

某船用柴油机相继增压瞬态切换过程仿真分析

Transient Sequential Turbocharging Transition Process Simulation of Marine Diesel Engine

毛金龙^{1,2}, 李先南^{1,2}, 刘瑞^{1,2}, 张文正^{1,2}

(1 中国船舶重工集团公司第 711 研究所, 上海市, 201108)

2 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室, 上海市, 201108)

摘要:采用 GT-power 软件搭建某船用柴油 1D 热力学模型, 并基于台架试验数据进行标定。基于标定后的模型, 模拟相继增压器瞬态切换过程, 考虑空气阀及燃气阀的动态特性。通过对受控增压器切入和切出的瞬态过程进行模拟, 确定柴油机的转速、Lambda 和增压器转速的变化规律。

关键词: GT-power、船用柴油机、相继增压、瞬态切换

Abstract: The 1D thermodynamic model of a marine diesel engine was created with GT-power and calibrated based on test bench experimental data. Based on the calibrated model, the transient sequential turbocharging transition processes were simulated with the consideration of air valve and gas valve dynamic characteristics. With the simulation of controlled turbocharger tip in and tip out processes, the evolution of diesel engine speed, Lambda and turbocharger speeds were investigated.

Key words: GT-power, marine diesel engine, sequential turbocharging, transient transition

1. 介绍

大型船用柴油机作为船舶的主推装置时, 由于柴油机的运行工况变化范围很大, 难以实现在各种工况条件下涡轮增压器的良好匹配, 特别是在低负荷, 压气机和柴油机匹配点远离压气机的高效率区, 增压压力降低、进气流量下降, 造成燃烧不良、碳烟排放升高和油耗增加, 长时间运行会造成缸内积碳严重, 造成受热零部件热负荷高以及拉缸等问题。

为改善船用柴油机部分负荷的性能, 经常用的措施有: 匹配小涡轮+高工况放气、低工况进排气旁通、可变涡轮喷嘴截面 (VGT) 技术和相继增压技术等。对于大型船用柴油机, 一般采用多台增压器设计, 为改善柴油机中低负荷的性能, 国外的大型船用柴油如 PA6B-STC、MAN28/33D、MTU1163、MTU4000 和 MTU8000 系列柴油机均采用相继增压控制技术。

相继增压系统是采用多台涡轮增压器, 随着柴油机的转速和负荷的增加, 相继增压控制系统根据柴油机运行工况的变化, 自动控制空气阀和燃气阀的开闭, 在低负荷切断部分增压器运行, 在高负荷使全部增压器投入运行, 在更大的负荷范围达到柴油机和增压器的最佳匹配, 使柴油机在整个运行区域内都能够达到比较大的增压压力和增压器匹配效率, 获得较好的经济性和排放性。

如图 1 所示, MTU8000 柴油机采用 4 台相同的增压器布置, 包括 2 台基本增压器和 2 台受控增压器, 通过 2 组空气阀和燃气阀的开闭控制基本增压器的切入和切出。如图 2 所示, 在低负荷, 只有两台基本增压器工作; 在中等负荷, 3 台增压器投入工作; 在高负荷, 4 台增压器全部投入工作。

