

某 V 型发动机两侧进气均匀性研究

李湘华

(广西玉柴机器股份有限公司, 广西 玉林 537005)

摘 要: 针对某 V 型发动机两侧进气不均匀问题, 采用一维三维耦合计算分析方法, 对影响进气流量的因素, 如进气管路直径、进气接管分叉长度、进排气管路尺寸、配气相位间隔角等进行对比分析。分析表明: 两侧进气不均匀主要是由于各缸进气间隔角度不一致导致, 可通过独立布置左右两侧进排气系统加以改善。

关键词: V 型发动机; 进气量; 均匀性

中图分类号: TK423.4⁺4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)02-0032-04

Study on the Uniformity of Intake Flow for a V-type Engine

Li Xianghua

(Guangxi YuChai Diesel Engine Co., Ltd., Guangxi Yulin 537005)

Abstract: Aiming at the bad uniformity of intake flow at two sides of a V-type engine, coupling 1D-3D simulation was employed to do comparison analysis on the factors which may influence the intake flow, such as the diameter of intake pipe, the fork length of intake pipe, the dimensions of intake and exhaust pipes and valve timing interval angle, etc. Analysis show that the uniformity is mainly caused by different interval angles of cylinders, which could be improved by independent installation of left-side and right-side intake and exhaust systems.

Keywords: V-type engine; intake flow; uniformity

0 引 言

某 V 型发动机的试验测量结果表明各缸最高燃烧压力差异较大, 在高速时左侧(第 2、4、6 缸)压力较低, 而在中低速时左侧压力较高, 如图 1 所示。初步分析是由于两侧进气不均匀导致, 因此采用倒拖的方法测量发动机在不同转速下各缸缸内压缩压力, 结果显示与最高燃烧压力结果趋势一致, 如图 2 所示。

本文利用一维三维耦合的方法对比了计算和试验结果, 在计算和试验一致的情况下通过调整模型参数进行两侧进气不均匀的原因分析, 提出改善各缸进气均匀性的方法。采用一维计算能考虑到发动机整体特性, 但是不能考虑到进排气管路的具体细

节差异对各缸进气流量的影响, 而采用一维三维耦合计算则既能考虑到发动机整体特性, 又能对关心的局部细节进行仔细分析。

1 计算模型和边界条件

1.1 计算模型

本文采用一维三维耦合方法对某 V 型发动机进行计算, 通过 UG 软件生成三维模型; 通过将模型导入 FIRE 软件, 使用自动网格生成器 FAME HYBRID 生成网格; 为了保证流动温度计算的收敛性, 在进气管与缸盖的连接口处延长了 50 mm, 总网格数约为 58 万, 计算网格模型见图 3(该图为两个视图, 左上角的小局部视图旋转了一个角度, 目的是能清楚地显示左右两侧进气分开点在总管上的位

收稿日期: 2014-07-09; 修回日期: 2014-11-02

作者简介: 李湘华(1978-), 男, 工程师, 主要研究方向为内燃机 CAE 模拟仿真分析, E-mail: xhleezj@163.com。

置)。从图 3 可以看出: 经过中冷后的气体从发动机右侧前端进入, 因此进入到右侧的进气管路的长度相对较短, 而进入到左侧的进气管路则相对较长; 气体在进气接管后有隔板将进入到左右两侧的气流分开, 这样设计的目的是减少两侧进气的相互干扰; 气体在从进气接管进入到左右两侧的进气歧管之前先分别经过了两侧的加热器 (此处流通面积相对较小), 用于在环境温度低时对进气进行加热, 改善发动机起动性能。一维 BOOST 计算模型见图 4。从图中可以看出: 计算模型中将中冷后的进气部分采用与三位耦合的方式, 其余部位采用一维不变。

