

小型柴油机进气冲压角的研究

张 会 明

(机械工程系)

摘 要

本文分析了小型四冲程柴油机进气冲压角对充气效率和柴油机性能的影响, 推导了进气冲压角的计算式, 并通过实验验证了此计算式基本正确。

关键词: 柴油机; 性能; 进气冲压角

0 引 言

进气冲压又称为惯性增压, 对具有一定转速的柴油机, 配以合适长度的进气管, 可以在该转速范围内增加气缸的充气效率, 减少燃料消耗, 改善排气烟度, 并且不需要变动柴油机的主要部件。因而, 对于不适宜应用价格昂贵, 或者不便于安装废气涡轮增压器进行增压的小型柴油机, 进气冲压是一种简单易行、经济效益比较明显的低增压方式。

进气冲压是由进气管内气流的惯性效应和波动效应共同作用的结果。在四冲程发动机的进气过程中, 活塞从上止点下行, 气缸的容积逐渐增大, 压力逐渐降低, 在大气压和气缸内气体压力的压差作用下, 新鲜空气克服进气系统的流动阻力加速流入气缸, 使进气量增加, 这就是惯性效应; 同时, 由于活塞下行的泵吸作用, 从气缸内发出的负压力波沿着进气管向开口端传播, 经开口端负反射后, 变为正压力波沿着进气管返回, 并在进气阀关闭前进入气缸, 使气缸的进气量增加, 这就是波动效应。

进气冲压不仅与进气管的长度、内径和形状有关, 而且与冲压角有关。本文推导了进气冲压角与柴油机结构参数、转速以及冲压管参数之间的定量关系式, 将其应用于 285Q 柴油机表明, 计算值与实验结果基本吻合。

1 进气冲压角对气缸充气效率的影响

进气冲压角又称进气迟闭角。对于进气冲压的柴油机, 其进气门在下止点后的适当时刻关闭, 可以提高气缸的充气效率。设进气阀关闭时, 气缸内的气体压力为 P_x , 进气管内气阀口前的气体压力为 P_s 。

本文于 1993 年 7 月 2 日收到

若 $P_x = P_s$ 或 P_x 略小于 P_s 时,新鲜空气既已充分流入气缸,又尚未发生气缸内的气体倒流入进气管,其对应的进气冲压角 β 为最佳值,称为“合适的进气冲压角”,充气效率最高。

若 $P_x < P_s$,新鲜空气尚未充分流入气缸,充气效率下降,其对应的进气冲压角偏小,未充分发挥进气冲压的潜力。

若 $P_x > P_s$,气缸内的气体倒流入进气管内,充气效率下降,其对应的进气冲压角偏大。

由于 $P_s = P_0 + \Delta P_u + \Delta P_w$,

式中 P_0 ——大气压;

ΔP_u ——惯性效应产生的压力增值;

ΔP_w ——波动效应产生的压力增值;

当柴油机的进气冲压角为 β 时,

则 $P_x = P_s = P_0 + \Delta P_u + \Delta P_w$ (1)

本文讨论这种情况。

2 惯性效应压力增值的求法

在进气冲程中,进气管内气柱所具有的动量为 $(LF\rho)u$,如图 1 所示。

其中 L ——进气管长度;

F ——进气管横截面积; $F = \frac{\pi}{4}d^2$

d ——进气管内径;

ρ ——气体密度;

u ——进气管内气柱的速度;取平均值

为 $u = \frac{sn}{30}(\frac{D}{d})^2$;

式中 D ——气缸内径;

S ——活塞行径;

n ——曲轴转速(r/min);

气柱在减速过程中,惯性效应产生的压力增值为

$$\Delta P_u = \frac{L\rho u}{\Delta t} = L\rho S n (\frac{D^2}{d^2}) / 30 / \Delta t \quad (2)$$

Δt ——进气流的减速时间;

