

性能与排放

船舶柴油机动力涡轮与涡轮增压器联合优化匹配研究

冯金勇, 冯明志, 李静芬, 黄 伟

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 搭建了某型低速二冲程柴油机动力涡轮复合涡轮增压器的仿真模型, 对动力涡轮并联模式展开联合优化匹配。以同时考虑系统热效率、系统总功率、柴油机功率、动力涡轮功率、涡轮增压器喘振裕度全面择优的方式, 寻取最优匹配点。结果表明: 动力涡轮与增压涡轮联合优化匹配后, 在中高工况下旁通 8.55% 的排气用以驱动动力涡轮, 额定工况下其输出功率为 134.6 kW, 占柴油机功率的 3.19%, 系统总功率提升 1.02%。

关键词: 船舶柴油机; 动力涡轮; 涡轮增压器; 匹配

中图分类号: TK423.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)02-0008-07

Study on the Combined Optimization and Matching of Power Turbine and Turbocharger for Marine Diesel Engine

Feng Jinyong, Feng Mingzhi, Li Jingfen, Huang Wei

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: A simulation model of a power turbine compound turbocharger for a type of low-speed two-stroke diesel engine was set up, and combined optimization and matching was carried out on the parallel mode of the power turbine. A comprehensive selection method considering thermal efficiency of the system, system total power, the diesel engine power, the power of the power turbine, turbocharger surge margin was used to find the optimal matching point. The results show that after optimization and matching, under the medium and high load working condition, 8.55% of the exhaust gas is bypassed to drive the power turbine, the output power is 134.6 kW under the rated working condition, accounting for 3.19% of the diesel power, total power of the system is increased by 1.02%.

Key words: marine diesel engine; power turbine; turbocharger; matching

0 引 言

目前, 船舶柴油机的热效率通常为 45% 左右^[1], 约有 30% 的燃料燃烧所释放的能量以排气形式散失。因此对大型船舶柴油机而言, 排气余热利用的发展潜力非常可观, 不但可以满足加热、制冷、制淡的要求, 甚至能够发出几千千瓦的电量。

国内外比较成熟的排气余热利用技术主要包括: 朗肯循环^[2]、温差发电^[3]、动力涡轮复合等技术^[4]。动力涡轮复合技术具有系统简单、布置

容易、回收效率较高等优点, 首先引起了 MAN、Wartsila、ABB 等世界著名柴油机及动力设备集成配套公司的关注, 并运用该技术纷纷开发出各自的排气余热利用系统和配套设备, 使主机系统效率提高 10% 左右。I. Briggs 基于发动机串联动力涡轮模型, 研究了原系统复合动力涡轮对发动机性能的影响; 分析了动力涡轮大小和功率分配比对系统输出功率、有效燃油消耗率的影响。宋宾阳^[5]在动力涡轮复合重型柴油机系统性能仿真平台上, 研究了动力涡轮与涡轮增压系统的匹配对柴油机全工况性

收稿日期: 2017-02-15

作者简介: 冯金勇(1989-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为船舶柴油机余热利用, E-mail: jyfeng_2010@163.com。

能的影响；分析了动力涡轮、增压涡轮、柴油机本体等若干重要参数变化对动力涡轮最佳膨胀比及系统性能的影响。我国目前对于动力涡轮复合技术的研究工作多集中于车用高速柴油机，对船舶柴油机的应用研究较少。本文借鉴国外先进的动力涡轮复合技术，吸收动力涡轮复合车用高速机的经验，对自主船舶柴油机复合动力涡轮技术进行探索。

由于柴油机在出厂前已对涡轮增压器进行了合理匹配，旁通部分排气用以驱动动力涡轮后，改变了原涡轮增压器的工作状态，柴油机进气量减少，势必影响柴油机缸内的燃烧做功过程。因此，须要对涡轮增压器进行重新匹配，即进行动力涡轮和涡轮增压器的联合匹配，以改善其动力性和经济性。

本文基于仿真软件 GT-POWER 搭建某型低速二冲程柴油机复合动力涡轮仿真平台，考虑系统热效率、系统总功率、动力涡轮功率、涡轮增压器喘振裕度全面择优，进行动力涡轮与涡轮增压器的联合优化匹配。

