

某重型柴油机一维仿真模型修正

1-D Modeling Correctionof a HeavyDuty Diesel Engine

李海鹰 仲蕾 吕娟霞 李玉峰 舒涌 任贵峰 李云广 尹艳君 黄云亮 王丽康
(中国北方发动机研究所)

摘要: 基于 GT-Power 平台, 建立了某重型柴油机的一维仿真模型, 并进行了外特性的仿真计算。为解决计算空气流量高转速时偏高、低转速时不足的问题, 对原模型进行了修正。通过空气流量、平均有效压力 (MEP)、最高燃烧压力等参数的对比, 对于 1200rpm 以上的工况, 改进的模型取得了与实测结果基本一致的结果。通过缸压曲线分析, 低转速时, 缸压曲线受到通道效应影响, 最高燃烧压力出现了相位滞后、数值增大的情况。为消除通道效应的影响, 根据实际的几何尺寸, 在改进的模型中添加了测压通道模块。最终, 计算的测压通道压力曲线不仅能从数值、相位上接近实测值, 从振荡频率和幅度上也基本符合实测结果。

关键词: 柴油机; V型; GT-Power; 通道效应; 模型修正

Abstract: Based on the platform of GT-Power, 1-D modeling of a heavyduty dieselengine was built and a full-loadperformance simulation of this engine was done. The calculated air flow rate was over predicted on high speeds and under estimation on low speeds. A new model was created to correct this problem. On high speeds (higher than 1200 rpm), with comparison of air flow rate, mean effective pressure (MEP) and maximum combustion pressure, the calculated results by this corrected model basically agreed with measurement. On low speeds (lower than 1200rpm), by analysis of cylinder pressure curve, it is observed that maximum combustion pressure is delayed and amplified by the channel effect. In order to remove this effect, a channel element was added to this corrected model according to its geometric parameter. Finally, the calculated channel pressure curve achieves a good agreement with the measured results not only on peak value and phase at peak pressure, but also on the frequency and amplitude of pressure fluctuation.

Key words: Diesel Engine; GT-Power; Channel Effect; Modeling Correction

1、前言

面对我国石油资源相对短缺, 而我国重型车运输业及工程机械行业燃油需求持续增长的问题, 本所研究自主开发了一款紧凑式高效清洁柴油机。燃烧系统匹配优化是实现其高效清洁燃烧的核心内容。借助GT-Power软件平台, 对整机性能做出验证, 为后期的三维缸内仿真计算和燃烧室廓形优化提供初始和边界条件。通过CAE的手段, 有效节省研发费用和人力成本, 并且借助仿真计算的研究手段, 可以拓宽发动机的运行范围, 弥补由于试验条件限制无法实现的工况点, 预研方案的提出丰富了发动机设计模板数据库, 为所里未来整机设计开发和优化提供理论方向。

2、某重型柴油机一维仿真平台初步建立

基于一维发动机仿真分析软件 GT-POWER 7.0, 初步搭建了某重型柴油机一维性能模拟仿真分析模型 (如图 1 所示), 对该柴油机 GT-Power 一维模型进行仿真计算。其中压气机模型根据实际压气机的的脉谱图设定, 而涡轮机由于缺少相关尺寸和脉谱图, 选用简单模型,

涡轮增压器通过联轴器连接；燃油喷射模型通过实测的喷油规律型线设定；燃烧模型采用 DI-Wiebe 模型进行仿真；放热模型采用 WoschniGT 模型。

表 1：某重型柴油机主要技术参数

项目	参数
发动机形式	8 缸、四冲程
缸径	101 mm
冲程	109 mm
连杆长度	177 mm
压缩比	16.2
进气方式	废气涡轮增压
进气门早开角	35° CA BTDC
进气门晚关角	61° CA ABDC
排气门早开角	44° CA BBDC
排气门晚关角	14° CA ATDC
标定转速	2300 r/min
标定功率	265 kW
最大扭矩转速	1300r/min
最大扭矩	1211 N·m