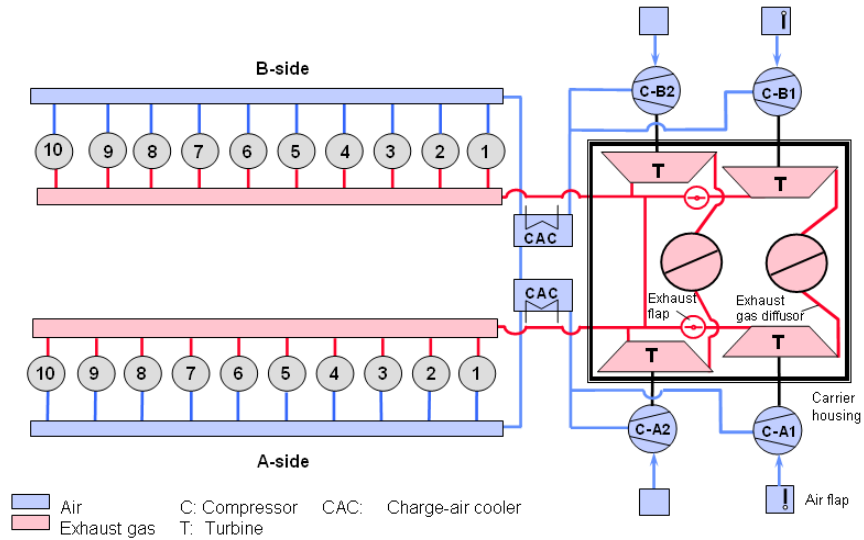


图 1 MTU8000M71 柴油机原理图

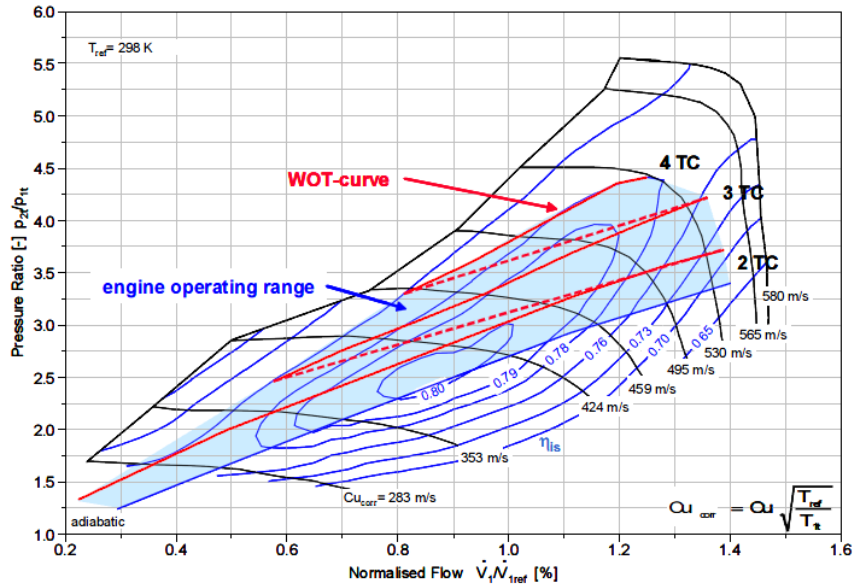


图 2 MTU8000M71 柴油机与压气机匹配运行线

针对某采用相继增压控制技术的大型船用柴油机，为深入研究相继增压瞬态切换过程中各项性能参数的变化情况并改善相继增压切换过程的平稳性、稳定性，采用 GT power 搭建柴油机瞬态计算模型，并考虑相继增压控制阀门的动态响应过程，对相继增压切入、切出过程（从 1TC 切换至 2TC、从 2TC 切换至 1TC）的瞬态性能进行模拟。

2. 柴油机 1D 热力学模型建模及标定

2.1 柴油机热力学模型介绍

采用 GT-Power 搭建的增压柴油机 1D 热力学模型如图 3 所示，柴油机的主要特征如表 1 所示。在中低负荷采用 1TC 运行模式，在中高负荷采用 2TC 运行模式，通过空气阀和燃气阀的开启和关闭，控制受控增压器的切入和切出。

表 1 柴油机的主要特征

特征	说明
冲程数	四冲程
用途	船舶推进

燃油供给	高压共轨、直喷
增压系统	废气涡轮增压、中冷、相继增压
配气正时	米勒循环
排气系统	多脉冲排气管

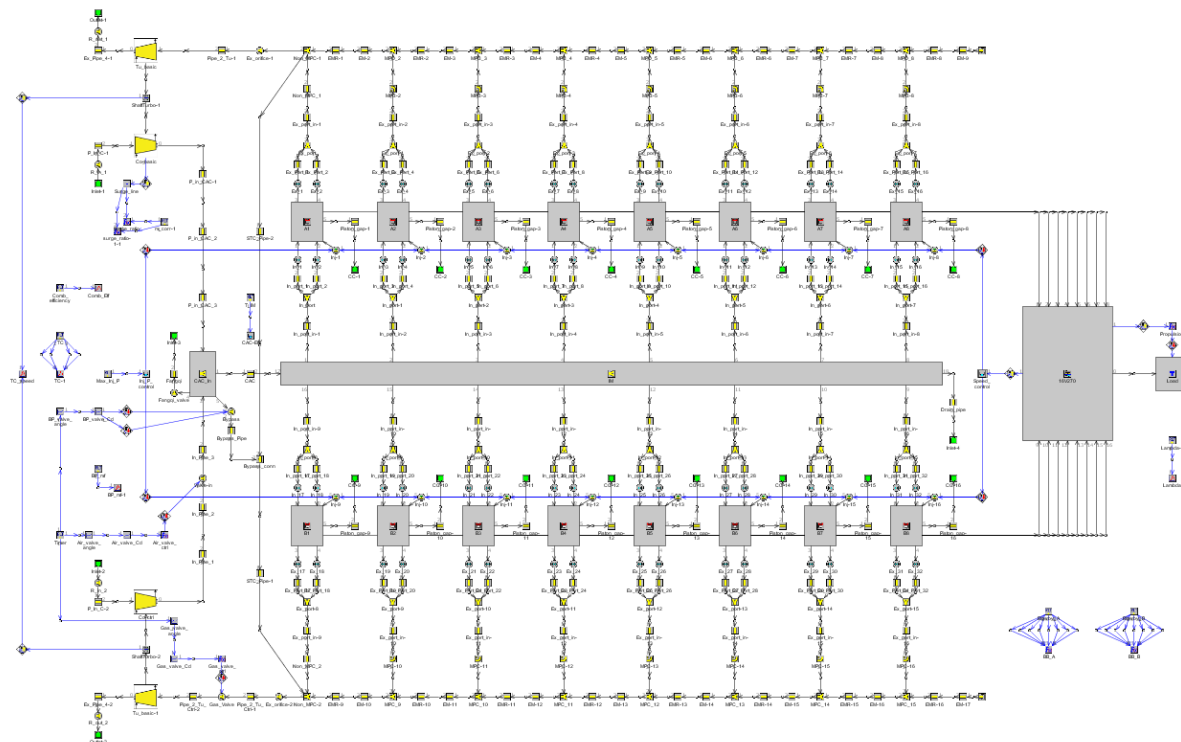
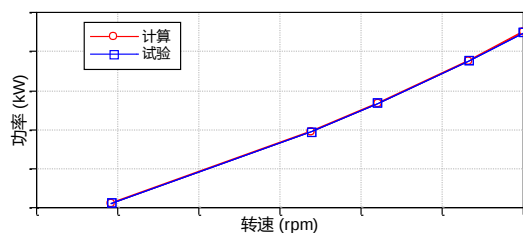