1 船舶柴油机主要技术参数

本文以某型低速二冲程涡轮增压柴油机为研究对象，其基本技术参数如表 1 所示。

表 1 某型船舶柴油机基本技术参数

增压方式	增压中冷
进气方式	直流扫气
缸数	5
气缸直径/mm	350
活塞行程/mm	1 550
额定功率/kW	4 350
额定转速/(r·min ⁻¹)	167
额定燃油消耗率/(g·(kW·h) ⁻¹)	176
平均有效压力/MPa	2.1
压缩比	18
发火顺序及发火间隔/CA°	1-4-3-2-5/72

2 动力涡轮复合船舶柴油机仿真模型

2.1 复合动力涡轮系统

动力涡轮复合涡轮增压柴油机有两种方式：串联和并联。本文选择动力涡轮并联涡轮增压器的方式。动力涡轮复合船舶柴油机系统如图 1 所示。

2.2 动力涡轮数学模型

动力涡轮是将排气的能量转换为机械功的设备，其工作原理与增压涡轮类似。

动力涡轮可看作一个等效节流喷嘴，其当量喷

嘴流通面积 F_{res} 为：

$$F_{res} = \sqrt{\frac{F_{PTN}^2 F_{PTB}^2}{F_{PTN}^2 + F_{PTB}^2}} \quad (1)$$

式中： F_{PTN} 与 F_{PTB} 分别为喷嘴环流通面积与叶轮流通面积。

假定动力涡轮中的排气流动是准稳定流动，则通过动力涡轮的质量流量为：

$$\Delta G_{PT} = \mu_{PT} F_{res} \sqrt{2 p_{PTB} \rho_{PTB}} \Psi \frac{\Delta \varphi}{6n} \quad (2)$$

若内部排气流动为亚临界状态，即 $p_{PTA} > p_c$ ，则

$$\Psi = \sqrt{\frac{k_{PT}}{k_{PT} - 1} \left(\frac{p_{PTA}}{p_{PTB}} \right)^{\frac{2}{k_{PT}}} \left[1 - \left(\frac{p_{PTA}}{p_{PTB}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \right]} \quad (3)$$

若内部气体流动为超临界状态，即 $p_{PTA} \leq p_c$ ，则

$$\Psi = \sqrt{\frac{k_{PT}}{k_{PT} + 1} \left(\frac{2}{k_{PT} + 1} \right)^{\frac{2}{k_{PT}-1}}} \quad (4)$$

临界压力 p_c 为：

$$p_c = p_{PTB} \left(\frac{2}{k_{PT} + 1} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \quad (5)$$

式中： μ_{PT} 为动力涡轮的流量系数； p_{PTB} 为动力涡轮前压力； p_{PTA} 为排气背压； ρ_{PTB} 为动力涡轮前气体密度； n 为柴油机转速； $\Delta \varphi$ 为曲轴转角； k_{PT} 为排气绝热指数。

动力涡轮输出功 ΔW_{PT} 为：

$$\Delta W_{PT} = \eta_{PT} \Delta G_{PT} \frac{k_{TP}}{k_{PT} - 1} R_{PT} T_{PT} \left[1 - \left(\frac{p_{PTA}}{p_{PTB}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \right] \quad (6)$$

动力涡轮流量系数为：

$$\mu_{PT} = 0.49 + 0.46 \pi_{PT} - 0.08 \pi_{PT}^2 \quad (7)$$

式中： π_{PT} 为动力涡轮膨胀比。

动力涡轮效率通常指的是其等熵效率：

$$\eta_{PT} = \frac{h_{PTB} - h_{PTA}}{h_{PTB} - h_{PTS}} = \frac{\Delta h_{PT}}{\Delta h_{PTS}} \quad (8)$$

式中： h_{PTB} 为动力涡轮进口工质焓值； h_{PTA} 为动力涡轮出口工质焓； h_{PTS} 为等熵膨胀末端工质焓值。

动力涡轮后排气温度为：

$$T_{PTA} = T_{PTB} \left\{ 1 - \eta_{PT} \left[1 - \left(\frac{p_{PTA}}{p_{PTB}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \right] \right\} \quad (9)$$

2.3 动力涡轮复合涡轮增压柴油机模型搭建

利用 GT-POWER 搭建该动力涡轮复合涡轮增压柴油机仿真模型，其燃烧模型选用单韦伯放热模型，传热模型选用 WoschniGT 模型。

利用试验所得推进特性数据，对仿真计算得到的推进特性数据进行校核，误差均在 5% 以内。表明该模型可用于动力涡轮复合涡轮增压柴油机的仿真计算。所建仿真模型如 2 所示。

