

性能与排放

基于 AVL-BOOST 的某型柴油机配气定时优化

刘 鹏¹, 董飞莹², 孟亮虎², 张 弛², 陈雨雨²

(1. 海装驻洛阳地区军事代表室, 河南 洛阳 471039; 2. 河南柴油机重工有限责任公司, 河南 洛阳 471039)

摘 要: 基于 AVL-BOOST 软件建立了某型柴油机工作过程计算模型。结合米勒循环及相关试验数据, 通过改变配气定时优化柴油机性能。优化后仿真模拟得到的柴油机有关性能数据与实际试验得到的数据吻合性较好, 验证了模型的准确性及优化方案的可行性。

关键词: AVL-BOOST; 柴油机; 模拟计算; 性能优化

中图分类号: TK421+.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2020)03-0034-05

Valve Timing Optimization of a Type of Diesel Engine Based on AVL-BOOST

Liu Peng¹, Dong Feiying², Meng Lianghu², Zhang Chi², Chen Yuyu²

(1. Naval Equipment Deputy Office of Luoyang Area, Henan Luoyang 471039;

2. Henan Diesel Engine Industry Co., Ltd., Henan Luoyang 471039)

Abstract: The working process calculation model of a diesel engine was established by using AVL-BOOST software. Combining the theory of Miller cycle with the relevant experimental data, the diesel engine performance was optimized by modifying the valve timing. The simulated data of engine performance coincided well with the experimental data, thus the correctness of the model and the feasibility of the optimization scheme was verified.

Key words: AVL-BOOST; diesel engine; simulation calculation; performance optimization

0 引言

柴油机的性能很大程度上依赖于配气定时。好的配气定时可以提高柴油机的动力性和经济性, 并改善其排放, 使整机性能得到优化。

本文基于 AVL-BOOST 软件建立某型柴油机工作过程仿真模型, 模拟分析柴油机的运行情况, 在此基础上提出配气定时改进方案; 将优化后仿真模拟得到的柴油机性能参数与试验数据进行比较, 以验证优化方案的可行性。

1 工作过程仿真模型

1.1 柴油机主要参数

本文所研究的某型柴油机为河南柴油机重工有限责任公司自主研发的高速大功率柴油机, 主要应用于船舶动力装备、海洋平台动力装备、发电机

组。该型柴油机主要参数如表 1 所示。

表 1 某型柴油机主要参数

型式	四冲程、V 型夹角 90°、 增压中冷、直接喷射
气缸数	20
缸径 × 冲程 / (mm × mm)	170 × 215
单缸排量 / L	4.88
额定功率 / kW	2 800
额定转速 / (r · min ⁻¹)	1 500
压缩比	14 : 1
旋转方向 (飞轮端看)	逆时针

1.2 仿真模型

基于 AVL-BOOST 软件, 根据发动机基本参数建立如图 1 所示的柴油机工作过程计算模型。模型主要包括以下部分: 进气管路、排气管路、涡轮增压器、气缸及中冷器等, 见图 1。

