果在曲柄的对面直接设置平衡重, 结构将十分简单, 故应用也最为广泛。

图7为过量平衡法简图, 平衡重 m_b 设置于曲柄正对面超前 α 角距转轴中心 r_b 处, 设 $J = m_r r^2$, $k = m_b r_b / m_r r$, 仅考虑一级惯性力情况下, 根据平衡方程有

$$P_{jx} = J \cos \theta - k J \cos(\theta + \alpha) \tag{29}$$

$$P_{jy} = -k J \sin(\theta + \alpha) \tag{30}$$

化简式(29), (30)可得

$$k^2 P_{jx}^2 + 2k \sin \alpha P_{jx} P_{jy} + (1 - 2k \cos \alpha + k^2) P_{jy}^2 - (k - \cos \alpha)^2 k^2 J^2 = 0 \tag{31}$$

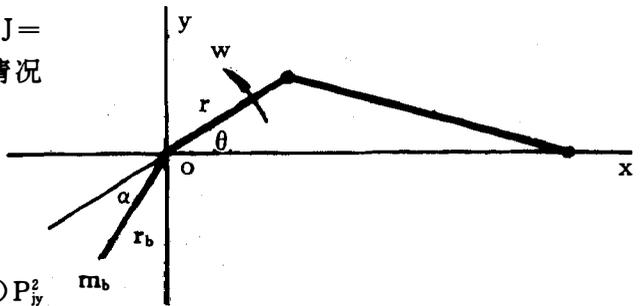


图7 过量平衡法简图

Fig. 7 Balancing inertial force with over weight

3.1 正置平衡重情况

正置情况下, $\alpha = 0$, 由式(31)可知惯性力的矢端轨迹为一椭圆。 $k < 0.5$ 时, 椭圆长轴在 x 轴上, $P_{j\max} = (1 - k)J$; $k > 0.5$ 时, 椭圆长轴在 y 轴上, $P_{j\max} = kJ$; $k = 0.5$ 时, 矢端轨迹为一圆, 最大惯性力取最小值, 即 $(P_{j\max})_{\min} = J/2$ 。

3.2 偏置平衡重情况

偏置情况下, $\alpha \neq 0$, 由式(31)可知惯性力的矢端轨迹也为一椭圆, 椭圆的长轴为剩余惯性

力的最大值 P_{\max} ，椭圆长轴相对于 x 轴转过 φ 角，结果如下

$$P_{j\max} = (1 + \sqrt{1 - 4k\cos\alpha + 4k^2})J/2 \quad (32)$$

$$\varphi = \frac{1}{2} \arctg[2ks\sin\alpha / (2k\cos\alpha - 1)] \quad 2k\cos\alpha - 1 < 0 \quad (33)$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \arctg[2ks\sin\alpha / (2k\cos\alpha - 1)] \quad 2k\cos\alpha - 1 > 0 \quad (34)$$

$$\varphi = \pm \frac{\pi}{4} \quad 2k\cos\alpha - 1 = 0 \quad (35)$$

当 $k = \cos\alpha/2$ 时，最大惯性力取最小值

$$(P_{j\max})_{\min} = (1 + |\sin\alpha|)J/2 \quad (36)$$

4 数值计算法

采用过量平衡法的单缸机，当同时考虑一级和二级惯性力时，剩余惯性力的矢端轨迹将不再是椭圆曲线，数学表达式复杂，不易借助公式说明其特性，但可以通过数值计算法加以解决。如图7，根据平衡方程有

$$P_{jx} = J[(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) - k\cos(\theta + \alpha)] \quad (37)$$

$$P_{jy} = -kJ\sin(\theta + \alpha) \quad (38)$$

合成惯性力的大小 P 及相应方程角 φ 为

$$P = \sqrt{P_{jx}^2 + P_{jy}^2} \\ = J \sqrt{k^2 + (\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)^2 - 2k(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)\cos(\theta + \alpha)} \quad (39)$$

$$\varphi = \arctg(P_{jy}/P_{jx}) \\ = \arctg\{k\sin(\theta + \alpha) / [k\cos(\theta + \alpha) - (\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)]\} \quad (40)$$

对于确定的内燃机，结构参数 λ 为定值，合理选取一系列的 k 值和 α 值，可算出相应的一系列的 P 的最大值 P_{\max} 及其方位角 φ ，进而找出最大值中的最小值 $(P_{\max})_{\min}$ 及相应方位角 φ_0 ，同时也找出了相应的平衡参数 k_0 和 α_0 ，这就确定了内燃机承受的最大惯性力为最小值，并有助于选择内燃机承受最大惯性力的有利方位。

