

文章编号: 1005-0523(1999)01-0036-06

# 突变工况对内燃机运转参数影响的研究

张会明, 洪家娣, 吴国栋

(华东交通大学 机械工程系, 江西 南昌 330013)

**摘要:** 从理论上推导了内燃机处于突发工况时, 转速波动的变化规律和计算式, 并介绍了计算实例和内燃机瞬时转速的测试结果, 为设计、改进内燃机提供了有益的依据。

**关键词:** 突变工况; 运转参数; 计算式; 内燃机

**中图分类号:** TK 422 **文献标识码:** A

## 0 引言

内燃机的运转参数(例如曲柄连杆机构的运动、配气机构的运动等)一般都是在调速系统处于稳定工况下推导出来的, 然而, 由于负载的变化及其它内外工况的变化, 使得内燃机的调速系统大部分时间是处于调速过程之中, 转速的波动使内燃机的运转参数发生变化(当工况突变时, 运转参数的变化更甚), 它不仅改变了原有的运动形态, 对整机性能产生影响, 而且在某种条件下有些参数可能超过其允许值, 严重时, 甚至会导致不良的后果, 因此, 在设计、改进内燃机时, 对工况突变时运转参数的变化规律应予以充分的重视<sup>[1]</sup>

## 1 内燃机运动微分方程式

$$G \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_m \quad (1)$$

式中:  $G$  为内燃机和与之相连的耗能装置的当量转动惯量;  $M_e$  为内燃机有效输出扭矩;  $M_m$  为内燃机的负载扭矩;  $\omega$  为内燃机的角速度;  $t$  为时间<sup>[1]</sup>

很明显, 内燃机有效输出扭矩  $M_e$  与诸多因素(例如结构参数、性能参数、使用参数等)有关, 在内燃机结构参数已确定的条件下, 其有效输出扭矩  $M_e$  主要取决于循环喷油量和曲轴的转动角速度  $M_e = f(q, \omega)$ <sup>[1]</sup> 将上式按台劳级数展开, 并略去高阶项后得到

$$M_e = M_{e0} + \left( \frac{\partial M_e}{\partial q} \right)_0 \Delta q + \left( \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega$$

式中:  $M_{e0}$  为在某平衡位置, 内燃机有效输出扭矩<sup>[1]</sup>

$$\Delta M_e = \left( \frac{\partial M_e}{\partial q} \right)_0 \Delta q + \left( \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega \quad (2)$$

收稿日期: 1998-05-21; 修订日期: 1998-07-10

作者简介: 张会明(1964-), 男, 江西吉安人, 华东交通大学教授, 工学硕士<sup>[1]</sup>

内燃机的负载扭矩  $M_m$  取决于曲轴的转动角速度和耗能装置的调整参数<sup>[13]</sup>即

$$M_m = F(\omega, x)$$

将上式按台劳级数展开并整理后得到

$$\Delta M_m = \left[ \frac{\partial M_m}{\partial \omega} \right]_0 \Delta \omega + \left[ \frac{\partial M_m}{\partial x} \right]_0 \Delta x \quad (3)$$

式中:  $x$  为耗能装置的调整参数<sup>[13]</sup>

将式(2)、(3)代入式(1)可得到:

$$G \frac{d\Delta \omega}{dt} + \left[ \left[ \frac{\partial M_m}{\partial \omega} \right]_0 - \left[ \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right]_0 \right] \Delta \omega = \left[ \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right]_0 \Delta \omega - \left[ \frac{\partial M_m}{\partial x} \right]_0 \Delta x \quad (4)$$

为计算方便,令  $S_0 = \left[ \frac{\partial M_m}{\partial \omega} \right]_0 - \left[ \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right]_0$ ,  $S_0$  称为自稳系数;

$$A_1 = \left[ \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right]_0; \quad A_2 = \left[ \frac{\partial M_m}{\partial x} \right]_0;$$

得到

$$G \dot{\Delta \omega} + S_0 \Delta \omega = A_1 \Delta \omega - A_2 \Delta x \quad (5)$$

下面讨论工况突变时,内燃机角速度、角加速度的变化规律<sup>[13]</sup>

### 1.1 突卸负载工况

以  $\Delta \omega = 0$ ,  $\Delta x = -x_0$  代入式(5)得到

$$G \dot{\Delta \omega} + S_0 \Delta \omega = A_2 x_0 \quad (6)$$

式(6)在边界条件  $t=0$ ,  $\Delta \omega=0$  时的解为

$$\Delta \omega = \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G} t} \right)$$

$$\dot{\Delta \omega} = \frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G} t}$$

