

某 1.5L 增压发动机的配气机构优化

Optimization of Valve Train in a 1.5L Turbocharged Engine

马兵 李一 蔡金雷 李振华 黄昌瑞
(华晨汽车工程研究院, 沈阳 110141)

摘 要 本文针对某款 1.5L 涡轮增压汽油机建立了 GT-Power 模型, 并将模拟结果与试验结果进行了对比, 验证了 GT-Power 模型建立的合理性。在建立的 GT-Power 模型基础上, 分别讨论了进气和排气凸轮的升程、工作包角等参数对发动机充量系数的影响规律。模拟得出进气凸轮最佳升程为 1.2, 最佳工作包角为 1.05。排气凸轮最佳升程为 1.1, 最佳工作包角为 1.05。优化后, 发动机低速扭矩与优化前基本相同, 在中高转速, 发动机扭矩比优化前有较大提升。

关键词 配气机构; 凸轮型线; GT-Power; 优化

Abstract: A GT-Power model about a 1.5L turbocharged engine was built. The simulation result was compared with the experimental data and the accuracy of the model was verified by the comparison. The effect of cam lift and cam angle on the volumetric efficiency was discussed base on the GT-Power model. The simulation result showed that the best cam lift and cam angle of intake cam was 1.2 and 1.05, and the best cam lift and cam angle was 1.1 and 1.05 for the exhaust cam. The torque of the engine was not changed after the optimization at low speed, but the optimized engine torque was higher than the original torque at middle and high speed.

Key words: Valve Train, Cam Profile, GT-Power, Optimization

1 前言

配气机构是发动机的重要组成部分, 其设计优劣直接影响发动机的动力性、经济性、排放性等指标。而进排气凸轮型线是配气机构的核心部分, 凸轮形线设计是否合理直接影响进气量、进气速度等参数, 从而影响发动机的性能。本文针对一款 1.5L 增压发动机建立了 GT-Power 模型, 对其凸轮型线及进排气门开启角度进行了优化。

2 模型参数

采用 GT-Power 建立了 1.5L 增压发动机的完整模型, 模型如图 1 所示。进排气系统管路参数

根据进排气管路、进排气歧管及进排气道数离散获得。气道流量系数由试验测得。

为保证进气压力与试验相同, 模型采用反馈控制调节增压器废气阀开度, 从而控制进气压力。

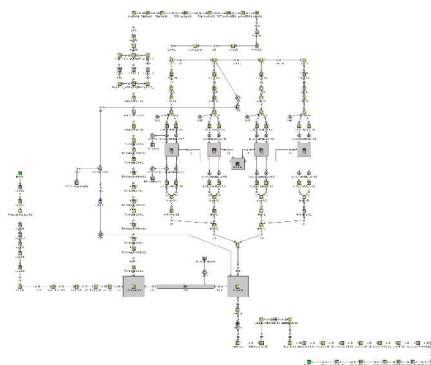


图 1 GT-Power 模型

3. 模型验证

为验证模型的准确性, 本文将模拟数据与试验数据进行了对比。模型中进气压力和 λ 值与试验值相同, 进气凸轮轴 WT 角度根据试验值设定, 模拟结果与试验结果的对比如图 2 所示。图 2 中实线为模拟数据, 点为试验数据。由图中可以看出, 模拟结果基本反映了发动机扭矩随转速的变化规律; 各转速下, 模拟值与试验值的误差均在 5% 以内, 说明模型建立合理, 可以用于下一步开发模拟。

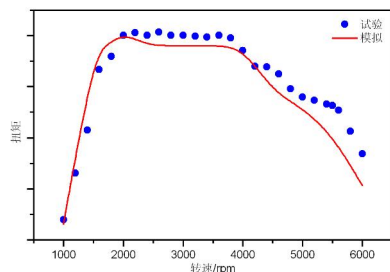


图 2 模拟结果与试验结果对比

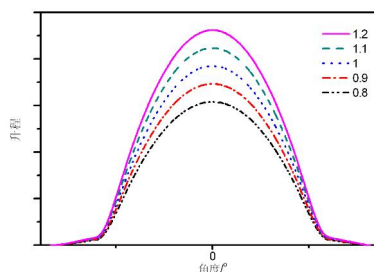


图 3 不同升程的进气凸轮型线

4. 配气优化

4.1 进气凸轮升程优化

由于本文模拟的 1.5L 增压发动机采用进气 WT 技术, 不同转速的 WT 角度不同。本文对 1600rpm、3600rpm 和 5500rpm 三个转速进行模拟, 考察进气凸轮升程、工作包角及气门最大升程角度对发动机充量系数的影响。改变凸轮最大升程后凸轮型线如图 3 所示, 图中 1 代表原始进气凸轮升程, 0.8 表示 0.8 倍原始升程, 依此类推。图 3 所示的凸轮型线工作包角相同, 仅改变升程。

