

铁道部科学研究院 论文集

铁路热力机车专辑

5

1980

目 录

1. 强化柴油机燃料喷射系统的二次喷射及其防止..... (1)
2. 机车柴油机曲轴平衡块对曲轴弯曲应力机体横向振动及
主轴承盖应力的影响..... (15)
3. 内燃机车管壳式热交换器隔板型式
对传热性能影响的试验研究..... (23)
4. 关于液力传动内燃机车的几个问题..... (41)
5. 大功率内燃机车用柴油机的选型报告..... (56)
6. 围带环式与悬臂式静子叶片
对多级轴流压气机气动性能的某些影响..... (80)
7. 经流式脉冲涡轮设计参数的估计..... (91)
8. 24/24高强化柴油机的结构设计和初步试验情况.....(101)
9. FD型1926号货运蒸汽机车圆扁烟筒简易牵引热工性能
南昌郑州铁路局机辆所.....(133)

强化柴油机燃料喷射系统的

二次喷射及其防止

董尧清 倪森森 崔洪仁 徐募英

内 容 提 要

二次喷射是强化柴油机燃料喷射系统发展中的一大问题。文中通过供油波和反喷射波的计算,对造成二次喷射的原因作了初步的理论说明。文中着重介绍喷射系统一些运用参数和结构参数对二次喷射影响的实验结果。最后还讨论了在12V240Z型柴油机上消除二次喷射的方法。

一、前 言

六十年代以后,随着柴油机强化程度和性能要求的不断提高,且对废气所造成的公害控制也逐加严格。尤其是近几年来,随着资本主义世界能源危机的进一步加剧,国外对一台发动机的经济运行问题更趋于注意。因此,总希望喷射系统能具有更高的燃料喷射压力和更大的燃料喷射率。一些喷油泵和喷油器的制造厂,也为此作了不少努力,瑞典L'orange公司生产的适合单缸功率150—350马力、柱塞直径为20—24毫米的喷油泵已可确保在1200公斤/厘米²的压力下长期可靠工作。但当喷射压力和喷射率提高后,如果整个喷射系统的匹配选择不当,则往往容易导致二次喷射的发生,严重的使发动机冒黑烟,油耗增加,废气中氮氧化合物成分增多,喷孔严重结碳,温度上升,使用可靠性下降。总之,会明显地影响发动机经济性和燃料喷射系统运用的可靠性和耐久性。所以,国外对强化柴油机燃料喷射系统中经常遇到的二次喷射问题开展了广泛的理论和实验研究。如国外几乎每当一台新机型问世之前,大多都要对燃料喷射系统的一些内部规律,诸如针伐升程、油管压力等变化过程进行详尽的计算或细致的测定,以保证发动机能在没有二次喷射和穴蚀等弊病的条件下经济地可靠工作。近些年来,国内柴油机的强化程度也在不断提高,已有越来越多的机型碰到了这一问题。但由于影响二次喷射的因素众多,关系又错综复杂,因此,我们也必须从理论上和实验上开展深入研究,才能解决柴油机中遇到的二次喷射问题,并进而从大量的试验和理论分析中去寻求解决二次喷射问题的普遍有效的途径。

二、燃料喷射系统二次喷射的理论分析

图1为一台柴油机燃料喷射系统的结构示意图。整个系统由喷油泵凸轮、喷油泵、高压

油管 and 喷油器组成。工作时，喷油泵由喷油泵凸轮驱动，喷油泵柱塞腔中建立起来的供油波顶开出油伐，通过高压油管，流入喷油器针伐腔。当喷油器针伐腔内的压力超过针伐开启压力时，燃油此时便从喷孔喷入气缸内。然后，由于燃油的流出，压力下降到喷咀关闭压力后，针伐又落座，即完成了燃料的喷射过程。但是，在有些场合，由于系统内反射波的影响，针伐又会二次抬起，再度以较主喷射时低的压力喷出少量燃油，造成令人讨厌的二次喷射。所以，二次喷射的产生与否，取决于系统内供油波和反射波的数值。在此，可借助Sitzler 评价喷射系统的近似方程来进行先期分析。

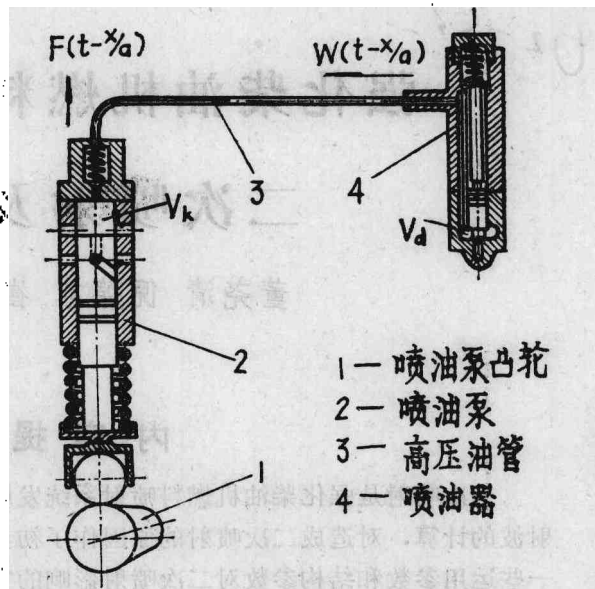


图1 柴油机油喷射系统结构示意图

根据流体力学知识，可对管路内可压缩流体，在不考虑管路内摩擦的情况下，建立如下的二个基本方程：

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial C}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0$$

式中： P ——流体压力，
 C ——流体速度，
 ρ ——流体密度，
 t ——时间，
 a ——音速，
 x ——沿管路长度坐标。

此方程积分后的解为：

$$p - p_0 = F(t - x/a) - w(t + x/a),$$

$$c - c_0 = \frac{1}{a\rho} [F(t - x/a) + w(t + x/a)] \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中： p_0, p ——过程初始压力（相当于残余压力）及任意时刻的压力，
 c_0, c ——过程初始速度及任意时刻的速度，
 $F(t - x/a)$ ——在管路 x 部位处从泵向咀方向传播的供油波的振幅值，
 $w(t + x/a)$ ——在管路 x 部位处，从咀向泵方向返回的反射波的振幅值。

