

基于 GT-POWER 的天然气发动机工作过程计算及优化

The Simulation and Optimization of Working Process in Natural Gas Engine Based on the GT-POWER

李山岭 夏兴兰

(中国第一汽车股份有限公司 无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214063)

摘要: 采用 GT-POWER 软件建立天然气发动机的工作过程仿真模型, 对模型进行了外特性进气量、中冷后压力温度、功率扭矩的标定。通过 DOE 计算, 分析了配气相位对不同转速的功率、排温的影响。以减小进气门打开时气体回流量、降低发动机排温为目标, 对配气相位进行了优化, 优化后的 IVO、IVC、EVO、EVC 分别为 353°CA 、 564°CA 、 138°CA 、 402°CA , 通过增压器与发动机的匹配计算分析, 证明了该压气机可以满足设计目标。

关键词: GT; 工作过程; 性能; 配气相位

Abstract: The working process simulation model of the natural gas engine was established by using GT-POWER software. The air mass flow in the cylinder, the pressure and temperature after the cooler, the power and torque were calibrated. In different speed condition, the DOE was adopted and the influence of valve timing on the power and exhaust temperature were analyzed. In order to reduce the air backflow and the exhaust temperature, the valve timing was optimized, the final IVO, IVC, EVO, EVC was 353°CA , 564°CA , 138°CA and 402°CA respectively. By matching analysis of turbocharger and the engine, it is proved that the compressor can meet the design target.

Key words: GT; working process; Performance, Valve timing

引言

随着能源危机和环境问题的日益严重, 天然气发动机作为一种清洁燃料发动机受到越来越多的关注^[1]。天然气发动机大多是在原有的柴油机或汽油机上改装而成的, 改装后的天然气普遍存在平均有效压力低、热效率不高、排温高等问题, 需要对发动机结构参数、运行参数进行优化来改善其存在不足^[2]。本文采用 GT 软件, 对一款天然气发动机进行了工作过程计算, 并针对进气门打开时存在回流, 以及排温较高等问题, 进行了配气相位的优化, 最后对增压器和发动机进行了匹配。

1 发动机工作过程模型

1.1 GT 模型建立

本文在 GT-Power 软件平台上, 建立了某天然气发动机的工作过程仿真模型, 如图 1 所示, 相关结构参数如表 1 所示。模型包括: 系统边界、涡轮增压器、中冷器、混合器、节气门、稳压腔、进排气管、进排气道、进排气门、连接管路等。

表 1 天然气发动机主要参数

发动机类型	6 缸、四冲程、涡轮增压
缸径/行程	112*145mm
排量	8.57 L
压缩比	11.5
连杆长度	228 mm
活塞销偏置	0.5 mm
TDC 活塞顶隙	0.8 mm
进、排气门数	2 个/2 个
发火次序	1-5-3-6-2-4

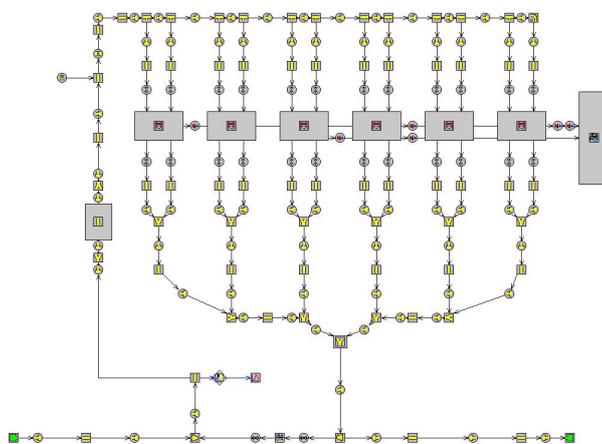


图 1 发动机一维工作过程 GT 模型

1.2 相关模型

1.2.1 传热模型

发动机的传热过程主要包括：工质与燃烧室壁面的传热，燃烧室壁面内的传热，燃烧室外壁面与冷却介质的传热。在发动机的一维工作过程计算中，主要考虑气缸内工质与燃烧室壁面的传热。燃烧室壁面由汽缸盖底面、活塞顶面和气缸套围成。根据气缸内工质与燃烧室周壁面的平均换热系数和壁面的平均温度，可以计算出工质与气缸周壁面的换热量。壁面平均温度，推荐气缸盖温度为 550~600K，活塞温度为 550~600K，气缸套温度为 400K。