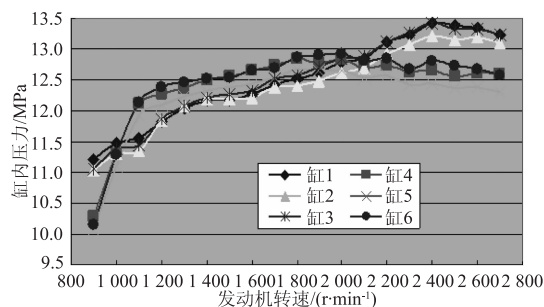


图 1 各缸最高燃烧压力曲线

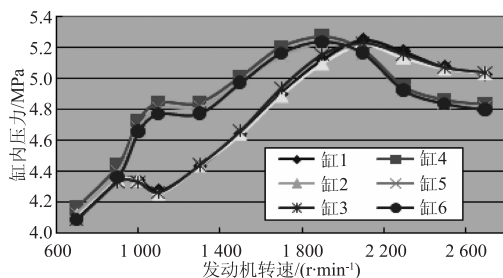


图 2 整机倒拖各缸压缩压力曲线

本文的研究思路是: 先标定计算模型, 使计算结果和试验结果一致; 然后用标定好的一维 BOOST 模型对重点关注的几个参数: 进气管路直径、进气接管分叉长度、进排气管路尺寸差异进行分析; 在计算确认了这几个因素不是影响进气各缸均匀性的关键因素后, 对配气相位间隔角进行对比分析。

1.2 边界条件

本文计算了 2 700、2 300、1 900、1 500、1 100 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 几个工况点。计算时 BOOST 模型先单独计算 40 个循环, 保证一维计算收敛, 然后将交接面处的数据 (质量流量、压力) 传递给三维模型, 三维模型单独计算 2 个循环, 最后耦合计算 2 个循环。计算步长开始较小, 取 0.1° , 慢慢加大, 到正常计算时取 2° , 每个步长迭代 15 次。

各缸发火顺序: 1-2-3-4-5-6。压缩上止点

角度分别对应为: 0° 、 90° 、 240° 、 330° 、 480° 、 570° 。

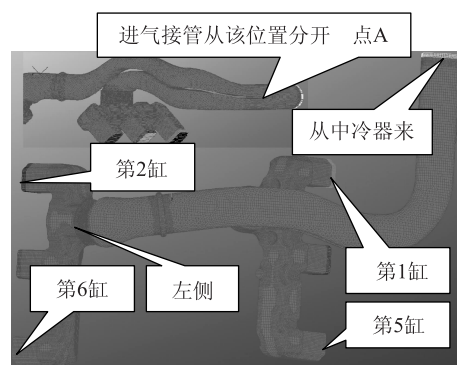


图 3 进气管三维网格模型图

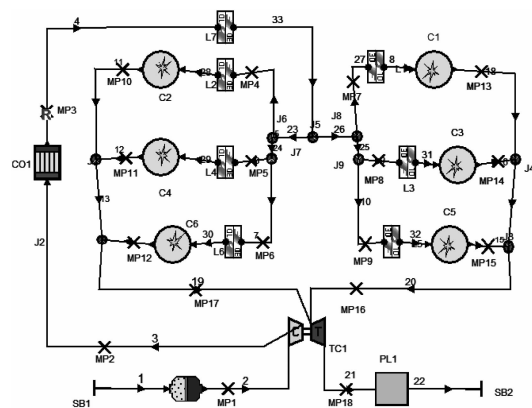


图 4 性能计算模型

2 计算结果及分析

2.1 原始模型计算和试验结果比较

图 5、6 分别为拆除增压器后整机倒拖各缸压缩压力试验结果和计算结果, 从图中可以看出: 高速时 ($2700 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$) 左侧压缩压力较低, 在中低速时左侧压缩压力较高, 计算和试验结果趋势完全一致。

图 7、8 分别为发动机标定点正常运行时 P-V 试验结果和计算结果。从图中可以看出: 在进气初期, 左侧缸内压力明显高于右侧, 而在活塞接近下止点时, 右侧压力迅速升高, 在进气终了时刻, 右侧缸内压力反而高于左侧。计算和试验结果趋势完全一致。

