

不同涡流比对柴油机燃烧的影响

The effect of swirl ratio on combustion of diesel engine

刘晓, 李丽, 孟云霞, 唐金平

(北汽福田汽车股份有限公司, 北京 昌平 102206)

摘要: 涡流对柴油机的燃烧过程起着至关重要的作用, 为了研究其对燃烧的影响, 本文应用 CFD 软件 CONVERGE, 对某柴油机进行了不同初始涡流比的计算, 并将计算得到的缸内温度、压力、湍动能等进行了对比, 还分析了其对燃烧排放物的影响。

关键词: 柴油机; CFD; 燃烧; 排放

Abstract: The swirl flow in diesel combustion chamber is import to combustion of diesel. In order to distinguish the effect, diesel engine model was established with CFD software CONVERGE. The results such as temperature, pressure and TKE, obtained with different swirl ratio, was compared. Also was the combustion emissions.

Key words: diesel; CFD; combustion; emissions

1 背景

柴油机以其功率覆盖面大、热效率高等特点, 广泛应用于各种车辆、农用机械、工程机械中。为了满足日益严格的节能减排相关法规的需要, 对柴油机的工作性能也提出了更高的要求。涡流对柴油机的混合气形成及燃烧过程起着至关重要的作用, 在很大程度上决定着其经济性、动力性及排放特性。为了研究其对燃烧的影响, 本文针对某车用柴油机, 应用 CFD 软件 CONVERGE 对不同初始涡流比下的柴油机的油气混合、燃烧及排放等特性进行深入仿真分析, 得到一些有价值的结果和结论, 为设计和试验开发提供了重要的参考数据和指导。

2 模型建立

根据燃烧室的设计图纸在 3D 软件中建立了燃烧室的三维模型, 并拉伸出气缸, 如图 1 所示。计算只考虑压缩、燃烧阶段, 因此模型不包括进、排气道。

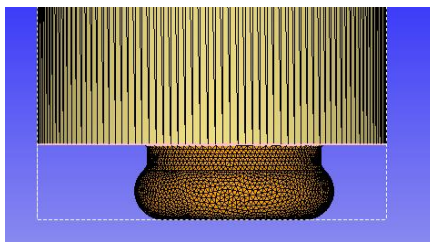


图 1 计算模型

2.1 网格划分

基础网格尺寸为 4mm, 计算过程中设置根据流场情况自动加密局部网格, 如喷雾区 (如图 2 所示) 和温度、速度梯度变化较大的区域 (如图 3 所示), 计算过程中最大网格数设为 80 万。

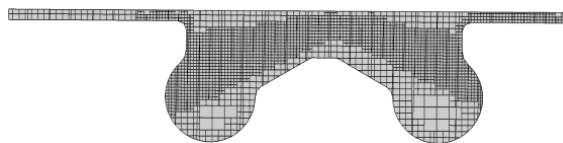


图 2 喷雾区加密

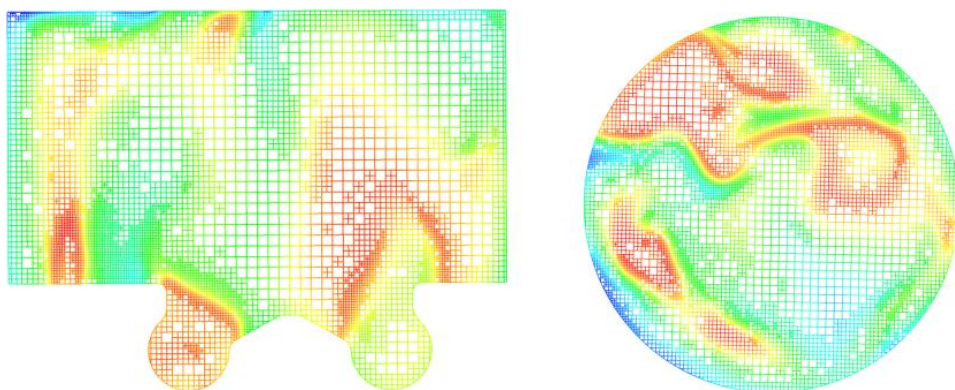


图 3 梯度大的区域加密

2.2 边界条件

计算工况为额定功率 85KW/3600rpm。发动机参数如下表 1 所示:

表 1 发动机参数

名称	单位	数值
缸径	mm	93
冲程	mm	102
连杆	mm	168
压缩比	mm	17.4
余隙高度	mm	0.7
活塞销偏置	mm	0.7

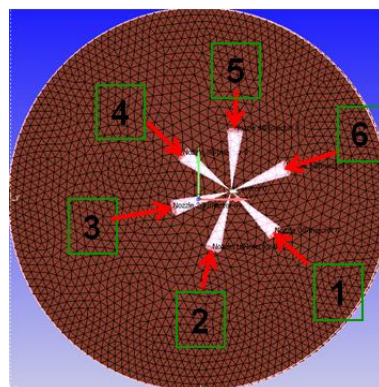


图 4 喷孔分布

湍流计算采用 RNG K-e 模型; 采用 SAGE 详细化学反应算法, 读入 CHEMKIN 格式的化学反应机制, 求解反应动力学的常微分方程; 使用 Multizone 模型加速化学反应。柴油燃料使用正庚烷 (C₇H₁₆) 替代, 反应机理包括共 42 组份, 168 反应。

喷雾计算采用 KH+RT 模型, 该柴油机采用 6 喷孔的缸内直喷喷油器, 6 个喷孔的分布如图 4 所示。

计算时采用的初始条件如下表 2 所示:

表 2 初始条件

名称	单位	数值
涡流比	—	2
初始缸压	Pa	171325

初始温度	K	370.5
初始湍动能	m2/s2	110
活塞壁温度	K	610
缸筒壁温度	K	420
缸头温度	K	550

3 计算结果

3.1 原型机计算结果

计算得到的缸内压力和温度曲线分布如图 5、6 所示。可以看出，最高缸压为 11.4MPa，出现在上止点后 8 度曲轴转角。缸内平均最高温度点为 1737K，出现在上止点后 26.3 度曲轴转角。