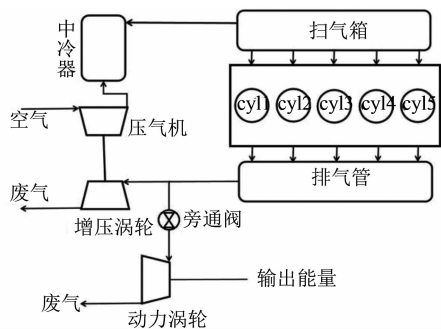


图1 船舶柴油机复合动力涡轮系统

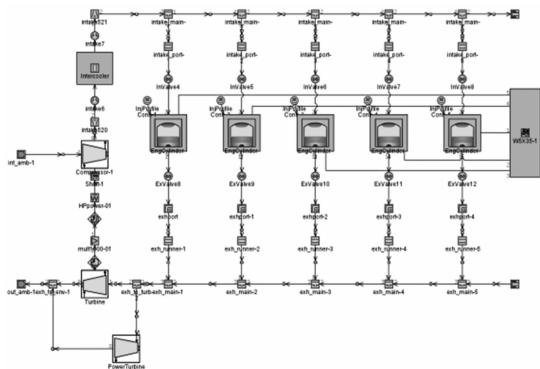


图2 动力涡轮并联涡轮增压器仿真模型

3 动力涡轮与涡轮增压器的联合优化匹配

3.1 仿真分析方法和限制条件

分析方法：仿真分析采用控制单一变量法，在保持柴油机模型基本结构参数、气缸燃烧模型参数、传热模型参数及喷油器模型喷油提前角、喷油量等参数不变的情况下，改变动力涡轮和增压涡轮喷嘴环当量直径，即改变动力涡轮的流量比，分析其对系统性能的影响；以系统热效率、总输出功率、有效燃油消耗率、柴油机功率、动力涡轮功率参数作为比较分析对象。

限制条件：联合优化匹配的最优点能够满足柴油机推进特性，对应的柴油机功率、燃油消耗率波动偏差在 3% 以内；涡轮系统满足喘振裕度要求，不发生喘振。

3.2 仿真分析过程

选取增压涡轮的喷嘴环当量直径变化区间为 90 ~ 138 mm；动力涡轮喷嘴环当量直径变化范围为 20 ~ 60 mm，变化步长为 2 mm，进行全因子的 DOE 计算。各工况下，动力涡轮复合船舶柴油机系统的热效率随增压涡轮和动力涡轮喷嘴环当量直径的变化趋势如图 3 所示。

由图 3 可知，动力涡轮和增压涡轮喷嘴环当量

直径的变化均能导致系统热效率的变化，且存在最佳的动力涡轮和增压涡轮当量直径，使系统性能达到最优。

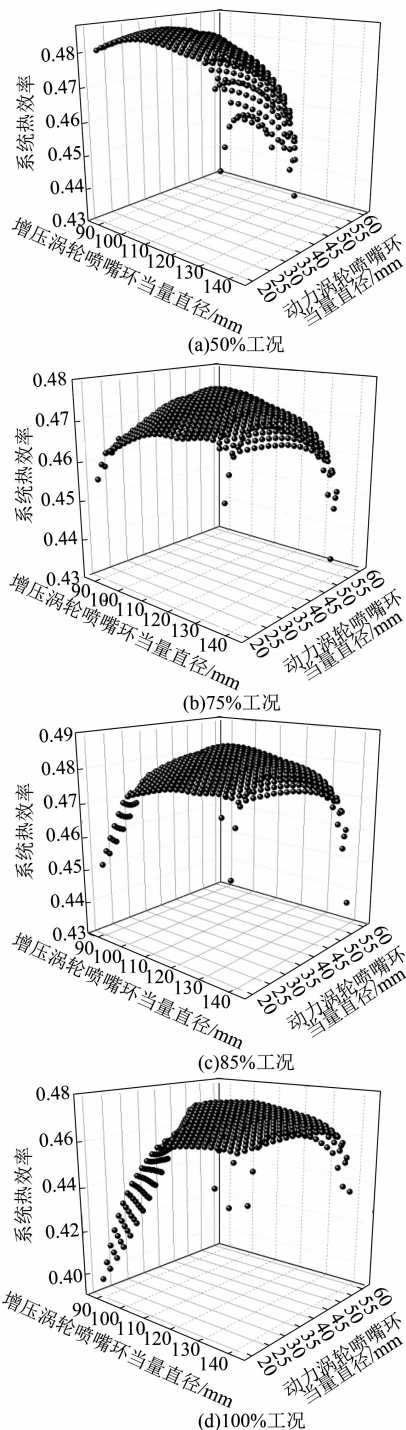


图3 系统热效率随增压涡轮和动力涡轮喷嘴环当量直径的变化趋势

3.2.1 增压涡轮喷嘴环当量直径的影响分析

由图 3 可得，各工况下，定动力涡轮喷嘴环当量直径下，随着增压涡轮喷嘴环当量直径的减小，系统热效率呈先增大后减小的趋势。这是因为随着增压涡轮喷嘴环当量直径的减小，排气流通面积减