瞬时换热系数对换热量影响最大，由于发动机燃气向气缸周壁面的传热过程非常复杂，准确计算传热规律十分困难。目前普遍的做法是采用经验公式进行传热计算，应用较多的是 Woschni 公式^[3]。

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D T_{c,1}}{p_{c,1} V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right] \quad (1)$$

其中， D 为缸径， c_m 为活塞平均速度， c_w 为圆周速度， s 为单个气缸的位移， $T_{c,1}$ 、 $p_{c,1}$ 分别为进气门关闭时气缸内工质的温度和压力。

1.2.2 燃烧模型

发动机的缸内燃烧过程极为复杂，燃烧过程与发动机结构参数、运行参数等众多参数有关。GT 提供的燃烧模型有 DIJet、DIWiebe、HCCI、MultiWiebe、SITurb、SIWiebe 等。本文通过实测的缸压曲线，反推出热释放速率，并得到韦伯函数的几个参数，韦伯模型的计算公式如下：

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y} \quad (2)$$

$$dx = \quad (3)$$

$$y = \quad (4)$$

其中， x 为已燃质量分数， Q_{re} 为总的燃烧释放热量， α 为曲轴转角， α_c 为燃烧开始的角度， $\Delta\alpha_c$ 为燃烧持续期， m 为形状因子， a 为常数，通常取 6.9。

1.3 模型标定

首先，采用 GT 软件建立不带涡轮增压器的发动机一维工作过程模型，对 800r/min、1300 r/min、1500 r/min、1900 r/min、2100 r/min 时的外特性进行了计算，并对外特性的进气量、中冷后的压力、中冷后的温度、功率、扭矩进行了标定，如图 2 所示。其中，实线为试验结果，点图为计算结果。