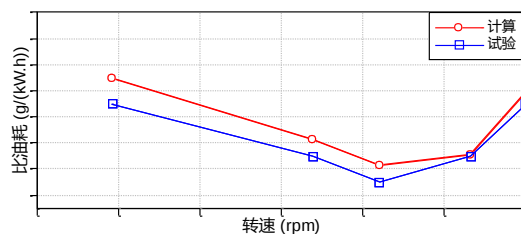
图 3 柴油机 1D 热力学模型

2.2 整机 1D 热力学模型标定

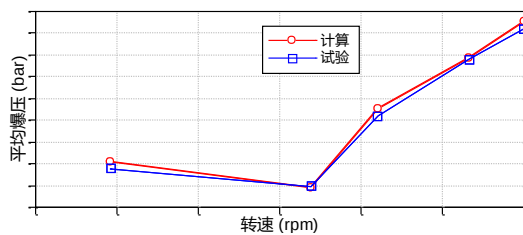
根据柴油机台架测试数据,对整机模型进行标定。柴油机 1D 热力学模型标定后的整机性能预测结果和试验值的对比如图 4 中各图所示,大部分性能参数的仿真计算值与试验测试值的误差控制在 3%以内。



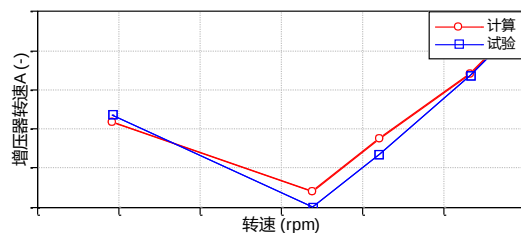
(1) 功率



(2) 比油耗



(3) 平均爆压



(4) 基本增压器转速

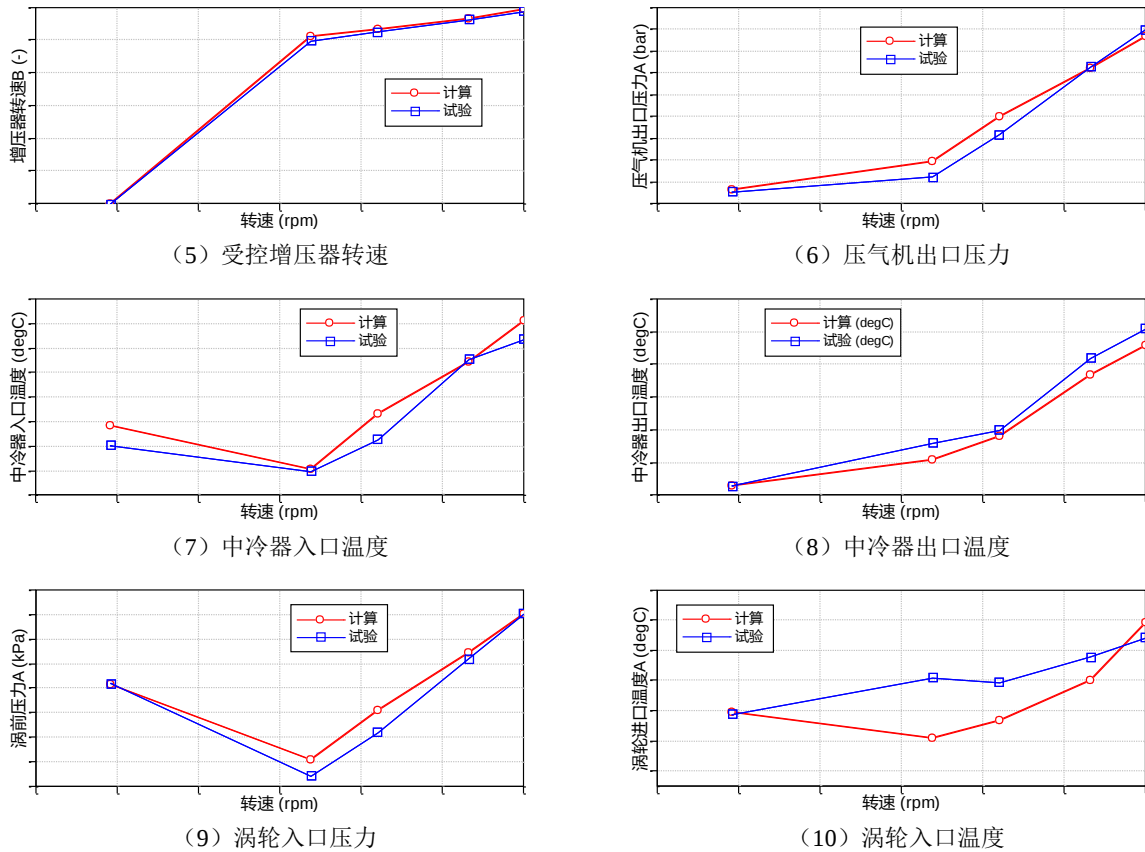


图 4 柴油机 1D 热力学模型标定结果

3. 相继增压瞬态切换过程仿真

3.1 瞬态计算模型说明

1. 阀门动态特性设置

为了考虑空气阀、燃气阀的开启和关闭过程的动态特性影响，在模型中定义不同阀门开启角度对应的流量系数曲线。通过定义阀门开启（从 $0^\circ \rightarrow 90^\circ$ ）和关闭（从 $90^\circ \rightarrow 0^\circ$ ）的时间，考虑阀门的动态特性对瞬态性能的影响。

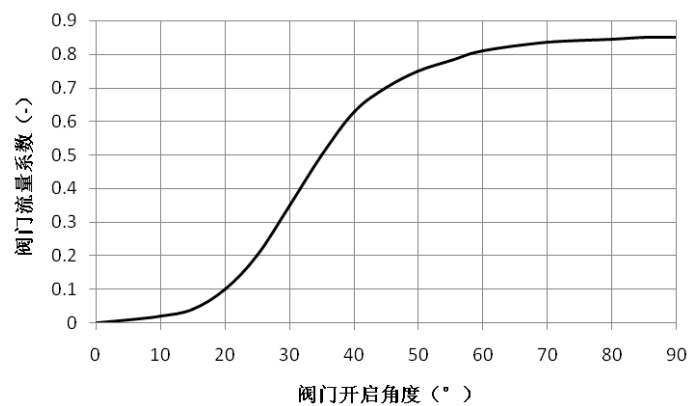


图 5 阀门开启角度 Vs. 流量系数特性

2. 燃烧模型设置

根据整机台架稳态试验获得的不同转速、不同负荷燃烧放热率曲线，在 1D 热力学模型中将燃烧放热率模型定义为负荷率和转速与额定转速比的 map 图，如图 6 所示。

Z Data	Y Data	#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