小, 涡前压力升高, 动力涡轮和增压涡轮的膨胀比均升高, 在动力涡轮喷嘴环面积不变的情况下, 流过动力涡轮的排气量增多, 动力涡轮的做功能力逐渐升高; 而增压涡轮在喷嘴环当量直径一段变化范围内, 膨胀比的升高使增压涡轮的转速升高, 做功能力有所提升, 进气量增加, 柴油机输出功率提高; 动力涡轮和柴油机功率的联合提升使系统总功率升高, 在喷油量不变情况下, 系统热效率升高。而随着增压涡轮喷嘴环直径的进一步减小, 可利用的排气量降低, 涡轮增压器性能下降, 进气量减少, 影响缸内燃烧, 做功能力下降; 柴油机功率降低, 但动力涡轮功率的提高依然可以弥补柴油机功率的损失, 使系统总功率、热效率表现出上升的趋势。当增压涡轮喷嘴环当量直径继续减小, 涡前压力继续升高, 较多排气经过动力涡轮, 动力涡轮功率升高, 但柴油机进气量继续减少, 功率进一步降低; 同时泵气损失增加, 使动力涡轮功率的升高不足以弥补柴油机功率的降低和泵气损失, 系统总功率、热效率逐渐降低。

3.2.2 动力涡轮喷嘴环当量直径的影响分析

由图3还可看出, 75%~100%工况, 定增压涡轮喷嘴环当量直径下, 随动力涡轮当量直径的增大, 系统热效率先增大后减小。50%工况时, 增压涡轮喷嘴环当量直径小于116 mm时, 系统热效率随动力涡轮喷嘴环当量直径的增加而升高; 增压涡轮喷嘴环当量直径高于116 mm, 系统热效率随动力涡轮喷嘴环当量直径的增加而降低。

这是因为定增压涡轮喷嘴环当量直径下, 动力涡轮喷嘴环当量直径增加, 排气流通面积增加, 涡前压力降低, 虽然增压涡轮和动力涡轮的膨胀比均降低, 但动力涡轮的流通面积增加, 可利用的排气能量增多, 即动力涡轮流通面积增大的优势大于膨胀比降低带来的劣势, 使得动力涡轮的功率升高。增压涡轮膨胀比降低、可用排气能量减少, 涡轮增压器性能降低, 进气量减少, 缸内燃烧不充分, 使柴油机油耗升高, 功率持续降低。在动力涡轮喷嘴环当量直径增加的一定范围内, 动力涡轮提升的功率较柴油机功率的降低处于优势, 使得系统总功率和系统热效率升高; 当动力涡轮喷嘴环当量直径增大到某个临界值时, 动力涡轮功率的提升不足以弥补柴油机功率的损失, 使系统总功率和热效率均逐渐降低。而在50%低工况下, 柴油机排气量较少, 在增压涡轮喷嘴环当量直径大于116 mm时, 对可利用排气减少比较小喷嘴环当量直径的增压涡轮敏感, 所以在50%工况时, 处在增压涡轮喷嘴环当

量直径临界值两边时, 随动力涡轮喷嘴环当量直径的增大, 系统热效率会呈现不同的变化趋势。

3.2.3 动力涡轮与增压涡轮喷嘴环当量直径联合变化的影响

根据图3可得到各工况下不同增压涡轮喷嘴环当量直径对应的最佳动力涡轮喷嘴环当量直径及增压比, 分别如图4、图5所示。

由图4、图5可知, 各工况下, 随增压涡轮喷嘴环当量直径的增加, 最佳动力涡轮喷嘴环当量直径大体呈逐渐降低的趋势。通过减小增压涡轮喷嘴环当量直径能够提高增压比, 此时柴油机进气量增大, 可旁通更多的排气进入动力涡轮用于排气余热的回收, 动力涡轮做功能力提高, 最佳动力涡轮喷嘴环当量直径增大。随着排气旁通量的增加, 柴油机燃料燃烧释放的能量更多地由动力涡轮排出, 因此柴油机的燃油消耗率增大, 功率降低, 所以动力涡轮的喷嘴环当量直径不能无限增大。