收稿日期: 2018-08-23; 修回日期: 2019-05-23

作者简介: 刘鹏(1979—), 工程师, 主要研究方向为动力系统仿真优化, liu96120@sohu.com。

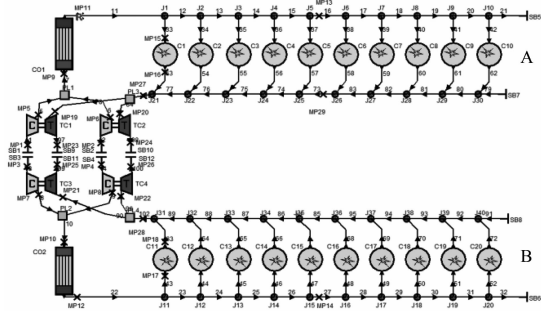


图 1 柴油机工作过程计算模型

增压器是柴油机进排气系统的重要组成部分，其参数对计算结果有很大的影响。本文计算模型中输入的增压器当量流量由厂家提供，见图 2。

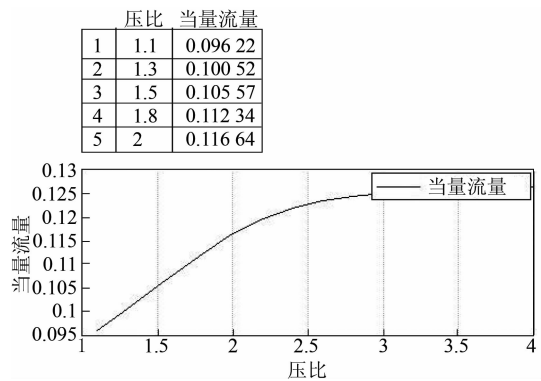


图 2 增压器当量流量

气缸盖中的进、排气道影响燃烧室内的气流运动，尤其是进气道对进气涡流有着决定性影响。本次计算输入的进、排气道流量系数为实际吹风试验所得，以保证进排气道流量系数的准确性。输入的标准化流量系数见图 3、图 4。

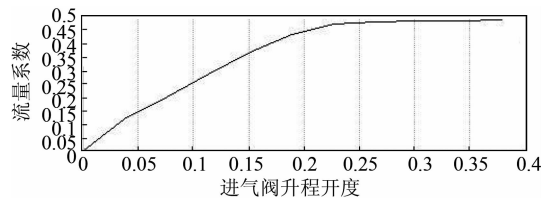


图 3 进气道当量流量系数

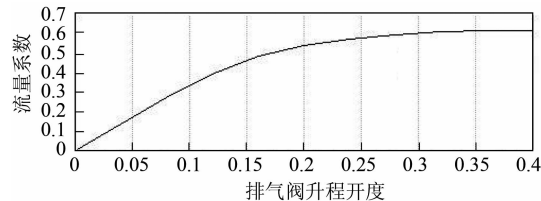


图 4 排气道当量流量系数

燃烧模型采用燃烧放热率曲线，即实际试验中测得的曲线，如图 5。以保证燃烧参数的准确性。

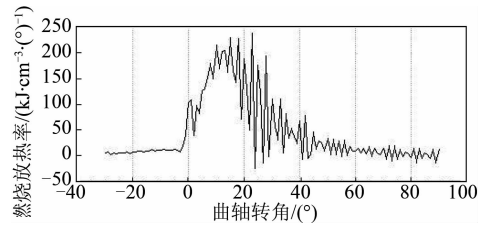


图 5 燃烧放热率曲线

整个模型的输入以实际柴油机尺寸以及零部件性能为准。

2 仿真结果及分析

2.1 模型验证

基于模型模拟计算柴油机的负荷特性。以 100% 工况为计算基准，首先模拟计算缸内温度、缸内压力升高率、缸内温度升高率、进气管质量流量及测功图，结果见图 6 ~ 图 10。