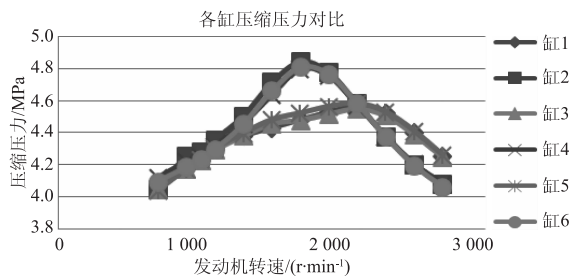


图 5 拆除增压器倒拖试验结果

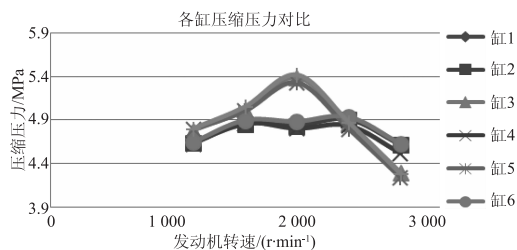


图6 拆除增压器倒拖计算结果

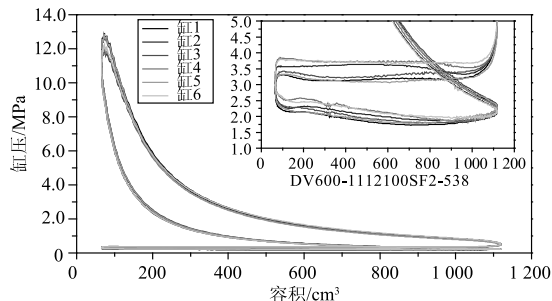


图7 发动机标定点(2 700 (r·min⁻¹), 100%负荷) P-V 试验结果

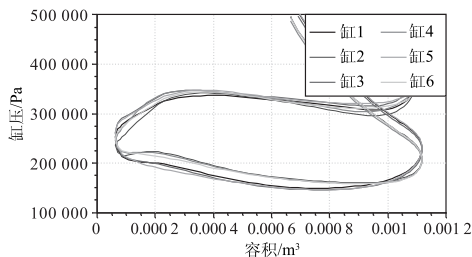


图8 发动机标定点(2 700 (r·min⁻¹), 100%负荷) P-V 计算结果

2.2 各缸压缩压力不均匀影响因素分析

为了分析各缸压缩压力不均匀产生的原因，本文采用标定好的一维 BOOST 模型，重点对进气管路直径、进气接管分叉长度、进排气管路、配气相位间隔角等因素对进气流量的影响进行分析。

2.2.1 进气管路直径对比分析

保持计算模型其余参数不变，对从增压器出气口开始到分叉口（图3所示左右两侧进气分开部位）管路直径（从60 mm到85 mm，间隔5 mm）进行对比计算，结果如图9。从图中可以看出：随着进气接管直径的加大，在70 mm之前各缸进气流量有比较明显的增大，之后变化非常小；在高转速时，左侧进气量较小，而在中低转速时左侧进气量较大，各缸之间流量均匀性没有改善，各缸进气量最大差异在6%以上。

在上述方案的基础上将分到左右两侧的进气接管直径同步增加，保持左右两侧进气接管直径与总管直径比值为0.7，计算结果如图10。从图中可以看出：随着进气接管直径的加大，在高转速时，左