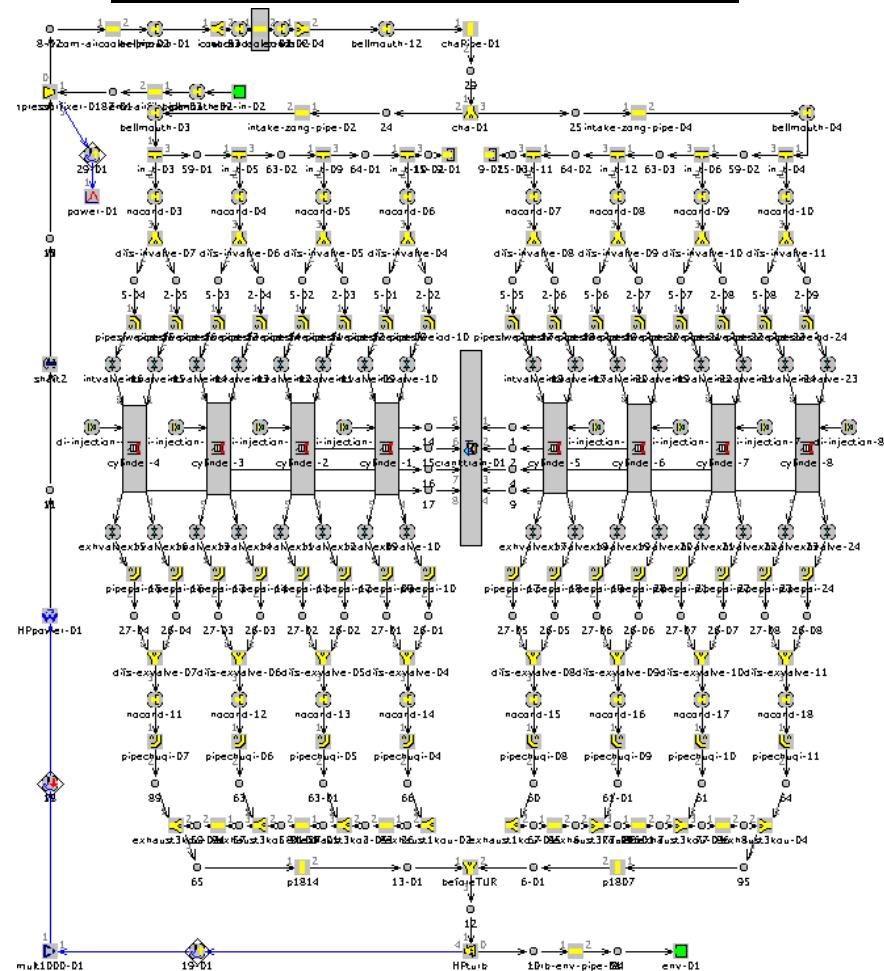


图 1 某重型柴油机一维仿真 GT-Power 模型

表 2 柴油机传热模型参数

模型参数	数值
对流乘数	1.2
辐射乘数	1.2
气缸盖与气缸套面积比	1
活塞与气缸套面积比	1.2
气缸盖壁平均温度/K	550
气缸套壁平均温度/K	540
活塞壁平均温度/K	590

图 2 表示了发动机外特性的工况点（除 1800rpm 以外）在压气机 Map 上的映射关系。其中红点是外特性各工况按照实际测量的压气机前后压力计算的增压比和实测进气流量确定的坐标点。而由于增压器旁通阀开启，压气机在高转速工况存在着超速的情况。如最大功率点，图中的工况点大致运行于 105000rpm，而实际测量的转速在 108700rpm，从压气机后的一部分空气直接进入涡轮机，提供了更多的能量推动涡轮旋转，导致压气机转速提高。相反，在低转速工况，排气系统存在一定程度的漏气问题。如 1200rpm 时图中的转速大致在 77500rpm，而实际的转速在 75600rpm，排气系统漏气造成推动涡轮机的能量减少，导致压气机转速下降。

