

# 某8缸直列船用发动机水套排气管结构设计

孙光晓, 黄珍, 石晓川, 李春阳, 陈沂

潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

**摘要:**为降低船舱温度,为某8缸直列双增压发动机设计脉冲式水套排气管结构方案。利用GT-Power软件搭建发动机3种水套排气管热力学仿真计算模型,对比3种方案的燃油消耗率和泵气损失,确定各方案的最优主直径,通过对比3种方案在最优主直径时燃油消耗率、排气泵气损失、各缸排温均匀性、排气质量流量等性能参数优选水套排气管结构。结果表明:方案1在排气管直径62 mm时油耗、排气泵气损失、排气回流最低、排温均匀性最好,是该机型水套排气管的最优结构。

**关键词:**柴油机;水套排气管;排温均匀性;泵气损失

**中图分类号:**TK423.4

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)03-0056-05

**引用格式:**孙光晓,黄珍,石晓川,等.某8缸直列船用发动机水套排气管结构设计[J].内燃机与动力装置,2023,40(3):56-60.

SUN Guangxiao, HUANG Zhen, SHI Xiaochuan, et al. Design of water jacket exhaust pipe layout of 8-cylinder inline marine engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(3):56-60.

## 0 引言

船舶机舱多为封闭空间,无法依靠自然通风散热。为降低船舱内温度,满足相关标准、规定对柴油机、排气管表面等处温度的要求<sup>[1-2]</sup>,船用发动机大多数采用水套排气管结构。水套排气管通过内层排气加外层流通循环水的方式降低管外表面温度,减小热辐射强度,从而有效降低发动机舱内的空气温度<sup>[3]</sup>。水套排气管的结构复杂,多采用铸造工艺加工,废品率较高,因此设计阶段应尽可能简化排气管结构,减小排气管长度和直径。目前,多增压器增压系统开始应用于8缸及以上的多缸发动机中,以提升发动机的瞬态响应性,降低发动机的成本<sup>[4-5]</sup>。但多缸发动机各个气缸间的点火间隔较小,各气缸间的进、排气重叠期较大,影响各缸的均匀性,因此在进行多个增压器匹配时,优化发动机的进、排气系统非常重要<sup>[6]</sup>。

相关研究表明:排气管的结构形式直接影响增压发动机排气系统的排气流动及热量传递,进而影响发动机性能<sup>[7-9]</sup>。仿真技术的应用大幅降低了发动机研发成本,缩短了开发周期<sup>[10-12]</sup>。本文中以某8缸直列船用柴油机为研究对象,采用GT-Power软件建立柴油机水套排气管热力学模型,通过仿真分析对比排气管主直径、燃油消耗率、排气泵气损失、各缸排温均匀性、排气流量等性能参数,对水套排气管结构方案进行优选。

## 1 设计方案

研究对象为某8缸直列、双增压船用柴油机。该柴油机额定转速为1 500 r/min,额定功率为735 kW,缸径和行程分别为170、200 mm;各缸点火顺序为1—6—2—4—8—3—7—5;增压器进气入口采

收稿日期:2023-02-24

基金项目:山东省重点研发计划项目(2021CXGC010703)

第一作者简介:孙光晓(1987—),男,山东莒县人,工程师,主要研究方向为船用发动机产品开发及应用,E-mail:sungx@weichai.com。

用双流道结构<sup>[11-12]</sup>。

以各缸点火顺序与增压器的流道形式为基础,设计了3种脉冲式水套排气管结构,利用GT-Power软件建立相应的热力学模型<sup>[13-14]</sup>,3种水套排气管结构的热力学模型如图1所示。