即

$$\begin{cases} \omega = \omega + \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G} t} \right) \\ \dot{\omega} = \frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G} t} \end{cases} \quad (7)$$

$$\dot{\omega} = \frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G} t} \quad (8)$$

当  $t=0$  时  $\omega = \omega$ ,  $\dot{\omega} = \frac{A_2}{G} x_0$

式中:  $\omega$  为在某平衡位置,内燃机的角速度;  $\dot{\omega}$  为内燃机的角加速度;  $x_0$  为在某平衡位置,耗能装置的调整参数<sup>[13]</sup>

### 1.2 突加负载工况

假定负载增加一倍,以  $\Delta \omega = 0$ ,  $\Delta x = x_0$  代入式(5)得到

$$G \dot{\Delta \omega} + S_0 \Delta \omega = -A_2 x_0 \quad (9)$$

式(9)在边界条件  $t=0$ ,  $\Delta \omega=0$  时的解为

$$\Delta \omega = \frac{A_2}{S_0} x_0 (e^{-\frac{S_0}{G} t} - 1)$$

$$\dot{\Delta \omega} = -\frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G} t}$$

$$\text{即} \quad \begin{cases} \dot{\omega} = \dot{\omega} - \frac{A_2}{S_0} x_0 (e^{-\frac{S_0}{G}t} - 1) & (10) \\ \dot{\omega} = -\frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G}t} & (11) \end{cases}$$

当  $t=0$  时,  $\dot{\omega} = \dot{\omega}$ ,  $\dot{\omega} = -\frac{A_2}{G} x_0$

在调速器起作用后的调速过程内(油量调节位杆移动,循环喷油量改变)情况虽然会有所不同,但曲轴转动的角速度、角加速度仍随时间变化,直至调速过程结束<sup>[13]</sup>

## 2 调速期内曲柄连杆机构的运动和惯性力

### 2.1 活塞的运动

下面讨论突卸负载工况下活塞的运动<sup>[13]</sup>

作  $Z-W$  坐标,如图 1 所示

$$\text{活塞位移} \quad Z = R \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

式中:  $R$  为曲柄半径;  $l$  为连杆长度;  $\lambda$  为连杆比,  $\lambda = \frac{R}{l}$ ;  $\varphi$  为曲柄转角<sup>[13]</sup>

活塞速度

$$\dot{Z} = R \dot{\omega} \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \quad (12)$$

将式(7)代入上式得到

$$\dot{Z} = R \left[ \dot{\omega} + \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G}t} \right) \right] \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \quad (13)$$

当  $t=0$  时,  $\dot{Z} = R \dot{\omega}$

活塞加速度

$$\ddot{Z} = R \dot{\omega} (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) + R \ddot{\omega} \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \quad (14)$$

将式(7)、(8)代入式(14)得到

$$\ddot{Z} = R \left[ \dot{\omega} + \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G}t} \right) \right]^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) + R \frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G}t} \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \quad (15)$$

当  $t=0$  时,  $\ddot{Z} = R \dot{\omega} (1 + \lambda)$

在调速期内,活塞速度、加速度的变化,不仅改变了曲柄连杆机构的动力学性能,而且影响进气管内进气压力波的波形和幅值的大小,使进气量发生变化<sup>[13]</sup>

### 2.2 曲柄连杆机构的惯性力

往复运动惯性力

$$P_j = -m_j \ddot{Z} = -m_j R \left[ \dot{\omega} + \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G}t} \right) \right]^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) -$$

$$m_j R \frac{A_2}{G} x_0 e^{-\frac{S_0}{G}t} \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right]$$

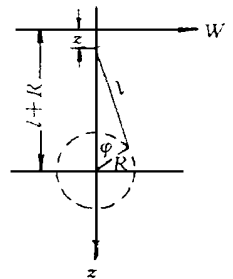


图 1 活塞运动简图

式中:  $m_j$  为集中在活塞销处的往复运动质量,  $m_j = m_p + m_c$ ;  $m_p$  为活塞组质量;  $m_c$  为连杆组的小头换算质量(13)

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, } P_j = -m_j R \dot{\omega} (1 + \lambda) \quad (13)$$

离心惯性力

$$P_r = -m_r R \dot{\omega} = -m_r R \left[ \dot{\omega} + \frac{A_2}{S_0} x_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G} t} \right) \right]^2$$