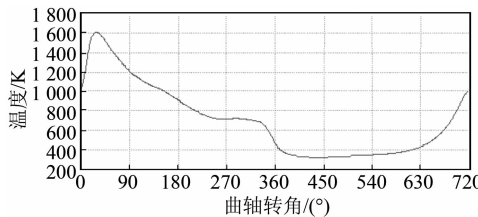


图 6 缸内温度曲线

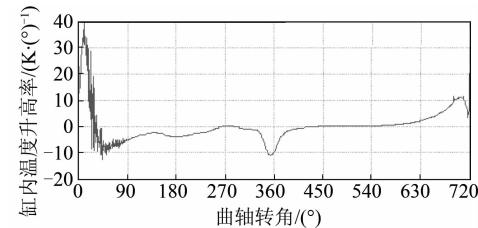


图 7 缸内温度升高率曲线

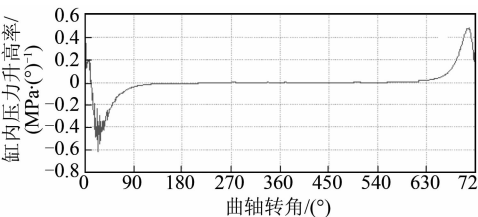


图 8 缸内压力升高率曲线

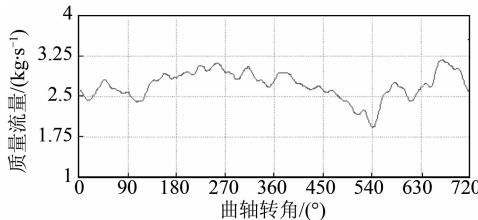


图 9 进气管质量流量曲线

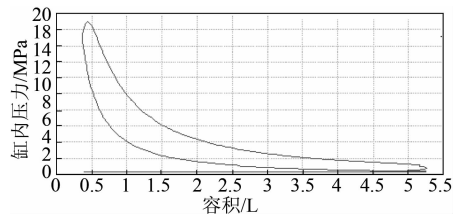


图10 模拟所得测功图

在此基础上进行了其他工况的模拟计算,并将模拟计算值与试验值进行对比,结果见表2。

表2 各工况仿真值与试验测试值的相对误差 %

工况/kW	700	1 400	2 100	2 800
中冷前温度	3.00	-0.61	-1.31	-1.53
中冷前压力	-2.01	-0.31	-0.31	0.11
中冷后温度	0.02	0.16	0.07	0.24
中冷后压力	0.74	-0.48	0.13	0.14
爆发压力	4.22	-1.90	-0.10	0.36
有效燃油消耗率	0.04	0.14	0.14	0.38
涡轮前排气温度	-0.44	0.45	-0.24	-0.30
涡轮后排气温度	4.54	2.17	2.17	-0.41
输出功率	0.03	0.04	0	0

可见:各负荷下发动机、增压器及中冷器相关参数的相对误差均小于5%,误差在允许范围内,验证了模型的准确性及可行性,可以用于下一步的仿真计算。

2.2 模拟优化配气定时

为了降低最高燃烧压力、油耗,提升柴油机的性能,结合米勒循环,降低过量空气系数,优化配气定时:将进气门关闭角提前,由原来的下止点后38.5°改为12°;排气定时和进气门开启角不变;并降低进气门最大升程。具体如图11、图12所示。

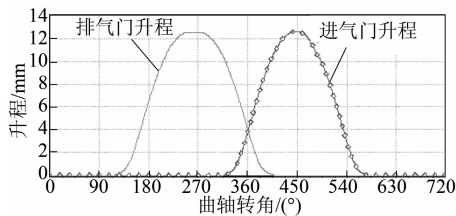


图11 原气门定时及升程

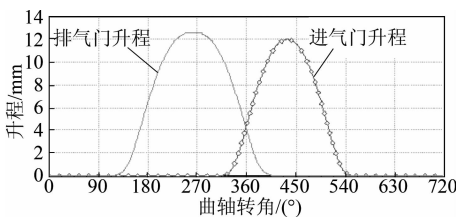


图12 优化后气门定时及升程

基于标定好的模型模拟改进配气定时后的发动机性能,与改进前的发动机性能对比见图13~图

16。从图13、图14可以看到:优化配气定时后,由于进气门提前关闭及进气门升程变小,进入气缸的新鲜空气充量减少,各工况下的进气量及过量空气系数明显减小。

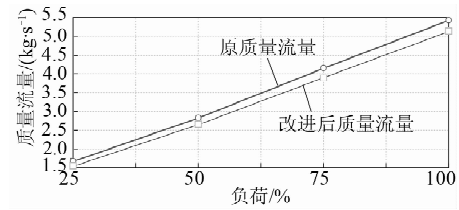


图13 进气流量对比

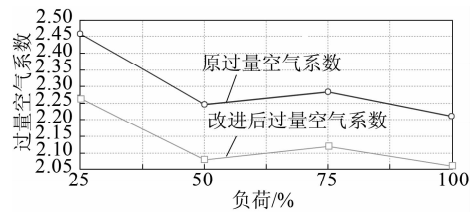
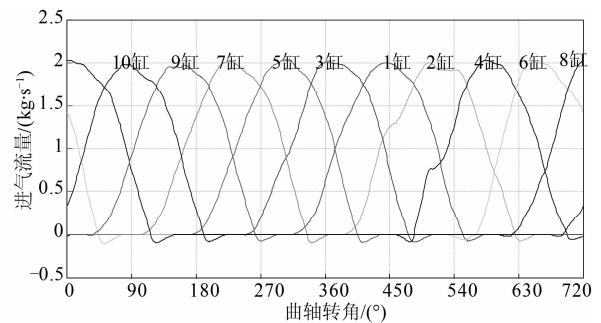
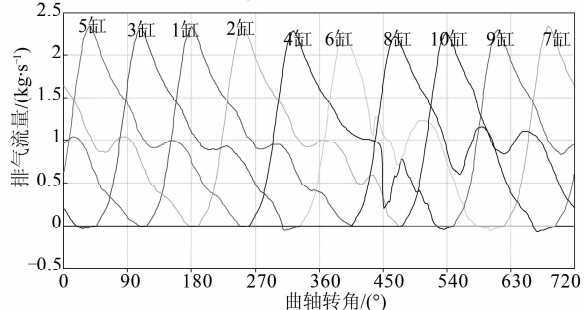