现先来考察高压油管始端（ $x=0$ ）的情况，以求出供油波的数值。

在过程开始时， $c_0=0$ ，由（1） ≤ 0 ，方程式（2）在高压油管始端（泵端）可化为：

$$P(t) = p_0 + F(t),$$

$$C_r = \frac{1}{a\rho} F(t) \quad (3)$$

式中: p_k' ——高压油管始端(泵端)压力,

c_r ——高压油管始端(端泵)速度。而在高压油管始点处的连续方程可以建立为:

$$\alpha v_k \frac{dp_k'}{dt} = f_k c_k - f_r c_r \quad (4)$$

式中: α ——燃油可压缩性系数,

v_k ——柱塞腔到高压管油始端这部分总容积,

f_r ——高压油管截面,

c_k ——柱塞速度,

f_k ——柱塞截面。

将式(3)中 p_k' 、 c_r 值代入式(4)得:

$$\alpha v_k \frac{dF(t)}{dt} = f_k c_k - \frac{f_r}{a\rho} F(t) \quad (5)$$

这一微分方程的通解为:

$$F(t) = e^{-\frac{f_r t}{a\rho \alpha v_k}} \left[c + \frac{f_r}{\alpha v_k} \int c_k e^{\frac{f_r t}{a\rho \alpha v_k}} dt \right] \quad (6)$$

其中 c 为积分常数。

对大多数喷射系统而言, 柱塞速度与时间呈线性关系, 即为:

$$C_k = C_{k1} + bt$$

式中: C_{k1} ——所研究时期开始时刻柱塞的速度,

b ——速度曲线的斜率。

将 C_k 代入式(6)就得如下形式:

$$F(t) = \frac{C}{ekt} + \frac{f_k c_k}{ka\alpha v_k} - \frac{f_k b}{k^2 \alpha v_k} \quad (7)$$

式中

$$K = \frac{f_r}{a\rho \alpha v_k}$$

积分常数 C 由 $t=0$ 的瞬时, $F(t)=0$ 及 $C_k=C_{k1}$ 来确定, 即有:

$$C = \frac{f_k b}{\alpha v_k K^2} - \frac{f_k c_{k1}}{K \alpha v_k}$$

将积分常数 C 代入式(7)即得供油波计算公式:

$$F(t) = \frac{f_k c_{k1}}{f_r} a\rho - a\rho \frac{f_k c_{k1}}{f_r} e^{-\frac{f_r t}{a\rho \alpha v_k}} - \left(1 - e^{-\frac{f_r t}{a\rho \alpha v_k}} \right) \frac{f_k b}{K^2 \alpha v_k} \quad (8)$$

式中: n ——油泵凸轮轴转速,

ϕ ——油泵凸轮转角。

这一供油波在高压管内以音速向前运动, 并在高压管末端处为 $F(t-L/a)$ 。

然后再来考察高压油管末端($X=L$)的情况, 以求出反射波的数值。

在过程开始时, $c_0=0$, 方程式(2)在高压油管末端(端端)可以记以:

$$p_d = p_0 + F(t - L/a) - W(t + L/a), \quad (9)$$

$$c_d' = \frac{1}{a\rho} [F(t - L/a) + W(t + L/a)].$$

式中: P_d ——高压油管末端(咀端)压力,

C_d' ——高压油管末端(咀端)速度,

L ——高压油管长度。

在高压油管末端连续方程可记以:

$$f_d c_d' = u_d f_d c_d, \quad (10)$$

这里 u_d ——喷咀流量系数,

f_d ——喷咀喷孔流通截面,

c_d ——喷咀喷孔处流速, 其值为:

$$c_d = \sqrt{\frac{2g}{r_k}} \cdot \sqrt{\frac{k^2}{1+k^2}} \cdot \sqrt{p_s - p_s},$$

其中 g 为重力加速度, r_k 为燃油比重, p_s 为气缸背压, k 为针伐下部容积的节流系数, 其值为:

$$k = f_s'' \mu_s f_s,$$

这里 f_s'' 为针伐流通截面。

如果我们将 P_d 和 C_d' 按式(9)代入式(10), 即得:

$$F(t - L/a) + W(t + L/a) = \xi \sqrt{F(t - L/a) - W(t + L/a) + p_s - p_s}, \quad (11)$$

$$\xi = \frac{a\rho\mu_s f_s}{f_s} \sqrt{\frac{2g}{r_k}} \sqrt{\frac{k^2}{1+k^2}}$$

在式(11)中, 由于 $p_s - p_s$ 值很小, 可略去不计, 则式(11)便简化为:

$$-W(t + L/a) = F(t - L/a) + \frac{\xi^2}{2} - \sqrt{\frac{\xi^4}{4} + 2\xi^2 F(t - L/a)} \quad (12)$$

该式中, 波 $F(t - L/a)$ 是在 $(t - L/a)$ 时刻于油泵内产生的, 因此, 可按式(8)来确定。所以将式(8)代入式(12), 则得反射波的计算公式为:

$$\begin{aligned} -W(t + L/a) = & \left[\frac{f_s a \rho}{f_s} (c_s - c_{s1} e^{-\frac{t-L/a}{\tau}} \varphi) - (1 - e^{-\frac{t-L/a}{\tau}} \varphi) \frac{f_s b}{k^2 a v_s} \right] (t - L/a) \\ & + \frac{\xi^2}{2} - \sqrt{\frac{\xi^4}{4} + 2\xi^2 \left[\frac{f_s a \rho}{f_s} (c_s - c_{s1} e^{-\frac{t-L/a}{\tau}} \varphi) - (1 - e^{-\frac{t-L/a}{\tau}} \varphi) \frac{f_s b}{k^2 a v_s} \right] (t - L/a)}. \end{aligned} \quad (13)$$

至此, 已建立了计算供油波公式(8)和反射波公式(13)。于是, 在系统内产生二次喷射的条件近似为喷射终了时刻供油波与反射波之和大于喷咀开启压力, 即有

$$F(t - L/a) + W(t + L/a) > P_\varphi,$$

这里 P_φ 为喷咀开启压力

如果 $W(t + L/a) > 0$ 时, 即意味着反射波与供油波叠加后, 使供油波压力增加, 如果在针伐座落后, 这一反射波振幅很大, 则就会更容易使供油波及残余压力波叠加后的压力波幅大于喷咀开启压力, 而造成二次喷射。由式可见, 二次喷射的可能性随转速的增加、高压油管直径的增大、柱塞速度和喷咀的增大而增加, 这一危险性还同样随喷孔直径的减小和

节流效应的增强而增加。所以,选择好喷射系统的结构参数,尽量减小反射波是防止二次喷射的主要途径之一。图2为我们曾对一机车用中速柴油机算得的供油波与反射波的曲线,可见在凸轮转角38度左右,由于反射波大于零,与供油波叠加,造成了系统的二次喷射,这与实际观察到的情况是吻合的,但这一计算也表明,由于公式建立过程中作了较多的假设,使计算数值要比实测值偏高一些。然而这一计算过程的理论推导,可有助于用来理解产生二次喷射的原因及寻求改善的途径。