2.1 进气流减速时间 Δt 的计算

如前所述,在进气冲程中,进气管内的气柱在外界大气压力和气缸内气体压力的压差作用下,加速流入气缸。一旦气缸内气体压力等于大气压力时,气柱的加速度为零,此瞬时为气柱减速的始点。在配气相位图上用 α 角表示,如图 2 所示;当进气管气阀口前的气体压力等于气缸内的气体压力时,气柱已不能流入气缸,此瞬时为气柱减速的终点,在图 2 上用 β 角表示。进气流的减速时间为

$$\Delta t = \frac{\alpha + \beta}{6n} \quad (3)$$

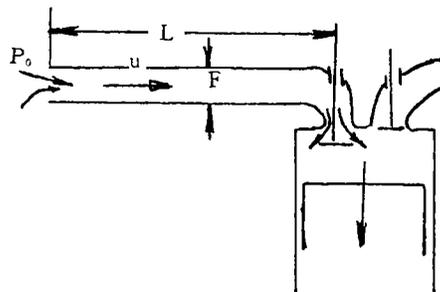


图 1

在计算 α, β 时,作二点假设:

- (1) 进气流为理想气体;
- (2) 气缸壁面与气体之间无摩擦损失、无热交换。

图 3(a)、(b) 为柴油机示功图的局部示意图。 a 为下止点, 气缸内的气体压力为 P_a ; C 为气柱的减速始点, 气缸内的气体压力为 P_c , 曲柄与气缸轴线间的夹角为 α ; b 点为气柱减速终点, 气缸内的气体压力为 P_b , 曲柄与气缸轴线间的夹角为 β 。下面我们着重讨论 α 角的求法, 见图 3(a)。

设 $\Delta P_a = P_a - P_c$, 并将 ΔP_a 均分 m 等分, 每等分的压差为 $\frac{\Delta P_a}{m}$, 研究其中的一个微元过程 1—2, 下标为 $j-1, j$ 。

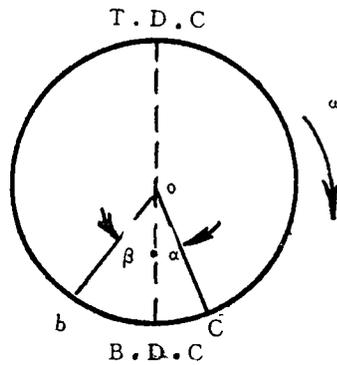
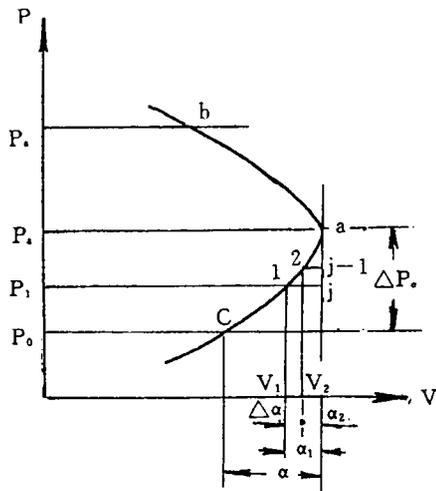
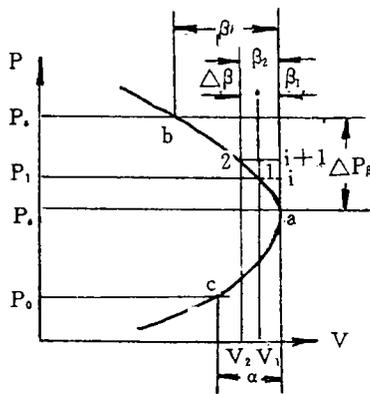


图 2



(a)



(b)

