

小型柴油机谐振增压的探讨

张会明

(机械工程系)

摘 要

探讨了小型柴油机谐振增压的机理,并在此基础上提出了一种谐振增压管长度的计算式。此计算式既反映了增压管长度与柴油机结构参数、使用参数之间的关系,又简明实用。本文还介绍了此计算式在285Q型柴油机谐振增压中的运用和性能对比试验。

关键词:柴油机;谐振增压;计算式

0 引 言

往复式内燃机工作时,新鲜空气的吸入和燃烧后废气的排出都是间歇进行的,在进、排气管内存在着复杂的气流波动现象。利用管内气体的压力波动改善内燃机的换气过程,提高其升功率、减少燃料消耗、降低排气温度和烟度,一直是人们追求的目标之一。

就进气管而言,管内气柱的压力波动不仅影响进气阀开启期间内气缸的进气量,而且在进气阀关闭后,还将影响到下一循环气缸的进气量。

显然,进气管内压力波动对气缸进气量的影响程度和进气管的长度、管径、形状、内燃机转速、进气阀有效开启角以及它们之间的组合有关,如果组合得好,增压效果比较明显;反之,则增压效果不明显,严重时,甚至会阻碍进气过程的进行,减少进气量,降低柴油机的升功率。

国内外对这一课题的研究开展得较早,已取得了一系列的进展,并从不同的角度提出了一些进气冲压管长度的计算式。本文则在探讨谐振增压机理的基础上,提出了一种新的计算式。

1 进气管内压力波的形成、反射和合成

对于四冲程柴油机,在进气冲程中,进气阀开启,活塞从上止点向下止点运动,气缸容积逐渐增大,气缸内的气体压力逐渐降低,新鲜空气在外界大气压和气缸内气体压力的

本文于1994年3月26日收到

压差作用下,加速流入气缸,并能在此压差为零的一段短时间内,依靠惯性流入气缸^[1].

活塞在进气冲程中的速度和加速度分别为

$$v(\alpha) = R \frac{n\pi}{30} \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

$$a(\alpha) = R \left(\frac{n\pi}{30} \right)^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

式中 R —— 曲柄半径;

n —— 曲轴转速 (r/min);

λ —— 连杆比, $\lambda = \frac{R}{l}$;

l —— 连杆长度;

α —— 曲柄转角.

其速度曲线、加速度曲线如图 1 所示. 图 2 表示柴油机的进气管长度一定时,进气管内邻近气阀口处的气体压力随时间的变化规律.

当 $\alpha < 77^\circ$ 时,活塞加速下降,在图 1 中用 1'—2' 段加速度曲线表示. 气缸内产生的膨胀波沿进气管向开口端传播,在图 2 上用 1'—2' 段曲线表示.

当 $\alpha > 77^\circ$ 时,活塞减速下降,在图 1 中用 2'—3' 段曲线表示. 气缸内产生的压缩波沿进气管向开口端传播,在图 2 上用 2'—3' 段曲线表示. 由文献 [2] 可知,压力波入射到开口端时,反射波为异类压力波,而压力波入射到封闭端面时,反射波为同类压力波. 因而,当膨胀波传至管口端,

经开口端反射后变为压缩波沿进气管返回,在图 2 上用 1—2 段曲线表示,而气缸内发出的压缩波传至管口经反射后,变为膨胀波沿进气管返回到气阀口处,在图 2 上用 2—3 段曲线表示. 1'—2'—2—4'—4 为压力波和反射波的合成波. 用 t_e 表示压力波从气缸内发出到返回气阀口处所经历的时间, t_i 表示一个工作循环中进气过程的有效持续时间.

$$t_e = \frac{2L_e}{c}, \quad (2)$$

$$\text{式中 } L_e \text{ —— 包括气缸在内的进气管当量管长, } L_e = L + \frac{V_h}{f}; \quad (3)$$

L —— 进气管长度; V_h —— 气缸容积;

f —— 进气管截面积; C —— 波速, $C = 20.1 \sqrt{T}$;

T —— 绝对温度.

$$t_i = \frac{\theta_e}{6n}, \quad (4)$$

式中 θ_e —— 进气过程的有效开启角,由 (24) 式计算.