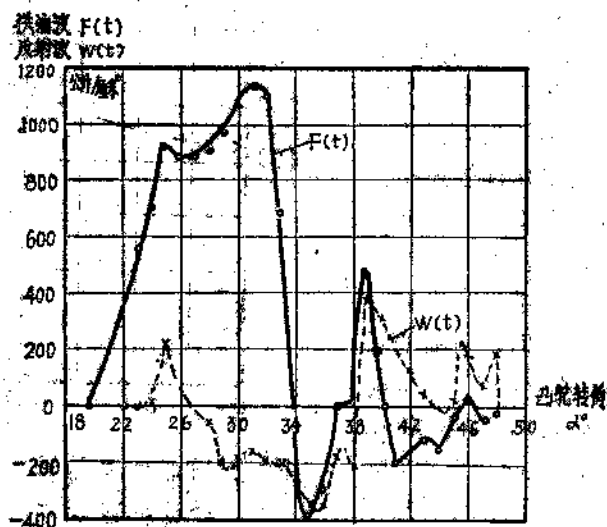


图2 一机车用中速柴油机喷射系统
供油波与反射波的变化

三、喷射系统一些运行参数和结构参数对二次喷射的影响

为探索强化柴油机燃料喷射系统运行参数和结构参数对二次喷射的影响的规律及其程度,为寻求机车用中速机上遇到的二次喷射的原因,曾在一台240系列柴油机燃料喷射系统中进行了考察改变其一些运行参数和结构参数对二次喷射影响的试验。试验工作在大连内燃机车研究所油泵试验台上进行。图3为试验台实况。

试验台采用4.5瓩的直流电动机通过皮带驱动凸轮轴,以实现无级变速。在驱动侧的对侧装有一个惯性矩足够大的飞轮,以保证凸轮轴运动的均匀性。喷射泵安装在凸轮轴箱的上方,燃油由一个低压输油泵以1.5公斤/厘米²的压力供油。喷油器安装在一个有一定刚性的支架上,以减轻试验时高压油管的振动。从

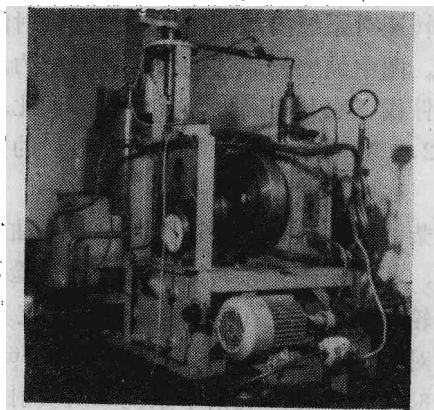


图3 试验台实况

喷油器出来的油量通过收集筒引到一个由电气控制的与时间同步的油量称重装置中,以实现精确的计量。凸轮轴的转速通过一个具有80个齿的回转盘切割一个阻抗约3000欧姆的磁场

产生出电脉冲讯号，由频率计直接给予数字显示。为了模拟柴油机的实际运用条件，试验台还附设有一个喷油器的背压筒，以便试验需要时使喷嘴喷射出来的燃油能建立所需的背压。试验时针伐运动规律由自制的电感式针伐行程传感器测定，油管压力波形由自制的油压传感器测定，讯号经奥地利李斯特内燃机研究所生产的AVL870型单缸柴油机试验仪放大后，分路由英国 Tektronix 公司生产的 D54 型阴极射线示波器监视，必要时由上海电表厂生产的 SC-16 型紫外线示波器记录。

受试系统的喷油泵柱塞直径为 20 毫米，行程为 16 毫米，并采用直径为 7 毫米的 T 系列长型喷嘴，其间用一根内径为 8 毫米、长度为 280 毫米的高压油管连接。该系统配用一个最高速度为 2.05 米/秒切线单圆弧型面的喷油泵凸轮。

1. 凸轮轴转速对二次喷射的影响

柴油机按速度特性运行时，对喷油泵来说，相当于齿条行程 R 不变。本试验时油量调节机构将齿条行程限定在 $H_c = 20$ 毫米的位置上，对应于该机车柴油机外特性时的运用工况。试验时对凸轮轴转速 n 分别为 550（额定转速）、482、239、280 及 212（怠速）转/分进行了测定。试验表明，当凸轮轴转速大于 400 转/分后，该喷射系统中开始出现二次喷射。随转速的增加，二次升起高度增加，到额定转速时，针伐二次升起高度为全行程的 63% 左右。图 4 为试验工况按速度特性变化时凸轮轴转速对系统内最高压力及二次喷射的影响。图中纵坐标 P 为油管最高压力， δ 为针伐二次升起高度与全行程高度比。

2. 喷油泵齿条行程对二次喷射的影响

柴油机按速度特性运行时，对喷油泵来说，相当于凸轮轴转速不变。本试验时将凸轮轴转速固定在 550 转/分的额定转速，对喷油泵齿条行程 R ，分别取 16、12、8、5 毫米时，观察了系统二次喷射的情况，图 5 为试验结果。可知对该系统而言，在 $n_k = 550$ 转/分下，当喷油泵齿条行程 $R > 14$ 毫米以后（此时相应的循环油量约为 1100 毫米³），二次喷射现象开始出现，并随 R 的增加而加剧。到 R 增至 20 毫米时，二次升起高度为全行程的 63% 左右。