XD...			0.46	0.53	0.59	0.63	0.67	0.74	0.77	0.79	0.84	0.89	0.93	0.97	1
1	0.42		R1700-12	R1700-16	R1700-19	R1700-23	R1700-27	R1700-38	R1700-50	R1700-58	R1700-66	R1700-74	R1700-85	R1700-92	R1700-99
2	0.62		R2510-12	R2510-16	R2510-19	R2510-23	R2510-27	R2510-38	R2510-50	R2510-58	R2510-66	R2510-74	R2510-85	R2510-92	R2510-99
3	0.81		R3310-12	R3310-16	R3310-19	R3310-23	R3310-27	R3310-38	R3310-50	R3310-58	R3310-66	R3310-74	R3310-85	R3310-92	R3310-99
4	0.89		R3605-12	R3605-16	R3605-19	R3605-23	R3605-27	R3605-38	R3605-50	R3605-58	R3605-66	R3605-74	R3605-85	R3605-92	R3605-99
5	1		R4060-12	R4060-16	R4060-19	R4060-23	R4060-27	R4060-38	R4060-50	R4060-58	R4060-66	R4060-74	R4060-85	R4060-92	R4060-99
6															
7															

图 6 燃烧放热率 map 模型设置

采用燃烧放热率 map 模型，根据 1D 热力学模型计算得到的缸压曲线与试验缸压曲线的对比如图 7 所示，采用燃烧放热率 map 模型计算得到的缸压曲线和试验缸压曲线能够较好的吻合。