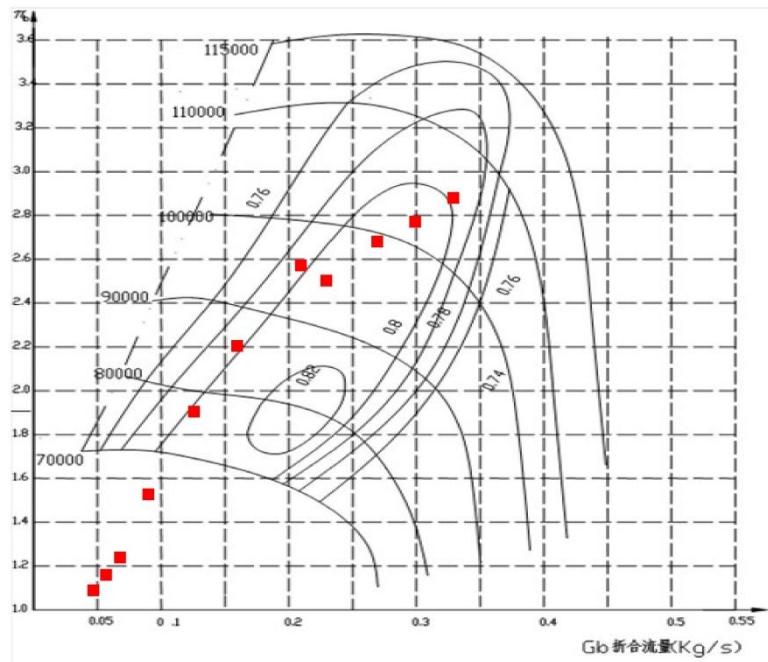


图 2 发动机外特性工况点在压气机 Map 上的映射关系

而在一维仿真中，由于缺少对于增压器旁通系统以及排气系统漏气的描述模型，在进行涡轮增压匹配时存在高转速工况点运行于超速区域，低转速工况点接近喘振区域，造成高转速工况空气流量偏高，低转速工况空气流量不足的问题，如图 3 所示。

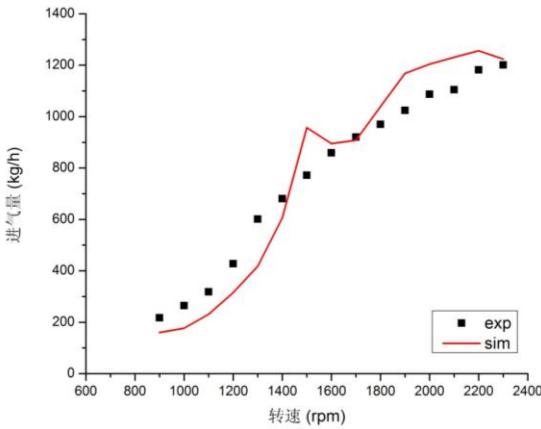


图 3 初步一维仿真计算与实测进气流量对比

3、某重型柴油机一维仿真模型的修正

初步的一维仿真模型存在明显的涡轮增压器匹配的问题，具体表现包括为：

1. 涡轮机缺少脉谱图，只能建立简单模型，不具有预测能力。
2. 由于试验中没有测量涡前压力和温度，无法确定涡轮的输出功。简单的涡轮机模型是通过输出功来驱动联轴器的，因此单个工况点也无法保证涡轮机模型的精度。
3. 由图 2 可知，现有压气机脉谱图无法覆盖外特性的低转速工况，因此无法保证压气机模型在低转速工况的精度。