改变进气凸轮升程后, 不同转速的充量系数如图 4 所示。由图中可以看出, 在 1600rpm 下, 随着气门最大升程角度的增加, 充量系数逐渐减小, 说明进气气门提前开启能够提高充量系数; 气门最大升程角度为 450-480° CA 时, 充量系数与凸轮升程成正比; 随着气门开启推后, 当气门最大升程角度大于 480° CA 时, 充量系数与凸轮升程成反比。转速为 1600rpm 时, 气门最大升程角度为 460° CA, 凸轮升程为 1.2 时, 充量系数最高。转速为 3600rpm 时, 充量系数变化规律与 1600rpm 相似, 在该转速下, 气门最大升程角度为 460° CA, 凸轮升程为 1.2 时, 充量系数最高。转速为 5500rpm 时, 在所有气门最大升程角度下, 充量系数均随气门升程的增加而增加。在该转速下, 气门最大升程角度为 480° CA, 凸轮升程为 1.2 时, 充量系数最高。

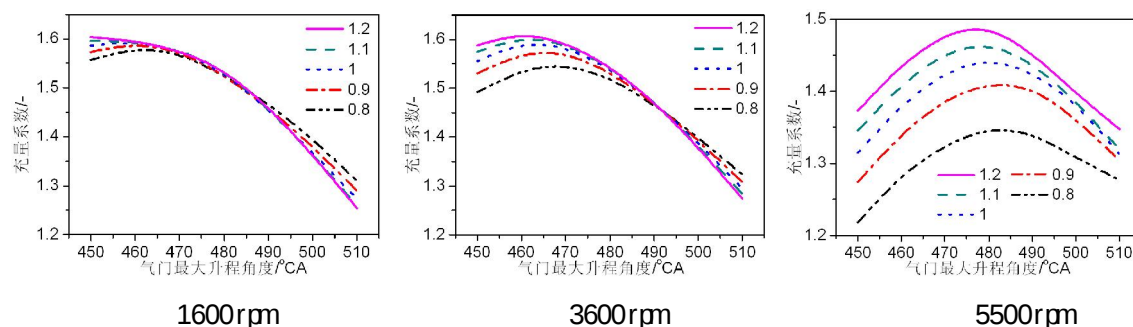


图 4 不同转速下, 进气凸轮升程对充量系数的影响

转速为 3600rpm 时, 充量系数变化规律与 1600rpm 相似, 在该转速下, 气门最大升程角度为 460° CA, 凸轮升程为 1.2 时, 充量系数最高。转速为 5500rpm 时, 在所有气门最大升程角度下, 充量系数均随气门升程的增加而增加。在该转速下, 气门最大升程角度为 480° CA, 凸轮升程为 1.2 时, 充量系数最高。

由图 4 可以看出, 在所有转速下, 增加进气凸轮升程均能提高进气充量系数, 因此为增加进气, 可以采用大的进气凸轮升程。不同转速应采用不同的气门开启角度。

4.2 进气凸轮工作包角优化

进气凸轮的工作包角会影响进气门开启时间及开启角度, 从而影响发动机的充量系数, 因此考察进气凸轮的工作包角对充量系数的影响规律是很有必要的。本文研究了相同的凸轮升程, 不同工作包角对充量系数的影响, 凸轮型线如图 5 所示, 图中 1 代表原始工作包角, 0.9 代表 0.9 倍原始工作包角, 依此类推。