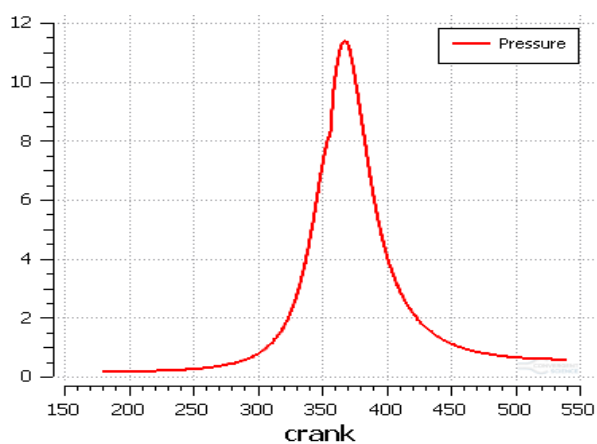


图 5 缸压曲线

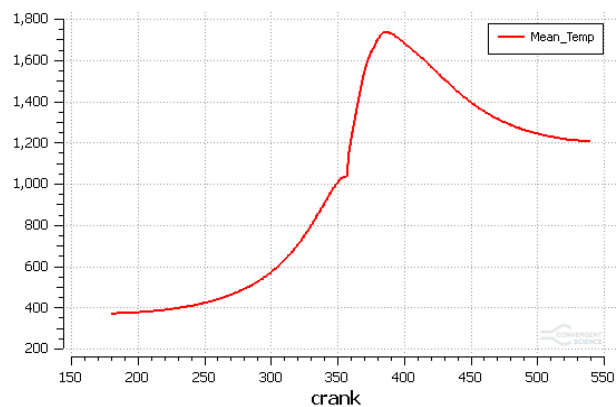


图 6 缸内温度曲线

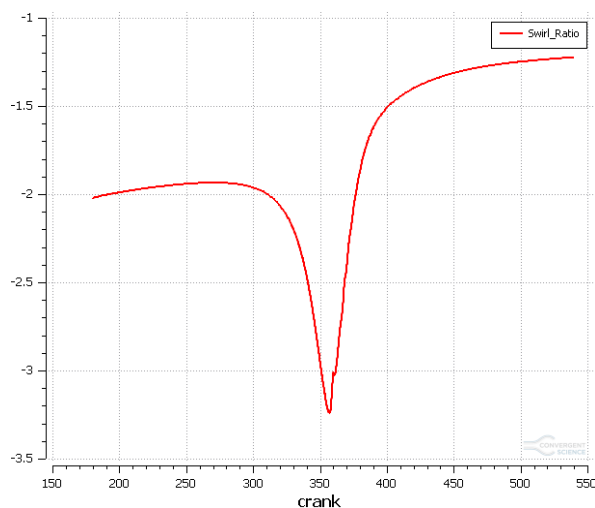


图 7 缸内涡流比

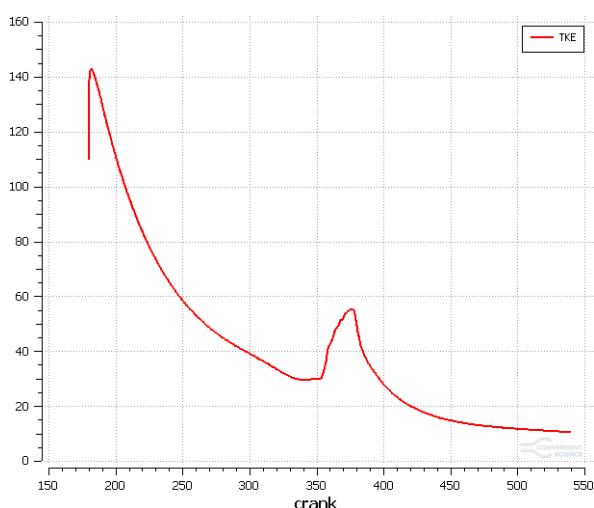


图 8 湍动能

图 7 是缸内涡流比变化情况，可以看出，在上止点附近涡流比达到最大值。图 8 所示是缸内的湍动能变化情况，可以看出，在进气阶段湍动能最大，然后逐渐减小，在燃烧开始后达到另一个峰值，有利于燃烧的传播。

各种燃烧后的排放物也是柴油机需要重点关注的指标之一，下图 9-12 分别是不同曲轴转角下的 S00T、HC、CO 和 HC 的质量变化情况。可以看出，S00T、HC 和 CO 主要产生在燃烧初期，随着燃烧的进行，这三种排放物的质量逐渐减少。而 NO 则随着燃烧的进行逐渐增多，燃烧过程中只有很少的下降，很快就稳定在一定水平。

