

脉冲转换器排气系统三维非定常流动的计算研究

Research on computation of three dimensional unsteady turbulent flow in the pluse-converter exhaust system

刘胜

中国北方发动机研究所

摘要: 对大功率 8 缸柴油机采用的脉冲转换排气系统进行了三维非定常流动计算, 计算物理模型针对发动机实际排气管形状, 采用 Star-CD 多面体网格单元来求解, 排气管进口边界条件由 GT-POWER 给定, 湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型。结合对排气管开启、关闭时刻点以及排气最大流量点进行的分析, 探讨了脉冲转换排气系统的流动机理, 该研究对于排气管的形状设计有一定的参考价值。

关键词: 排气系统, 脉冲转换, Star-CD, GT-POWER

Abstract: A three-dimensional unsteady compressible turbulent flow field in pluse-converter exhaust system of 8 cylinders high power diesel engine is numerically simulated. The real exhaust manifold shape can be reflected in the computationally physical model, used polyhedral mesh cells of Star-CD. GT-POWER results was simplified as 3D inflow boundaries. The effects of turbulence are represented by standard $k-\varepsilon$ turbulent model. Research the flow of pluse-converter exhaust system through analysing unsteady results of exhaust vavle open points, close points and max mass flow points. Which can be referenced for exhaust manifold shape design.

Key words: exhaust system, pluse-converter, Star-CD, GT-POWER

0 前言

排气系统的设计对发动机的性能有着重要的影响, 不但会影响到发动机的充量更换, 而且对涡轮增压发动机还将影响废气能量的利用。脉冲转换排气系统是两缸一支管接脉冲转换器的排气系统, 在 8 缸涡轮增压柴油机上得到了普遍采用, 该系统相比 MPC 排气系统可有效的提高排气能量的传递, 减小压力波的反射及扫气阶段排气压力波的干扰, 其良好的扫气能力可达到降低排气温度和结构热负荷的效果^[1]。

目前, 对排气系统的数值模拟, 大都采用一维非定常流特征线法和非定常流有限体积法。一维模拟虽然可以反映压力、速度等参数在排气管中的传播、反射、干扰, 但不能完全反映排气管形状、结

构等对流动的影响^[2]。此外,由于在一维非定常流动中,对有缩口和管路较长的排气管无法考虑管道截面速度和压力的分布,难以对管道的形状进行完整的优化设计,因此必须通过三维求解来实现^[3]。虽然三维非定常问题可以简化成定常问题来处理,并且对排气系统流动阻力的分析和管路结构的设计也能取得较好的效果,不过要完全了解发动机实际工作过程中排气系统的内部流动规律,必须采用三维非定常计算,从而为排气系统的形状设计提供更准确的参考依据。

1 发动机工作循环模拟

由于三维非定常计算所需要的边界条件在试验中不易获得,因此本文采用基于 GT-POWER 软件,建立了大功率 8 缸柴油机的计算模型,模拟该发动机实际的工作过程,为三维非定常计算提供边界条件。通过对比不同转速下发动机的平均有效压力 (P_{me}) 和有效燃油消耗率 (b_e) 的试验值与计算值,首先评价了一维性能计算的准确性。

由图 1 和图 2 可以看出,各特征参数在不同转速下的试验值与计算值的偏差均比较小,平均有效压力的最大偏差为 1.48%。燃油消耗率的最大偏差为 0.8%。通过试验值与计算值的对比,认为性能计算的结果能够反应发动机真实的工作过程,其提供的排气管进、出口边界条件可作为三维非定常计算的定解条件。