图14 过量空气系数对比



Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
-0.069 3169	560	2.001 21	446	0.375 463	n.d.	0.375 985
-0.070 494	632	1.998 68	505	0.388 906	n.d.	0.389 447
-0.085 596	485	2.017 76	363	0.365 049	n.d.	0.365 556
-0.079 076	8 478	2.029 15	383	0.360 4	n.d.	0.360 925
-0.087 337	1 413	2.038 96	305	0.373 596	n.d.	0.374 113
-0.103 414	81	2.012 98	251	0.342 236	n.d.	0.341 113
-0.090 640	4 341	2.019 01	227	0.372 242	n.d.	0.372 759
-0.070 208	7 125	2.031 69	2	0.350 188	n.d.	0.347 859
-0.078 201	7 270	1.969 23	164	0.363 668	n.d.	0.364 173
-0.091 539	3 198	1.98592	78	0.353 692	n.d.	0.353 723

a)优化前A列进气流量



Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
0	0	2.326 58	180	0.386 369	n.d.	0.386 906
-0.006 408	92	2.340 27	109	0.399 9	n.d.	0.370 456
-0.054 380	313	2.314 18	109	0.375 764	n.d.	0.376 286
-0.048 380	335	2.279 5	324	0.371 155	n.d.	0.371 671
-0.019 261	252	2.335 45	36	0.384 937	n.d.	0.384 619
-0.059 824	3	2.236 85	396	0.351 743	n.d.	0.352 232
-0.014 861	5 180	2.334 09	684	0.385 189	n.d.	0.385 189
-0.078 522	3 668	2.270 97	468	0.358 19	n.d.	0.358 688
-0.011 547	4 111	2.264 43	612	0.375 767	n.d.	0.374 966
-0.034 879	7 27	2.26334	540	0.364 477	n.d.	0.364 695