式中:  $m_r$  为集中在曲柄销中心的回转质量,  $m_r = m_d + m_b$ ;  $m_d$  为曲拐换算到曲柄销中心的质量;  $m_b$  为连杆组的大头换算质量(13)

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, } P_r = -m_r R \dot{\omega}$$

### 3 计算实例

#### 3.1 参数的测量与计算

以 X2105 型柴油机带动 15kW 电力测功器为例(13)

1) 发动机自稳系数  $S_0$

固定油门位杆, 测取发动机的速度特性和阻力矩特性曲线, 如图 2 所示(13)在  $n = 1500 \text{ r/min}$  点测取二条曲线切线的正切值代入下式

$$S_0 = \left[ \frac{\partial M_m}{\partial \dot{\omega}} \right]_0 - \left[ \frac{\partial M_e}{\partial \dot{\omega}} \right]_0 = \frac{30}{\pi} \left[ \left[ \frac{\partial M_m}{\partial n} \right]_0 - \left[ \frac{\partial M_e}{\partial n} \right]_0 \right]$$

可得  $S_0 = 0.356 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$

2) 其它数据

$n = 1500 \text{ r/min}$ , 发动机负荷特性曲线, 如图 3 示(13)

$$A_1 = \left[ \frac{\partial M_e}{\partial q} \right]_0 = \left[ \frac{\partial M_e}{\partial y} \right]_0 / \left[ \frac{\partial q}{\partial y} \right]_0 \quad (16)$$

式中:  $y$  为油门拉杆位移

$$\text{由图 3 可得} \left[ \frac{\partial M_e}{\partial y} \right]_0 = 2185 \text{ N}, \text{ 而} \left[ \frac{\partial q}{\partial y} \right]_0 = 8.43 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

将上述代入式(16)得  $A_1 = 2.592 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ;  $A_2 = \left[ \frac{\partial M_m}{\partial \dot{\omega}} \right]_0$

在测功机上测取  $A_2 = 11.24 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $x_0 = 1$ (13)

机组转动惯量  $G = 1.342 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

曲柄半径  $R = 60 \text{ mm}$

连杆长度  $l = 210 \text{ mm}$

#### 3.2 突卸负载工况

由式(12)、(13)得到

$$\Delta Z = R \frac{A_2}{S_0} X_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G} t} \right) \left[ \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right]$$

中国知网 <https://www.cnki.net>  
式中:  $\Delta Z$  为活塞在突卸负载时与在稳态下速度之差(13)

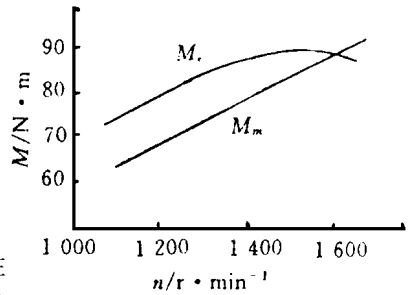


图 2 发动机速度特性、阻力矩特性

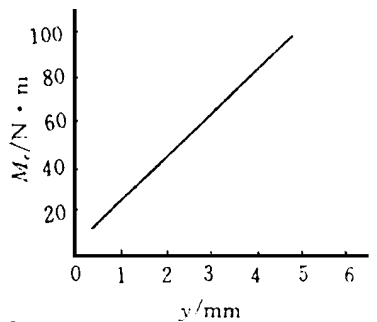


图 3 发动机负荷特性

$$\dot{\Delta Z}_{\max} = R \frac{A_2}{S_0} X_0 \left[ -\frac{3}{2} + \frac{3}{4} \lambda \right]$$

代入机组数据计算,得到:  $\dot{\Delta Z}_{\max} = 1.89 \text{ m/s}$

同样可得到

$$\ddot{\Delta Z} = \left[ R \frac{A_2^2}{S_0^2} X_0^2 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G}t} \right)^2 + 2R \frac{A_2}{S_0} X_0 \left( 1 - e^{-\frac{S_0}{G}t} \right) \right] \quad (13)$$

$$\left( \cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + R \frac{A_2}{G} X_0 e^{-\frac{S_0}{G}t} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \right)$$

式中:  $\ddot{\Delta Z}$  为活塞在突卸负载时与在稳态下加速之差

$$\ddot{\Delta Z}_{\max} = \left[ R \frac{A_2^2}{S_0^2} X_0^2 + 2R \frac{A_2}{S_0} X_0 \right] (1 + \lambda)$$

代入机组的有关数据计算,  $\ddot{\Delta Z}_{\max} = 68.7 \text{ m/s}^2$

## 4 测试装置与结果分析

为进一步分析内燃机在调速期内转速的波动情况,采用了如图4所示的测试装置(13)该装置的测试原理为:当内燃机转动时,由于齿盘2和电磁式传感器3之间磁隙的变化,感应出的电

