

# 车用气波增压柴油机\*

李俊城 张有才 叶霭云 王景升 王 征  
(北京工业大学热能工程系, 100022)

**摘 要** 开始简要综述了气波增压柴油机的特点, 并以一定篇幅讲述了气波增压器的工作原理和能量变换过程. 文章中着重论述了有关气波增压柴油机进、排气系统设计与计算. 设计结果与我们根据国外已有的气波增压器与柴油机匹配的资料和经验选定的气波增压器完全符合, 达到了预期目标.

**关键词** 气波增压 激波 一维定常流 渐扩式排气管

**分类号** U464.115

## 0 引言

随着汽车工业的技术进步, 产品档次的不断提高, 以及环保排放法规的要求加强, 对车用发动机的动力指标、经济性能、排放噪音等方面的要求越来越严格. 当今社会对车用发动机的要求, 主要集中在以下几点: 1) 低速性能, 2) 瞬态性能 (变负荷时的响应特性), 3) 燃油经济性, 4) 排放 (包括  $\text{NO}_x$  和微粒排放). 车用柴油机采用增压技术, 是满足以上要求的一个行之有效的方法. 增压能够有效地提高发动机功率, 改善其燃油经济性和降低排气中的有害成分的含量. 现在, 柴油机采用的增压方法主要有以下 3 种: 废气涡轮增压、气波增压、机械增压.

目前, 国内外广泛采用的是废气涡轮增压, 但这种增压系统也有其自身缺陷, 如废气涡轮增压发动机的低速性能及加速性能都不很理想, 其主要原因是瞬态性能差, 废气涡轮增压器对负荷的改变不能迅速响应, 即存在“涡轮滞后”<sup>[1]</sup>, 导致发动机燃烧恶化. 这不但造成了发动机低速性能及加速性能差, 而且在汽车换高档后有大量的黑烟排出. 近年来, 在废气涡轮增压器方面的研究工作对克服这些不足之处, 已有了不少进展, 取得一定成果. 然而, 在这同时, 为了寻求其它类型增压装置, 对于气波增压器的研究工作也有很大进展. 气波增压器 (PWS) 是利用气波 (压缩波和膨胀波) 来传递能量的, 不存在涡轮增压器那种“涡轮滞后”, 它能够使增压压力迅速提高, 有极好的瞬态响应性能, 在整个运行工况下, 增压压力均较高, 尤其低速工况更为明显, 在低速时有较大的平均有效压力和较好的燃油经济性, 加速性能好. 气波增压器与涡轮增压器相比, 除以上所述的优点外, 还具有排气烟度低、低速扭矩大、增压器本身没有喘振、结构简单、加工方便和不需要昂贵的

收稿日期: 1996—07—15

\* 北京市自然科学基金资助项目

耐热合金材料的优点, 特别适用于需要经常在变负荷下工作的车用柴油机, 所以引起各国的普遍重视。

利用气波来传递能量的设想在 1913 年提出, 但一直到 1940 年才由瑞士 Brown Boveri 公司的 Claude-Saipple 提出了气波增压器的概念, 并于 1943 年研制成功一台气波增压器。其后发展过程如下: 1) 1956 年, 瑞士 BBC 公司成立了气波增压器研究开发组织; 2) 1960 年, 瑞士 BBC 公司研制成带气室的气波增压器; 3) 1974 年, 奔驰车安装气波增压器进行道路试验; 4) 同年, 瑞士 BBC 公司展出了 3 种尺寸的气波增压器; 5) 1985 年, 欧宝汽车试装 700 个气波增压器; 6) 1987 年, 日本马自达公司 626 汽车装配气波增压器; 7) 1990 年, 日本马自达公司购买了奥地利 Compres AG 公司; 8) 1992 年, 气波增压器研究与开发组织合作研究达到美国 2002 年排放标准。