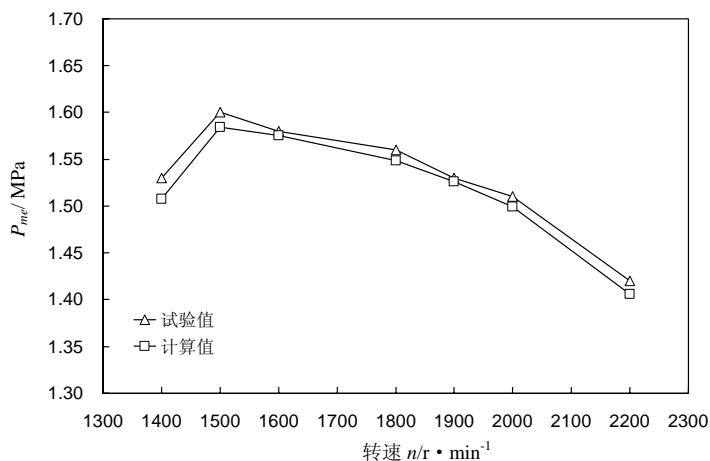


图 1 P_{me} 试验值与计算值比较

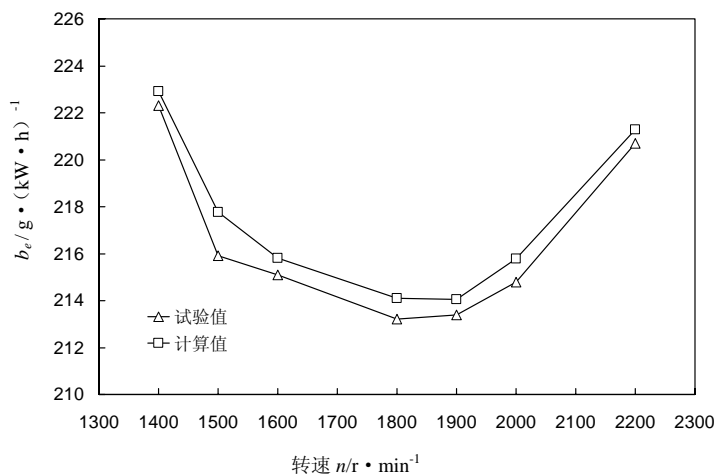


图 2 b_e 试验值与计算值比较

2 数学模型

2.1 流动控制方程

排气管内气体的流动是非定常的、粘性的、可压缩的流动，且流动过程满足质量守恒和动量守恒。在直角坐标系中，令速度矢量 \bar{u} 在 x 、 y 和 z 方向的分量为 u 、 v 和 w ，考虑可压流动，可写出湍流瞬时控制方程如下：

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u}) = 0$$

动量守恒方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \bar{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} u) + S_u - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \bar{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} v) + S_v - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \bar{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_w - \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned}$$

其中流体的密度为 ρ ，压力为 p ，动力粘度为 μ ， S_u ， S_v ， S_w 为3个动量方程的广义源项，表达式为：

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div} \bar{u})$$

$$S_v = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \text{div} \bar{u})$$

$$S_w = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \text{div} \bar{u}) \quad \lambda \text{ 为流体的第2分子黏度，对气体可取为 } -2/3^{[4]}。$$

湍流流动采用标准的 $k - \varepsilon$ 双方程模型，该模型联立湍流动能 k 和湍流耗散率 ε 的输运方程，建立它们与湍流粘性的关系：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{其中，} \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \text{ 为湍流涡团粘性系数，经验}$$

常数 $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ， $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ， $C_\mu = 0.09$ ； σ_k 和 σ_ε 分别是与 k 和 ε 对应的 Prandtl 数，取 $\sigma_k = 1.0$ ，

$\sigma_\varepsilon = 1.3$ ； G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项：

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

2.2 计算网格的划分

采用 Star-CD 软件提供的多面体形式的网格 (图 4), 为了能够更准确的模拟近壁区的流动状况, 在壁面上划分边界层见图 5。多面体网格是近年来发展形成的一种新型网格, 这种网格的优势在于自动生成能力强, 内存占用率低, 具有更快的收敛速度; 对流道曲率变化较大的流动问题, 多面体网格表面与迎流方向的正交性也要优于六面体网格。经对比, 该模型采用多面体的网格数量是四面体网格的 1/5, 排气系统模型的计算网格总数为 51 万。