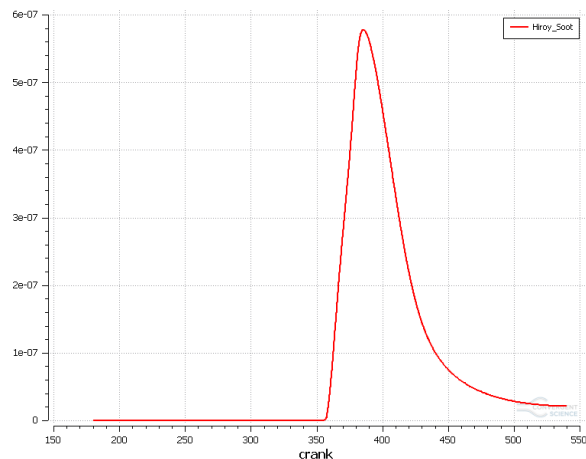


图 9 排放物-S00T

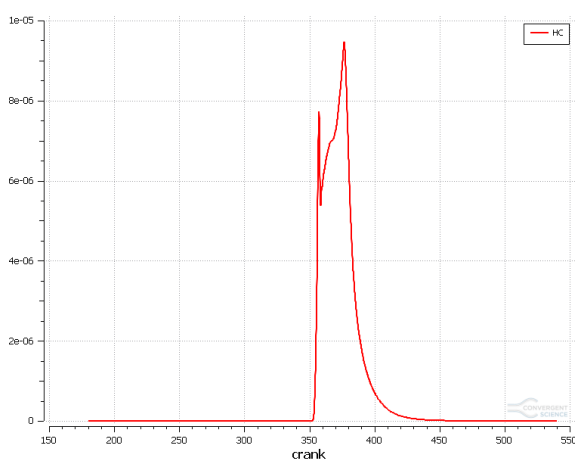


图 10 排放物-HC

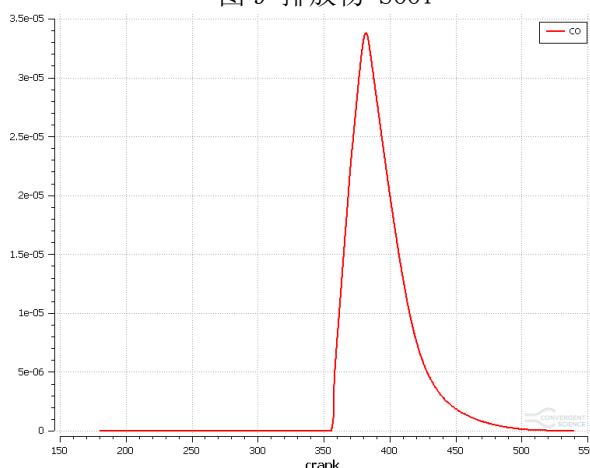


图 11 排放物-CO

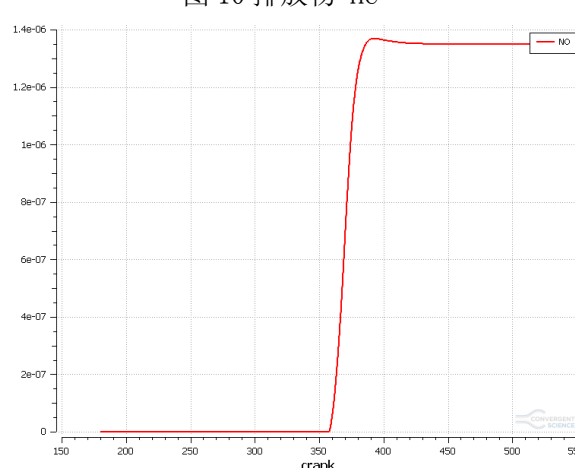


图 12 排放物-NO

3.2 不同涡流比的计算结果

将涡流比分别更改为 1.0、1.5、2.6、3.2，再次进行计算，得到不同涡流比时的缸压曲线如图 13 所示。

涡流比为 1.0 时，最大缸压 11.2MPa，出现在上至点后 7.8 度；涡流比为 1.5 时，最大缸压 11.33MPa，出现在上止点后 8.2 度；涡流比为 2.6 时，最大缸压 11.37MPa，出现在上止点后 7.3 度；涡流比为 3.2 时，最大缸压 11.3MPa，出现在上止点后 6.2 度。可以看出，随着涡流比的增大，最大缸压差别不大，呈现先增大后减小的趋势，而最大缸压出现的时候则逐渐向前移动。