我国在气波增压器方面的研究也有新进展, 主要有以下研究成果: 1) 1971-1977 年, 吴文等在中科院力学研究所曾研制成 C1 和 C2 型气波增压器。2) 1971-1976 年前后, 上海内燃机研究所研制成 CB-120 型气波增压器, 并与 4-120SG 型柴油机匹配, 功率由 66 马力增至 95 马力, 其后又研制成 200 型气波增压器。3) 1981 年-1984 年, 吴文等于广州研制成 W100 型气波增压器, 并与 6135ZG 型柴油机匹配运行, 功率自 120 马力增至 190 马力。4) 1990-1993 年, 吴文等于广州研制成功大、中、小 3 个气波增压器。

## 1 气波增压器的工作原理与能量交换过程

### 1.1 气波增压器工作原理

气波增压器工作原理图, 见图 1<sup>[2]</sup>。主要零件是转子 2, 由轮壳、叶片及轮箍组成。这些零件构成两端开口的轴向槽道。通过转子的外壳, 将气波增压器的空气端定子 3 和燃气定子 1 连接起来。转子由曲轴通过皮带 4 驱动。

在气波增压器中, 柴油机排出的高温高压燃气与低压低温的空气直接接触时, 高压燃气对低压空气产生一压缩波, 使空气的温度、压力和焓值增加。同时, 低压空气对高压燃气产生一膨胀波, 使燃气的压力、温度和焓值降低。膨胀波和压缩波是在一个等截面的转子槽道中进行的, 而转子内几十个相同的槽道就为这两种气体之间的能量交换提供了必要条件。当转子转动时, 槽道与空气定子 1 和燃气定子 3 的进、出气口周期性联通或关闭。

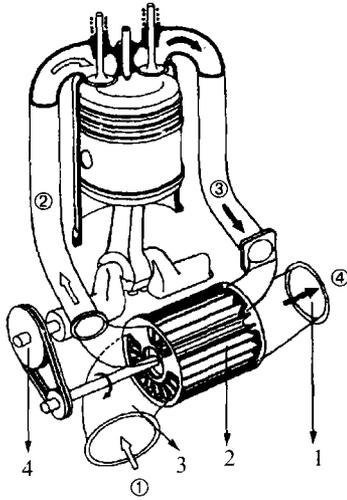
这样便形成了一系列的压缩波和膨胀波。气波增压器内的能量交换就是通过这一系列的压缩波和膨胀波来实现的。

### 1.2 气波增压器的能量交换过程

我们利用转子的周向展开图, 即图 2 来讲述气波增压器的压力波循环过程<sup>[2]</sup>。在图中转子以箭头所示的方向转动。气波增压器开始工作时, 转子槽道内充满了压力为大气压的新鲜空气。由于气波增压器的燃气定子和空气定子这时不相通, 低压空气在槽道内静止不动。

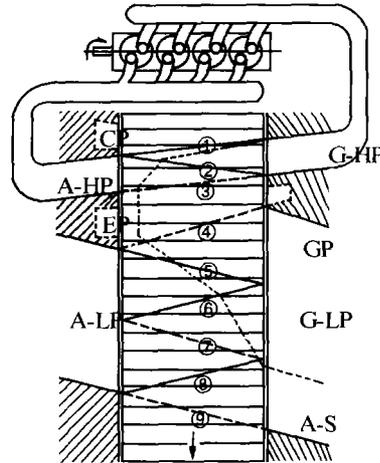
当转子转动时, 其槽道接通了来自发动机的高压燃气入口, 高压燃气进入转子槽道, 挤压槽道内的空气将其推向槽道左侧, 即产生一个压缩波 1, 其传播速度比声速还要快得多, 即压缩波的前锋面(图 2 中的实线所示)比高压燃气前锋面向前传播的速度快得多, 这引起空气压力和温度的快速升高。当压缩波到达高压空气出口时, 由于高压空气出口处的

压力高于转子槽道内压力, 所以, 从高压空气出口处反射回来的波 2 仍为压缩波(相对来说较弱一些), 这个压缩波 2 从转子槽道左侧移至右侧, 使槽道内的气体压力升高, 速度下降. 当压缩波达到转子右侧高压燃气端时, 高压燃气口关闭. 槽道内的燃气膨胀, 产生膨胀波 3, 使槽道内气体压力下降, 膨胀波 3 传至转子左侧时, 高压空气出口正好关闭. 槽道两端不通, 气体处于静止状态.