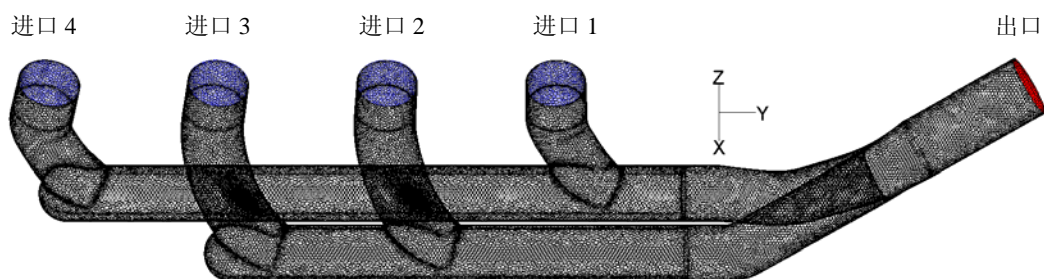


图 4 排气系统计算网格

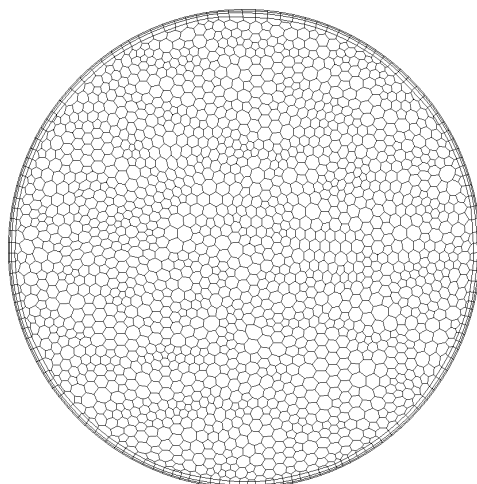


图 5 进口面上的网格单元

3 非定常计算结果及分析

在非定常计算中涉及很多的时间点, 通过对比发现, 在排气门开启点、排气最大流量点和排气门关闭点 3 个特征时刻, 处在相同特征时刻点的流动规律基本一致。此外, 对管接头处的三维流动特征也进行了分析。