右两侧流量均匀性改善，但是中低转速时没有改善。

综上所述，采用加大从增压器压气口到进气歧管之间的管路直径的方法，不能很好地改善各缸流量均匀性。

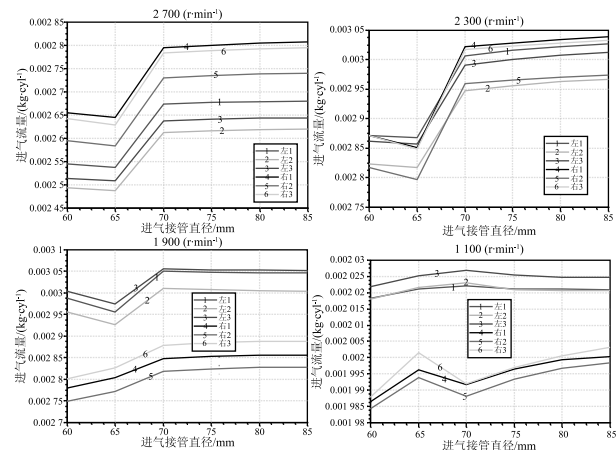


图9 进气接管直径优化对比结果

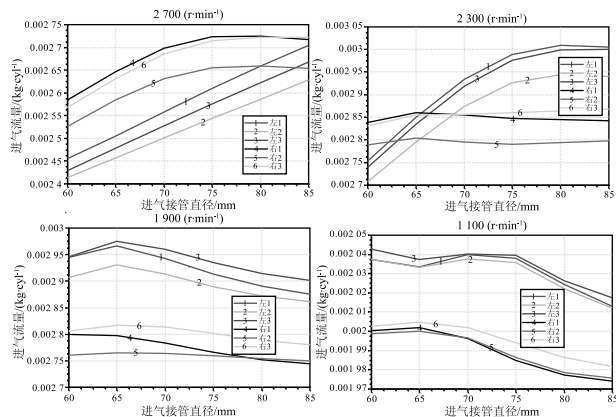


图10 进气接管和支管直径优化对比结果

2.2.2 进气接管分叉长度对比分析

为了了解进气接管后端分叉长度对左右两侧进气的影响，进行了一系列不同分叉长度（从分叉口到右侧进气管入口长度）的对比计算，计算结果如图11。从图中可以看出：在高转速时分叉长度对各缸进气流量有较大影响，但在中低转速时的影响相对较小。因此，调整分叉长度不能解决两侧进气不均匀的问题。

2.2.3 进排气管路及配气相位间隔角度对比分析

鉴于以上分析结果，为了分析进排气管路及配气相位间隔角度对各缸流量均匀性的影响，在原机模型上做了两个计算方案的对比。方案一（下称“进排气管都相同”）是在原模型基础上将计算模型中右列进排气管路改为与左列完全一样，其余不变；方案二（下称“间隔角度相同”）是在原模型基础上将配气相位间隔角度改为相同(120°)，其余

不变, 计算结果如图 12 所示。为了量化各缸流量差异大小, 将各缸流量最大值与最小值的比值进行比较, 结果如图 13 所示。从图中可以看出: 相对原机, 将左右两侧进排气管路设置为完全一样, 各缸流量均匀性仅略有改善, 各缸流量最大差异从原机的 9.4% 降低到 7.9%; 当各缸进气间隔角度相同时 (均设为 120°), 各缸流量最大差异降低到 3.7%, 显然, 各缸进气流量均匀性得到明显改善。