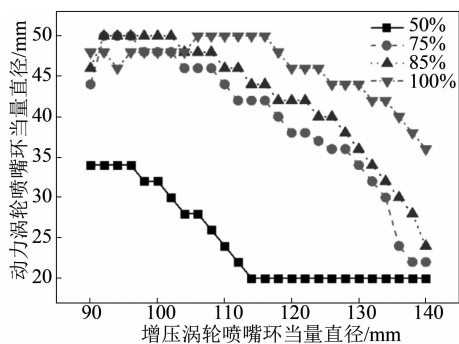


图4 各工况下增压涡轮喷嘴环当量直径对应的最佳动力涡轮喷嘴环当量直径

根据图4确定的不同增压涡轮对应的最佳动力涡轮喷嘴环当量直径, 可用增压涡轮喷嘴环当量直径的变化表示两个变量的变化。各工况下, 系统热效率、总输出功率、柴油机功率、动力涡轮功率、喘振裕度等参数的比较分析如图6~图10所示。

由图6可知, 各工况下, 动力涡轮功率随增压涡轮喷嘴环当量直径的增加逐渐降低。这是由于特定工况下, 增压涡轮喷嘴环当量直径增大幅度大于动力涡轮喷嘴环当量直径减小幅度, 使排气流通面积增加, 动力涡轮的膨胀比降低; 同时动力涡轮喷嘴环当量直径逐渐降低, 流过动力涡轮的排气量降低, 可利用的排气能量降低, 动力涡轮做功性能下降, 致使动力涡轮功率降低。而高动力涡轮功率表示排气余热的回收率高, 因此最优点的选取应参考动力涡轮功率高的点。

由图7可知, 随着最优点增压涡轮喷嘴环当量直径的增加和动力涡轮喷嘴环当量直径的降低, 中

高工况下,柴油机功率逐渐升高。这主要是由于增压涡轮喷嘴环当量直径增大,排气能量增多,增压涡轮功率升高,虽然膨胀比降低,使得转速降低,压气机的压比降低,导致单位质量流量的气体焓降低;但为了满足系统增压的需求,压气机效率提高,流量增加,使柴油机进气量增加,柴油机功率升高。最优点的选取,往往以不影响柴油机的推进特性为前提,因此,柴油机功率应在合理范围内变化,不应太低,才能保证其推进应用。

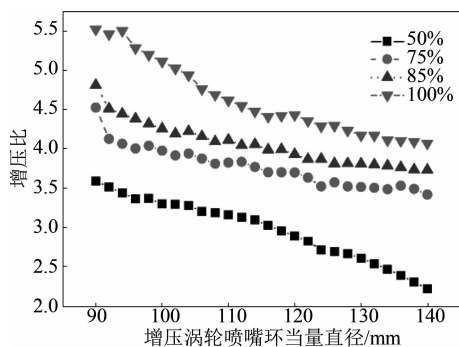


图5 各工况下不同喷嘴环当量直径最佳点的增压比

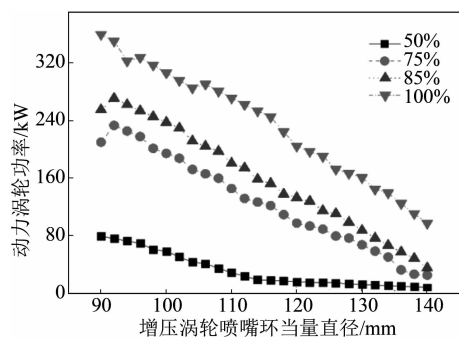


图6 各工况下动力涡轮功率的对比

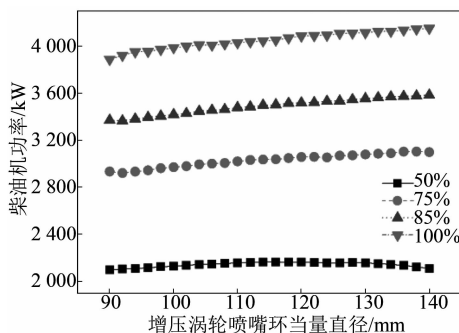


图7 各工况下柴油机功率的对比

各工况喷油量不变的情况下,系统总输出功率与系统热效率成线性关系。由图8、图9可知,系统总功率和热效率随增压涡轮喷嘴环当量直径的减小有相同的变化趋势,先升高后降低;85%经济工况下具有最高的热效率。这是因为随着增压涡轮喷嘴环当量直径的减小,动力涡轮功率提高,柴油机