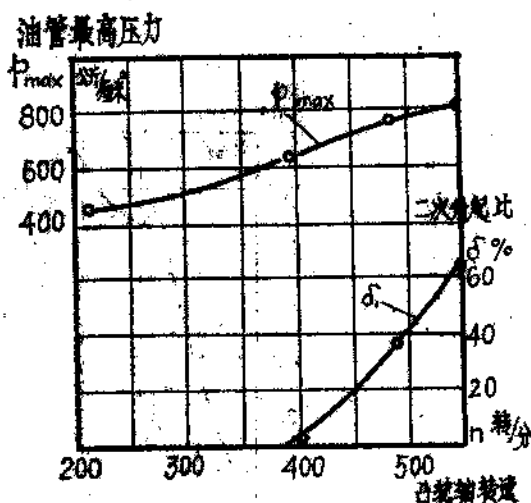


图4 试验工况按速度特性变化时凸轮轴转速对二次喷射比的影响

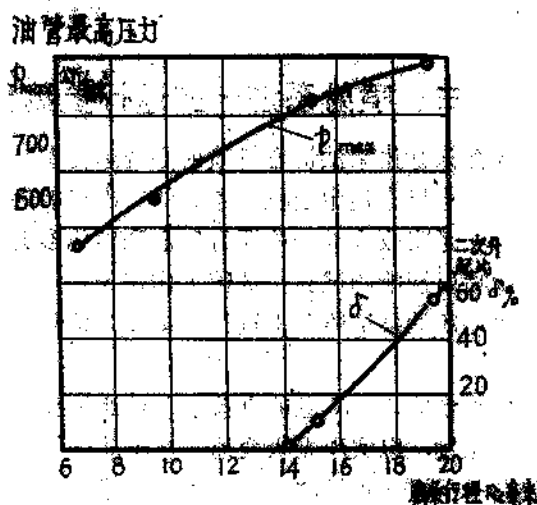


图5 在 $n_k = 550$ 转/分齿条行程对二次喷射的影响

3. 喷射背压对二次喷射的影响

由前述公式可知，通过喷孔的燃油流速与背压有一定关系，从而也稍微地影响着供油流和反射波的进行。为此，在油泵试验台上借助背压筒，分别考察了背压为1（大气压）、30、60、90公斤/厘米²时，在 $n=550$ 转/分、 $R=20$ 毫米（相当于发动机额定工况）时系统二次喷射的变化规律，图6为试验结果。由试验可知，随背压提高，针伐的二次开启度提高，这是由于背压增加后，油腔内最高压力和残余压力提高了，从而使第一个残余压力波峰超越喷油器内针伐开启压力的程度加深了。

4. 进油压力对二次喷射的影响

为查明进油压力对二次喷射的影响，对受试系统在 $n=550$ 转/分、 $R=20$ 毫米（相当于发动机额定工况）时，将进油压力分别控制为1、2、3、4公斤/厘米²，进行了测定。测定结果表明，进油压力的变化对循环油量和二次喷射无明显影响，这说明对本系统来说，其对进油压力敏感度较小，约有1公斤/厘米²以上的进油压力基本上便能获得燃油的连续充满。但也有些供油系统，对进油压力就比较敏感，如进油压力从0.35公斤/厘米²增加到1.75公斤/厘米²时，循环油量变化可达15%，在这样的情况下，则对系统的二次喷射也会带来少许影响。

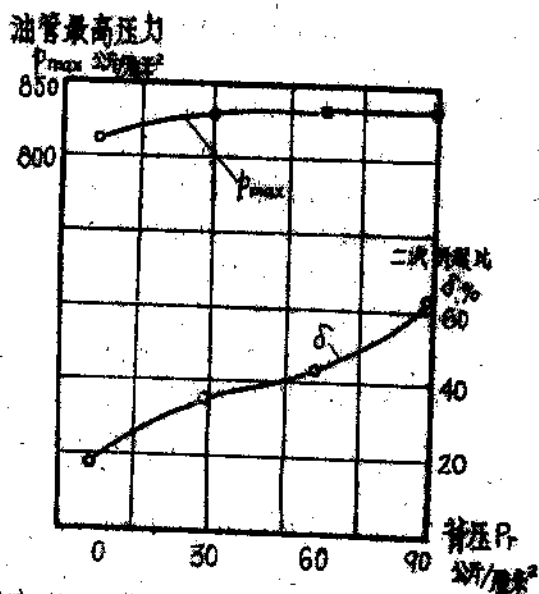


图6 喷射背压对二次喷射的影响

5. 针伐运动件重量对二次喷射的影响

为了考察喷油系统中针伐运动件重量这一结构参数对二次喷射的影响，采用使用同一针伐偶件，但人为地通过在针伐弹簧下座上附加重量的办法，来改变针伐运动件的总重量，即有：

$$G_{总} = G_{针} + G_{弹簧下座} + \frac{1}{8}G_{弹} + G_{附}$$

式中 $G_{总}$ ——针伐运动件重量，

$G_{针}$ ——针伐重量，

$G_{弹簧下座}$ ——弹簧下座重量，

$G_{弹}$ ——弹簧重量，

$G_{附}$ ——附加重量。

试验时通过附加重量的调节，最后受试的三种不同运动件的总重量分别为39克、44克和54克。试验结果显示，针伐运动重量的有限增加，并不明显地影响油管内压力变化过程和针伐二次开启的程度，但是，如果针伐运动件重量明显增加后，则势必会影响针伐的运动规律，

增加针伐开启关闭时刻，加剧二次开启程度。

6. 喷油器开启压力对二次喷射的影响

喷油器开启压力是喷油器设计中应确定的一个重要参数。为保证喷油器雾化开始和终止时条件与全流量时一样良好，并防止二次喷射和燃气倒流，喷油器开启压力要足够高，但过高的开启压力不利于针伐的寿命。为了查明这类机车用中速柴油机喷油器开启压力对二次喷射的影响，分别对本系统在 $n_e = 550$ 转/分、 $R_c = 20$ 毫米（相当于发动机额定工况）时，开启压力为 240、260、280 公斤/厘米² 的情况进行了测定。图 7 为测定结果。显然，随开启压力的提高，二次升起度减少。当开启压力为 240 公斤/厘米² 时，该系统在额定工况时针伐二次升起度占全升程的 52.5%，当开启压力提高到 280 公斤/厘米² 时，则针伐二次开启度降低至全升程的 18.2%，这说明在二次开启不甚严重，即第一个残余压力波峰接近开启压力的情况下，调整开启压力将对二次升起有明显的影晌。

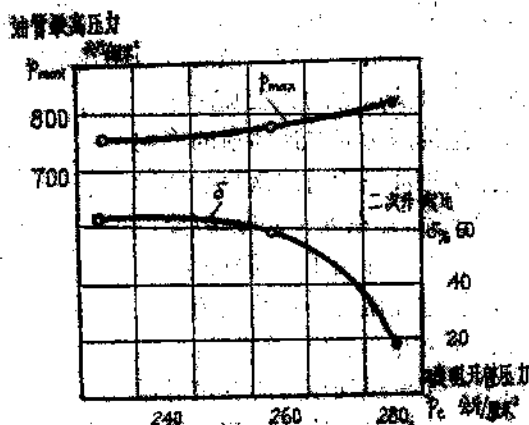


图7 喷嘴开启压力对二次喷射的影响

7. 凸轮使用的速度区段对二次喷射的影响

当凸轮外形确定后，就要正确地选择凸轮工作段的位置，为了获得较短的喷油时间和必要的喷油压力，有效行程选择在凸轮升程中间的高速部分，究竟在高速部位哪一段位置最好需要根据燃油系统参数的配合情况，进行调试。本系统采用切线单元弧凸轮，故其速度特性呈三角形形状。供油始点选在柱塞升程为 6.2 毫米处，此时相应的凸轮速度为 1.92 米/秒。