若 $t_e < t_i$,则在进气过程的后半部分,气阀口处于压力波的正压状态,进入气缸的空气密

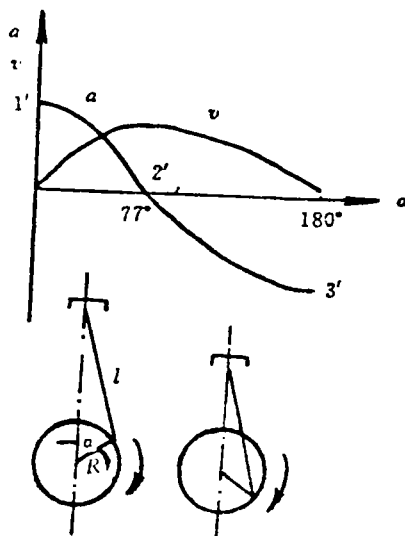


图 1

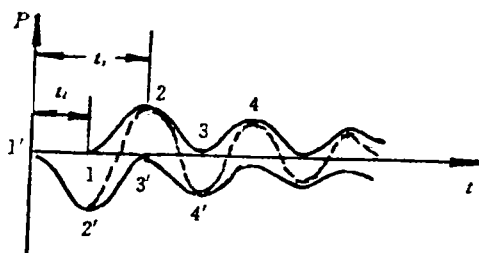


图 2

度增大,进气量增多.当进气阀关闭后,压力波便在进气管内往返传播,若满足:

$$\frac{30C}{njL}=1, 2, 3, 4, 5, \dots \quad (5)$$

式中 j ——同一谐振增压管所连接的气缸数.

在下一循环进气阀开启时,气阀口处于压力波的正压状态,使气缸的进气量增加.

同时,由于活塞的往复运动、吸气过程的间歇进行,在进气管内激发气柱产生受迫振动.当气柱的自振频率等于激振频率时,便发生谐振现象,气阀口处气柱的压力振幅增大,可获得较佳的谐振增压效果.

2 谐振增压管最佳长度的计算

2.1 气柱的波动方程

假设:

- (1)进气过程为绝热过程;
- (2)进气管为等截面管,管壁为刚性;
- (3)进气管中的气柱为理想气体,气柱的运动为小振幅的一维不稳定流动.

$$\text{运动方程} \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tilde{P}(X, t)}{\partial X} + \frac{du}{dt} = 0, \quad (6)$$

式中 $\tilde{P}(X, t)$ ——脉动压力,它等于瞬时压力减去平均压力; ρ ——气柱密度; u ——脉动速度; X ——管道轴线座标; t ——时间.

$$\text{连续方程} \quad \rho \frac{\partial u}{\partial X} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \quad (7)$$

$$\text{状态方程} \quad \frac{\partial \tilde{P}(X, t)}{\partial t} = C^2 \frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (8)$$

可得到波动方程为

$$\frac{\partial^2 \tilde{P}(X, t)}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 \tilde{P}(X, t)}{\partial X^2}, \quad (9)$$

同样,进气管内的质量流量波动,满足一维波动方程

$$\frac{\partial^2 M(X, t)}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 M(X, t)}{\partial X^2}, \quad (10)$$

式中 $M(X, t)$ ——质量流量.

用分离变量法解方程式(9),

$$\text{设 } \tilde{P}(X, t) = \tilde{P}(X) e^{i\omega t} \quad (11)$$

(11)式代入(9)式,得到:

$$\frac{d^2 \tilde{P}(X)}{dX^2} + K^2 \tilde{P}(X) = 0 \quad (12)$$

式中 K ——波数, $K = \frac{\omega}{C}$; ω ——气柱的自振圆频率, $\omega = 2\pi f_c$; f_c ——气柱的自振频率;

$i = \sqrt{-1}$;

(12)式为二阶常微方程,其通解为:

将 (20) 式代入 (14)、(19) 式, 得到

$$\begin{aligned}\tilde{P}_e &= \tilde{P}_a \cos \frac{\omega L_e}{C} - \frac{i C M_a}{f} \sin \frac{\omega L_e}{C}, \\ M_e &= -\frac{i f}{C} \tilde{P}_a \sin \frac{\omega L_e}{C} + M_a \cos \frac{\omega L_e}{C}.\end{aligned}$$

因此

$$\frac{\tilde{P}_e}{M_e} = \frac{\frac{\tilde{P}_a}{M_a} - i \frac{C}{f} \operatorname{tg} \frac{\omega L_e}{C}}{1 - i \frac{f}{C} \frac{\tilde{P}_a}{M_a} \operatorname{tg} \frac{\omega L_e}{C}}, \quad \text{由于 } \tilde{P}_a = 0,$$

得到

$$\left| \frac{\tilde{P}_e}{M_e} \right| = \left| i \frac{C}{f} \operatorname{tg} \frac{\omega L_e}{C} \right|. \quad (21)$$

2.2 气柱的激振频率

设柴油机的吸气频率为 f_i , 进气管中气柱的激振频率为 f_s , 对于四冲程发动机:

$$f_i = \frac{n j}{120}, \quad (22)$$

$$\frac{f_s}{f_i} = \frac{720/j}{\theta_e}, \quad f_s = 720 \frac{f_i}{j \theta_e} = \frac{6n}{\theta_e}, \quad (23)$$

$$\text{式中 } \theta_e = (\alpha_1 + 180^\circ + \alpha_2) - \Delta\alpha; \quad (24)$$

α_1 —— 进气阀提前角; α_2 —— 进气阀迟闭角;

$\Delta\alpha$ —— 进气阀无效开启角, $\Delta\alpha = 2 \times (14^\circ \sim 16^\circ)$.

柴油机工作时, 若激振频率等于气柱的自振频率时, 进气管中的气柱便发生谐振, (21) 式中的 $|\tilde{P}_e| \rightarrow \infty$, 即 $\operatorname{tg} \frac{\omega L_e}{C} \rightarrow \infty$.

$$\begin{aligned}\frac{\omega L_e}{C} &= \frac{2\pi f_s L_e}{C} = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \frac{5}{2}\pi, \dots, \\ f_s &= \frac{C}{4L_e} (2q+1), \quad q=0, 1, 2, \dots\end{aligned} \quad (25)$$

显然, 进气管内气柱的自振频率是一个数列, 其中 $q=0$ 时的频率 $f_e = \frac{C}{4L_e}$ 最低, 称为基频, $q \geq 1$ 的各次频率称为泛频.

由 (23)、(25) 式, 得到

$$\begin{aligned}f_e &= f_s, \quad \text{即} \quad \frac{C}{4L_e} (2q+1) = \frac{6n}{\theta_e}, \\ L_e &= \frac{(2q+1) \theta_e C}{24n}, \\ L &= L_e - \frac{V_h}{f} = \frac{(2q+1) \theta_e C}{24n} - \frac{V_h}{f}, \quad q=0, 1, 2, \dots\end{aligned} \quad (26)$$

同时应满足 $t_e < t_i$ 和 (5) 式.

3 实验装置与结果分析

整个实验是在 285Q 型柴油机上进行. 285Q 型柴油机的有关技术数据为

气缸数 j	2		
气缸直径 D (mm)	85		
气缸工作容积 (m^3)	5.6745×10^{-4}		
燃烧室容积 V_c (m^3)	2.9866×10^{-5}		
气缸总容积 V_k (m^3)	5.97316×10^{-4}		
活塞行程 s (mm)	100	曲柄半径 R (mm)	50
连杆长度 l (mm)	70	进气阀提前角 α_1 ($^\circ\text{CA}$)	15
连杆比 λ	0.29412	进气阀迟闭角 α_2 ($^\circ\text{CA}$)	55
二缸之间的发火间隔角 ($^\circ\text{CA}$)	180 $^\circ$		
进气管截面积 f (m^2)	1.25664×10^{-3}		

谐振增压管的形状如图 4 所示,属裤裆型,主要考虑尽量减少流动阻力和外形紧凑二个方面.