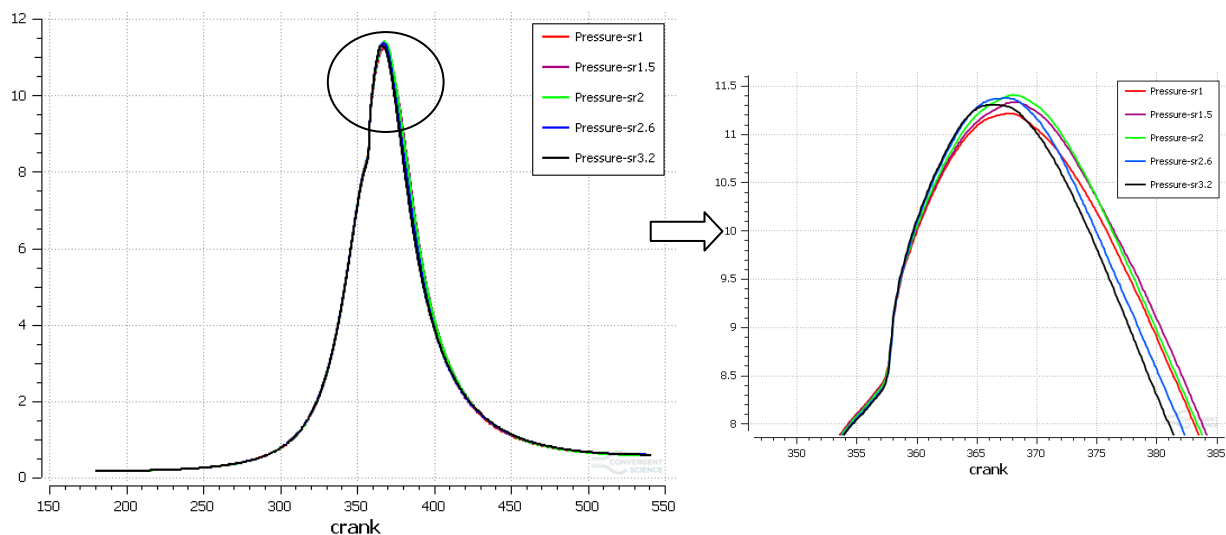


图 13 不同涡流比时的缸压曲线

图 14 所示的是不同涡流比时的缸内温度变化情况，涡流比为 1.0 时，最高温度 1706.6K，出现在上止点后 25 度附近；涡流比为 1.5 时，最高温度 1758K，出现在上止点后 25 度附近；涡流比为 2.6 时，最高温度 1636K，出现在上止点后 25 度附近；涡流比为 3.2 时，最高温度 1570K，出现在上止点后 25-40 度曲轴转角范围内。