为了考察受试系统中凸轮速度段对二次喷射的影响，在 $n_e = 550$ 转/分， $R_c = 20$ 毫米（相当于发动机额定工况）下，分别对供油始点为柱塞升程的 6.7、6.2、5.0、4.4 毫米的情况进行了测定。图 8 为不同测点对应的速度图，图 9 为试验结果。

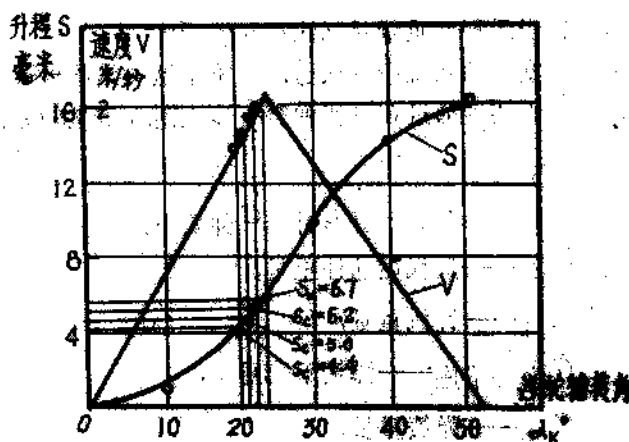


图8 不同测点对应的升程、速度图

试验表明，随供油始点后移即供油始点对应的柱塞升程增加，则由于起始柱塞速度提高，

同时柱塞腔容积减少，油管内最高压力提高，二次升起程度增加，如供油始点位置由柱塞升程 4.4 毫米处移到 6.2 毫米处，二次升起度由 14.7% 提高到 50%，但进一步后移到 6.7 毫米

后, 则虽油管内最高压力还继续提高, 但却发现二次喷射升起度反而减少, 这可能是由于此时供油终点速度降低, 而使整个喷射期间的平均柱塞速度还是下降了, 故整个喷射规律已有改变, 从而使主喷射后的第一个残余压力波峰降低。所以, 合理地选择凸轮的使用区段, 将对整个系统的性能的调节有着重要的意义。

8. 出油伐升程对二次喷射的影响

对卸载型出油伐来说, 出油伐升程的确定取决于卸载容积、流通截面的大小及出油伐弹簧载荷。一般来说, 出油伐升程增加后, 出油伐落座时间较长, 使供油结束时更多的燃油能从油管中流回, 从而获得比较平坦的供油特性曲线。但升程过大后, 也会引起出油伐的迅速磨损以及增加出油伐弹簧中的动应力。本系统中, 出油伐升程为 4.5 毫米。为了查明出油伐升程对二次喷射的影响趋向, 在 $n_k = 550$ 转/分、 $R = 20$ 毫米 (相当于发动机额定工况) 时, 分别对出油伐升程为 3.50、4.48、5.26 毫米的情况进行了测定。图 10 为试验结果, 可见随出油伐升程的增加, 二次开启度有所改善。这是由于随出油伐升程的增加, 供油终了压力下降速度稍有迟缓, 而使主喷射后的压力振荡不致过分急剧。

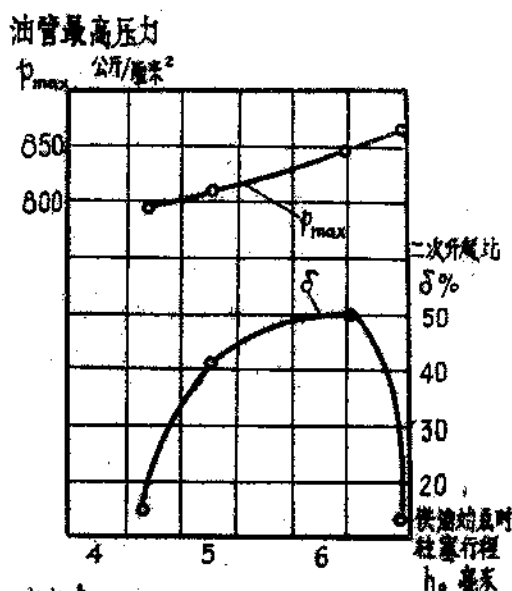


图 9 使用凸轮不同速度区段对二次喷射的影响

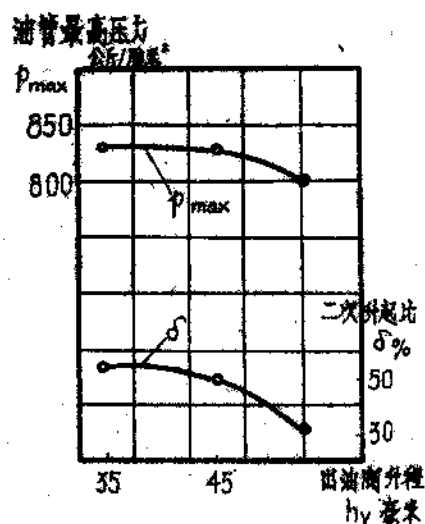


图 10 出油阀升程对二次喷射的影响

9. 喷油器弹簧刚度对二次喷射的影响

众所周知, 喷油器弹簧刚度应仔细选择, 弹簧刚度过低, 则在喷油终了时针伐不能迅速落座, 从而引起漏油和燃气倒流, 污染和加热针伐偶件, 致使针伐卡柱。但刚度过高, 则针伐落座冲击力将成平方根关系增加, 这也会加速针伐伐座下陷。并且, 过大的刚度也会带来制造上的困难。

为查明喷油器弹簧刚度对二次喷射的影响, 在 $n_k = 550$ 转/分、 $R = 20$ 毫米 (相当于发动机额定工况) 时, 分别对弹簧刚度为 41.2、32、29.4、21.3 公斤/毫米的情况进行了测定。图 11 为测定结果。试验表明, 随喷油器弹簧刚度的增加, 二次升起比也相应增加, 这可能是

由于弹簧刚度增加后,使针伐关闭迅速,反射波振荡加剧,振幅增大的缘故。

10. 出油伐弹簧刚度对二次喷射的影响

出油伐弹簧刚度决定于油泵排量和供油特性,为查明本供油系统出油伐弹簧刚度对二次喷射的影响,在 $n_s = 550$ 转分、 $R_s = 20$ 毫米(相当于额定工况)时,分别对出油伐弹簧刚度为0.496、0.668、1.120公斤/毫米的情况进行了测定。图12为试验结果。可见出油伐弹簧刚度的改变,对二次喷射影响不大。但试验还表明,随刚度的减少,循环油量和油管内最高压力则有所增加。