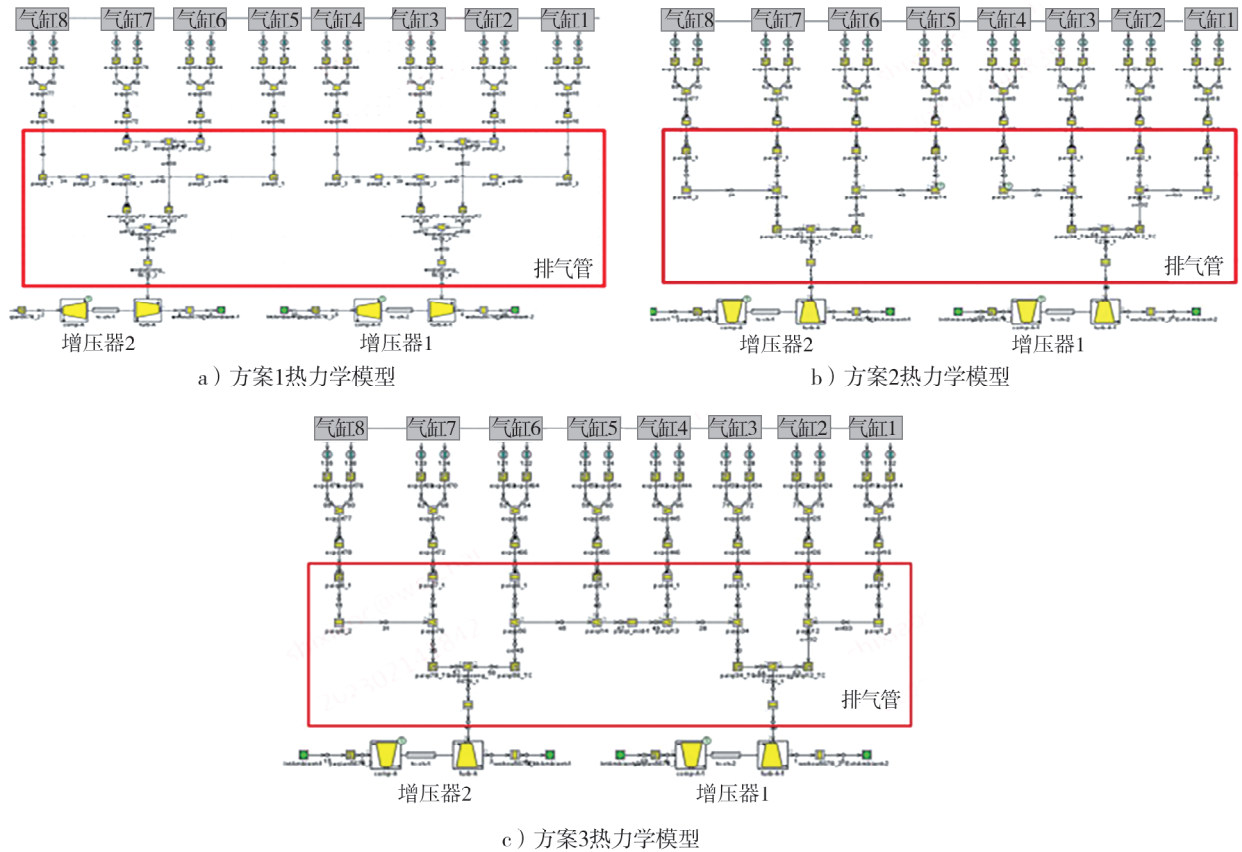


图1 3种排气管布置形式的热力学模型

由图1可知:1)方案1中,第1、4缸和第2、3缸的排气混合气分别进入增压器1的2个流道,第5、8缸和第6、7缸的排气混合气分别进入增压器2的2个流道;2)方案2中,第1、2缸和第3、4缸的排气混合气分别进入增压器1的2个流道,第5、6缸和第7、8缸的排气混合气分别进入增压器2的2个流道;3)方案3中排气管的布置形式为在方案2的基础上将第4、5缸连通。

## 2 主直径计算

柴油机排气管主直径不同,其燃油消耗率、排气泵气损失不同。3种排气管布置方案不同排气管主直径的柴油机燃油消耗率(简称“油耗”)、排气泵气损失仿真计算结果如表1、2所示。

表1 3种排气管布置方案不同排气管主直径的柴油机燃油消耗率仿真计算结果

主直径/mm	燃油消耗率/[g·(kW·h) <sup>-1</sup> ]			主直径/mm	燃油消耗率/[g·(kW·h) <sup>-1</sup> ]		
	方案1	方案2	方案3		方案1	方案2	方案3
52	216.8	213.5	217.4	77	216.3	212.7	217.1
57	215.7	212.6	216.6	82	216.6	212.9	217.4
62	214.9	212.3	216.4	87	217.0	213.2	217.8
67	215.2	212.1	216.3	92	217.4	213.5	218.1
72	215.7	212.4	216.6	97	218.0	213.7	218.4