- ① 新鲜空气 ② 压缩空气  
③ 高压空气 ④ 低压空气  
1 燃气端定子 2 转子  
3 空气端定子 4 皮带

图1 气波增压器工作原理图



- A-LP—低压空气 A-HP—高压空气 G-LP—低压燃气  
G-HP—高压燃气 CP—压缩腔 EP—膨胀腔 GP—燃气腔

图2 气波增压器能量交换过程图

以上过程是循环的高压部分, 其目的是压缩空气并将其送入发动机, 随后的低压部分是为了排出废气, 利用空气的贯穿流动来冷却槽道壁并将槽道充满新鲜空气.

如图 2 所示, 转子继续以箭头方向转动. 转子槽道与低压废气相通, 槽道内的废气向低压废气口流动, 产生一膨胀波 4 至低压空气口, 由于低压空气的压力小于膨胀波后的压力, 故反射波 5 仍是膨胀波, 这时槽道内的气体向废气口流动. 当膨胀波 5 到达端口时, 由于膨胀波压力低于废气口处压力, 故产生一压缩波 6 传向空气进口一侧, 气体的压力稍有提高, 气流仍向废气口一侧流动, 流速减慢, 压缩波 6 到达低压空气口一侧后, 反射回一膨胀波 7, 如此循环直到关闭槽道一个或两个端面出口, 使气体停止流动. 反射波 5-9 相间产生膨胀波与压缩波, 使排气口一侧的侧压力为正, 进口气一侧的侧压力为负, 从而使燃气排出, 新鲜空气进入. 为了冷却灼热的槽道壁留出一定时间, 以便利用新鲜空气冷却一下槽壁和扫尽废气. 现在槽道内充满了略低于大气压力的新鲜空气, 开始下一个循环.

在此需要说明一下, 为了扩大气波增压器的应用范围, 克服原有气波增压器只能在某一较窄转速范围和一定进、排气参数下工作的缺点, 现在的气波增压器在其两个定子布置了 3 个气腔, 即图 2 所示的 CP、EP 和 GP. CP 为压缩气腔, EP 为膨胀气腔, GP 为废气腔. 压缩气腔 CP 缓和对压缩波 1 的反射, 特别是在低速工况下更显著, 并能产生对充

量空气的预压缩。废气腔 GP 和膨胀气腔 EP 有助于加强扫气, 改善气波增压器的启动和空转性能, 使气波增压器在整个工况范围内均有扫气。

上述的气波增压器工作过程, 实质上由以下 4 个阶段组成: 压缩阶段、高压换气阶段、膨胀阶段、低压换气阶段。这种理想过程的定性描述, 同时也揭示了一些气波增压器的典型特点。

1) 由于发动机负荷变化而引起的废气流动情况改变会在几毫秒之内传到空气一侧。这就说明了气波增压器良好的瞬态响应性能, 优秀的动力性和过渡工况的低烟度排放。

2) 由于废气直接与温度较低的空气接触, 并有扫气空气进入废气使增压器出口的废气温度降低, 延长的排气管消声器的寿命。

3) 具有固有的废气再循环能力(EGR)。

4) 低转速时, 由于发动机有较大的压力, 低速时仍有较大的后备扭矩。

5) 由于过量空气系数较大, 提高了发动机燃油经济性, 并使排气温度降低。这个特点在部分负荷下尤其明显。

## 2 493ZQ 气波增压柴油机的进、排气系统设计

### 2.1 进气系统

1) 设计进气系统时, 应该尽量避免进气时产生的压力波动传入到气波增压器中, 以破坏气波增压器转子槽道内固有的压力波系, 为此需要加大进气管容积, 或在进气管中设置一个稳压腔。