计算方法如图8，常见的单缸机结构参数 λ_0 为 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40 计算结果如表1所示。其中 $J = mj\gamma\omega^2$ ， k_0 ， α_0 为平衡参数， φ_0 为最大惯性力的方位， θ_0 为出现最大惯性力时的曲柄方位。

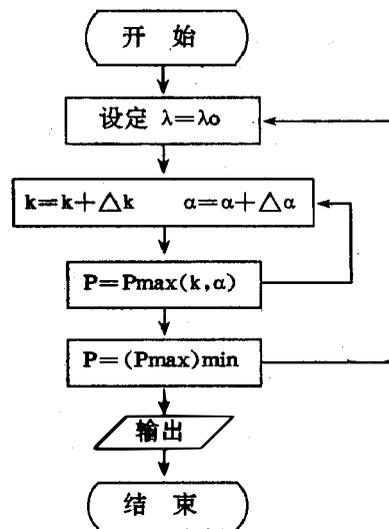


图8 数值计算方法程序框图
Fig. 8 Data calculated method

表1 单缸内燃机平衡结果

Tab. 1 Balancing results of single cylinder I. C. E.

λ	$(P_{max, min})$	k_0	α_0	φ_0	θ_0
0.20	0.6177J	0.6	5°	73.06°	95°
0.25	0.6601J	0.6	5°	-10.89	7°
0.30	0.7000J	0.6	0°	0°	0°
0.35	0.7264J	0.7	10°	72.14°	89°
0.40	0.7435J	0.7	10°	68.00°	90°

5 结语

(1)单缸机在结构上比多缸机简单,但由于无多缸机各缸惯性力的相互抵消作用,使其惯性力的平衡较后者更为困难。

(2)单缸机惯性力的平衡有多种方法,采用平衡轴法可完全平衡一级惯性力或一级和二级惯性力,但结构复杂。

(3)采用偏心滑块传动机构和偏心联轴节传动机构,可使普通双轴机构的最大不平衡往复惯性力进一步减小,合理选择传递参数,可以获得较好效果。

(4)单缸机的过量平衡法最为简单,应充分重视和研究。

(5)仅平衡一级惯性力时,剩余惯性力的矢端轨迹为一椭圆,合理选取 k 和 α ,可使最大惯性力减小和使最大惯性力位于有利的承受方向上。

(6)同时平衡一级和二级惯性力时,剩余惯性力的矢端轨迹不再为椭圆,公式法分析较为困难,可通过数值计算法求出给定 λ 值时使最大惯性力为最小的 k 值和 α 值及剩余惯性力所处的方位 φ 。

(7) λ 值越小,最大剩余惯性力的最小值越小,设计时应尽可能选择较小的 λ 值。

参 考 文 献

- [1] 冯元桢,1984.连续介质力学导论,48—50.科学出版社(京)。
- [2] 吴 镇,1980.理论力学,103—104.上海交通大学。
- [3] 梁肇基,1983.平衡单缸机往复惯性力的新方法.内燃机学报·1(3),63—72。
- [4] Edgar, J. Kates, 1965. Diesel and High-Compression Gas Engines FUNDAMENTALS, 40—59. American Technical Society.

BALANCING METHOD OF SINGLE CYLINDER INTERNAL-COMBUSTION-ENGINE

Wang Yong-ding

(*Shanghai Fisheries University*, 200090)

ABSTRACT There are many causes to make the vibration of reciprocating internal-combustion-engine. The main causes are as follow; (1)no balanced reciprocating inertial force; (2)no balanced centrifugal inertial force; (3)twist changing in four processes; (4)press changing of gas in the cylinder. Because single cylinder internal-combustion-engine has no balance parts as multiple cylinder internal-combustion-engine, it is more clear in no balancing. The major affecting factors are no balanced reciprocating inertial force and centrifugal inertial foree. After analysing the no balanced inertial force of single cylinder internal-combustion-engine, the balanced equation were obtained and several usual balancing methods were analysed. In these mainly analysing and discussing the over weight method is the simplest one. The results are about the balance weight in the opposite and leaning opposite direction to balance the first grade no balanced inertial force as well as about strongness and direction of the minimal force left no balanced. Otherwise, the problem of the first and the second grade inertial force is solved through data calculated mothod.

KEYWORDS single cylinder, internal-combustion-engine, balance