表2 3种排气管布置方案不同排气管主直径的排气泵气损失仿真计算结果

主直径/mm	排气泵气损失/kPa			主直径/mm	排气泵气损失/kPa		
	方案1	方案2	方案3		方案1	方案2	方案3
52	-1.20	-1.11	-0.90	77	-1.16	-1.06	-0.84
57	-1.15	-1.06	-0.83	82	-1.17	-1.07	-0.85
62	-1.08	-1.03	-0.81	87	-1.19	-1.09	-0.87
67	-1.10	-1.02	-0.80	92	-1.20	-1.11	-0.89
72	-1.13	-1.04	-0.82	97	-1.24	-1.12	-0.91

由表1、2可知:方案1排气管主直径为62 mm时油耗最低,排气泵气损失最小,性能最优;方案2、3排气管主直径为67 mm时油耗最低,排气泵气损失最小,性能最优。

### 3 方案优选

方案1~3均为最优主直径的情况下,通过对比柴油机油耗、排气泵气损失、各缸排温均匀性、排气流量,对水套排气管布置方案进行优选。

#### 3.1 柴油机油耗、排气泵气损失、各缸排温均匀性

外特性工况下,3种水套排气管布置方案的柴油机油耗和排气泵气损失对比如图2所示。外特性工况、转速为1100 r/min时各缸排温均匀性对比如表3所示。

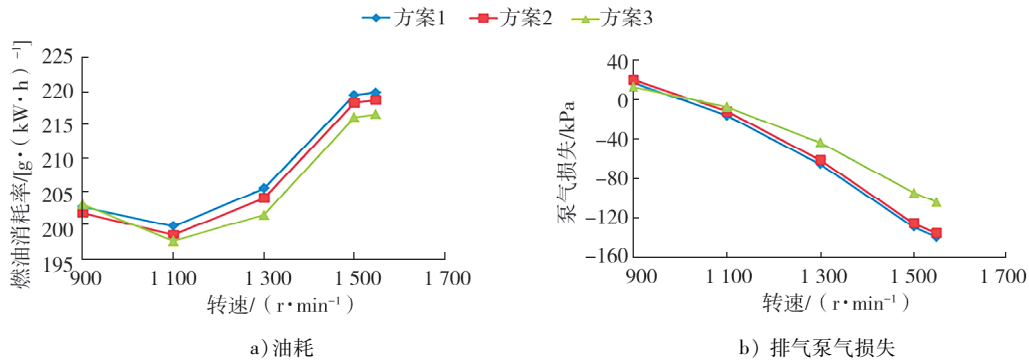


图2 外特性工况下3种水套排气管布置方案的油耗和排气泵气损失对比

表3 外特性工况、转速为1100 r/min时3种水套排气管布置方案各缸排温均匀性对比

方案	各缸排温/°C							
	第1缸	第2缸	第3缸	第4缸	第5缸	第6缸	第7缸	第8缸
1	623	630	592	622	620	590	636	619
2	661	610	567	667	665	565	611	649
3	686	577	586	596	597	585	578	675

由图2和表3可得以下结论。

1) 方案1、2的燃油消耗率相差不大,方案1各工况点油耗比方案2高约1 g/(kW·h),方案3在高速高负荷工况油耗较低,比方案2低1.5~2 g/(kW·h),但在低速低负荷工况油耗较高。

2) 在外特性1100 r/min工况点,方案1各缸均匀性较好,单缸排温相对偏差最大为7.8%,满足单缸排温相对偏差不超过±8%的要求。

3)在外特性 1 100 r/min 工况点,方案 2、3 各缸均匀性较差,其单缸排温相对偏差最大分别为 17.6%、18.9%,超过单缸排温相对偏差不超过 $\pm 8\%$ 的要求。

4)方案 1、2 的排气泵气损失基本相当,方案 3 的排气泵气损失明显优于方案 1 和方案 2。

### 3.2 排气流量

直列 8 缸柴油机无法避免排气干扰及回流等现象,各缸均匀性较差,同时受泵气损失的影响,柴油机燃油消耗率进一步增加<sup>[15-16]</sup>。由各缸点火顺序得知,第 2、4 缸和第 5、7 缸的点火间隔的曲轴转角都是  $90^\circ$ ,相邻缸存在排气干扰和排气回流。因此在设计排气管时,将相邻的 2 个气缸分开,可有效解决排气干扰问题,提升发动机性能。