2) 设计进气管时, 还应该尽量减少气流的沿程摩擦阻力损失、涡流损失和气体内部摩擦损失。进气管转角处尽量平滑过渡, 各气缸的充量要均匀。在构形上要尽量发挥惯性充气作用。

3) 由于气波增压器的废气与空气直接接触, 压缩空气的温度较高, 使用中冷器可以降低压缩空气的温度, 提高进气密度相应增加了进气量, 进一步改善了发动机的扭矩特性。

4) 在进气系统中, 加设一启动装置<sup>[3]</sup>。因为在柴油机启动时, 由于气波增压器的废气端和进气端没有机械部件相连, 排气温度较低, 压缩波能量不够。如果此时接通气波增压器, 可能导致废气回流至发动机, 使发动机无法启动。为了避免气流倒流, 在进气系统中加装了启动装置。

启动时, 启动阀的阻力板将压缩气体一边关闭, 发动机进气来自于启动阀的单向旁通阀一边, 避免废气倒流。当压缩气体的压力达到 0.01MPa 时, 阻力板开启, 气波增压器的压缩空气进入发动机内。当压缩空气压力下降到 0.005MPa 时, 阻力板开始关闭, 到 0.003 MPa 时完全关闭。

5) 在同样的最大输出功率和扭矩时, 气波增压器的空气吸入量要比废气涡轮增压器大 20% 左右, 所以空气滤清器的滤纸面积要比为保持流量在可接受范围的面积大 20% 左右。

### 2.2 排气系统

排气系统对于气波增压器的影响比进气系统大得多<sup>[3]</sup>, 设计排气时, 应该尽量减少发动机排出的废气能量损失, 避免各缸排气相互干扰, 加强气缸扫气。

涡轮增压柴油机的排气系统一般分为恒压系统和脉冲系统两大类, 这两类排气系统均难满足气波增压柴油机的要求. 这是因为脉冲增压系统的压力脉冲会进入气波增压器的转子内, 从而打乱了气波增压器固有的压力波系, 使气波增压器的增压性能降低. 恒压增压系统是指各缸排出的废气集中在一个容积较大的排气总管内, 压力比较稳定, 但是气缸中排出的高速气流进入大容积的排气管中时, 会造成很大的涡流损失和气体的不可逆膨胀损失, 增加了功率损失, 并在低负荷工况时, 可能产生倒流. 综上所述, 对于气波增压柴油机来说需要重新设计排气系统.

1) 排气系统的设计原则: 控制排气管入口处的压力波动.

2) 排气管的总体形状: 截面渐扩式排气管.

超临界流动阶段在自由排气阶段占相当大一部分时间, 若采用恒压系统的排气管将会造成很大的流动损失和一些不可逆损失. 为了避免这些问题, 新设计的排气管的截面采用渐扩式, 并使其构形上尽量顺着气流方向, 以便使得流出气缸的超临界气流在排气管继续膨胀、加速, 以增加其动能. 这对发动机强化扫气以及提高充气效率都非常有利.

### 2.2.1 排气系统中气体流动参数及状态

排气门最大开启截面积  $A_{\max} = 952.6 \text{ mm}^2$

排气门最大有效流通截面积  $A_t = 750 \text{ mm}^2$

燃气的绝热指数  $k=1.33$ ; 气体常数  $R=287.4 \text{ J/kg} \cdot \text{m}$

额定工况下, 进入气波增压器的废气压力为  $P_j = 0.19 \text{ MPa}$

缸内气体膨胀终了时的压力  $P_b = 0.6 \text{ MPa}$

则  $P_j / P_b = 0.314 < \beta_{cr}$

式中

$$\beta_{cr} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0.54$$

$\beta_{cr}$ —临界压力比

$k$ —燃气的绝热指数,  $k = 1.33$

由气体动力学理论得:

进入气波增压器的废气压力与排气门开启时缸内压力之比远小于临界压力比  $\beta_{cr}$ , 故废气的流动状态属于超临界流动状态.