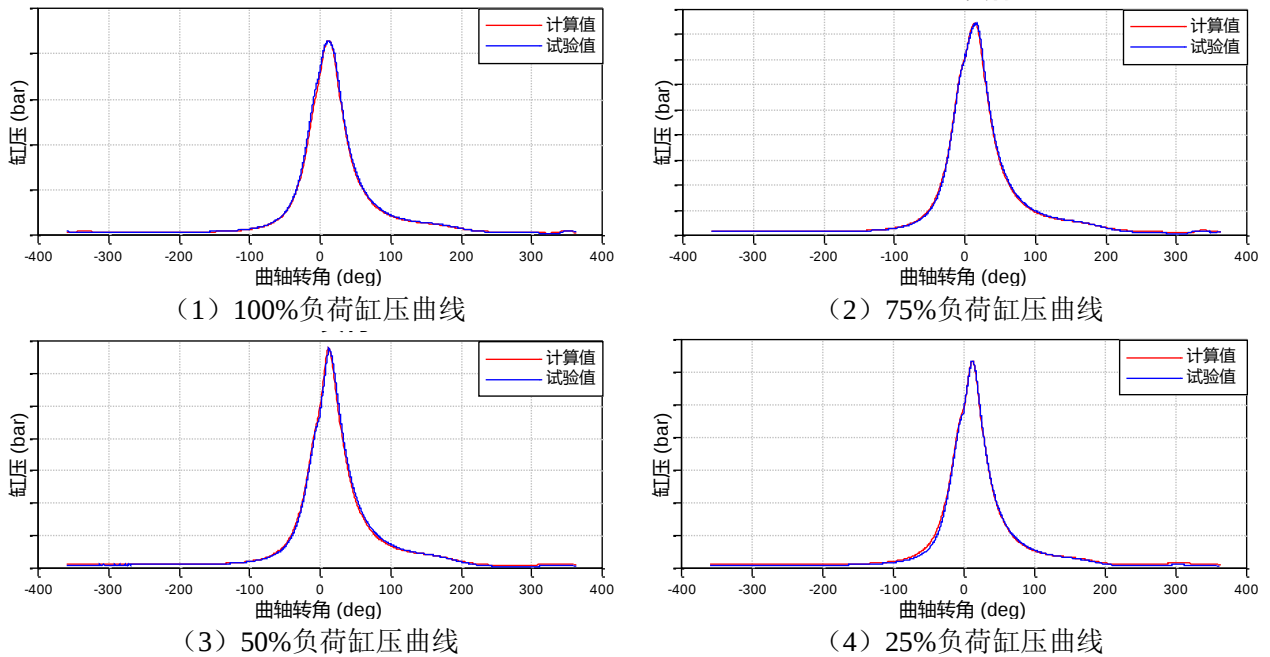


图 7 缸压曲线标定

3. 燃烧效率设置

柴油机在相继增压瞬态切换过程中，通过 PID 控制器控制转速，当转速跌落时，通过喷油加浓将转速拉升至目标转速。在此过程中，会造成瞬间过量空气系数较大幅下降、排气烟度增加，即燃烧效率降低。在柴油机 1D 热力学模型中，将燃烧效率定义为 Lambda 的曲线，考虑喷油加浓对瞬态性能的影响。

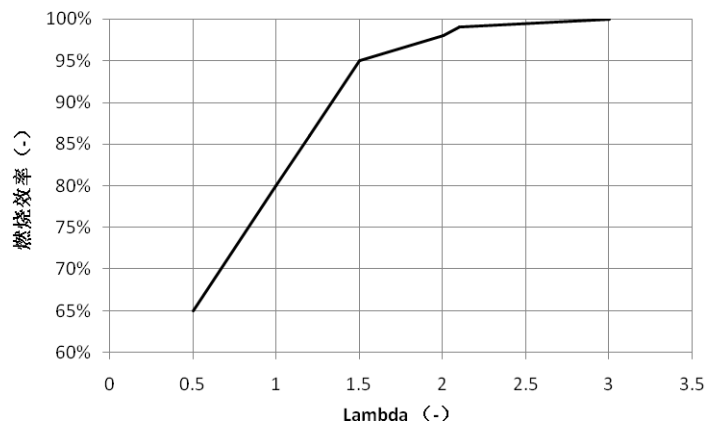


图 8 燃烧效率 vs. Lambda

3.2 受控增压器切入过程仿真分析

受控增压器切入过程即柴油机从 1TC 运行模式切换至 2TC 运行模式,燃气阀和空气阀相继打开,受控增压器开始投入工作。

相继增压器切换过程中,柴油机的转速变化如图 9 所示,受控增压器切入过程中,当受控增压器的燃气阀突然打开时,排气管的压力迅速下降,柴油机缸内扫气得以改善,柴油机的有效效率变大,有效功率增加,导致柴油机的转速有一个小的窜升。随后,由于受控增压器燃气阀打开,废气能量被两台增压器共享,到达基本增压器涡轮的废气能量减少一半,使基本增压器的转速明显降低,基本增压器的增压压力也明显降低。虽然受控增压器的转子在燃气吹动下转速迅速上升,但由于空气阀尚未打开,受控增压器尚未投入工作,进入柴油机气缸内的空气流量明显下降,柴油机有效功率降低,从而使转速迅速下降。最后,随着受控增压器开始投入工作,转速控制使喷油量增加,柴油机的转速逐渐增加至目标值。