外特性工况、转速为 1 100 r/min 时 3 种方案各缸排气质量流量如图 3 所示,流量为负表示排气回流,曲轴转角为  $-180^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $540^\circ$  对应活塞下止点,曲轴转角为  $0^\circ$ 、 $360^\circ$  对应活塞上止点。由图 3 可知:方案 1 和方案 2 的排气回流差异不大,且排气回流较小,方案 3 存在明显的排气回流现象。

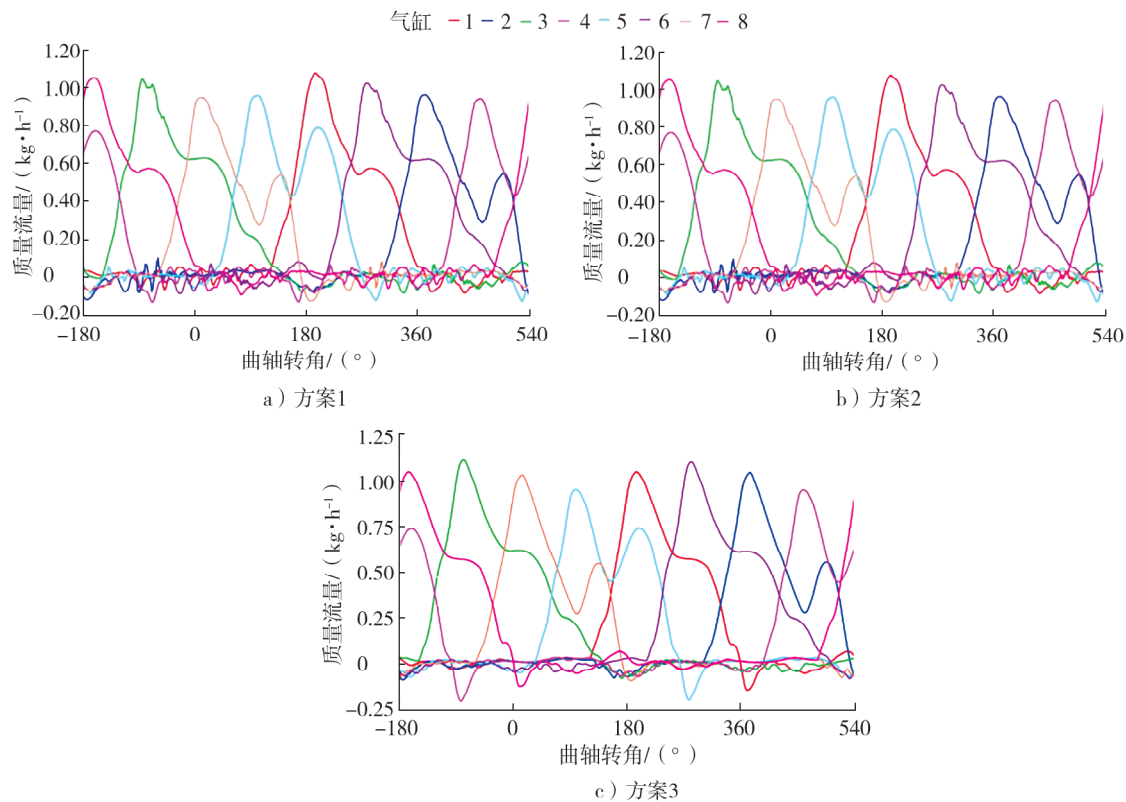


图3 外特性工况转速为 1 100 r/min 时 3 种方案各缸排气质量流量

综合考虑柴油机燃油经济性、排气泵气损失、各缸排温均匀性、排气质量流量等因素,方案 1 为最优的水套排气管布置形式,排气管主直径为 62 mm。

## 4 结论

利用仿真分析对比排气管主直径、柴油机燃油消耗率、排气泵气损失、各缸排温均匀性、排气质量流量等性能参数,对水套排气管结构进行优选。

1)方案 1 排气管主直径为 62 mm 时,油耗最低,排气泵气损失最小;方案 2 和方案 3 排气管主直径为 67 mm 时,油耗最低、排气泵气损失最小。

2)方案 1 各工况点油耗比方案 2 高  $1 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$  左右,方案 3 在高速高负荷点油耗较低,比方案 2 低  $1.5 \sim 2 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$  左右,但在低速低负荷点油耗较高。