b)优化前A列排气流量

图15 原配气定时下进、排气道流量情况

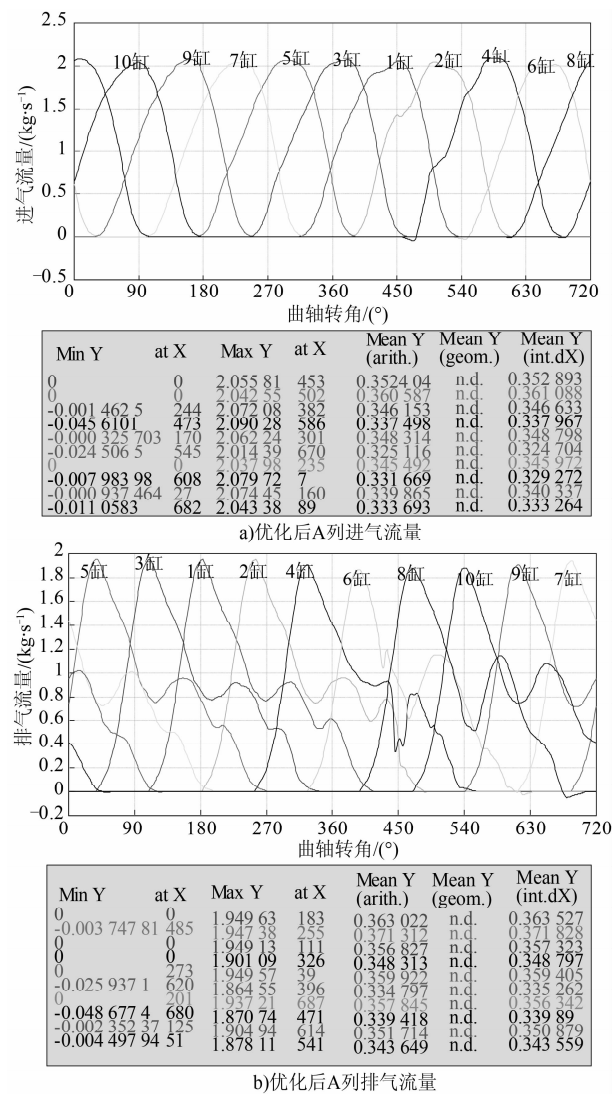


图 16 优化配气定时后进、排气道流量情况

优化前后的进、排气道流量情况见图 15、图 16。可见：由于原配气定时与柴油机匹配性不好，在进排气门开启角度范围内出现排气压力高于缸内压力，缸内压力高于进气压力的现象；进、排气道废气倒流现象严重，基本上各缸均存在废气倒流现象，最大进气倒流达到 0.1 kg/s，最大排气倒流达到 0.08 kg/s。优化配气定时后，进、排气道废气倒流现象得到改善，仅有少部分缸仍存在倒流现象，且最大进、排气倒流均仅为 0.04 kg/s。

优化配气定时后，各工况下进气量减少，最高燃烧压力下降，整机运行更加稳定；机械负荷下降，整机的耐久性、可靠性得到提升。各工况下优化前后的最高燃烧压力曲线对比见图 17。

优化配气定时后，废气倒流现象得以改善，空气利用率和缸内燃烧得到优化，燃油消耗率有所下降，柴油机经济性得到提升。各工况下优化前后的燃油消耗率曲线对比见图 18。

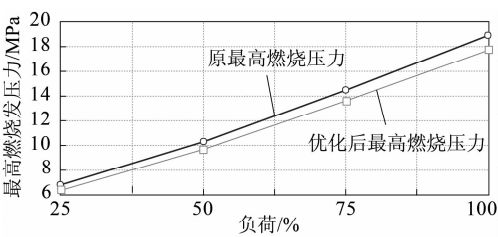


图 17 优化前后最高燃烧压力对比

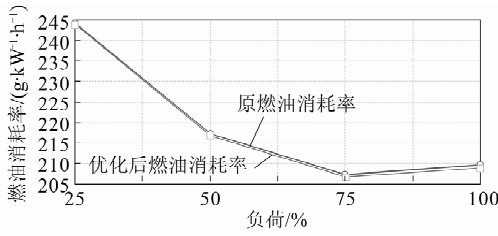


图 18 优化前后燃油消耗率曲线对比

综上：优化配气定时后柴油机的最高燃烧压力、油耗等性能都有了较大改善，柴油机工作可靠性和经济性提高。表明优化配气定时是可行的。

2.3 与试验性能的对比

实际试验工况和模拟工况一致，图 19 为模拟值与试验值对比。

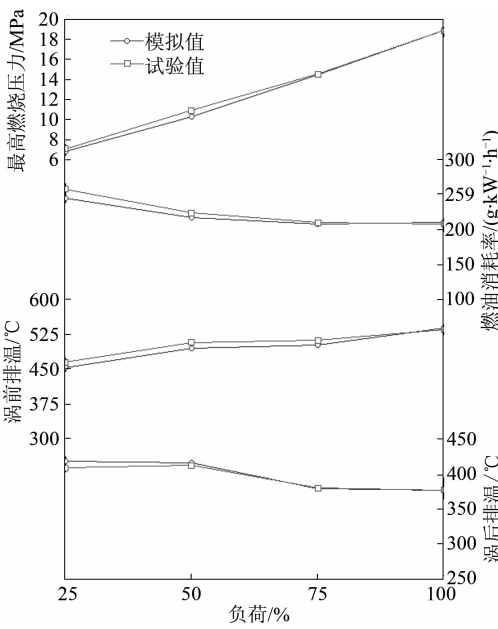


图 19 模拟值与试验值对比

- (1) 模拟油耗值与实测油耗值趋势一致，25%、50%、75%、100% 工况下，误差分别为 -5.5%、-2.87%、-1.05%、0.82%；
- (2) 模拟最高燃烧压力值与实测值基本一致，25%、50%、75%、100% 工况下，误差分别为 -6.09%、-4.03%、-0.37%、0.06%；
- (3) 涡前排温模拟值与实测值趋势也一致，25%、50%、75%、100% 工况下，误差分别为

-2.74%、-2.61%、-2.11%、0.43%；

(4) 涡后排温模拟值与实测值，在25%负荷时，误差为2.47%，其他工况下均小于1%。

由以上数据可知，优化配气定时后的柴油机模拟性能与实际试验性能基本吻合，表明：配气优化后柴油机的性能得到提升，优化方案可行。

3 结论

(1) 通过改变配气定时：在排气定时不变的情况下，适当提前进气门关闭角，降低进气门升程，可以降低柴油机的最高燃烧压力及油耗，使发动机的工作可靠性和经济性得到提升，整机性能得到优化。