除了涡轮增压器模型本身存在的问题之外，台架试验本身在高转速增压器旁通，低转速漏气的现象也间接为涡轮增压器的匹配增加了困难。

考虑到一维仿真计算的主要目的在于对三维仿真计算提供初始和边界条件，对初步建立的一维仿真模型进行了改进，去掉了涡轮增压部分，按照实测值设定压气机后压力和温度。

涡前压力通过实测的 PMEP 确定。改进的模型如图 4 所示。

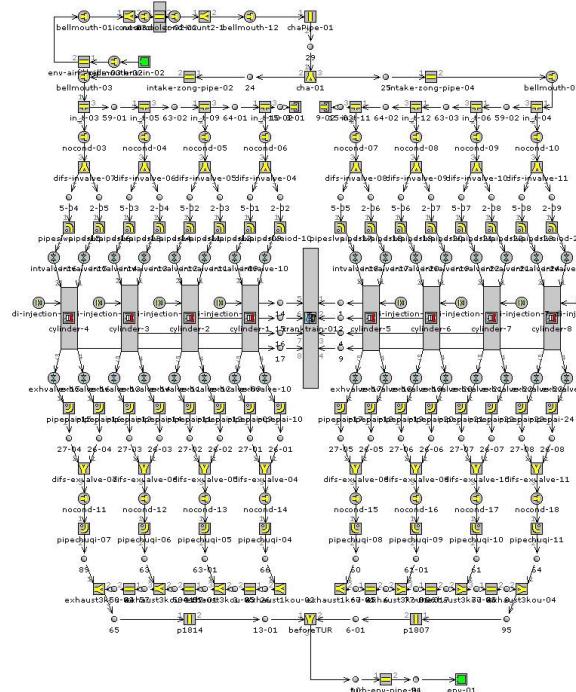


图 4 改进的某重型柴油机一维仿真 GT-Power 模型

图 5 与图 3 对比, 改进后的一维模型计算的进气流量有了明显的改善, 与实测结果几乎完全吻合; 同时, 与实测的 IMEP、PMEP 相比, 仿真计算达到了极为近似的结果, 在最大爆压 p_{\max} 方面, 在高转速计算值与实测值十分接近, 在 1000rpm 以下工况点仍存在较大的偏差, 与实测值相比, 计算的最大爆压偏小 (如图 6)。