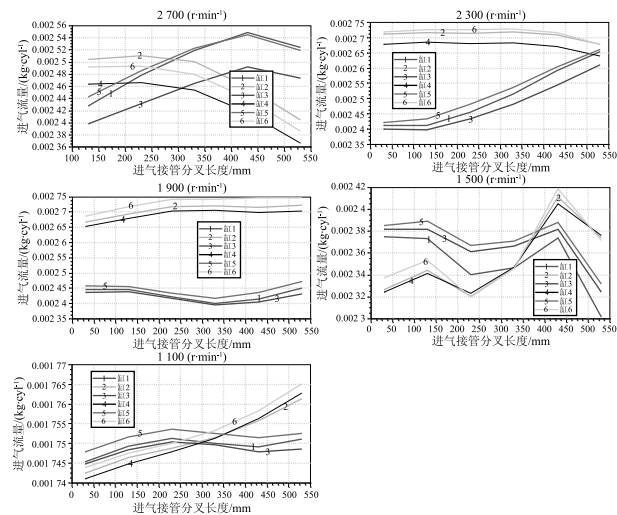


图 11 进气接管分叉长度优化对比结果

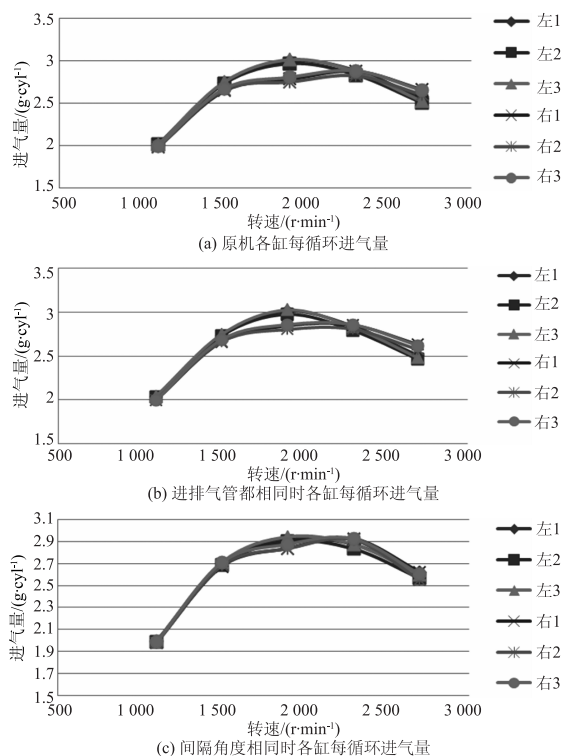


图 12 各缸每循环进气量对比曲线

2.3 原机标定点进气情况分析

为了分析左右两侧进气不均匀的原因, 以原机标定点工况进行分析。图 14 是各缸进气流量曲线

(注: 该图中已经将其余各缸进气相位平移到与第一缸一致), 从图中可以看出: 在进气初期, 右侧各缸进气速率较小, 到进气后半段右侧进气速率急剧提高, 比左侧进气大得多。图 15 是原机标定点下各缸对应进气下止点后 10° 时进气结果, 从图中可以看出: 在进气下止点后 10° (接近进气终了), 右侧各缸进气压力明显高于左侧, 这就是标定点右侧进气量大的原因。限于篇幅, 其余工况结果不在此一一列出。

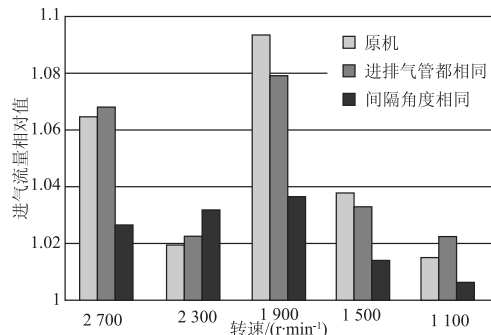
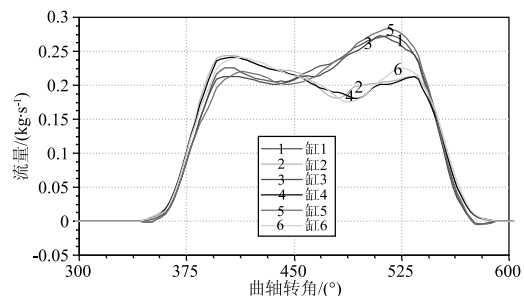
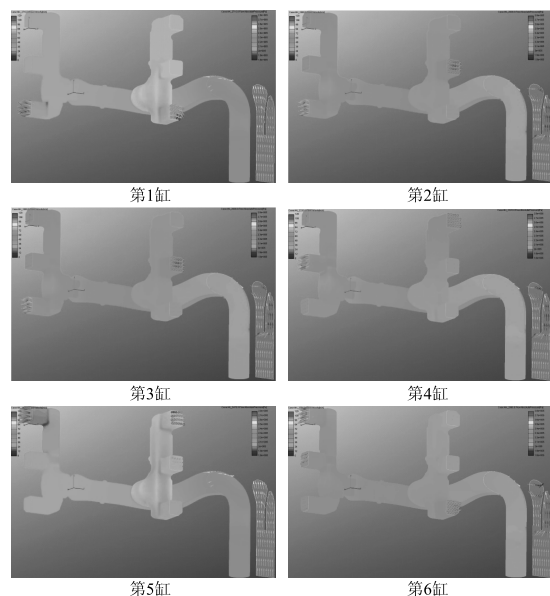


图 13 各缸进气流量最大值与最小值之比

图 14 转速 $2700 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时各缸进气流量曲线图 15 原机标定点下各缸进气下止点后 10° 时进气结果

(下转第 38 页)