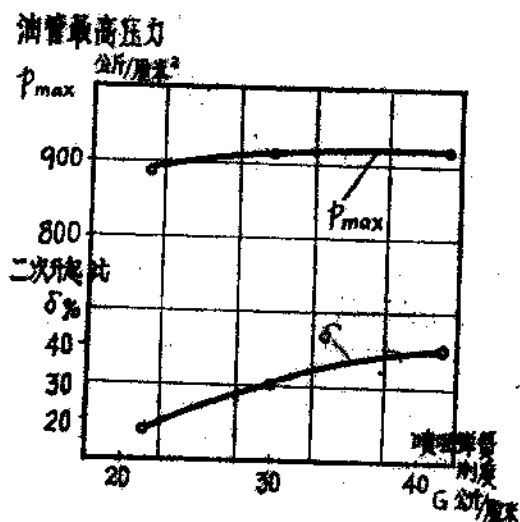


图11 喷油器弹簧刚度对二次喷射的影响

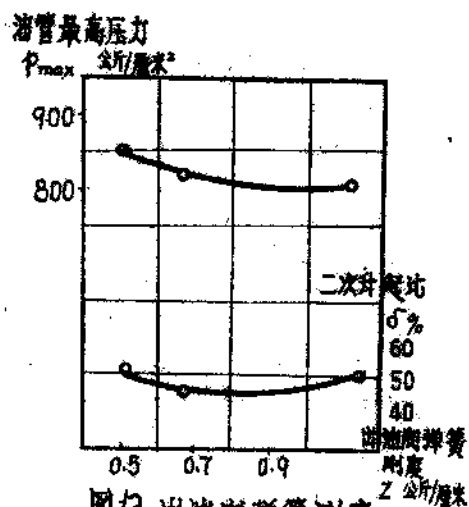


图12 出油阀弹簧刚度对二次喷射的影响

11. 高压油管内径对二次喷射的影响

高压油管容积是燃油高压系统容积的一部分,如果油管容积增大,亦即高压系统容积增大,使喷射时压力波动影响增大,喷油延时增长,喷油亦不能迅速终止,但油管过细,则燃油流动阻力增大。所以,高压油管内径对供油系统有一定的影响,为了查明高压油管内径对二次喷射的影响,在 $n_s = 550$ 转/分、 $R_s = 20$ 毫米(相当于发动机额定工况)时,分别对内径为2.5、3.0、3.5毫米的情况进行了测定,图13为测定结果,可见随内径增加,二次喷射程度加剧。

12. 高压油管长度对二次喷射的影响

高压油管长度和内径一样,对供油系统性能有一定影响,较短的高压油管使高压系统有较小的容积,从而有可能减少燃油波动。而且,它易于控制压力梯度,并允许建立一种理想的喷射压力图型。

为查明高压油管长度对二次喷射的影响,在 $n_s = 550$ 转/分、 $R_s = 20$ 毫米(相当于发动机额定工况)时,分别对油管长度为280、390、690毫米的情况作了测定。图14为试验结果。结果表明,随油管长度增加,高压系统容积增大,燃油波动加剧,使二次喷射程度增加。

实际供油延迟角
 φ' (凸轮转角 度)

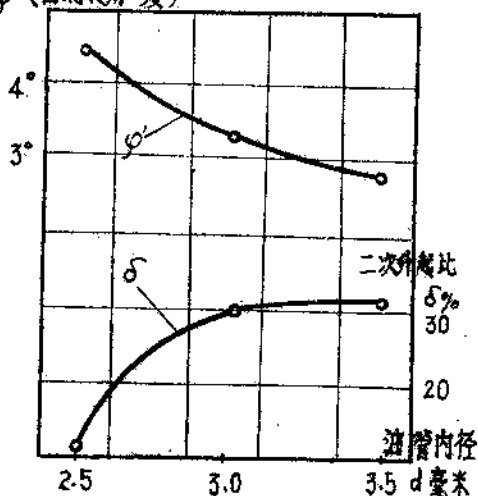


图13 高压油管内径对二次喷射的影响

油管最高压力

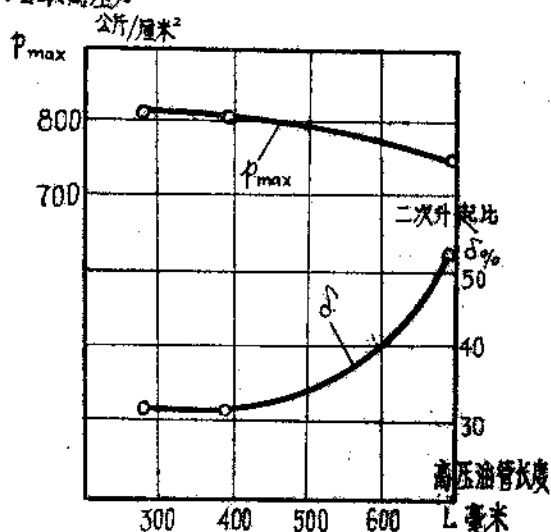


图14 高压油管长度对二次喷射的影响

13. 卸载容积对二次喷射的影响

在高压油泵泵油结束后，油泵的出油伐将油泵与高压油管分隔开来，同时，用来卸载高压油管中的部分剩余压力，所以，出油伐的卸载容积对供油系统的二次喷射及空腔现象有较明显的影响。一般说来，加大出油阀的卸载容积，能使高压管中的燃油压力迅速下降，喷射过程末尾针伐关闭迅速，系统内残余压力减小，从而可以消除二次喷射。但如减压作用过甚，则系统内残余压力过低，这会在高压系统内产生燃油蒸汽，即造成空腔穴蚀。同时，也易造成空转时的不规则喷射，使供油系统不能稳定工作。所以，卸载容积须合适确定。

为了查明卸载容积对二次喷射的影响程度，在 $n_s = 550$ 转/分、 $R_s = 20$ 毫米（相当于发动机额定工况）时，分别对卸载容积 $V_s = 250$ 、 320 毫米³的情况进行了试验。图15为试验结果，结果表明，在不同工况下，卸载容积增大，对二次喷射都有利。