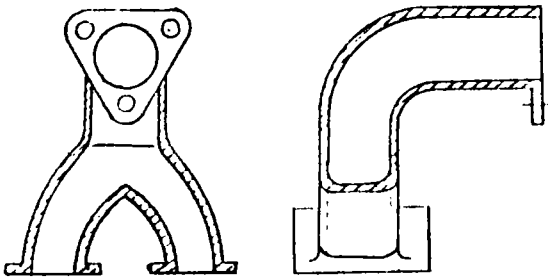
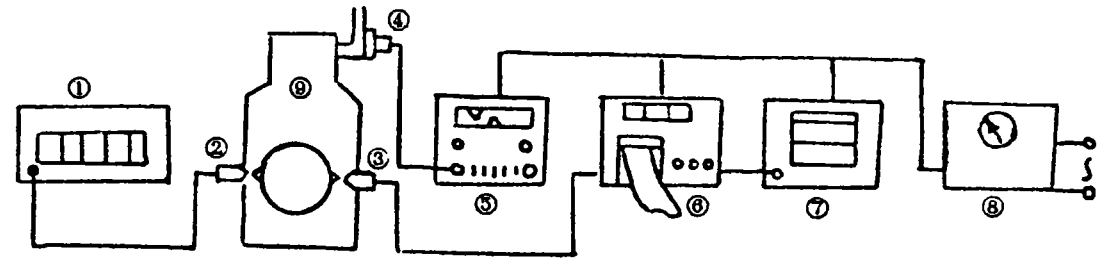


图 4

利用本文所推导的公式计算, 结果为:
 $L=610\text{mm}$, $L_r=1061.56\text{mm}$.
实验装置如图 5 所示.



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

实验过程分二个阶段进行:

(1) 使用原普通进气管的柴油机性能实验: 测取进气管内邻近气阀口处的压力波曲线和柴油机负载特性曲线, 如图 6、图 8 所示. 可见, 普通长度的进气管内压力波的幅值很小, 对气缸的进气量基本无影响.

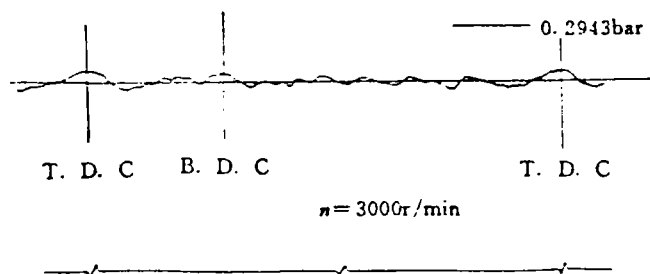


图 6

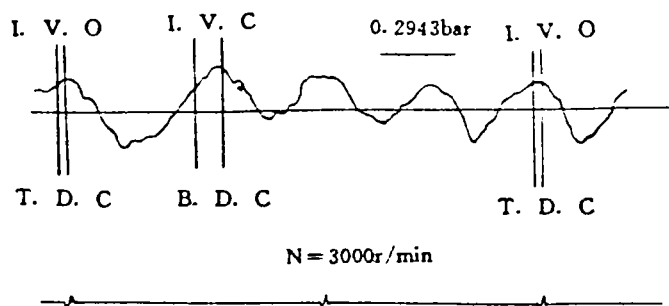


图 7

(2) 在柴油机的其它参数不变时, 用谐振增压管代换普通进气管, 测取进气管内邻近气阀口处的压力波曲线和柴油机的负载特性曲线, 如图 7、图 8 所示.

可见, 仅仅更换一根长度合适的进气管, 管内压力波的幅值便大大增加. 在进气过程的后半部分, 进气阀正处于压力波的正压状态, 气缸的进气量增加; 并在下一循环进气阀开启时, 气阀口也处于压力波的正压状态, 能增大进气量, 说明本文所推导的进气管长度计算式是正确的.