### 2.2.2 排气管中气体流动参数计算理论

在一般情况下, 影响管道中气体流动状态的因素很多, 例如管道截面积的变化、气流与管壁的摩擦、热量的交换、加入或引出的气体等, 并且在实际流动中往往是几种因素同时存在. 例如, 管壁对气流的摩擦作用, 燃气通过管壁向外界散热等. 但是, 管壁对气流的摩擦作用主要是在紧贴壁面的附面层内, 所以对整个流动而言, 摩擦作用是很小的, 其次, 由于燃气的速度很大, 燃气通过排气管时与管壁接触的时间很短, 在没有特殊冷却的情况下, 散去的热量与气体总能量相比也是很小的. 因此, 燃气在排气管中流动时, 主要是受面积变化的影响.

排气管中的气体流动状态计算主要参考一维定常流动理论. 对于可压缩气体在变截面管道中的流动状态可以用以下几个公式计算<sup>[4]</sup>.

一维定常流动的连续方程的微分形式为:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (1)$$

一维定常流的动量方程的微分形式为:

$$\frac{dp}{\rho} + k \cdot Ma^2 \cdot \frac{dV}{V} = 0 \quad (2)$$

绝热流动的能量方程的微分形式为:

$$\frac{dT}{T} + (k-1) \cdot Ma^2 \cdot \frac{dV}{V} = 0 \quad (3)$$

气体状态方程  $P = \rho RT$  取对数后的微分形式为:

$$\frac{dp}{p} - \frac{d\rho}{\rho} - \frac{dT}{T} = 0 \quad (4)$$

根据  $Ma$  数定义式

$$Ma = \frac{V}{C} = \frac{V}{\sqrt{KRT}} \text{ 取微分形式得:}$$

$$\frac{dMa}{Ma} - \frac{dV}{V} + \frac{dT}{2T} = 0 \quad (5)$$

在 (1) ~ (5) 式的五个方程中, 包含了 6 个变量,  $\frac{dp}{\rho}$ ,  $\frac{dp}{p}$ ,  $\frac{dMa}{Ma}$ ,  $\frac{dT}{T}$ ,  $\frac{dV}{V}$ ,  $\frac{dA}{A}$ , 若将  $\frac{dA}{A}$  当作独立变量, 可从上述方程组中解出其余 5 个变量与  $\frac{dA}{A}$  的关系如下:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{k Ma^2}{1 - Ma^2} \cdot \frac{dA}{A} \quad (6)$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{Ma^2}{1 - Ma^2} \cdot \frac{dA}{A} \quad (7)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{(k-1) Ma^2}{1 - Ma^2} \cdot \frac{dA}{A} \quad (8)$$

$$\frac{dV}{V} = -\left(\frac{1}{1 - Ma^2}\right) \cdot \frac{dA}{A} \quad (9)$$

$$\frac{dMa}{Ma} = -\frac{1 + \frac{k-1}{2} Ma^2}{1 - Ma^2} \cdot \frac{dA}{A} \quad (10)$$

由以上公式表明了截面积变化对气流参数的影响:

(1) 亚声速气流 ( $Ma < 1$ )

$1 - Ma^2 > 0$ , 则  $dV$  与  $dA$  异号, 表明速度变化与面积变化的方向相反.

在收缩管道中 ( $dA < 0$ ), 亚声速气流是加速的 ( $dV > 0$ ).

在扩张管道中 ( $dA > 0$ ), 亚声速气流是减速的 ( $dV < 0$ ).

(2) 超声速气流 ( $Ma > 1$ )

$1 - Ma^2 < 0$ , 则  $dV$  与  $dA$  同号, 表明速度变化与面积变化的方向相同.

在收缩管道中 ( $dA < 0$ ), 超声速气流是减速的 ( $dV < 0$ ).

在扩张管道中 ( $dA > 0$ ), 超声速气流是加速的 ( $dV > 0$ ).