图 3

设气缸进口截面 I—I 上的流体参数分别为 ρ', T', P' , 如图 4 所示。单位时间内流入气缸新鲜空气的能量为:

$$\begin{aligned}
 q &= \mu_1 f \cdot W \rho' C_p T' + \frac{A}{2} \mu_1 f \cdot \rho' W^3 \\
 &= \mu_1 f \cdot W \frac{C_p}{R} P' + \frac{A}{2} \mu_1 f \cdot \rho' W^3 \\
 &= \frac{2K}{K-1} \left[\left(\frac{P_{s1}}{P'} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] RT',
 \end{aligned}$$

$\because W$ 为亚音速, $\therefore P' = P_1$ 。

上式变为

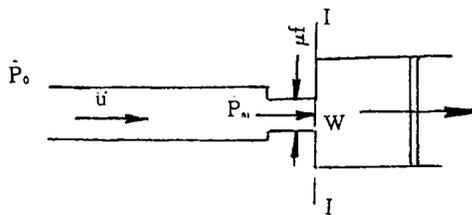


图 4

$$q = \mu_1 f_s W \frac{C_p}{R} P_1 + \frac{A}{2} \mu_1 f_s W \frac{2K}{K-1} \left[\left(\frac{P_{i1}}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] P_1$$

$$= \mu_1 f_s W C_p \frac{P_{i1}}{R} \left(\frac{P_1}{P_{i1}} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (4)$$

$$\text{又 } C_v d(V\rho T) = \frac{C_v}{R} P dV + \frac{C_v}{R} V dP,$$

由热力学第一定律,对于微元过程 1—2:

$$q \Delta t_s = \frac{C_v}{R} V_1 \Delta P + \frac{C_v}{R} P_1 \Delta V + A P_1 \Delta V.$$

将(4)式代入上式,稍加整理,可得到:

$$\Delta P = \frac{K \mu_1 f_s W P_{i1} \left(\frac{P_1}{P_{i1}} \right)^{1/K} \Delta \alpha}{6nV_1} - K P_1 \frac{\Delta V}{V_1} \quad (5)$$

式中 P_{i1} ——当地进气管内气阀口前的气体压力。

$$P_{i1} = P_0 + \Delta P_{w1} + \frac{\Delta P_s}{\alpha + \beta} (\alpha - \alpha_1), \quad (6)$$

ΔP_{w1} 由(21)式求之, ΔP_s 由(2)式求之。

P_1 ——1点气缸内的气体压力。

$$P_1 = P_s - \frac{P_s - P_0}{m} j, \quad m \text{——等分数,}$$

$$\Delta P = \frac{P_s - P_0}{m} = \frac{\Delta P_s}{m}, \quad P_s \text{ 由(8)式求出。}$$

$$W = \sqrt{\frac{2(P_{i1} - P_1)}{\rho}},$$

$$V_1 = V_c + \frac{\pi}{8} D^2 S [1 + \cos \alpha_1 + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_1})],$$

$$V_2 = V_c + \frac{\pi}{8} D^2 S [1 + \cos \alpha_2 + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_2})],$$

V_c ——气缸燃烧室容积; λ ——连杆比;

$$\Delta V = V_2 - V_1$$

$$= \frac{\pi}{8} D^2 S [\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1 + \frac{1}{\lambda} (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_1} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_2})]$$

$$\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_2,$$

μ_1 ——流量系数

f_s ——气缸容积从 V_1 增大到 V_2 时气阀的平均开启截面积;

K ——绝热指数; R ——空气的气体常数;

A ——热功当量。

用同样的方法求 β 角,如图 3(b) 所示。将曲柄从下止点位置转到 b 位置的连续进气过程分为 n 个微元过程来研究,对于 1—2 微元过程,其下标为 $i, i+1$ 。

$$\Delta P = \frac{K \mu_2 f_\beta W P_{i1} \left(\frac{P_1}{P_{i1}} \right)^{1/K} \Delta \beta}{6nV_1} + K P_1 \frac{\Delta V}{V_1} \quad (7)$$