功率降低,在增压涡轮喷嘴环当量直径某临界值以上,动力涡轮功率的升高能够弥补柴油机功率的降低,使系统热效率、总功率升高;临界值过后,柴油机功率降低幅度超过动力涡轮功率的升高幅度,使系统热效率和总功率降低。而最优点的选取应是系统总功率、系统热效率最高点。

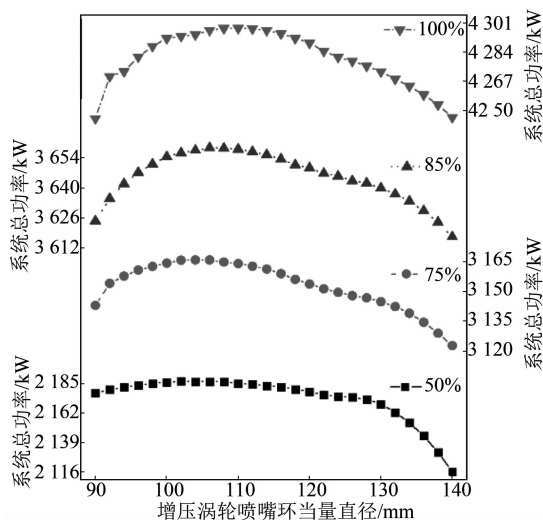


图8 各工况下系统总功率的对比

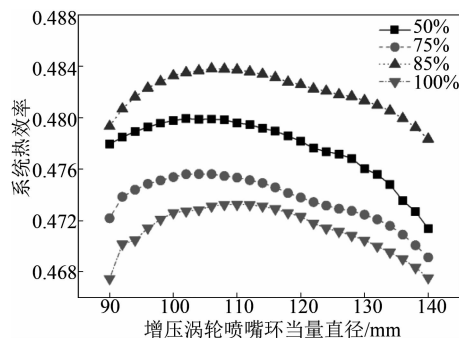


图9 各工况下系统热效率的对比

理论计算不同工况下的喘振裕度,可知原机的最小喘振裕度为11% (100%负荷),随着负荷降低,增压器的喘振裕度增大,至50%负荷时喘振裕度达到24%。为此,参考原机100%负荷的喘振裕度,以11%作为最低喘振裕度界限选择最优匹配点。由图10可知,各工况下的喘振裕度随增压涡轮喷嘴环当量直径的增大呈逐渐升高的趋势;但各工况下,在增压涡轮喷嘴环当量直径分别低于124、130、130、134 mm,相对应的最佳动力涡轮喷嘴环当量直径大于20、34、36、42 mm时,均低于喘振限制线,甚至发生了喘振现象。上述虽对动力涡轮功率、柴油机功率、系统总功率、系统总热效率进行了分析,但增压涡轮喷嘴环当量直径较小时,导致动力涡轮做功性能下降较多,不足以提供足够的进气,柴油机发生喘振,运行不稳定。因

此, 最优点的选取必须考虑喘振裕度的限制条件。

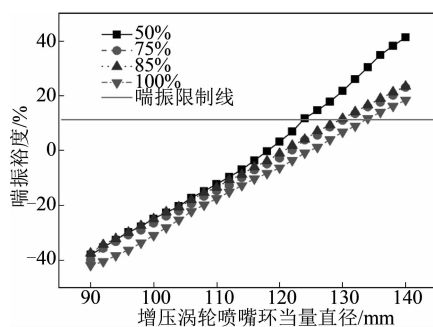


图 10 各工况下喘振裕度的对比

3.2.4 最优点的选择分析

根据上述增压涡轮喷嘴环当量直径对应的最佳动力涡轮喷嘴环当量直径变化对系统性能主要参数的影响分析, 可寻找各工况下满足喘振裕度的最佳匹配。各工况下最佳运行点如表 2 所示。

表 2 各工况最佳运行点

工况	50%	75%	85%	100%
增压涡轮喷嘴环当量直径 D_{ZT}/mm	124	130	130	134
动力涡轮喷嘴环当量直径 D_{PT}/mm	24	34	36	42

各工况下的最优匹配点的最佳增压涡轮和动力涡轮喷嘴环当量直径均不相同, 鉴于柴油机主要在其 85% 经济工况运行, 动力涡轮主要在 75% ~ 100% 工况区间运行, 选取增压涡轮喷嘴环当量直径为 130 ~ 134 mm; 动力涡轮喷嘴环当量直径为 34 ~ 42 mm; 步长为 1 mm, 再次进行 DOE 全因子计算, 选取最优的一组增压涡轮和动力涡轮喷嘴环当量直径。