相继增压器切换过程中,柴油机的 λ 变化如图 10 所示,由于相继增压切换过程中 λ 大幅降低至 1.0 左右,燃烧效率下降,造成瞬时碳烟排放增加,试验过程中瞬态切换过程也出现冒黑烟现象。

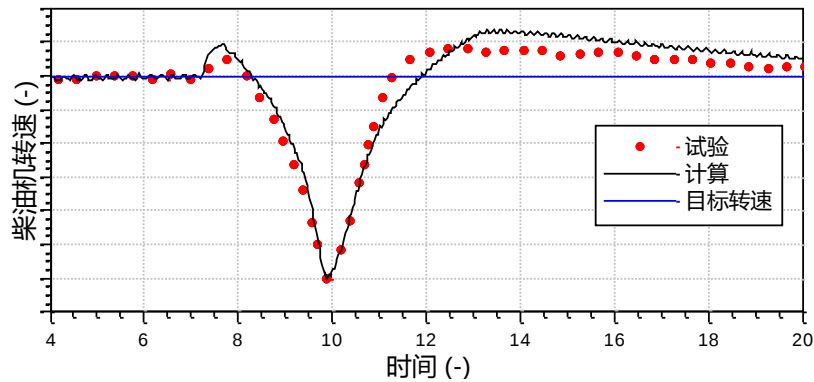


图 9 柴油机转速

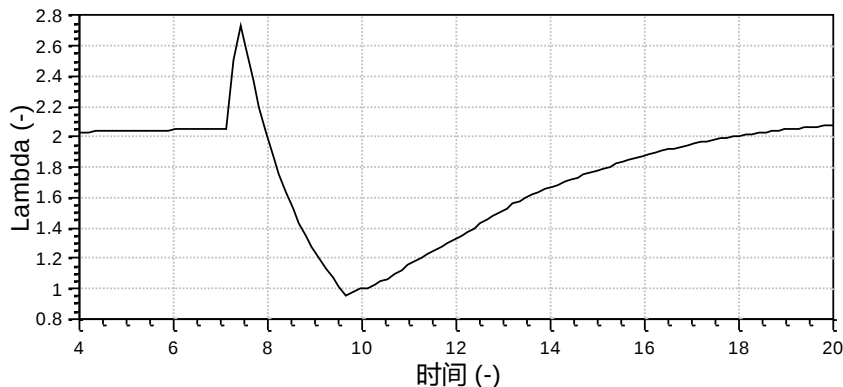


图 10 瞬态 λ 变化曲线

相继增压器切换过程中,基本增压器和受控增压器的转速变化如图 11,当燃气阀打开之后,一半废气流入受控增压器涡轮入口,造成基本增压器转速不断下降然后再逐渐增加,受控增压器转速不断上升,直至两台增压器的转速达到平衡。

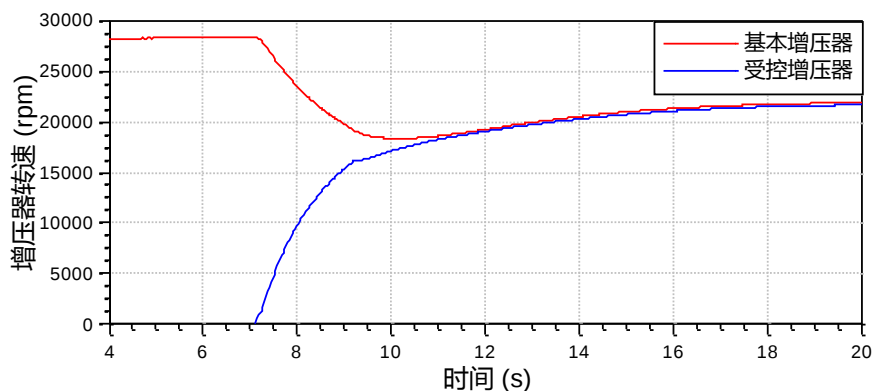


图 11 增压器转速

相继增压器切换过程中,采用不同的延迟时间受控增压器运行匹配点变化如图 12 所示。空气阀打开瞬间受控增压器匹配点处于喘振区,但立即即进入压气机正常工作区,喘振风险很小,试验中无喘振现象发生。