采用谐振增压管后, 管内压力波的能量是靠吸气消耗的功转化而来的. 在低负载时, 柴油机的循环喷油量较少, 进气量够用, 使谐振增压产生的效益不如增大吸气功带来的损失, 耗油率必然增加, 但到大负载时, 进入气缸的循环喷油量增大, 进气量的增加能显著地改善燃烧过程, 谐振增压产生的效益超过增大吸气功的损失, 耗油率降低, 排气温度和烟度都得到改善.

4 结 论

(1) 利用进气管谐振增压可以在特定工况范围内增加气缸的进气量, 改善换气过程, 提高柴油机在该工况下的性能, 并且只需要更换一根合适的进气管, 简单易行, 是一项值得推

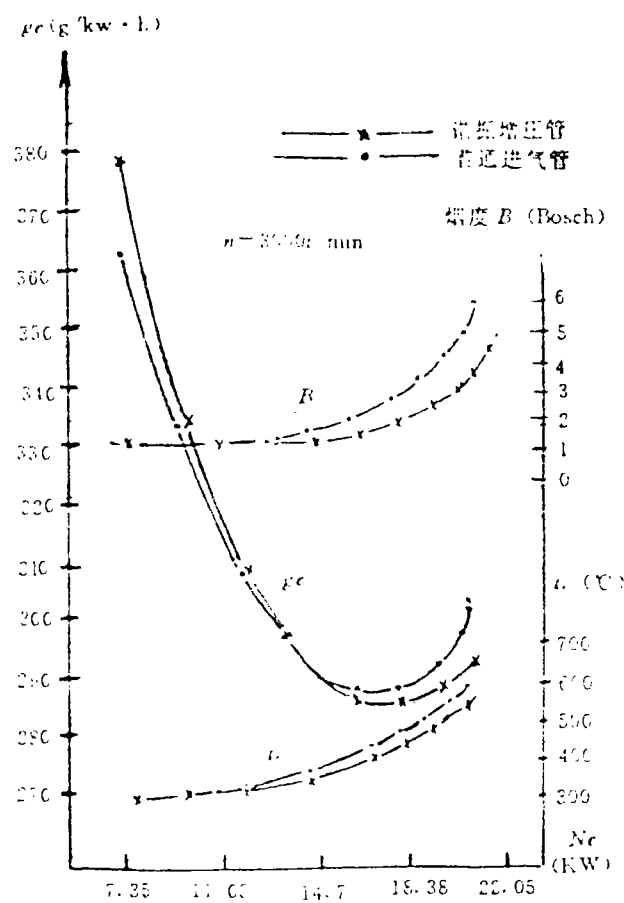


图 8

广的节能措施，它特别适宜于转速比较稳定的柴油机。

(2) 谐振增压的效果不仅与进气管的长度、形状有关，而且与柴油机的结构参数、使用参数和谐振增压管之间的组合是否合适有关。

(3) 本文在谐振增压机理的基础之上推导的进气管长度计算式，综合考虑了上述组合关系，物理概念清晰，简便实用，不仅能大大减少确定进气管长度的实验重复次数，而且能实现较佳的增压效果。实验表明，此计算式对于 2 缸机基本正确，但对于多缸机或带谐振箱之进气系统，还有待于进一步验证。

参 考 文 献

- [1] 张会明. 小型柴油机进气冲压角的研究. 华东交通大学学报, 1994, 11 (1)
- [2] 罗曼芦主编. 气体动力学. 上海: 上海交通大学出版社, 1989
- [3] 周毓麟. 一维非定常流体力学. 北京: 科学出版社, 1990
- [4] 钱耀义等. 进气系统的数学模型与参数的优化程序. 内燃机学报, 1988, 6 (3)

An Investigation on the Resonant Intake Charge of Small Size Diesel Engine

Zhang Huiming

ABSTRACT

In this paper, the mechanism of the resonant intake charge of small size diesel engine is investigated, and on the basis of it a formula of tube length of resonant intake charge is offered. The formula not only reflectes relations of charging tube length and construction parameters and operation parameters of diesel engine, but also is simple and practical. The practical example of resonant charge that the formula is applied to Model 285Q diesel engine and characteristics compared experiments is also introduced.

Key words: Diesel engine; Resonant intake charge; Formula