### (3) 声速气流 ( $Ma = 1$ )

当  $Ma = 1$  时,  $dA = 0$ , 该截面为临界截面. 气流速度只能在最小截面处达到当地声速.

由以上分析知, 要使亚声速气流加速到超声速气流, 管道形状应是先收缩后扩张. 亚声速气流先在收缩管中加速, 在最小截面处达到当地声速, 然后在扩张管中继续加速成超声速气流. 通常把最小截面叫做喉部. 这种喷管称为拉伐尔喷管. 本排气系统设计就是采用拉伐尔喷管气体流动原理.

排气管中的气体在到达管端出口之前, 必须通过一个突跃面, 完成由超声速到亚声速的转变, 并使气体压力达到要求的设计压力 (在本系统中额定工况下进入气波增压器的废气压力设计值为  $0.19\text{MPa}$ ). 因为排气管出口前的压力小于排气背压, 故发生激波, 前面说的压力突跃就是通过激波来完成的. 当然, 激波的位置不允许越过排气管出口端, 否则将破坏气波增压器的工作. 按气体动力学理论, 当气体的绝热指数一定时, 激波前后的压力比只决定于波前气体的马赫数  $Ma$ , 其值可以通过以下公式求出.

$$P_2 = P_1 \cdot \left( \frac{2k}{k+1} Ma_1^2 - \frac{k-1}{k+1} \right) \quad (11)$$

式中  $P_2$ —激波后的气体压力;  
 $P_1$ —激波前的气体压力;  
 $Ma_1$ —激波前的气体马赫数;  
 $k$ —气体的绝热指数.

图 3 表示气缸内压力分别为  $0.6\text{MPa}$ 、 $0.5\text{MPa}$ 、 $0.4\text{MPa}$ 、 $0.3\text{MPa}$  和  $0.2\text{MPa}$  时, 排气管内气体的沿程压力. 由图中可以看出, 排气管采用断面渐扩式以后, 即便缸内压力下降到  $0.2\text{MPa}$  时, 由于排气总管的部分区段压力较低, 仍可使气流维持超声速流动状态. 从以上论述和图 3 可知, 超声速气流在渐扩式排气管中继续膨胀, 压力继续降低, 直至低于排气背压. 当气流到达某个位置时, 压力突然升高, 而速度突然降低, 使超声速气流变为亚声速气流. 在排气总管相当长的区段内, 气体处于较低的压力状态, 有利于气缸的扫气.

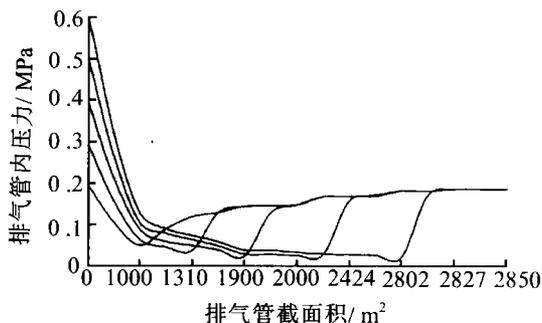


图3 排气管内气体压力图

#### 2.2.3 排气歧管偏转角度问题

由气体动力学理论知, 气流的方向角  $\theta$  与其马赫数  $Ma$  的关系为:

$$\theta = -\sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \operatorname{tg}^{-1} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} (Ma^2 - 1)^{1/2} + \operatorname{tg}^{-1} \sqrt{(Ma^2 - 1)} + C \quad (12)$$

式中  $\theta$ —气流的方向角, 反时针为正, 顺时针为负;  
 $Ma$ —气流的马赫数.

本设计为左伸膨胀波系, 气流穿过每道膨胀波系, 转折角均为负.

排气歧管入口处的气流马赫数, 由前面公式求得:  $Ma_1 = 1.651$

排气歧管出口处的气流马赫数, 由前面公式求得:  $Ma_2 = 2.073$

代入公式(12)得, 并如图4所示.