油管最高压力

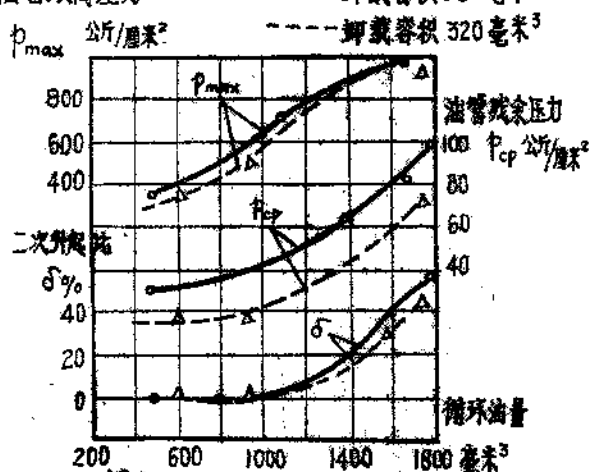


图15 卸载容积对二次喷射的影响

14. 凸轮最高速度对二次喷射的影响

曾经在另一供油系统中，进行过改变凸轮型面的试验。受试凸轮的最高速度是，1号凸轮

为2.64米/秒, 2号凸轮为2.17米/秒, 型面均为凹弧三园弧, 速度特性呈向下倾斜的梯形。图16(a)和(b)分别为使用1号凸轮和2号凸轮在额定工况时测得的波形图, 可见采用2号凸轮后, 随着凸轮速度的降低, 油管最高压力也随之降低, 二次喷射程度减轻, 但供油持续时间稍有增加。所以, 凸轮速度是影响供油性能, 特别是对二次喷射来说是一个主要的影响因素。

综上所述, 我们可以将喷油系统的一些运行参数和结构参数对二次喷射的影响归纳一下, 如表1所示。

显然, 在表1中, 除序1~4四项运行参数外, 在序5~14八项结构参数中, 凸轮最高速度、卸载容积、凸轮使用速度区段这几项参数往往对二次喷射起较明显的影响作用。

最后, 还想指出的是, 除我们所进行的那些试验项目外, 还有一些喷射系统的结构参数, 如柱塞直径、喷孔直径、针伐升程和油管壁厚等对二次喷射都有一定的影响。一般来说, 柱塞直径的增加、喷孔尺寸的减小、针伐升程的缩短及油管壁厚的减薄, 都会导致二次喷射的加剧。

喷射系统的一些运行参数和结构参数对二次喷射的影响

表 1

序	影响参数	改变方法	油管压力	二次喷射	说明
1	凸轮轴转速	增加	增加	增加	"—"为影响不大
2	油泵齿行条程	增加	增加	增加	
3	喷射背压	增加	增加	增加	
4	进油压力	增加	—	—	
5	针伐运动件重量	增加	—	稍有增加	
6	喷咀开启压力	增加	增加	减小	
7	凸轮使用速度区	变化	变化	变化	
8	出油伐升程	增加	—	稍有减小	
9	喷油器弹簧刚度	增加	—	稍有增加	
10	出油伐弹簧刚度	增加	稍有减小	—	
11	高压油管内径	增加	—	增加	
12	高压油管长度	增加	—	增加	
13	卸载容积	增加	增加	减小	
14	凸轮最高速度	增加	增加	增加	

图15 在12V240Z柴油机直接测得的额定工况下有无滤清器时的波形

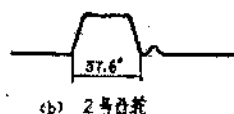
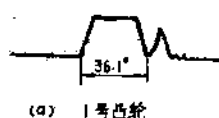
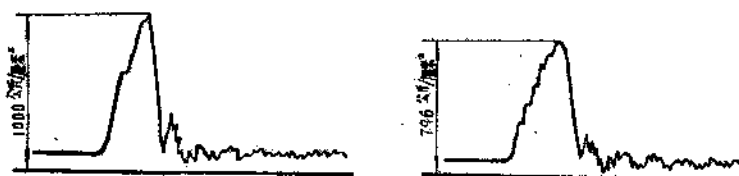


图16 不同凸轮速度对二次喷射的影响

四、在机车用12V240Z型柴油机上二次喷射的消除

由于喷射系统一些结构参数互相之间有着错综复杂的联系和制约，所以，对一特定的机型来说，往往需要人们通过仔细的分析试验，来寻找影响该机二次喷射的主要根源，并最终需要人们权衡一下究竟采用什么措施可以用最少的代价，即结构上作最简单的更动，而又不致带来其它弊病的前提下，能取得最理想的结果。

在油泵试验台上对12V240Z型柴油机燃油喷射系统的试验发现，在柴油机按牵引工况运行时，在第12手把位（ $N_e = 1580$ 马力， $n = 920$ 转/分）后，该系统即有二次喷射现象出现，程度并不十分明显。但二次喷射现象对实际柴油机运用的经济性稍有影响，为了更合理地组织工作过程和更好地延长喷油器的使用寿命，改善柴油机运用的经济性，有必要设法消除二次喷射现象。

在对12V240Z型柴油机喷油系统作出全面分析和大量试验的基础上，并考虑到对定型产品在结构上作出最小的更动，而又不致带来其它的弊病，最终发现去除该机喷油器进油接管中的缝隙滤清器，是克服该机二次喷射的最经济有效的途径。

在该机接于高压管末端的喷油器进油接管中，带有一条包含有8条槽、长度为101毫米的缝隙滤芯，滤芯与进油接管套之间的间隙为0.03—0.07毫米。由于这一滤芯的存在，不仅使燃油的供油被节流，压力被损失，而且使喷咀向油泵端反射的反射波由于滤芯产生阻力无法迅速地利用整个供油系统容积降低反射波，从而不能充分发挥出出油伐的卸载作用，所以使主喷射结束后的瞬时，反射波在从喷咀腔到滤芯之间建立了较高的振幅，使压力波的波峰超过了开启压力，从而造成了针伐的二次喷射。根据本文第二部分已论述过的约束反射波的理论，我们去除了这一滤清器，分别在油泵试验台和