3.1 特征时刻点的流动规律

限于篇幅, 本文仅取 0° CA (排气门开启点), 234° CA (排气最大流量点), 460° CA (排气门关闭点) 进行分析。

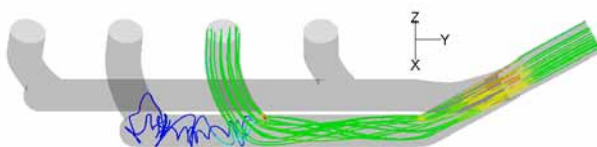


图 6 0° CA, 排气管内部流线图

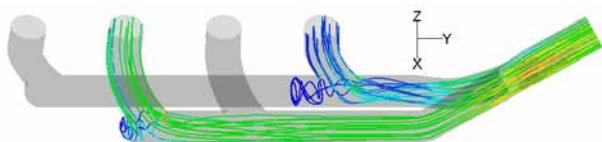


图7 234° CA, 排气管内部流线图

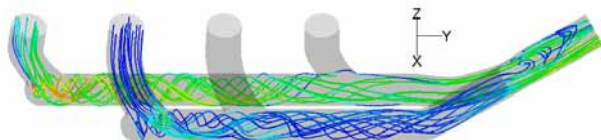


图8 460° CA, 排气管内部流线图

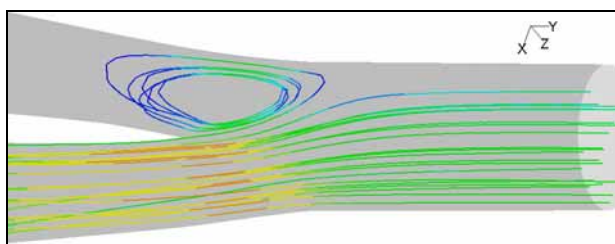


图9 0° CA, 转换器内部流线图

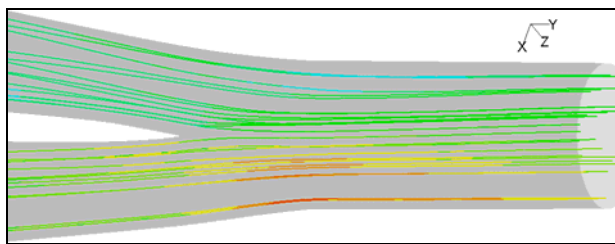


图10 234° CA, 转换器内部流线图

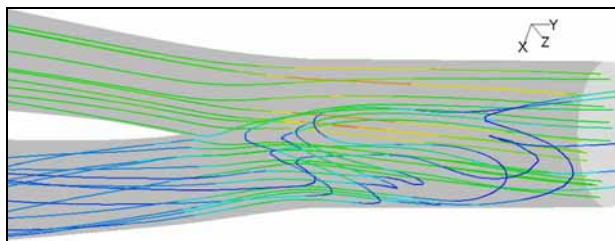


图11 460° CA, 转换器内部流线图

0° CA时, 1缸排气门打开, 2缸排气已经完成180° CA。由图6可以看出, 2缸的废气在总管中有一部分以低速流向3缸, 这主要是由于结构设计而引起的。该时刻, 转换器内靠近2缸侧的气流保持着较高的流速, 而另一侧有80° CA没有排气, 气流速度较低, 在该处产生一个压力梯度, 形成比较大的涡流(图9), 造成了排气能量的损失。

234° CA是3缸最大排气流量时刻, 排气总管内气体流速也达到最大, 此时气体与壁面产生的碰撞作用对气体流动没有很大干扰, 总管内流动比较平顺(图7)。在该时刻, 1缸处于排气后期较大的流量点处, 因此排气速度也比较高, 但在转换器内两缸的气流没有产生干扰, 流场分布均匀(图10), 该时刻排气能量利用率最高。

460° CA时, 3缸排气门关闭, 4缸排气已经完成100° CA。由图8, 此时两管内气流速度都较低, 气流在总管中与管壁发生碰撞后反弹, 依次往复呈正(余)弦形流线在转换器内混合。从转换器内