排气歧管入口处的气流方向角为:  $\theta_1 = -17.2^\circ$

排气歧管出口处的气流方向角为:  $\theta_2 = -29.7^\circ$

#### 2.2.4 气道试验结果

为了测定所设计的排气管道的流动阻力和流量系数, 在气道试验台上进行了排气管模型的模拟试验. 试验是在满足柴油机额定转速时的排气流量的前提下进行的. 试验结果列于附表和绘于图5中.

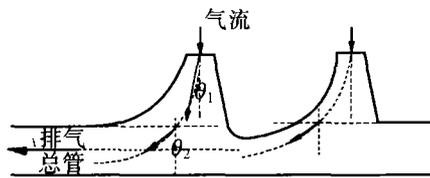


图4 排气歧管偏转角度图

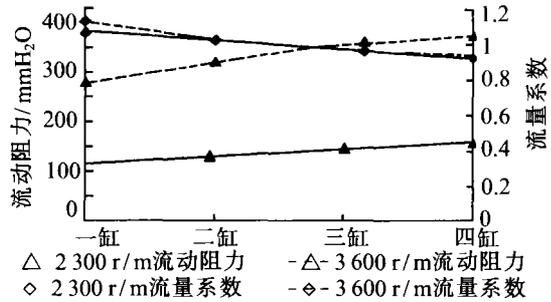


图5 不同转速下各缸排气管道的流动阻力和流量系数

附表 不同转速下各缸排气管道的流动阻力和流量系数

发动机缸号	2 300 r/min		3 600 r/min	
	阻力/mmH <sub>2</sub> O	流量系数	阻力/mmH <sub>2</sub> O	流量系数
一缸	119	1.065	281	1.101
二缸	133	1.011	322	1.011
三缸	148	0.952	354	0.951
四缸	160	0.908	370	0.92

从上述结果可以看出:

1) 同一转速下, 各缸流动阻力依次增大; 当转速增加时, 各缸流动阻力依次增加的趋势基本一致.

2) 同一转速下, 流量系数随各缸流动阻力的增加而下降; 当转速增加时, 各缸流量系数基本保持不变.

1)、2)均说明该排气管道流动性能较好, 而且比较稳定.

### 3 结论

用气体动力学的理论, 我们进行了上述设计, 结果与我们根据国外已有的气波增压器与柴油机匹配的资料与经验选定的气波增压器<sup>[5]</sup>, 无论在型号还是结构尺寸方面都完全符合, 达到预期目标. 经过气道试验验证, 排气管道的各种阻力均较小, 结果比较理想.

### 参 考 文 献

- 1 Tong A. Kollbruner Complex Supercharging of Vehicle Diesel Engines SAE Paper, 80084, 2652
- 2 George Gyarmathy. How Does the Complex Pressure-Wave Supercharger Work. SAE International Congress and Exposition. 830234, 91~105
- 3 Schruf G M, Kollbruner T A. Application and Matching of the Complex-Wave Supercharging to Automotive Diesel Engines. SAE Paper, 840133, 78~84
- 4 潘锦珊. 气体动力学基础. 北京: 国防工业出版社, 1989, 111~147
- 5 Zehnder G, Mayer A. Complex Pressure-Wave-Supercharging For Automotive Diesel State of The Art. SAE Paper, 810343, 176

## The Vehicle Diesel Engine with Pressure Wave Supercharger

Li Juncheng Zhang Youcai Ye Aiyun Wang Jingsheng Wang Zheng  
( Department of Thermal Science and Engineering, Beijing Polytechnic University, 100022 )

**Abstract** A brief introduction to the feature of the diesel engine with pressure wave supercharger (PWS) for a start. Then the working principle and energy conversion process occurred in PWS are described. More emphases are laid on design and calculation of the intake exhaust system of the diesel engine with PWS. The preliminary experiments show that this design meets all the technical requirements of the information regarding this point from abroad.

**Keywords** pressure wave supercharger, shock-wave, one-dimension flow, the gradual enlarged exhaust manifold