式中 P_{i1} ——当地进气管内气阀口前的气体压力;

$$P_{c1} = P_0 + \Delta P_{w1} + \frac{\Delta P_{w2} - \Delta P_{w1}}{\beta} \beta_1 + \frac{\Delta P_w}{\alpha + \beta} (\alpha + \beta_1).$$

ΔP_{w1} 由(21)式求出; ΔP_{w2} 由(22)式求出;

$$\Delta P = \frac{P_s - P_a}{n} = \frac{\Delta P_\beta}{n}; \quad n \text{—— 等分数}$$

P_1 由(1)式求出, P_0 由(8)式求出;

$$W = \sqrt{\frac{2(P_{c1} - P_1)}{\rho}}; \quad P_1 = P_a + \frac{P_s - P_a}{n} i;$$

$$V_1 = V_c + \frac{\pi}{8} D^2 S [1 + \cos \beta_1 + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta_1})];$$

$$V_2 = V_c + \frac{\pi}{8} D^2 S [1 + \cos \beta_2 + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta_2})];$$

$$\Delta V = V_1 - V_2$$

$$= \frac{\pi}{8} D^2 S [\cos \beta_1 - \cos \beta_2 + \frac{1}{\lambda} (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta_2} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta_1})];$$

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1.$$

f_β —— 气缸容积从 V_1 减小到 V_2 的过程中, 进气阀的平均开启截面积;

μ_2 —— 流量系数

由(5), (7)式, 用计算机可计算 α, β 值。

2.2 进气冲程下止点气缸内气体压力 P_a 的计算

$$P_a = P'_a + P''_a. \quad (8)$$

P'_a —— 不考虑进气冲压作用时, 进气冲程下止点气缸内的气体压力;

P''_a —— 由于波动效应产生的压力增值。

由参考文献[2], 可知:

$$P'_a = P_0 [1 - \frac{n^2}{2g \frac{K}{K-1} P_0 v_0 \times 30^2} (\frac{V_a}{f_m})^2 (\frac{1}{\mu})^2 (\frac{\epsilon - \delta}{\epsilon - 1})^2]^{\frac{K}{K-1}} \quad (9)$$

式中 μ —— 流量系数; n —— 发动机的转速(r/min);

δ —— 计算系数, 对于柴油机 $\delta = 0.0386\epsilon$;

ϵ —— 气缸的压缩比;

V_a —— 气缸的工作容积;

V_0 —— P_0 压力时空气的比容;

f_m —— 活塞从上止点移至下止点, 进气门的平均开启截面积。

P''_a 由(20)式计算, 压力波的波长 $\lambda = 4L_e$ 。见文献[1]

$$P''_a = \frac{1}{2} \frac{K P_0}{a} \frac{S n}{30} (\frac{D}{d})^2 (1 + \sin \frac{\pi L}{2L_e}). \quad (10)$$

式中 a —— 压力波顺气流传播时的速度;

$$a = 20.1 \sqrt{T} + \frac{S n}{30} (\frac{D}{d})^2.$$

T —— 绝对温度;

L_e —— 包括气缸在内的进气管当量长度;

$$L_r = \frac{\pi}{2} \sqrt{LV_k/F}; (\text{当 } L_r \ll V_k/F) \quad (11)$$

$$L_r = L + V_k/F; (\text{当 } L_r \gg V_k/F) \quad (12)$$

3 波动效应压力增值的求法

假设:

- (1) 进气管内的压力波为小振幅的一元流动。
- (2) 进气管的管壁为刚性。
- (3) 进气过程为绝热过程。

在上述假设条件下,进气压力波满足一维动波方程:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 P}{\partial X^2} \quad (13)$$

用分离变量法,可得到驻波方程:

$$\Delta P(x,t) = P_m \sin 2\pi \frac{X}{\lambda} \sin 2\pi \frac{a}{\lambda} t \quad (14)$$