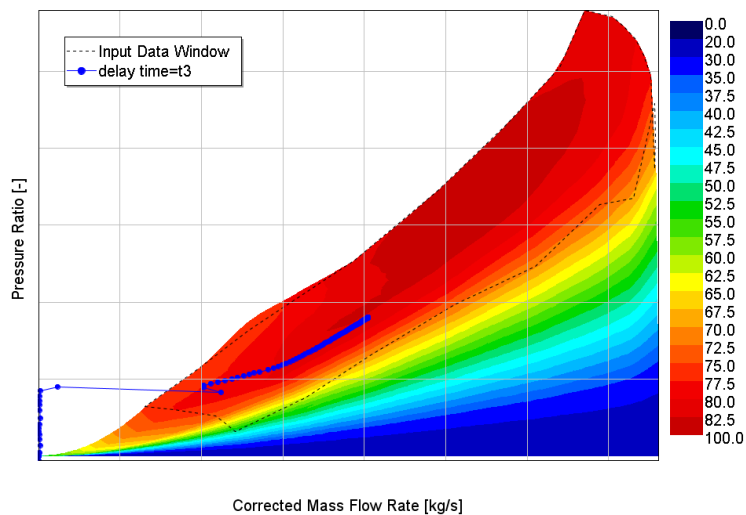


图 12 受控增压器运行匹配线

相继增压器切换过程中,基本增压器运行匹配点变化如图 13 所示。在相继增压器切换过程中,基本增压器的压气机的运行点一直处于有效工作区域内,无喘振、超速等风险。

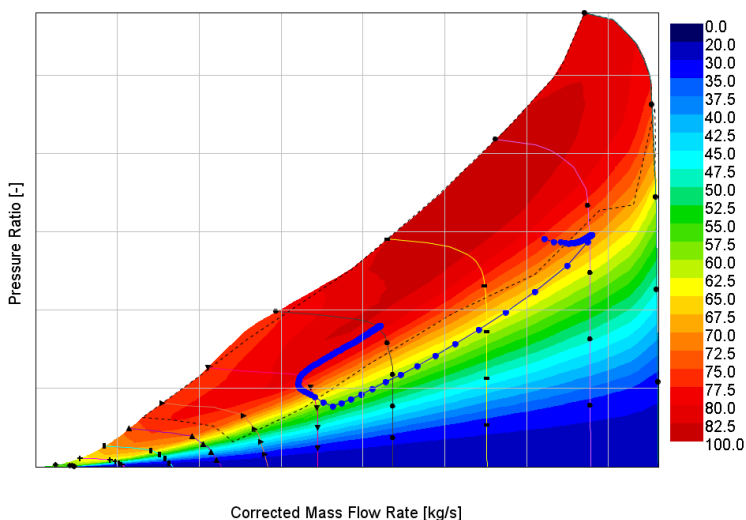


图 13 切换过程中基本增压器匹配线

3.3 受控增压器切出过程仿真分析

受控增压器切出过程即柴油机从 2TC 运行模式切换至 1TC 运行模式,燃气阀和空气阀相继关闭,受控增压器停止工作。

受控增压器切出过程柴油机的转速、 λ 及增压器的转速变化如图 14-图 16 所示,燃气阀和空气阀关闭后,瞬间进气流量降低 50%左右,所有的废气均流入基本增压器涡轮入口,造成排气背压增加,扫气变差,柴油机的转速下降, λ 降低。随着基本增压器转速增加,进气流量逐渐增加, λ 增加,柴油机的转速缓慢增加至目标转速。受控增压器的转速在摩擦的作用下,缓慢减小到 0。