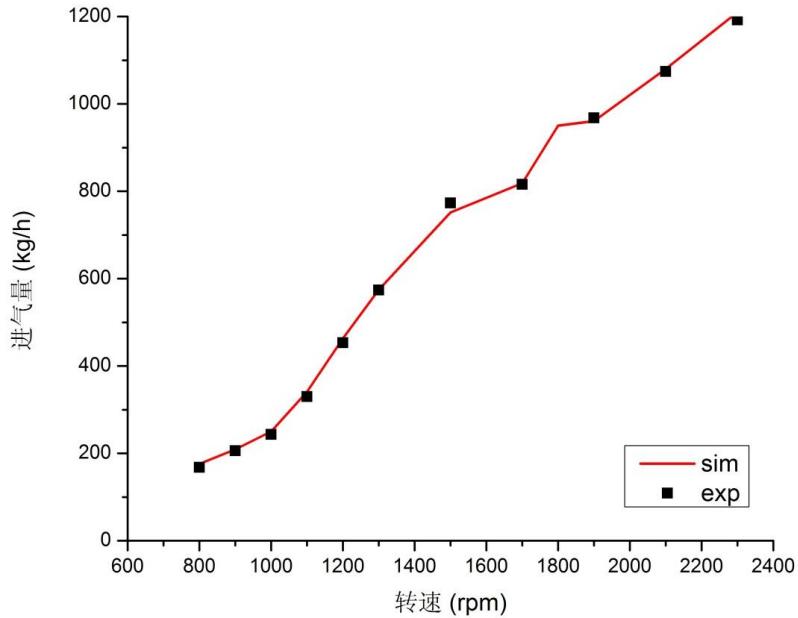


图 5 改进后一维仿真计算与实测进气流量对比

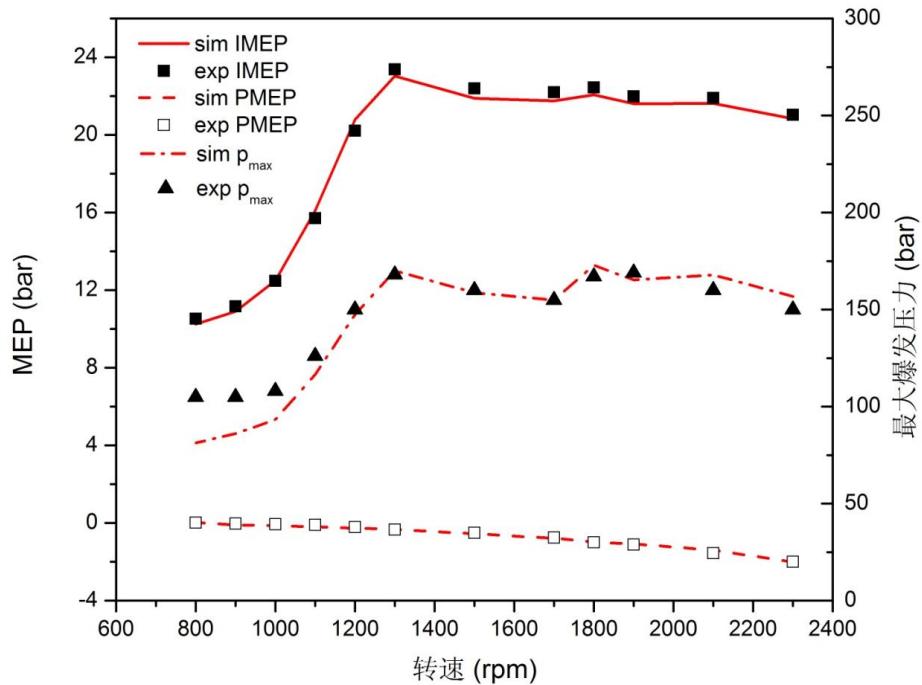


图 6 外特性 IMEP、PMEP、 p_{\max} 试验值与仿真值对比

具体地分析缸压曲线, 以外特性上的 1000rpm 为例, 如图 7 所示, 黑点表示的实测缸压曲线在高压段呈现出多次中频的压力振荡。发动机缸内的压力振荡的来源主要包括: 预混合燃烧引起的超音速压力冲击波^[1]和测压通道形成的压力反射波。而单纯的预混合燃烧引起的压力振荡具有高频的特征^[1], 与图 7 中实测缸压曲线呈现的中频振荡不符。

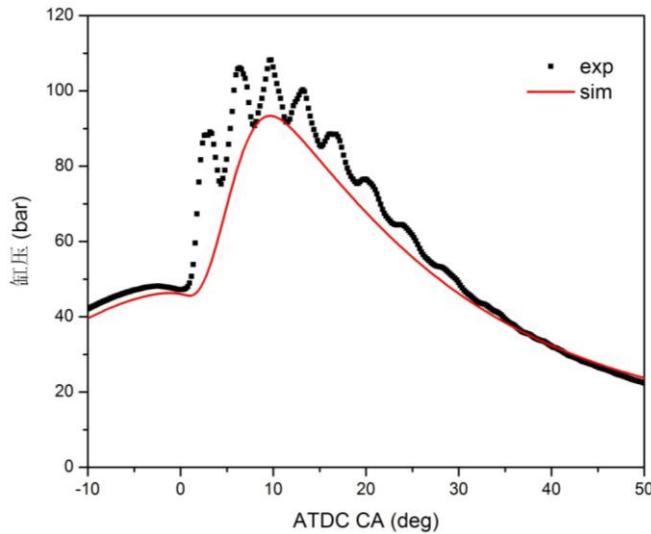
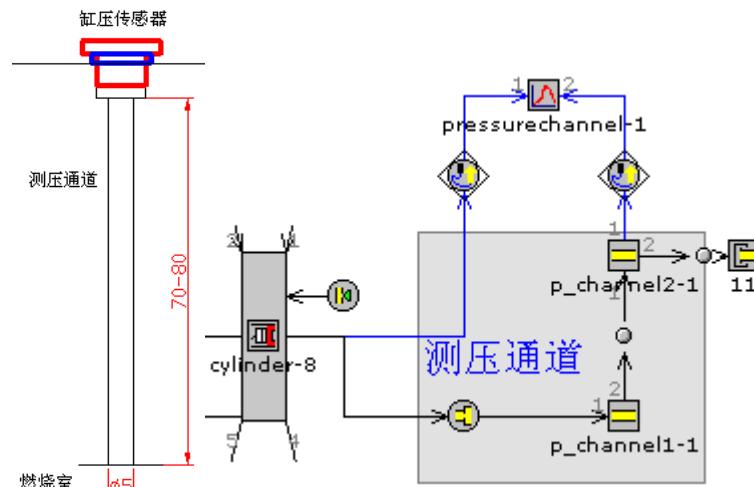