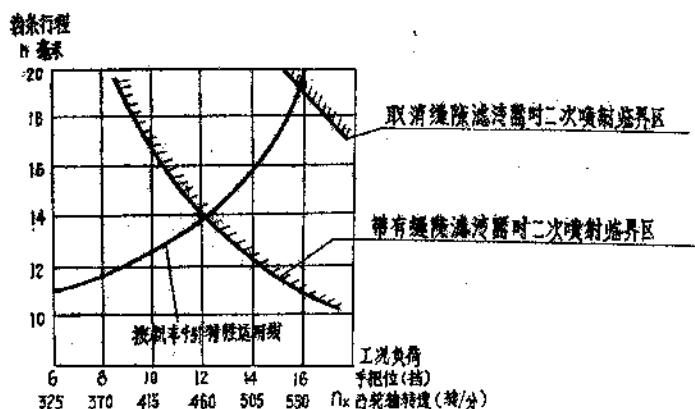
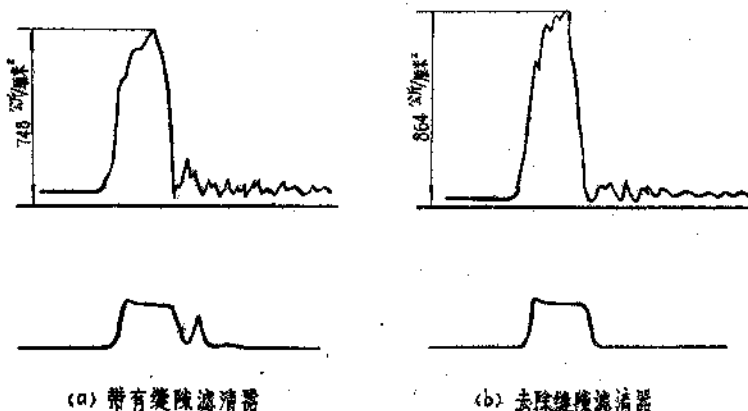


图17 12V240Z柴油机按机车牵引特性运用时，带与不带缝隙滤清器对二次喷射边界的影响



(a) 带有缝隙滤清器

(b) 去除缝隙滤清器

实际柴油机上作了试验。试验表明，当滤清器去除后，该机可以十分理想地将二次喷射排除

在其实际运用的全部牵引工况之外。图17为在油泵台试验而得的该机带与不带滤清器时二次喷射的临界线。图18为该机带与不带滤清器时在实际柴油机上测得的额定工况下的波形图。显然,此时,不仅二次喷射已被彻底排除,而且喷射压力提高了约120公斤/厘米²,这对进一步改善该机在额定工况,特别是部分工况的喷射质量是有好处的。试验也证实,此时,喷雾声音特别清脆,雾化质量更加优良,油耗进一步降低。因此,考虑到该机燃油精滤器已采用纸质滤器,直径5 μ 以上的粒度可以给予过滤,基本上已能满足系统滤清的需要。因此,已决定在新出厂的12V240Z机上采取这一措施。

五、结 论

二次喷射是强化柴油机燃料喷射系统发展中的一大问题。必须在理论上和实验上进行深入的研究,以寻求造成二次喷射的原因及各种因素对二次喷射影响的规律和程度。

对喷射系统的供油波和反射波的理论计算分析表明,抑制反射波是防止二次喷射的主要途径之一。而反射波的数值又是转速、油管直径、柱塞速度和直径、喷孔尺寸及其节流效应等因素的函数。

所进行的改变喷射系统14项运行参数和结构参数的试验表明,二次喷射随转速、齿条行程、背压、油管内径和长度、凸轮最高速度、针伐运动件质量和喷油器弹簧刚度的增加而增加,随喷咀开启压力、出油伐升程和卸载容积的增加而减少。但在这之中,凸轮最高速度(包括使用区段的选择)及卸载容积对二次喷射的影响最为明显。

由于供油系统结构复杂,运用条件也经常变化。因此,对特定的机型来说,必须通过细致的分析实验,寻求影响该机二次喷射的主要因素后,才能确定出一种经权衡的经济有效的克服办法。对12V240Z机来说,在去除缝隙滤清器后,即可以使该机二次喷射排除在所有的运用工况之外,从而使发动机具有更佳的经济性和使供油系统具有更高的可靠性和耐久性。

主 要 参 考 资 料

1. 中速柴油机供油系统若干参数对供油性能影响的试验。 大连热力机车研究所 1975年2月
2. 高速柴油机喷射过程的计算
“国外内燃机车” 1972年№.1
3. A.Pischinger und F.Pischinger《Gemischbildung und verbrennung Von Dieselmotor》, springer-verlag
1957年版
4. W. C. Clifton and C.A.Grotzmaller《Fuel Injection Equipment for Industrial, Marine and Rail Traction Diesel Application》
“Bryce Publication” 1969年April
5. 立日又二, 串山正, 永江禎范
《テイーゼル机关の燃料喷射系におはる二次喷射防止法の研究》
“日本机械学会志” 1972、№2

机车柴油机曲轴平衡块对曲轴弯曲应力 机体横向振动及主轴承盖应力的影响

大连内燃机车研究所

卓日明 李 权 柳欣生 可红梅

提 要

该文系针对 16240Z 柴油机为解决轴系动力性能问题,采用簧片式弹性联轴节的新轴系和原半刚性联轴节的老轴系均可装不同数量平衡块进行试验。试验时测试了曲轴动应力,机体横向振动,主轴承盖应力及扭振等。该文主要是讨论 16240Z 柴油机不同轴系装不同数量平衡块时对曲轴的弯曲应力、机体横向振动和主轴承盖应力的影响。

对 16240Z 柴油机不同数量平衡块的测试结果分析,新轴系加装平衡块对改善曲轴与机体的受力状况是有利的,特别是受不平衡内力矩影响的机体横向振动有更明显的效果。

前 言

机车用柴油机具有结构紧凑、大功率、高强度、高转速的特征,因此这种类型柴油机的平衡问题普遍引起人们的重视。平衡问题解决的好坏直接影响柴油机的可靠运转和使用寿命。解决平衡问题要综合考虑柴油机的结构,机组振动、轴承负荷以及扭振等问题。对于 V 型 16 缸柴油机的曲柄结构形式,除了与 4 次成倍数的往复惯性力外,所有次数的往复与回转惯性力及其惯性力矩对柴油机外部而言均已达到了自行平衡。而与 4 次成倍数的高次往复惯性力因其数值不大可忽略它们的影响。可以说该类型柴油机的外部平衡性能良好。

柴油机的外部平衡性是基于曲轴或机体为绝对刚体这一假设的。也就是说惯性力和惯性力矩平衡于曲轴或机体。而曲轴或机体不可能为绝对刚体,所存在的内部不平衡,也即内力矩的大小,就要反映为柴油机的外部不平衡。所以一般都是通过加设平衡块,也即减小内力矩来改善柴油机的内部平衡性能,从而改善柴油机的受力状况及其轴承工作能力和柴油机工作的平稳性。

对于 16240Z 柴油机,其曲轴为高强度球铁曲轴,因受当时条件所限制,曲柄上几乎不