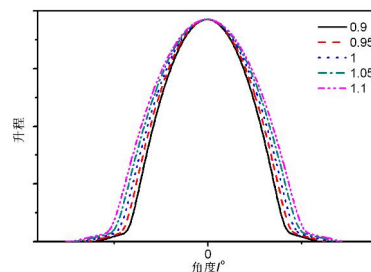


图 5 不同工作包角的进气凸轮型线

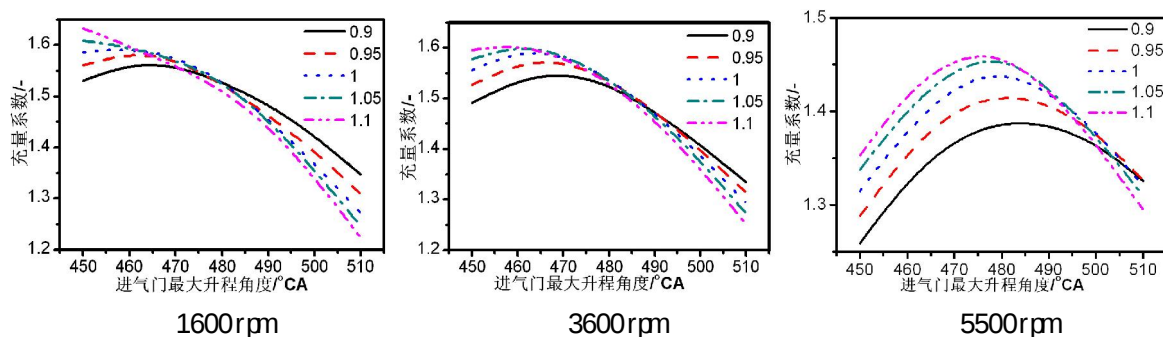


图 6 不同转速下, 进气凸轮工作包角对充量系数的影响

改变进气凸轮工作包角后, 不同转速的充量系数如图 6 所示。1600rpm 下, 进气门最大升程角度较小时 ($<470^{\circ}$ CA), 充量系数与工作包角成正比; 进气门最大升程角度较大时, 充量系数与工作包角成反比。3600rpm 下, 进气门最大升程角度小于 485° CA 时, 充量系数与工作包角成正比; 进气门最大升程角度大于 485° CA 时, 充量系数与工作包角成反比。5500rpm 下, 在大部分工况下, 充量系数均与工作包角成正比。

综合考虑进气凸轮的升程和工作包角, 由图 4 和图 6 可以看出, 最佳进气凸轮升程为 1.2, 最佳进气凸轮工作包角为 1.05。1600rpm, 最佳进气门最大升程角度为 460° CA; 3600rpm, 最佳进气门最大升程角度为 460° CA; 5500rpm, 最佳进气门最大升程角度为 480° CA。

4.3 排气凸轮升程优化

发动机充量系数除了受进气凸轮升程和进气凸轮工作包角影响外, 还受排气凸轮型线及排气门开启角度影响。本文考察了排气凸轮升程、工作包角及排气门开启角度对充量系数的影响。首先讨论排气凸轮升程对充量系数的影响, 不同升程的排气凸轮型线如图 7 所示。

改变排气凸轮升程后,不同转速的充气效率如图 8所示。转速为 1600rpm时,充量系数随着排气门升程的增加而增加,随着排气门开启角度推后而增加;转速为 3600rpm时,充量系数随着排气门开启角度推后而减小;转速为 5500rpm 时,充量系数随着排气门升程的增加而增加,随着排气门开启角度推后而增加,当排气门最大升程角度大于 285° CA, 充量系数不随气门升程变化。

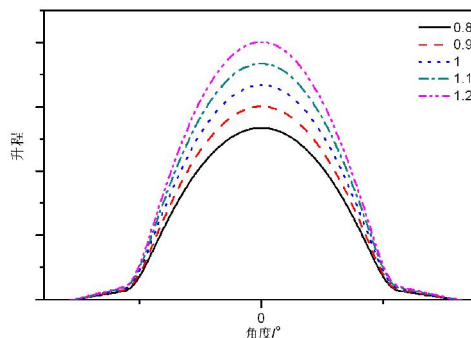


图 7 不同升程的排气凸轮型线

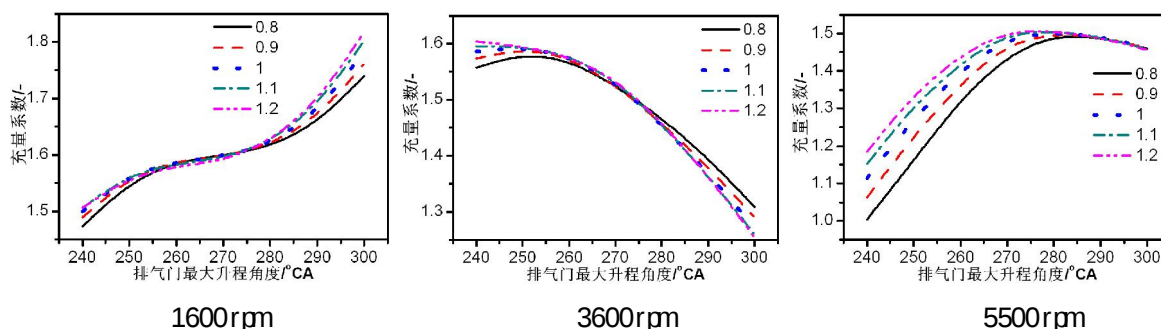


图 8 不同转速下, 排气凸轮升程对充量系数的影响

4.3 排气凸轮工作包角优化

排气凸轮工作包角会影响排气门开启角度及排气门开启时间,从而影响气门重叠角,影响发动机的充量系数。因此需要考察排气凸轮工作包角对充量系数的影响规律。不同工作包角的排气凸轮型线如图 9所示。