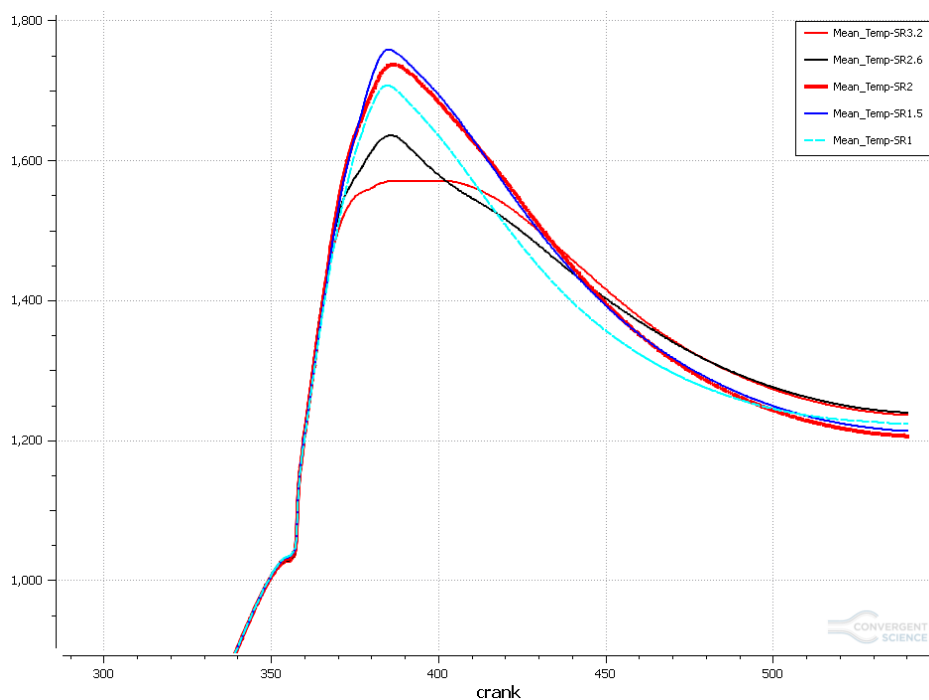


图 14 不同涡流比时的缸内温度曲线

图 15 所示是不同涡流比时的缸内湍动能的变化情况，可以看出，随着初始涡流比的增大，缸内的最大湍动能也随之增大，燃烧时的峰值也逐渐增大。

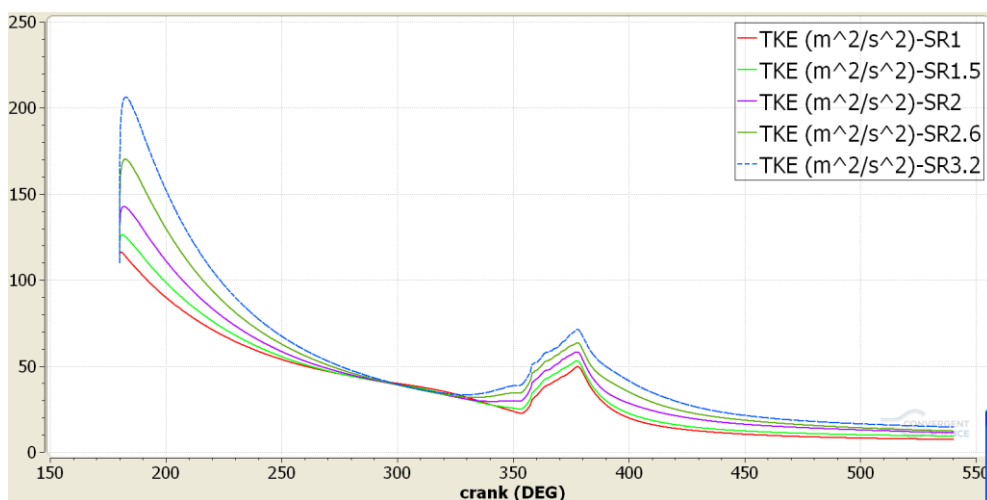


图 15 不同涡流比时的缸内湍动能曲线

图 16-19 所示分别是不同初始涡流比时的排放物 Soot、HC、CO 和 HC 的质量变化情况。可以看出，Soot、HC 和 CO 三种污染物，在较小涡流比(1) 条件下的产生量均较大，在较大涡流比条件下(1.5、2、2.6、3.2) 条件下产生量大幅减小，涡流比为 2 时产生的这三种污染物最少；NO 和燃烧温度关系密切，在涡流比为(2.6、3.2) 条件下由于燃烧速度较缓慢导致燃烧温度偏低产生的 NO 较低，在涡流比(1、1.5、2) 条件下燃烧温度较高产生的 NO 也较高。

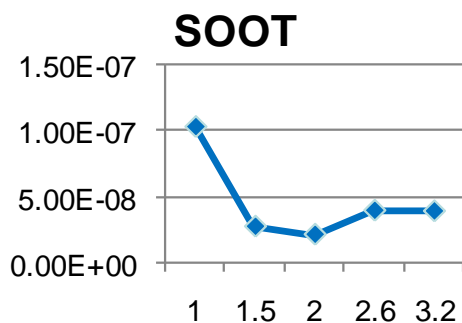


图 16 不同涡流比时的排放物-Soot

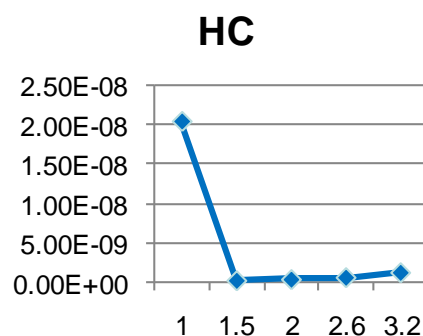


图 17 不同涡流比时的排放物-HC

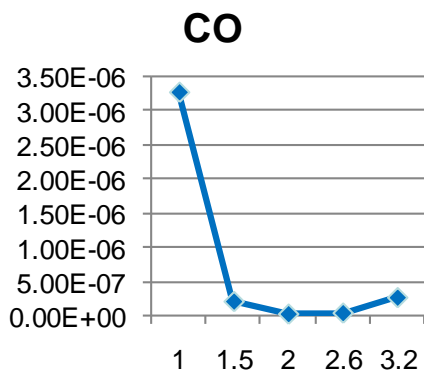


图 18 不同涡流比时的排放物-CO

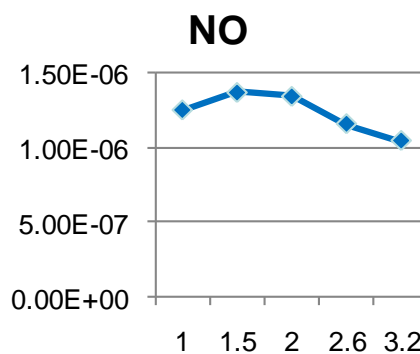


图 19 不同涡流比时的排放物-NO

4 结论

1、通过分析五种不同涡流比条件下的燃烧过程发现，在涡流比（1 、2.6、3.2）条件下的缸压和缸温均有不同程度的降低，将对发动机功率扭矩产生不利影响，在涡流比（2、1.5）条件下的缸温和缸压较高且温度、压力值比较接近。

2、通过对燃烧产生的污染物分析，在较大涡流比条件下由于油气混合较好燃烧较充分产生的排放物 Soot、HC、CO 明显比小涡流比（1）条件下的量小；NO 生成量和燃烧温度关系密切，在不同涡流比条件下的生成量变化不太大。综合分析得出当涡流比为 2 时污染物排放最好。

3、后续需将原机参数的计算结果和实验结果对比找出误差，进一步提高仿真精度。

5 参考文献

[1] CONVERGE Studio 2.1.0 User Manual, 2013