分析可知, 当增压涡轮喷嘴环当量直径为 134 mm, 动力涡轮喷嘴环当量直径大于等于 41 mm 时, 各工况的喘振裕度均能满足最优喘振裕度要求。各工况下, 系统热效率随动力涡轮喷嘴环当量直径的变化趋势如图 11 所示。

图 11 表明: 随着动力涡轮喷嘴环当量直径的增大, 各工况下系统热效率呈不同幅度的降低, 只有 100% 工况时, 由于排气量较多, 随动力涡轮喷嘴环当量直径增大, 可用做功能量增多, 动力涡轮功率升高; 而涡轮增压器的做功能力降低较少, 进气量减小幅度很低, 柴油机功率仅有较少降低, 但动力涡轮功率的提升足以弥补柴油机功率的降低, 使系统总输出功率、系统热效率出现小幅度上升。其他工况则是动力涡轮功率的提升较柴油机功率的降低处于劣势, 系统总功率降低, 系统热效率降低。由于柴油机常运行于 75% ~ 100% 间的经济工况, 综合前面喘振裕度的要求, 选择动力涡轮复合船舶柴油

机的最优联合匹配点为: 增压涡轮喷嘴环当量直径为 134 mm, 动力涡轮喷嘴环当量直径为 41 mm。

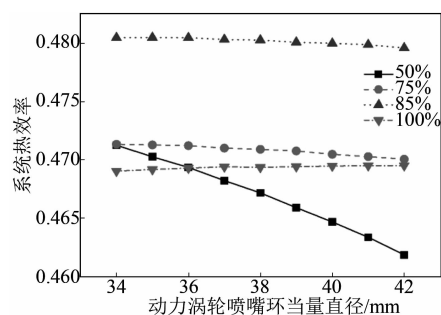


图 11 各工况下系统热效率的对比

最优点的选择须满足其推进特性和燃油消耗率升高不超过原机模型的 3%, 且满足喘振裕度要求。根据上述分析, 各工况最佳运行点的选取已满足喘振裕度要求。图 12、图 13 为各工况下柴油机功率、燃油消耗率的对比。柴油机功率在各工况下的降低率分别为 3.97%、2.16%、2.02%、2.13%、1.95%, 燃油消耗率的升高率分别为 4.13%、2.21%、2.06%、2.17%、1.98%。可知, 复合动力涡轮后, 柴油机的推进特性和燃油消耗率只会在 50% 低工况下受影响较大; 而在中高工况下, 柴油机功率、燃油消耗率变化均在 2% 左右, 低于 3% 限制值, 即在中高工况下, 船舶柴油机复合动力涡轮具有可行性。

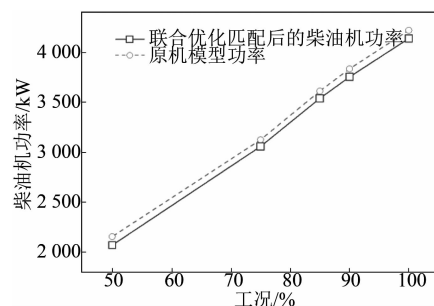


图 12 各工况下柴油机功率对比

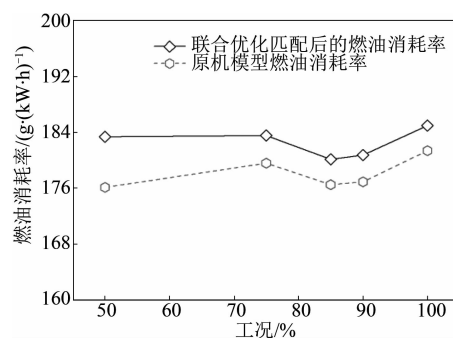


图 13 各工况下燃油消耗率对比

3.3 仿真结果分析

动力涡轮与增压涡轮联合优化后的系统性能参

数对比及余热回收效果如表 3 所示。

根据表 3 可以看出,各工况下,动力涡轮对排气余热均能进行适量回收。100% 工况时,动力涡轮回收最大功率 134.6 kW,占柴油机功率的 3.19%,此时系统总功率提升 1.02%,流量比为 8.55。50% 低工况下,系统总功率要低于柴油机本机功率,系统回收比为 -0.32%,使得动力涡轮复合船舶柴油机余热回收系统失去意义。所以,动力涡轮的使用应在柴油机中高工况下切入,才能发挥动力涡轮复合系统余热回收的作用。