图 10 为不同排气凸轮工作包角,不同转速下,充量系数随排气门最大升程角度的变化规律。1600rpm下,充量系数随着气门最大升程角度的增加而增加;3600rpm下,充量系数随着气门最大升程角度的增加而增加,充量系数随着工作包角的增加而增加。5500rpm 下,充量系数的变化规律与3600rpm相似。

综合考虑排气凸轮升程与工作包角对充量系数的影响,可以得出充量系数最高的排气凸轮升程为 1.1,工作包角为 1.05。由于本文考察的 1.5增压发动机未采用排气 WT, 因此所有转速下采用相同的最大升程角度。综合考虑不同转速下,排气门最大升程角度对充量系数的影响,由模拟结果可以得出,最佳排气门最大升程角度为 270° CA。

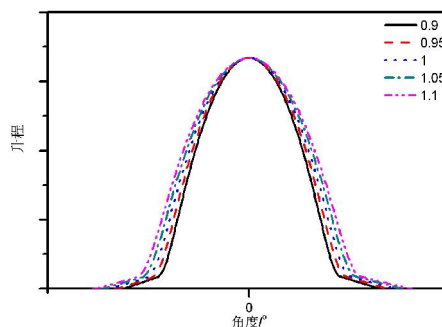


图 9 不同工作包角的排气凸轮型线

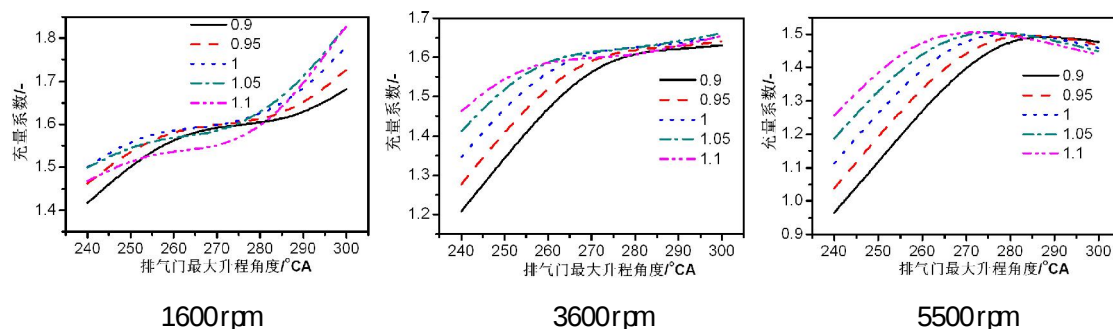


图 10不同转速下，排气凸轮工作包角对充量系数的影响

5 优化结果对比

优化后的配气机构模拟结果与优化前及试验结果的对比如图 11所示。由图中可以看出，对进排气凸轮型线及气门开启角度进行优化后，低速扭矩基本与优化前相同，但对于中高速工况，优化后的扭矩相对优化前有很大提升。

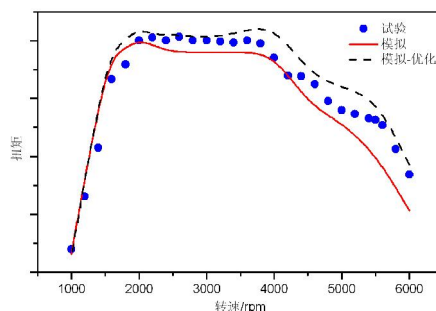


图 11 优化结果对比

6 结论

(1) 建立了一款 1.5L 废气涡轮增压汽油机的 GT-Power 模型，模拟结果与实验结果基本相符，误差在 5% 以内；

(2) 对进气凸轮升程、工作包角及气门最大升程角度进行了讨论，得出最佳进气凸轮升程为 1.2，最佳进气凸轮工作包角为 1.05 1600rpm，最佳进气门最大升程角度为 460° CA；3600rpm，最佳进气门最大升程角度为 460° CA；5500rpm，最佳进气门最大升程角度为 480° CA

(3) 对排气凸轮升程、工作包角及气门最大升程角度进行了讨论，得出最佳排气凸轮升程为 1.1，最佳排气凸轮工作包角为 1.05，最佳排气门最大升程角度为 270° CA

(4) 优化后，发动机低速扭矩与优化前基本相同，在中高转速，发动机扭矩较优化前有较大提升。

(5) 由于本文的优化主要针对充量系数进行，未考虑气门的运动特性、发动机爆震等影响因素，因此还需对优化后的配气机构进行进一步优化。

参考文献

- [1] GT-Power User's Manual Version 6.2, 2006.