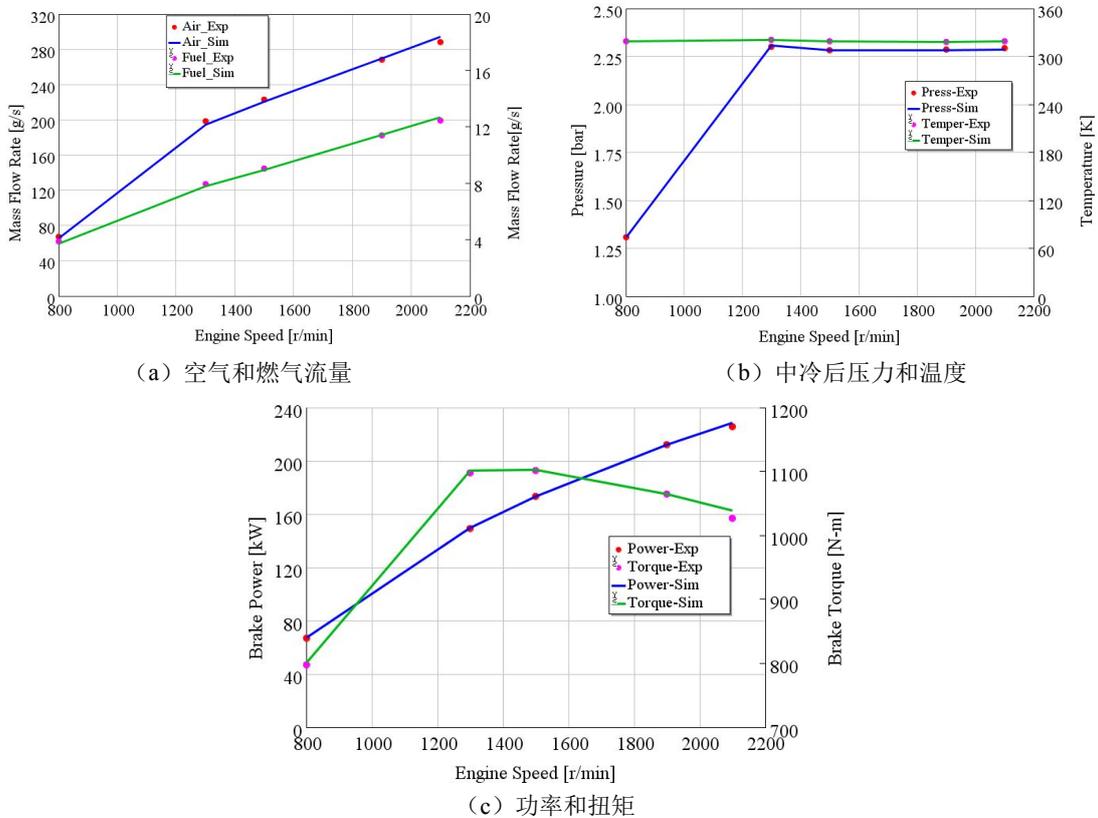


图 2 外特性计算结果与试验结果对比

计算得到的进气量与试验值吻合较好，如图 2-a 所示，计算误差在 800 r/min 和 2100 r/min

时相对较大, 分别为 2.3%、2.1%。由于采用空燃比的控制策略, 燃气流量与空气流量相关, 燃气流量的误差与空气流量的误差一致。对比中冷器后的压力温度, 可以对中冷器的特性进行标定, 可以看出, 在 2100 r/min 时, 中冷器后的压力、温度计算误差相对较大, 分别为 0.32% 和 0.39%。功率和扭矩的外特性计算结果与试验值吻合很好, 最大误差分别为 1.21% 和 1.22%, 如图 2-c 所示。

仿真得到的进气量、功率、扭矩等参数的计算误差较小, 在允许的范围内, 因此, 所建模型可以反应该气体发动机的特性, 可以在此模型的基础上对配气相位进行优化并对涡轮增压器进行匹配。

2 计算结果分析及讨论

2.1 气门正时优化

配气相位优化是确认最佳的进气门开启角 (IVO)、进气门关闭角 (IVC)、排气门开启角 (EVO)、排气门关闭角 (EVC)。原配气相位的 IVO、IVC、EVO、EVC 分别为 336°CA 、 570°CA 、 118°CA 、 382°CA , 进气门的包角为 234°CA , 排气门的包角为 264°CA 。

进气门打开时, 气体流动方向由进气道压力和气缸内压力的相对大小决定的。当缸内压力大于进气道压力时, 缸内气体向进气道倒流, 缸内气体温度高, 可能导致进气道内可燃气体被点燃, 进而烧毁混合器的橡胶膜片, 该现象称之为回火。为避免回火现象的发生, 需保证进气门打开时, 尽可能减小气体的倒流。图 3 给出了原配气相位下的进气质量流量, 在低速段 (800~1500 r/min), 进气门打开时没有气体倒流现象, 而在高速段 (1900~2100 r/min) 进气门打开时出现了明显的倒流。分析进气过程的气缸压力发现, 在进气门打开时, 1900、2100 r/min 的缸内压力较高, 高于进气道的压力, 产生了气体倒流入进气道。

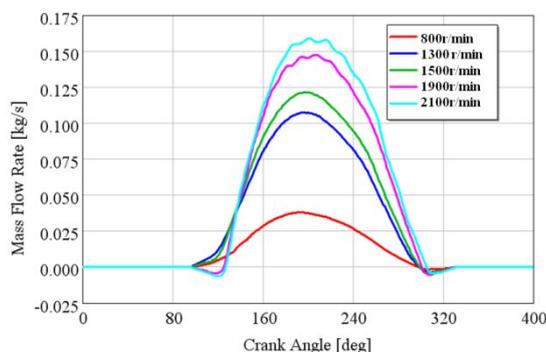


图 3 进气门打开时进入气缸的质量流量

为对配气相位进行优化, 采用拉丁超立方方法对进气门平移角、排气门平移角、进气门包角倍数、排气门包角倍数这四个参数进行 DOE 计算, 并对这四个参数与充气效率、功率、回流量 (进气门打开时, 负值为回流流量) 进行相关性分析, 如图 4 所示。其中, In_py 、 Ex_py 分别为进气门和排气门平移角, In_mult 、 Ex_mult 分别为进气门和排气门包角的倍数。DOE 在 800r/min 和 2100r/min 两个转速上计算, 800r/min 代表低速段, 2100r/min 代表高速段。