3) 方案1的排温均匀性最好并且满足设计指标要求,方案2和方案3的排温均匀性不满足设计指标要求。

4) 方案1和方案2的排气回流差异不大,并且回流较小,方案3排气回流明显。

综合分析各因素,采用方案1的排气管布置形式,排气管主直径为62 mm。

#### 参考文献:

- [1] 全国船用机械标准化委员会柴油机分技术委员会. 船用柴油机技术条件:CB/T 3253—2013[S]. 北京:中国标准出版社, 2013.
- [2] 中国船级社. 钢制海船入级规范[Z]. 北京:人民交通出版社, 2022.
- [3] 靳宝,袁彬,田书涛,等. 内燃机水套排气歧管常见铸造缺陷及解决方法[J]. 铸造, 2018, 67(1): 72-74.
- [4] 宋学忠,付薛洁,牛祯. 汽车发动机的双增压技术[J]. 内燃机与配件, 2016(7): 28-31.
- [5] 陈园明,许涛. CFD技术在发动机排气歧管设计中的应用[J]. 内燃机, 2011(2): 30-32.
- [6] 杨栋,刘俊龙,闫利利,等. 某V型8缸双增压发动机进气管布置形式优化分析[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(5): 32-36.
- [7] 顾宏中. 涡轮增压柴油机性能研究[M]. 上海:上海交通大学出版社, 1998.
- [8] 王银燕,高维成,赵建平,等. 应用MPC-相继增压系统改善船用柴油机低负荷性能的研究[J]. 内燃机学报, 1999, 17(1): 3-5.
- [9] 陈华清. 船用相继增压柴油机ITC/2TC切换过程仿真分析[J]. 热能动力工程, 2009, 24(2): 226-229.
- [10] 陈园明,许涛. CFD技术在发动机排气歧管设计中的应用[J]. 内燃机, 2011(2): 30-32.
- [11] 范晓梅,许勇,杨群立,等. 发动机排气压力波动性能仿真分析[J]. 计算机仿真, 2010, 27(2): 282-285.
- [12] 涂涛,高维进,丁开文,等. 某重型柴油发动机排气歧管优化设计[J]. 柴油机设计与制造, 2019, 25(4): 12-15.
- [13] 叶年业,黄勇,夏志豪,等. 排气歧管结构对发动机性能影响研究[J]. 内燃机与动力装置, 2012, 29(6): 13-16.
- [14] 王晓兰,王罕,雷蕾. 基于CAE仿真的某发动机排气歧管设计研究[J]. 汽车零部件, 2015(2): 26-28.
- [15] 刘俊龙,耿国芳,庞斌,等. 排气管布置形式对双增压发动机性能影响的计算分析[J]. 内燃机与动力装置, 2020, 37(5): 72-77.
- [16] 李宗营,杨传雷,胡松,等. 某型脉冲增压柴油机排气管结构优化设计[J]. 应用科技, 2018, 45(4): 32-38.

## Design of water jacket exhaust pipe layout of 8-cylinder inline marine engine

SUN Guangxiao, HUANG Zhen, SHI Xiaochuan, LI Chunyang, CHEN Yi

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** To reduce cabin temperature, three pulse type exhaust pipe with water jacket structures are designed for an 8-cylinder inline dual turbocharged engine. The thermodynamic simulation calculation model for the engine water jacket exhaust pipe is established using GT-Power simulation software. The optimal main diameter of each scheme is determined by comparing the fuel consumption rate and pump loss of three schemes. Optimize the structure of the water jacket exhaust pipe by comparing the performance parameters such as fuel consumption rate, exhaust pump air loss, exhaust temperature uniformity of each cylinder, and exhaust mass flow rate of the three schemes at the optimal main diameter. The results show that option 1 has the lowest fuel consumption, the lowest exhaust pump loss, the best exhaust temperature uniformity, and the lowest exhaust inverse flow when the exhaust pipe diameter is 62 mm, making it the optimal water jacket exhaust pipe structure for this model.

**Keywords:** diesel engine; water jacket exhaust pipe; uniformity of exhaust temperature; pump loss

(责任编辑:郎伟锋)