表 3 联合优化后的系统性能对比

功率	50%	75%	85%	100%
原机模型功率/kW	2 154	3 125	3 612	4 221
动力涡轮功率/kW	28.93	82.16	98.69	134.6
系统功率/kW	2 085	3 131	3 629	4 264
动力涡轮回收比	1.34%	2.63%	2.73%	3.19%
系统回收比	-0.32%	0.19%	0.47%	1.02%
流量比	8.53%	8.55%	9.33%	8.55%

4 结 论

本文对船舶柴油机复合动力涡轮进行了联合优化匹配,以同时考虑柴油机系统功率、动力涡轮功率、涡轮增压器喘振裕度全面择优的方式,确定的最优匹配点为:增压涡轮喷嘴环当量直径 134 mm、动力涡轮喷嘴环当量直径 41 mm。此时,额定工况

下,动力涡轮有最大功率为 134.6 kW,占柴油机功率的 3.19%,系统总功率提升 1.02%,流量比为 8.55%。即经动力涡轮与增压涡轮的联合优化匹配,中高工况下柴油机复合动力涡轮系统的总功率较原系统有明显提高,动力涡轮回收部分排气余热,输出较多功率,同时能够满足保证柴油机稳定运行的喘振裕度的要求。

参考文献

- [1] SHU G Q, LIANG Y C, WEI H, et al. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships [J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2013, 19 (1): 385-401.
- [2] LII CS, DEPCIK C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering. 2013, 51 (S1-2): 711-722.
- [3] WENG C C, HUANG M J. A simulation study of automotive waste heat recovery using a thermoelectric power generator [J]. International Journal of Thermal Sciences. 2013, 71 (3): 302-309.
- [4] DESIRIDIS A, JYE A E T S, RAJOO S. Effects of mechanical compounding on a turbocharged diesel engine [C]. SAE International. 2013 (01): 0103.
- [5] 宋宾阳. 内燃机余热利用涡轮复合系统性能研究 [D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [13] MILLO F, MALLAMO F, VLACHOS T, et al. Experimental investigation on the effects on performance and emissions of an automotive Euro 5 diesel engine fuelled with B30 from RME and HVO [J]. Alternative Fuels, 2013.
- [14] 楼狄明, 陈峰, 胡志远, 等. 公交车燃用生物柴油的颗粒物排放特性 [J]. 环境科学, 2013, 34 (10): 3749-3754.
- [15] 谭丕强, 李洁, 胡志远, 等. 柴油公交车燃用不同替代燃料的排放特性 [J]. 交通运输工程学报, 2013, 13 (4): 67-73.
- [16] 郭佳栋, 葛蕴珊, 谭建伟, 等. 国 V 公交车实际道路排放特性研究 [J]. 汽车工程, 2015, (1): 120-124.
- [17] TINSDALE M, PRICE P, CHEN R. The impact of biodiesel on particle number, size and mass emissions from a Euro4 diesel vehicle [C]. SAE International Journal of Engines, 2010, (1): 597-608.
- [18] 葛蕴珊, 李晓, 吴思进, 等. 餐厨废油制生物柴油的排放特性 [J]. 北京理工大学学报, 2004, 24 (4): 290-293.
- [19] 陆小明, 葛蕴珊, 吴思进. 生物柴油应用试验研究 [J]. 汽车技术, 2006 (12): 31-33.
- [20] 胡志远, 谭丕强, 楼狄明, 等. 在用柴油公交车燃用生物柴油的试验研究 [J]. 汽车技术, 2009 (10): 47-50.
- [21] GIAKOURIS E G, RAKOPOULOS C D, DIMARATOS A M, et al. Exhaust emissions of diesel engines operating under transient conditions with biodiesel fuel blends [J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2012, 38 (5): 691-715.
- [22] GIECHASKIEL B, MARICP M, NTZIACHRISTOS L, et al. Review of motor vehicle particulate emissions sampling and measurement: from smoke and filter mass to particle number [J]. Journal of Aerosol Science, 2014, 67 (1): 48-86.
- [23] KOUSOULIDOU M, NTZIACHRISTOS L, FONTARAS G, et al. Impact of biodiesel application at various blending ratios on passenger cars of different fueling technologies [J]. Fuel, 2013, 98: 88-94.

(上接第 7 页)