由相关性分析可知, 在高速段时 (2100r/min), 与回流量 Min_flow 相关性较大的是 In_py 和 Ex_py , 且为正相关, 即进气门和排气门向后平移, 可以减少回流量。在高速段, In_py 和 Ex_py 与功率 $Power$ 、充气效率 VE 都为正相关, 即进气门和排气门向后平移, 可以增大充气效率和功率; In_py 与排气温度呈正相关, 即降低排温, 进气门需要向前平移。在低速段时, In_py 和 Ex_py 对功率和充气效率相关性较大, In_py 对功率、充气效率呈负相关,

Ex_{py} 相反, 即增大功率和充气效率, 进气门需向前平移, 排气门需向后平移。在 IVO、IVC、EVO、EVC 四个参数中, EVO 对低速段排气温度影响最大, EVC 对高速段回流量影响最大, IVO、IVC 在低速段和高速段对功率、排气温度、充气效率的影响正好相反。

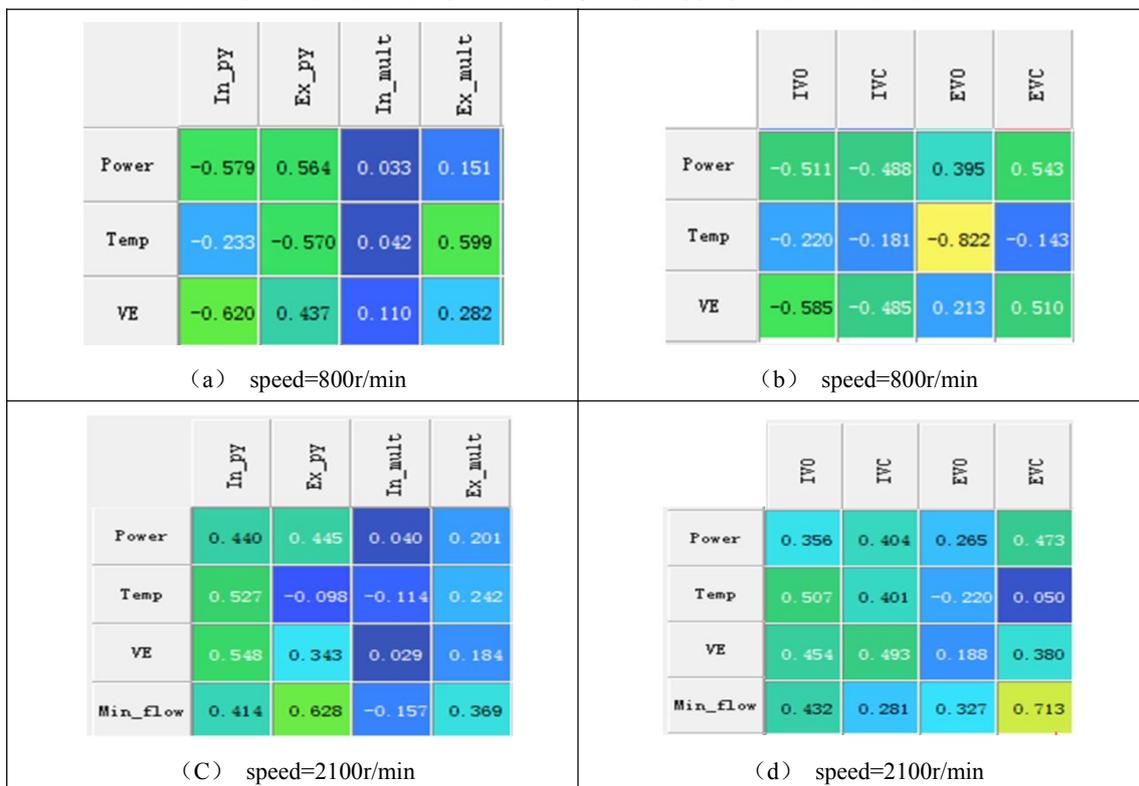
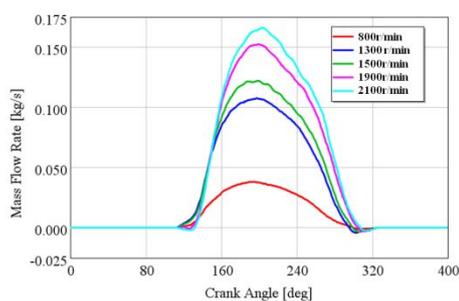
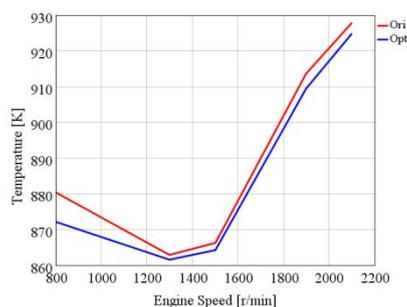