图 7 1000rpm 全负荷下，计算与实测的缸压曲线高压段对比

实际上，压力传感器并未与气缸盖底平面齐平安装，而是采用一个通道来连接压力传感器和气缸。正是由于测压通道的存在，压力传感器采集到的不是气缸内真实压力，而是经过通道滤波后的“通道压力”。与气缸压力相比，通道压力不仅出现振荡，而且相位滞后。压力振荡的频率和幅度，与测压通道的形状有密切关系^[2]。

通过参照测压通道的结构参数（如图 8a），将测压通道简化为前端管道和末端容积腔两个部分，分别对应图 8b 中的 p_channel1_1 和 p_channel2_1。这样，在改进的一维仿真模型（如图 4）之上增加了测压通道的模块，使得压力采集中存在的通道效应在 GT-Power 平台上得以还原再现。

增添测压通道模块之后，比对计算测压通道的压力与实测压力，通过调整 DI-Wiebe 的燃烧模型参数，使其计算值与实测值不断趋近，并假定在无限趋近时获得消除通道效应后的缸内压力。以 800rpm 全负荷为例，如图 9 所示，计算的测压通道压力曲线不仅能从数值、相位上接近实测值，从振荡频率和幅度上也基本符合实测结果。



a) 通道示意图 b) GT-Power 中的测压通道模块

图 8 通道效应的一维仿真实现形式

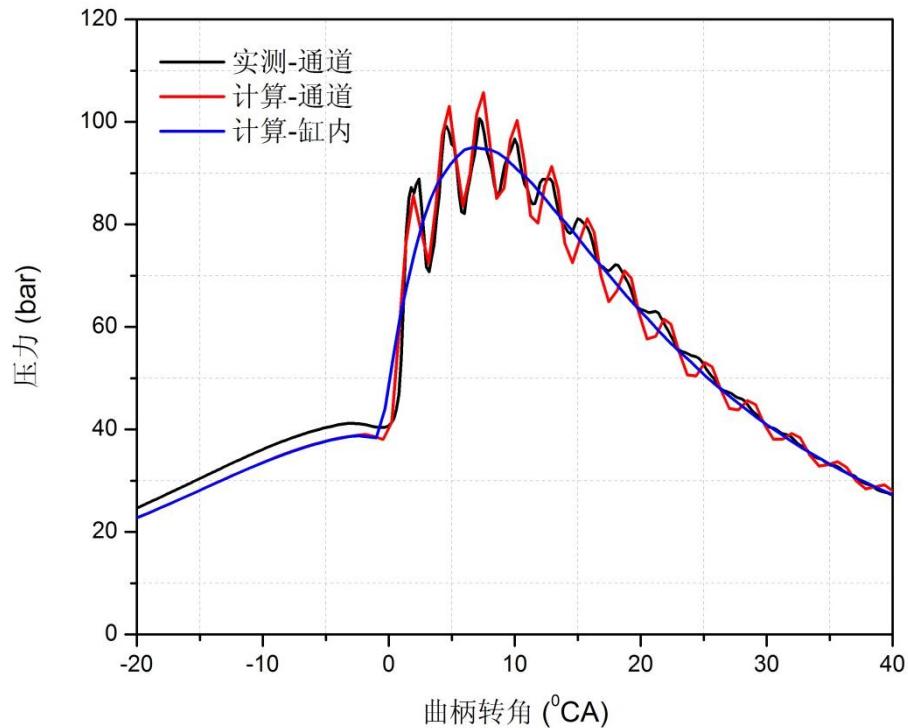


图 9 800rpm 全负荷下，增加测压通道后计算与实测的缸压曲线高压段对比

基于标定后的该柴油机一维仿真平台，得到的外特性及稳态十三工况扭矩特性，主要用于提供三维仿真计算的初始和边界条件，同时也给台架试验提供参考。

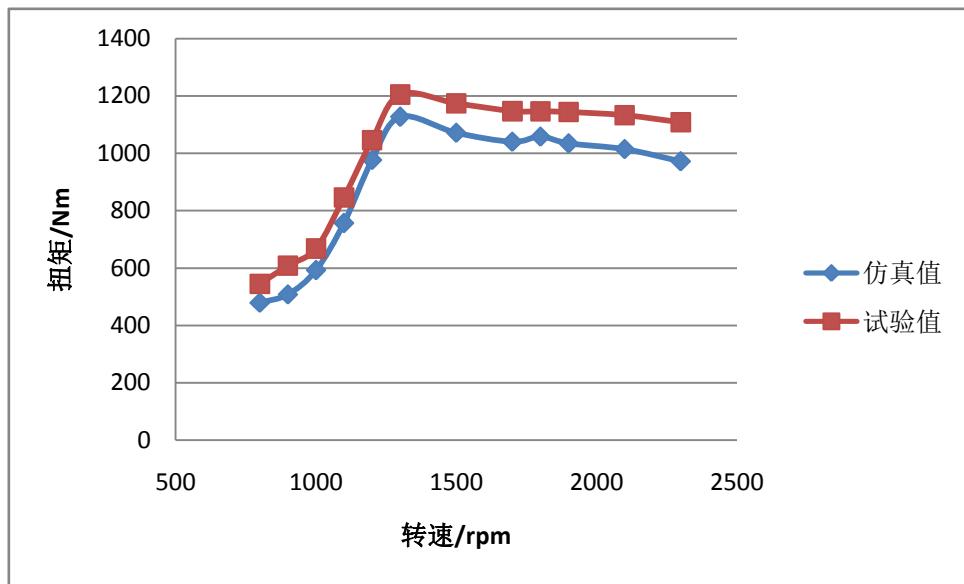