有牢固的保护膜；(3)磨合表面的磨损速度、摩擦系数和工作温度均稳定在较低水平；(4)磨合部位形成稳定的润滑油膜；(5)整个磨合表面均匀反光，没有机械加工痕迹，无损伤。

根据上述 5 点，结合实际两台柴油机分别按两种磨合规范磨合后的零件状态可知，按双重递增磨合规范磨合的发动机轴瓦磨损较重，轴瓦有划道，气缸内壁有划痕，表明由于发动机转速和载荷同时快速增加，摩擦零件相互作用产生的法向应力和切向应力的频率增长过快，表面的贴合未达到理想状态，造成了零件机加工后摩擦表面的微显峰面或点的加速磨损，继而出现轴瓦磨损、划道等早期磨损现象。相对而言，按回环阶梯磨合规范磨合的发动机由于转速的变化规律为回环变化，摩擦表面承受的载荷成缓慢阶梯状增长，摩擦面承受的法向应力和切向应力按由小到大、由慢到快的顺序增长，更有利于零件表面的相互磨合，使得磨合后的摩擦表面的磨损速度、摩擦系数均稳定在较低的水平，使得摩擦面初始加工的微显峰谷面得到很好的消除，从而使摩擦面形成新的较稳定的耐磨表层，达到磨合的目的。

(上接第 31 页)

(2) CAE 分析结果表明，各环岸及环槽间的压力变化是引起环组泵油的主导因素，结合活塞环的轴向运动及不同途径机油消耗发生时刻，可判断引起机油消耗变化情况，为机油消耗改进设计提供参考。

(3) 结合 CAE 分析结果，对活塞各环岸尺寸和裙部型线进行了调整；同时，对第一和二道活塞环进行了改进设计，以改善活塞的二阶运动和降低机油消耗。改进前后对比试验表明：改进后发动机机油消耗特性改善显著，由原来的 $0.41 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ (三个工况平均值) 降低到 $0.19 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，达到国内先进水平；且试验结果与 CAE 预测趋势一致，说明 CAE 能够有效指导环组的改进设计。

(上接第 35 页)

3 结 论

(1) 采用一维二维耦合计算不仅能了解发动机的整体特性，又能清晰地了解关注部位的内部流速、压力在不同时刻的分布情况；

(2) 计算结果与试验结果趋势一致，高速时左侧压力较低，中低速时左侧压力较高；

(3) 在左右两侧进排气管路一致的情况下，两

4 小 结

(1) 发动机的载荷、转速升高均会加速磨合进程，但应遵循逐级提高的原则，否则将影响磨合的品质。

(2) 柴油机的磨合规范不尽相同，应针对发动机的强化程度和标定参数来确定磨合的转速、载荷以及磨合时间。

(3) 在进行磨合规范的探索试验时，利用润滑油光谱分析技术，可有效了解发动机的磨合效果。

参考文献

- [1] 万德玉. 柴油机出厂试车磨合规范研究[J]. 山东柴油机, 2002(2).
- [2] B. A. 弗拉基米罗夫. 船舶柴油机磨合运转[M]. 王宝忠. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [3] 周龙保. 内燃机学. 第二版[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [4] 李树生、万德玉. 中高速大功率柴油机故障诊断与排除[M]. 呼和浩特: 远方出版社, 2003.

计。

(4) 目前，优化后的活塞、活塞环已通过所有相关的零部件试验、发动机耐久试验和整车耐久试验，并投入批量生产。

参考文献

- [1] 仲志全等. 发动机缸内机油消耗途径及影响因素分析[J]. 车用发动机, 2003(5): 16-18.
- [2] Chui B. Computational analysis of piston ring wear and oil consumption for an internal combustion engine[D]. Michigan State University, 2001.

侧进气不均匀依然很严重；左右两侧进气不均匀主要是由于各缸进气间隔角度不一致(从右到左间隔角度为 90° ，这个角度是由发动机 V 型夹角决定的，从左到右间隔角度为 150°) 引起的；

(4) 要改善两侧进气均匀性，建议在空间布置允许的情况下，将左右两侧的进排气系统独立布置。