部流线图可以明显的看出两股气流发生了扰动现象（图11），主要是由于3缸的压力波和4缸的压力波发生了干扰而造成的。

3.2 管接头处的流动情况

通过分析管接头处的流动情况，可为结构设计提供参考依据。

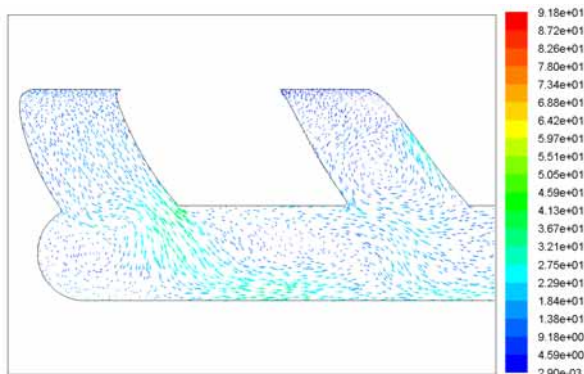


图 12 2、3 缸管接头处速度矢量图

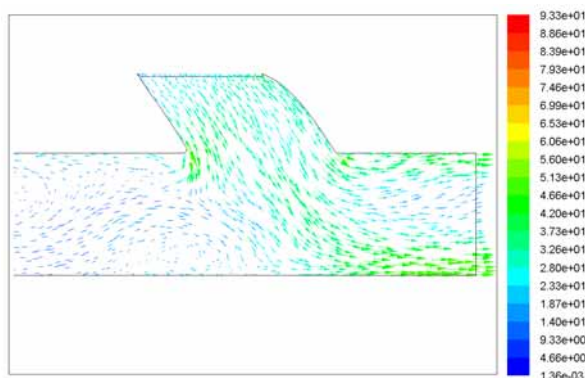


图 13 1 缸管接头出速度矢量图

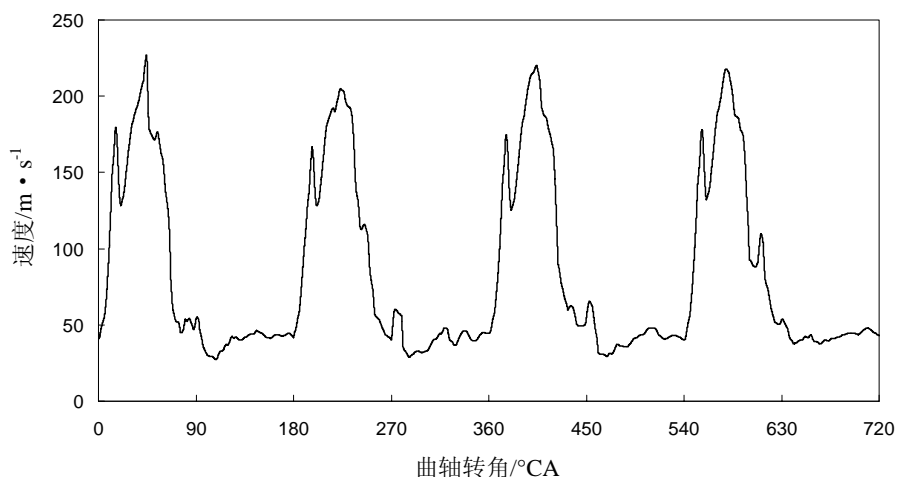


图 14 出口处速度分布

在该排气管的设计中，3缸和4缸的管接头处留有一段空腔，由速度矢量图中可以看出该空腔内产生了很多涡流，且存在流动死区（图12）。为改善流动状况，不应留出空腔，而应该顺着歧管形状直接过渡到总管，这样可以避免造成排气能量的损失。又因为管接头处设计的原因，在3缸（4缸）排气时，有一部分气流倒灌进2缸（1缸）的歧管内（图13），应适当加大1缸和2缸管接头处隔舌的长度，这样既可以在1缸、2缸排气时充分引导气流，避免在总管中发生逆流，又可以减轻后面气缸排气时的废气倒灌现象。图14是在发动机的一个工作循环中出口处的速度分布，从图中可以看出，各缸流速的变化趋势基本一致，最高流速达227m/s。

从脉冲转换排气系统的非定常流动过程来看，各缸废气排出时，其排气脉冲的压力能先转化成动能，废气以较高速度进入排气总管，来自各缸的废气在高速和低压情况下，在转换器中混合，两股脉冲气流的能量在混合时相互交换，轮流地成为推动和被推动的气流，转换器使两股气流速度实

现平衡。由于相邻排气的两个气缸的排气过程有一部分重叠,利用转换器的引射作用,主排气的气缸对先排气的气缸的扫气干扰可以避免。

4 结论

通过对大功率8缸柴油机采用的脉冲转换排气系统进行非定常计算,研究结果表明:

a) 建立一维性能计算模型,模拟发动机实际工作过程,可以为排气系统的三维非定常计算提供边界条件。

b) 采用多面体网格单元可以大大缩短了计算周期,节省计算资源;

c) 建立的脉冲转换排气系统的三维非定常模型,能够用来预测排气管的流动状态,可以反映排气管内的非定常流动特征,了解脉冲转换排气系统的流动机理;

d) 针对管接头处不合理的流动提出优化方案:加大1缸和2缸管接头处隔舌的长度,减轻在总管中产生的逆流以及后排气缸排气时的倒灌现象;为改善3缸和4缸管接头附近的流动状况,设计时应顺着歧管形状直接过渡到总管,这样可以避免产生回流和流动死区。

5 参考文献:

- [1] 杨世友,顾宏中. 大功率 8 缸柴油机该用脉冲转换器排气系统的模拟计算与研究[J]. 车用发动机,1999,(1):18-22.
- [2] 帅石金,刘永长,胡欲立等. 单总管排气系统多维非定常湍流数值[J]. 华中理工大学学报,1988,26(5):58-60.
- [3] 邓康耀,顾宏中,邬静川. 排气管内二维非定常流动的计算研究[J]. 中国造船,1998,(1):75-80.
- [4] 陶文铨. 数值传热学(第2版). 西安:西安交通大学出版社[M],2001.