速度波不存在反向反射,只是二列波的迭加

$$\Delta u(x,t) = u_m \cos 2\pi \frac{X}{\lambda} \cos 2\pi \frac{a}{\lambda} t \quad (15)$$

式中 λ ——波长; $\Delta u(x,t)$ ——脉动速度;

P_m ——压力波峰值;

u_m ——速度波峰值;

当从开口端反射回的反射波的波动时间为 $t = \frac{\lambda e}{4a}$ 时,由(14)式,波动效应产生的压力增值为

$$\Delta P_w = P_m \sin 2\pi \frac{X}{\lambda} \quad (16)$$

由绝热方程:

$$P_0(V + \Delta V)^K = (P_0 + \Delta P)V^K,$$

左右二边按二项式展开,略去 $\frac{\Delta V}{V}$ 高次项后得到:

$$\frac{\Delta P}{\Delta V} = \frac{KP_0}{V} \quad (17)$$

式中 V ——气缸容积;

ΔV ——气缸内的气体体积增量。

在截面积为 F ,长度为 ΔX 的管段内,压力波通过所需时间为 $\Delta t = \frac{\Delta X}{a}$ 。

由于压力波动,进入气缸的体积增量为 $\Delta V = F \Delta u \Delta t$

而 $V = F \Delta X$,

$$\text{可得到} \quad \frac{V}{\Delta V} = \frac{a}{\Delta u} \quad (18)$$

将(18)式代入(17)式,得到

$$\frac{\Delta P}{KP_0} = \frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta u}{a},$$

$$\therefore \Delta P = \frac{KP_0}{a} \Delta u.$$

$\Delta P, \Delta u$ 分别以峰值置换后,得到:

$$P_m = \frac{KP_0}{a} u_m. \quad (19)$$

将(19)式代入(16)式,并以平均速度代替 u_m ,得到

$$\Delta P_w = \frac{KP_0}{a} \frac{Sn}{30} \left(\frac{D}{d}\right)^2 \sin 2\pi \frac{X}{\lambda}, \quad (20)$$

因而,进气冲程下止点时,气阀口前波动效应的压力增值为:

$$\Delta P_{w1} = \frac{KP_0}{a} \frac{Sn}{30} \left(\frac{D}{d}\right)^2 \sin \frac{\pi L}{2L_c}. \quad (21)$$

进气阀关闭时,气阀口前波动效应的压力增值为

$$\Delta P_{w2} = \frac{KP_0}{a} \frac{Sn}{30} \left(\frac{D}{d}\right)^2. \quad (22)$$

4 实验装置与结果分析

整个实验是在 285Q 柴油机上进行。该柴油机的主要技术数据为

气缸数 2

活塞行程 $S(\text{mm})$ 100

气缸直径 $D(\text{mm})$ 85

燃烧室容积 $V_c(\text{cm}^3)$ 29.866

气缸工作容积 (cm^3) 567.45

气缸总容积 (cm^3) 597.316

压缩比 ϵ 20

连杆比 λ 0.29412

活塞从上止点运动到下止点进气门的平均开启面积 (cm^2) 6.947

进气冲压管的长度 $L(\text{mm})$ 610

进气冲压管的当量长度 $L_c(\text{mm})$ 1061.56

利用本文所推导的公式计算,结果为:

$$P'_a = 0.878\text{bar}, \quad P''_a = 0.14\text{bar},$$

$$P_a = 1.018\text{bar}, \quad P_c = 1.284\text{bar},$$

$$\alpha = 4.4^\circ, \quad \beta = 55.17^\circ.$$

实验装置如图 5 所示。

实验分二个阶段进行。

(1) 原进气管与改用进气冲压管性能对比试验。实验结果见图 6、7、8。

可见采用进气冲压管后,进气冲程终点气阀口前的压力提高,气缸的充气效率增加,从而增大了进气量,改善了燃烧过程,使大负荷时的比油耗下降,排气温度、烟度都有所改善,并且当负荷较大时,效果较明显。