(2) 优化配气定时后主要性能参数的模拟值与实测值的变化趋势基本吻合，低负荷（25%、

50%负荷）时，部分模拟值与试验值误差稍大些，但整体误差低于5%，说明优化方案可行。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京：机械工业出版社，2010.
 - [2] 沈维道，童钧耕. 工程热力学（第三版）[M]. 北京：高等教育出版社，2000.
 - [3] 刘永长. 内燃机工作过程模拟 [M]. 武汉：华中理工大学出版社，1998.
 - [4] 朱访君，吴坚. 内燃机工作过程数值计算及其优化 [M]. 北京：国防工业出版社，1997.
 - [5] 林杰伦. 内燃机工作过程数值计算 [M]. 西安：西安交通大学出版社，1988.
 - [6] AVL Company. AVL BOOST User Guide. Version 4. 5 [R]. 2004.
-
- (上接第17页)
- (3) 当轴向深割凹槽圆角半径、径向深割凹槽圆角半径和深度一定时，随着轴向深割凹槽深度增大，其疲劳安全系数先增大后降低，在轴向深割凹槽深度为 $T_{GZ} = 20 \text{ mm}$ 时达到最大，为1.354，最大安全系数提高率为25.1%；最小安全系数也大于原曲轴普通圆角时的安全系数。
 - (4) 当径向深割凹槽圆角半径、轴向深割凹槽圆角半径和深度一定时，随着径向深割凹槽深度增大，其疲劳安全系数减小，在径向深割凹槽深度为 $T_{GJ} = 1.5 \text{ mm}$ 时最大，为1.392，最大安全系数提高率为28.7%；在径向深割凹槽深度为 $T_{GJ} = 5.5 \text{ mm}$ 时最小，为1.281，最小安全系数提高率为18.3%；最小安全系数大于原曲轴普通圆角时安全系数。
 - (5) 根据有限元分析及主轴颈疲劳强度安全系数计算结果可知：双向深割过渡圆角对提高曲轴主轴颈疲劳强度安全系数有较为明显的作用。进一步，通过同时优化轴向及径向深割凹槽过渡圆角半径及深度，可使曲轴主轴颈疲劳强度安全系数达到1.416，其安全系数较普通圆角结构提高了30.8%。
- ### 参考文献
- [1] 左正兴，廖日东，冯慧华，等. 高强化柴油机结构仿真与分析 [M]. 北京：北京理工大学出版社，2010.
 - [2] 《船用柴油机设计手册》编辑委员会. 船用柴油机设计手册 [M]. 北京：国防工业出版社，1979.
 - [3] 诸葛良，李爱军，王明武. 基于三维有限元分析的曲轴圆角优化设计 [J]. 内燃机工程，2002，23（2）：47-50.
 - [4] 王世明，王奎，刘利军. 船用柴油机曲轴疲劳分析方法研究 [J]. 船海工程，2014（3）：120-123.
 - [5] 李文，廖日东，左正兴，等. 高强化柴油机曲轴过渡圆角应力计算的研究 [J]. 汽车工程，2013，35（6）：565-572.
 - [6] IACS UR M53. Calculation of crankshafts for I. C. Engines Rev[R]. 2004.
 - [7] 中国船级社. 钢质海船入级规范：第3分册 [M]. 北京：人民交通出版社，2012：153-177.
 - [8] FAN J P, LI B L, ZHANG Y. Finite element analysis of crankshaft by ABAQUS [C]. 2011 Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation, 2011：545-548.
 - [9] 沈海涛，郑水英. 柴油机曲轴危险工况的确定及其静强度分析 [J]. 机械设计，2006，23（11）：28-30.
 - [10] 马征. 新型中速柴油机主要零部件的有限元计算及整机振动响应分析 [D]. 武汉：武汉理工大学，2011.
 - [11] AVL LIST GMBH. EXCITE Designer Theory [M]. Graz：AVL，2013：121-130.
 - [12] 陈容，黄宁. 一种理论应力集中系数的有效算法研究 [J]. 工程设计学报，2010，17（3）：215-218，240.