图 4 配气相位与性能的相关性系数

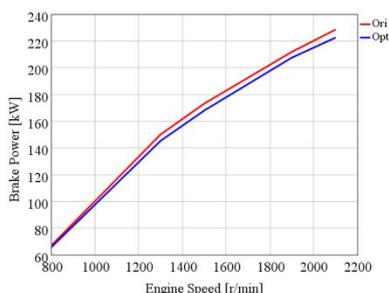
在 DOE 计算结果分析的基础上, 以减小回流量、降低排气温度为目标, 对配气相位进行优化。优化结果表明, IVO 向后移动 17° CA, IVC 向前移动 6° CA, 排气门向后移动 20° CA 时, 优化结果最优。优化后进气门打开时的进气质量流量、功率、排温与原配气相位如图 5 所示。优化配气相位后进气门打开时的回流量与优化前相比大大减小, 在高速段几乎没有回流产生。排气温度与优化前相比, 最大可降低 8 度。功率较优化前相比有所降低, 在 1300r/min 时降低最多, 降低量为 3.15%, 其他转速降低 2% 左右。



(a) 优化后进气门打开时的质量流量



(b) 优化前后排气温度



(c) 优化前后功率

图 5 优化前后性能参数对比

2.2 涡轮增压器匹配

涡轮增压器是由涡轮机和压气机组成的系统。发动机对压气机的要求是，压气机需要达到预定的压比，发动机的耗气特性线离开压气机的喘振线一定距离，发动机各转速的耗气特性线穿过压气机的高效区。因为在压气机进口条件不变时，压气机效率越高，压气机出口的温度越低，发动机的充气效率越大。

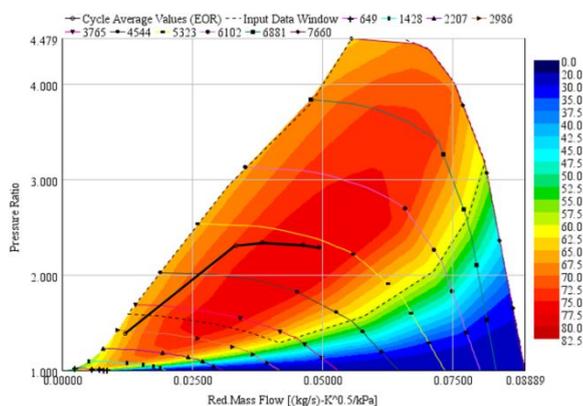


图 6 压气机与发动机联合运行线

图 6 给出了压气机与发动机的联合运行线，可以看出，发动机在各个转速都能够满足设计的增压比，发动机的运行线远离压气机的喘振线，距离喘振线还有一定距离，压气机不会出现喘振。发动机的运行线穿过压气机的高效区，在发动机的整个运行范围内，压气机效率较高。因此，该压气机与发动机的匹配是合适的。

3 结论

- 1、在高速段时，进气门和排气门向后平移能够减小回流量，增大充气效率和发动机功率，优化高速段的性能。
- 2、在低速段时，排气门向右平移能够增大发动机的充气效率和功率，并减低发动机排气温度，而进气门的平移对充气效率和功率的影响与排气门正好相反。
- 3、为减小进气门打开时气体的回流量，降低发动机的排温，优化后的 IVO、IVC、EVO、EVC 分别为 353°CA、564°CA、138°CA、402°CA，优化后的回流量很小，排气温度可降低 8 度。
- 4、通过对增压器和发动机进行匹配，证明压气机能够满足发动机增压压力要求，且具有较高效率，压气机的匹配是合适的。

参考文献

- [1] 温苗苗. CNG 发动机工作过程数值模拟, 武汉理工大学硕士论文
- [2] 张继琳. CNG 客车发动机温度过高的原因及可采取的治理措施. 客车技术与研究, 2002, 24(4): 17-20
- [3] GT-Power 7.2 帮助文件 Engine-Performance..