(2) 改变进气凸轮的进气冲压角对进气冲压性能影响的对比试验。

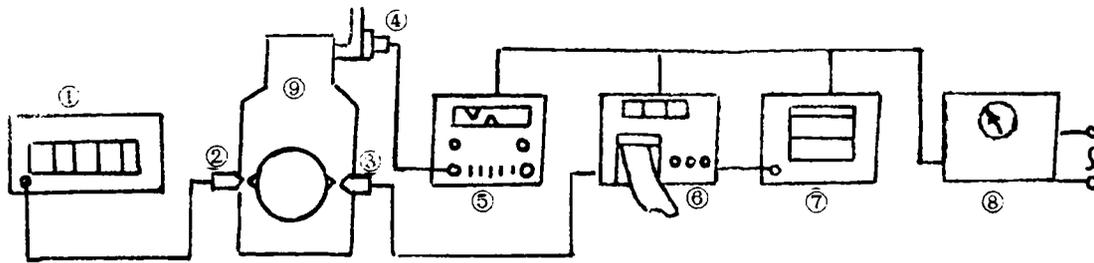
表 1

配气凸轮型线均为多项动力凸轮，其配气相位见表 1 所示。

凸轮轴编号	进气提前角	进气冲压角	排气提前角	排气迟闭角
A	15°	55°	53°	17°
B	17°	53°	53°	17°
C	19°	51°	53°	17°
D	21°	49°	53°	17°

实验结果见图 9、10、11。

可见，进气冲压角不同，性能就不一样，并且在低负荷时，它们之间的性能相差甚微，但当负荷较大时，性能差别才比较明显。B 凸轮的性能最好，A 凸轮和 B 凸轮的性能较接近，说明该发动机合适的进气冲压角范围为 53°~55°，与计算结果基本吻合。



- ① 转速表
- ② 转速讯号传感器
- ③ 上止点讯号传感器
- ④ 压电传感器
- ⑤ 直流放大器
- ⑥ SC16 型示波器
- ⑦ 低频信号发生器
- ⑧ 稳压电源
- ⑨ 柴油机

图 5

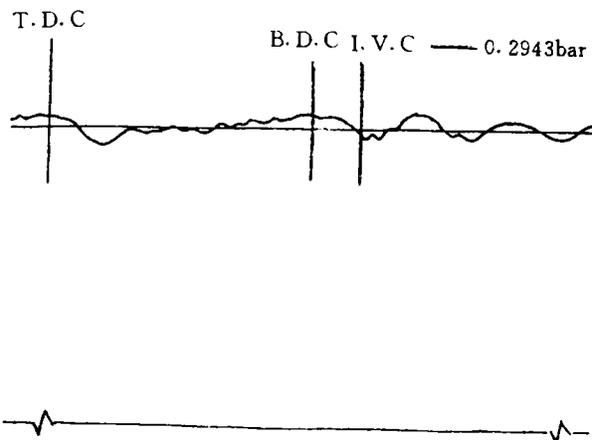


图 6 原进气管的压力波 (n=3000r/min)

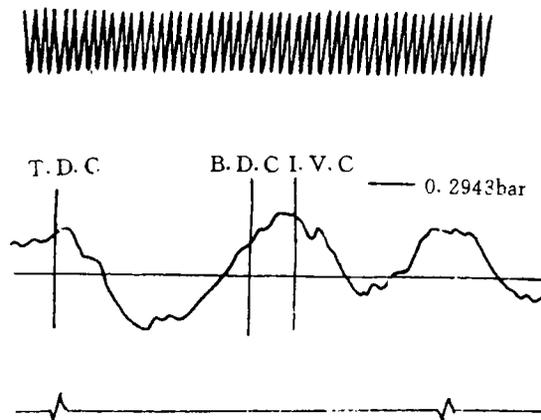


图 7 进气冲压管的压力波 (n=3000r/min)