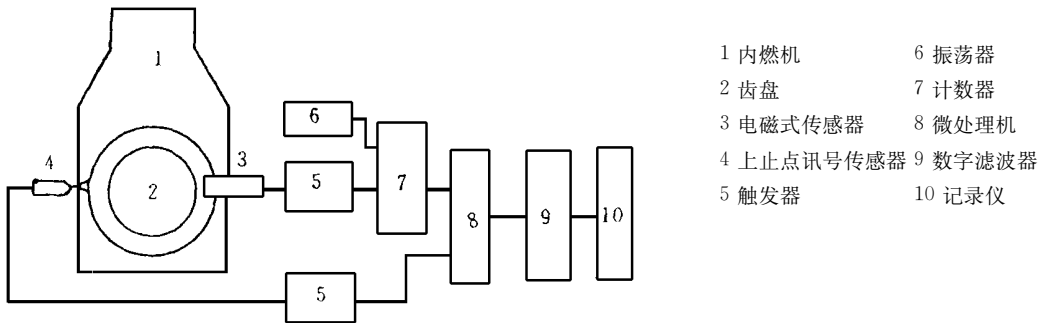


图4 内燃机瞬时转速测量装置原理图

压信号带着曲轴的转角,该电压信号经整形后作为触发脉冲输入计数器,以便对振荡器的振荡次数计数,输给微处理机的每个数,与曲轴转过该小角度所占的时间成正比,即与曲轴在该瞬时转速成反比,经微处理器运算后,可得到内燃机瞬时转速的数字信号,为去掉干扰信号并得留有用信号,采用数字滤波器对原始数据进行光顺处理,测试结果如图5所示(13)由于引起转速波动的原因是多方面的,它既取决于内燃机的结构型式,诸如内燃机的冲程数、气缸

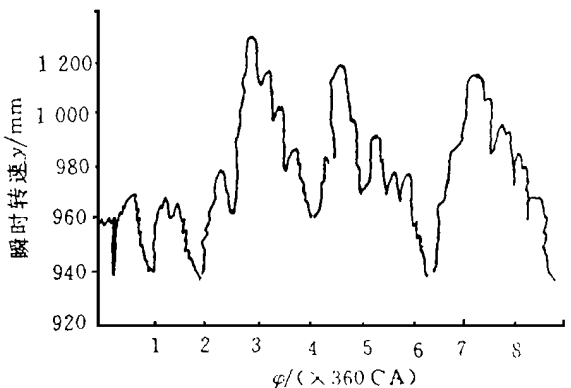


图5 实测的瞬时转速

数、气缸排列型式、发火顺序,又取决于各缸的实际工作状况和外部负载的变化,因而图 5 仅能用于调速期内转速波动的定性分析(13)由图 5 可见,当负载突卸时,内燃机的瞬时转速会上升,测试结果与理论分析吻合(13)

## 5 结 论

1) 当内燃机调速系统处于调速过程时,转速会出现波动,在工况突变瞬时,角速度不变,角加速度最大,随后,角速度上升(或下降),而角加速度减小(13)

2) 稳态工况下运转参数的计算式不适用于调速期内,利用本文所推导的计算式,能分析突变工况下内燃机主要运转参数的变化规律(13)

### [ 参 考 文 献 ]

- [1] 张会明<sup>19</sup>柴油机调速系统动态仿真与最佳设计分析[J]<sup>19</sup>内燃机工程,1996,(2)  
 [2] 克鲁托夫<sup>19</sup>武国成等译<sup>19</sup>内燃机自动调节[M]<sup>19</sup>北京:新时代出版社,1986  
 [3] 吉林工业大学内燃机教研室<sup>19</sup>内燃机理论与设计(下册)[M]<sup>19</sup>北京:机械工业出版社,1977

## An Investigation of Sudden Load Discharge on Rotatory Parameters of Internal Combustion Engine

ZHANG Hui-ming, HONG Jia-di, WU Guo-dong<sup>3</sup>

(Mechanical Engineering Depart., East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

**Abstract:** This paper theoretically, derived Variable laws of rotational velocity wave and formula of internal combustion engine under sudden load and introduce calculated examples and measurement effect of the instantaneous speed of internal combustion engine. Thus, it provided a valuable basis for the design and development of internal combustion engine.

**Key words:** sudden load; rotatory parameter; formula; internal combustion Engine