图 10 计算与实测发动机外特性曲线对比

图 10 中蓝色线为模型仿真的外特性扭矩值，而红色线为某重型柴油机样机匹配 F5 涡轮增压器的外特性扭矩试验值。由图 10 可以看出，发动机外特性扭矩的仿真值比试验值要低出很多，主要是由于试验时，涡轮增压系统配有旁通阀，而计算中未考虑旁通阀对排气背压的影响，造成排气背压高估，所以整体相对偏低从发动机外特性扭矩及对应功率上分析，整体趋势较为合理。

4、结论

借助 GT-Power 仿真模型，对某重型柴油机进行了外特性的一维仿真计算。针对原有 GT-Power 模型暴露出来空气流量失真的情况，对其进行修正。修正后的模型在性能参数、缸压曲线等方面都取得了与试验数据较好的一致性，具体表现为：

1. 改善了原模型高转速工况空气流量偏高，低转速工况空气流量不足的问题；
2. 在 IMEP、PMEP 方面，通过调整燃烧模型参数和涡前压力，使得计算结果与实测结果十分接近；
3. 通过添加测压通道模块，消除了通道效应对缸压曲线的影响，解决了原模型在低转速时最高燃烧压力偏低的问题。

在未来的工作中，考虑加入增压器旁通系统和排气系统漏气的描述模块，反映真实涡轮增压系统的运行情况，并对涡轮增压系统进行匹配，进一步提升该柴油机在全工况的性能。

参考文献

1. R. Hiching, Pressure Pulsation in Engine Cylinders, Engine Noise Excitation, Vibration and Radiation, 1982.
2. Kistler. Piezoelectric Transducers Measure Pressures in Combustion Engines [Z]. 1986.