5 结 论

(1) 利用进气冲压能提高柴油机的性能。在本实验中,当比油耗相同时,柴油机的功率约提高 5%,当排气温度相同时,功率约提高 6.3%。因而,对于转速范围比较稳定的小型柴油机,如配船用、发电用、农副产品加工用、排灌用等,采用进气冲压是比较适宜的。

(2) 进气冲压管的长度、内径和形状是重要的,合适的进气管参数能造成进气冲压。在进气冲压管参数已确定的条件下,进气冲压角不同,充气效率也不同,有一个合适的进气冲压角,当实际的进气冲压角等于该值时,充气效率最高,柴油机的性能最好,能充分发挥进气冲压管的增压作用。

(3) 本文所推导的公式,能对进气冲压角的范围进行估算,该值的大小应结合实验来确定。

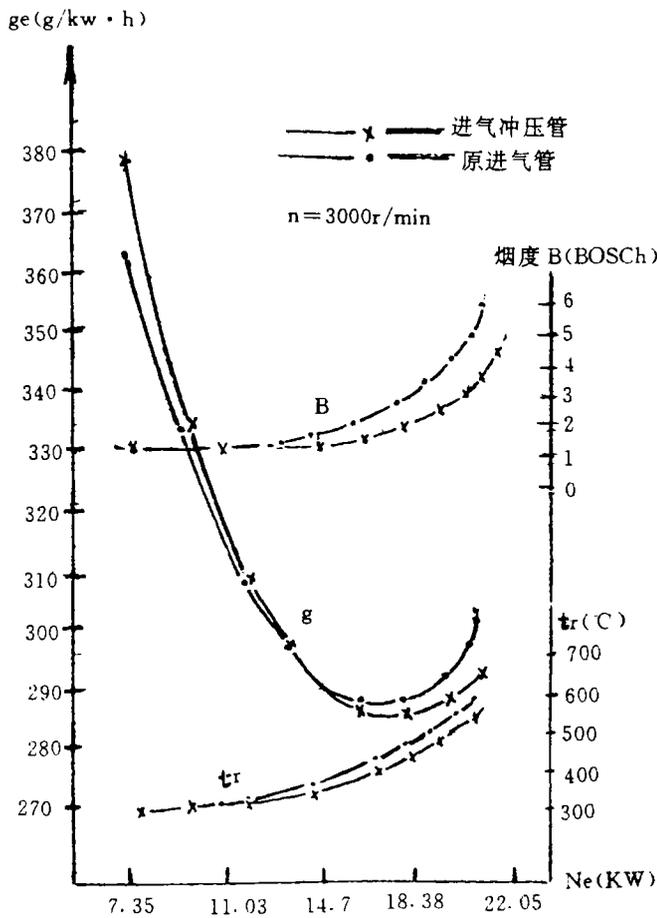


图 8 负载特性曲线

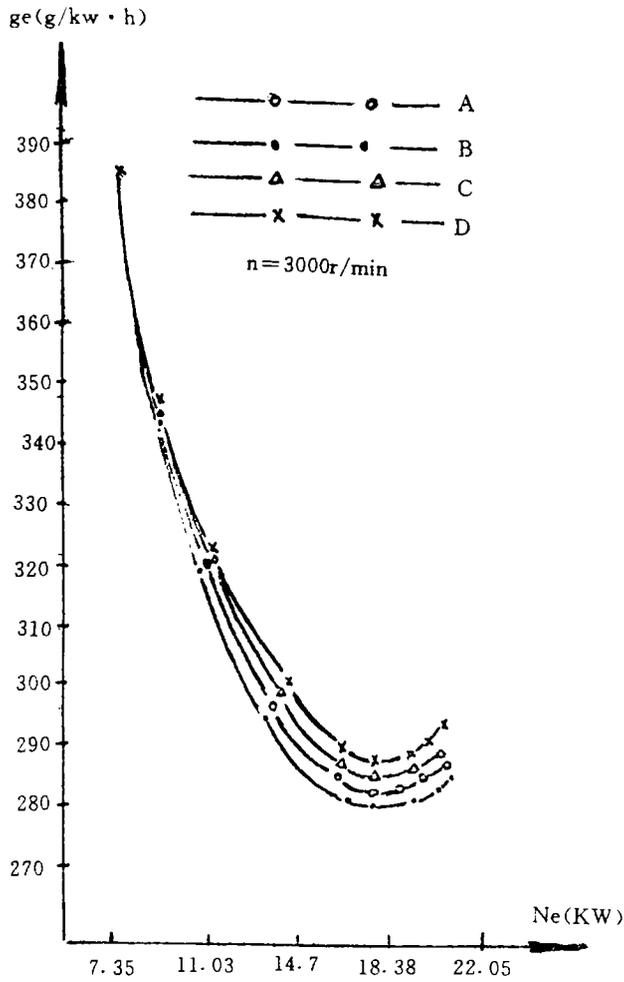


图9 进气冲压负荷特性比油耗曲线

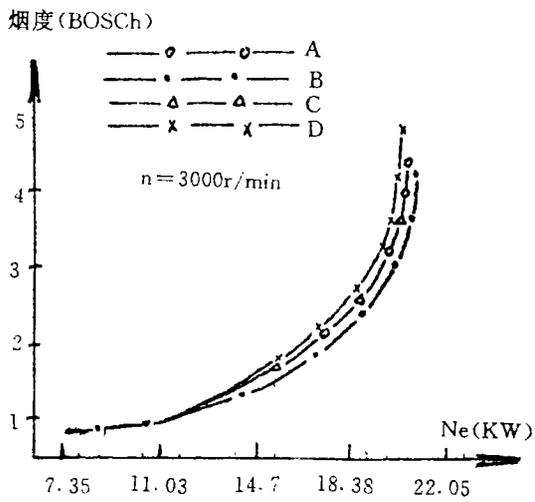


图10 进气冲压负荷特性烟度曲线

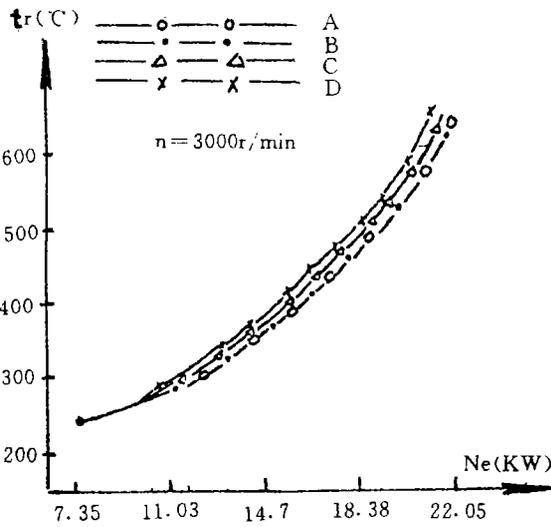


图11 进气冲压负荷特性排温曲线

参 考 文 献

- [1] 高先声等. 四冲程内燃机进气冲压过程的研究. 农机学报, 1979, 2
- [2] Ни. М. ленин. Теория Автомобилбных двигателей. москва 1958
- [3] 李建文等. 四冲程内燃机谐振进气系统的特性分析及其对进气过程的影响. 内燃机工程, 1987, 2

Study of Induction Pulse Angles of Small Size Diesel

Zhang Huiming

ABSTRACT

This article explores effect of induction Pulse angle of small size four--stroke diesel on volumetric efficiency and diesel performance, and derives calculating formulae of induction pulse angle, and proves that the calculating formulae is correct nearl through experiments.

Key words: Diesel; Performance; Induction pulse angle