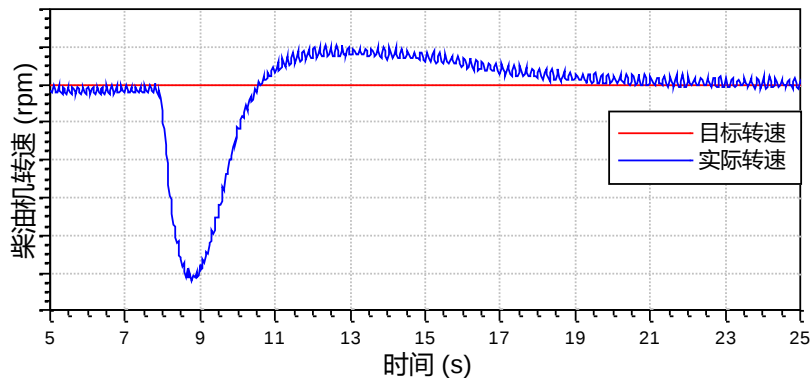


图 14 切出过程柴油机转速

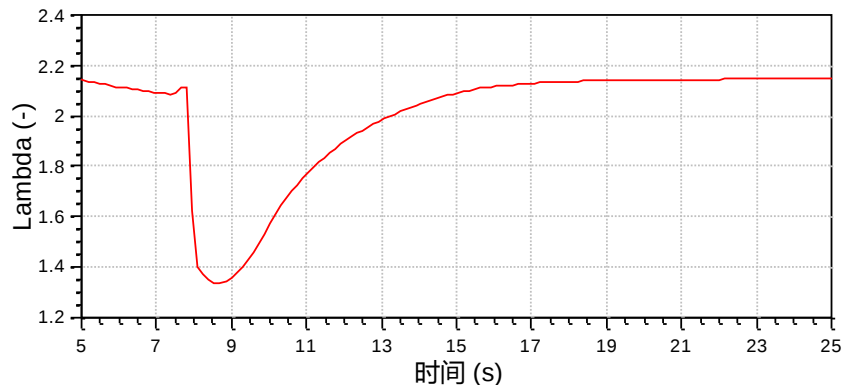


图 15 切出过程 λ 变化

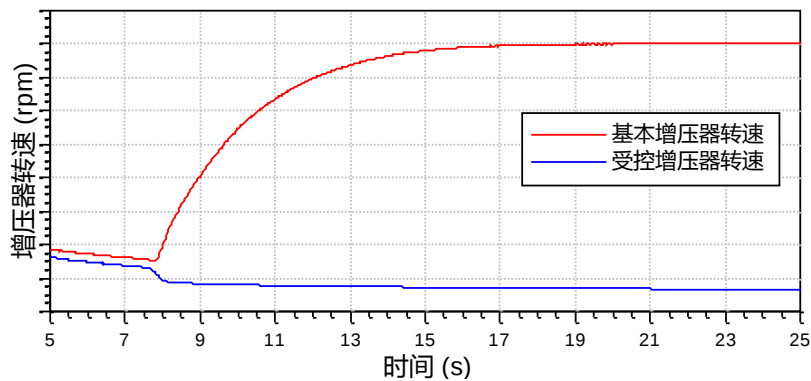


图 16 切出过程增压器转速变化

受控增压器切出过程中,增压器匹配点的变化如图 17 所示,受控增压器切出过程中,基本增压

器的压力和流量逐渐增加，且没有喘振或超速现象发生。

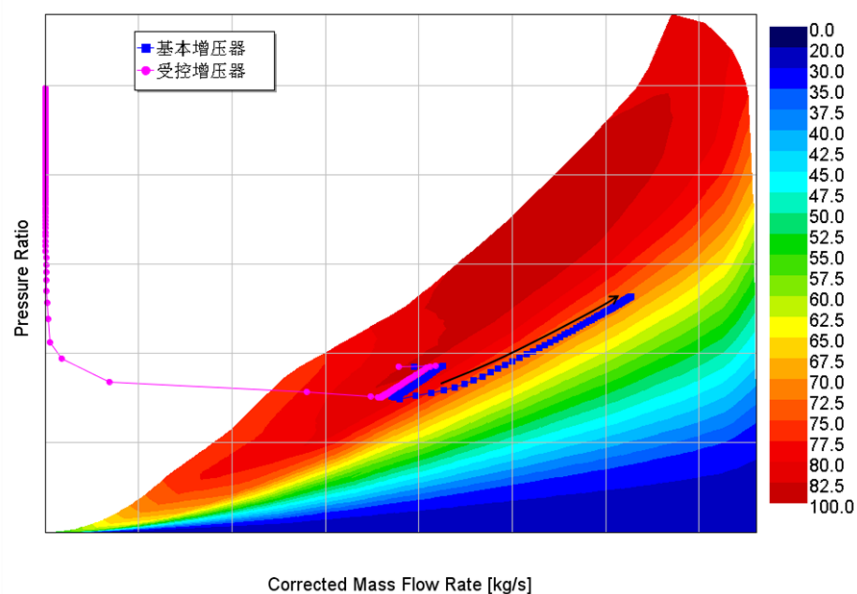


图 17 切出过程增压器匹配点变化

4. 结论

通过GT-power软件搭建某船用柴油机瞬态计算模型，考虑控制阀门的动态特性，对相继增压器瞬态切换过程进行仿真分析，研究相继增压柴油机瞬态过程中主要参数的变化规律，与参考文献中的试验结果有基本相同的特征。

5 参考文献

- [1] 陈华清. 船用相继增压柴油机 1TC/2TC 切换过程仿真分析. 热能动力工程, 2009, 24(2): 226-229
- [2] 杜剑维, 王银燕. 相继增压柴油机实时仿真模型研究. 柴油机, 2006 (增刊), 71-74
- [3] 钱跃华, 崔毅, 邓康耀. 不同进气条件相继增压控制策略的仿真研究. 内燃机工程, 2011, 32(4): 32-38
- [4] 石凡, 王银燕, 冯永明. 船用高速柴油机多台增压器相继增压计算分析. 船舶工程, 2007, 29(2): 1-5
- [5] 王银燕, 李余良, 赵茹嫦. 船用柴油机相继增压起动蝶阀切换时间研究. 船舶工程, 2011, 33(5): 27-30
- [6] 黄建华, 王银燕, 王贺春. 船用 V 型高速柴油机相继增压计算分析. 船舶工程, 2005, 27(2): 5-9
- [7] 张永洋, 杨彦涛, 王禹华. 相继增压技术的应用研究. 柴油机, 2009, 31(4): 23-27
- [8] 刘永文, 苏明, 翁史烈. 相继增压柴油机的动态建模和方针. 中国造船, 2003, 44(3): 80-84