

涡轮活塞组合发动机循环分析

黄开胜, 张尧, 张扬军

(清华大学 汽车工程系 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

摘要: 为适应大功率特种车辆的需求, 提出一种“涡轮活塞组合发动机”, 由一台增压中冷柴油机和一台燃气轮机组合而成, 具有柴油机单独工作、燃气轮机单独工作和柴燃联合工作3种模式, 可根据车辆工况需要采用相应的一种模式工作。这种发动机理应综合柴油机与燃气轮机的优点, 具有较高的热效率和功率密度。介绍了该组合发动机的构成, 分析其3种工作模式的理论循环, 推导相应的热效率和比功的计算公式; 在所设定热力循环参数下, 计算该组合发动机3种工作模式下的理论循环热效率和比功; 搭建涡轮活塞组合发动机 GT-Power 仿真模型, 对选定的由功率相近的某一柴油机和某一燃气轮机组成的涡轮活塞组合发动机进行了额定工况仿真计算。计算结果表明: 涡轮活塞组合发动机可以综合柴油机和燃气轮机的特点, 是一种值得进一步研究的新型发动机。

关键词: 兵器科学与技术; 涡轮活塞组合发动机; 迪塞尔-布雷登联合循环; 理论循环分析

中图分类号: TK123 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-1093(2015)03-0391-07

DOI: 10.3969/j.issn.1000-1093.2015.03.002

Cycle Analysis of the Combined Turbo Piston Engine

HUANG Kai-sheng, ZHANG Yao, ZHANG Yang-jun

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Department of Automotive Engineering,
Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The combined turbo piston engine is comprised of a diesel and a gas turbine, of which the three operating modes (single diesel mode, single gas turbine mode and the combined diesel and gas turbine mode) can be chosen according to the power need of the vehicle. The engine is assumed to have the advantages of diesel and gas turbine to acquire high thermal efficiency and high power density at the same time. The configuration of the combined engine is presented. The theoretical cyclic thermal efficiency and specific work of the engine under the three modes are studied. The formula of thermal efficiency and work weight ratio are deduced. According to the set parameters of the cycle, the thermal efficiency and work weight ratio of the three modes are calculated. A diesel engine and a gas turbine with similar rated power are chosen to make up the combined turbo piston engine. A simulation model of the combined engine is built in GT-Power, and the performances of the engine under the rated condition are calculated. The results show that the combined turbo piston engine can acquire high thermal efficiency and high power density.

Key words: ordnance science and technology; combined turbo piston engine; Diesel-Brayton cycle; theoretical cycle analysis

收稿日期: 2014-06-23

基金项目: 总装备部重大预先研究项目(7131319)

作者简介: 黄开胜(1970—), 男, 副研究员。E-mail: huangks@tsinghua.edu.cn

0 引言

高热效率和高功率密度是特种车用发动机的两个重要追求。增压中冷技术使柴油机的热效率和功率密度都得到提升。如果让柴油机排气流经增压器涡轮后再流经动力涡轮,动力涡轮与曲轴都输出功率,这样的涡轮复合柴油机的热效率和功率密度更高。在涡轮复合柴油机的基础上增设旁通补燃装置的超高增压动力涡轮复合式柴油机还能进一步提高柴油机的功率密度,改善低速转矩特性^[1-6]。但是由于自身结构的限制,柴油机的进气流量无法得到很大提升,这就限制了柴油机功率密度的进一步提高,在特种车辆机舱容积有限的条件下,这就意味着单一柴油机的最大功率受限。燃气轮机为连续流动系统,进气流量大,功率密度高,但是热效率较低。考虑到车用发动机的大功率工况并不常用,作者认为一种合理的新思路是将增压中冷柴油机与燃气轮机组合在一起,在常用功率工况区只让柴油机工作,在高功率工况区由柴油机和燃气轮机联合工作,共同输出功率。这样的新型“涡轮活塞组合发动机”理应兼有高热效率和高功率密度,比较适应大功率特种车辆的需求。

本文对涡轮活塞组合发动机的设想进行初步评估。首先介绍其构成和工作模式;其次进行理论循环分析,推出其 3 种工作模式下的理论循环热效率和比功算式(比功的定义为单位质量的系统所做的功^[7]),并在所设定的循环参数下计算理论循环热效率和比功;最后,利用 GT-Power 发动机工作过程模拟计算软件对选定的某一增压中冷柴油机和某一燃气轮机组成的涡轮活塞发动机进行额定工况性能仿真计算,并估计其功率密度。

1 涡轮活塞组合发动机的构成及工作模式

涡轮活塞组合发动机由一台增压中冷柴油机和一台燃气轮机组合而成,通过改变柴油机和燃气轮机的进排气回路,可以实现柴油机单独工作、燃气轮机单独工作和柴燃联合工作 3 种工作模式。根据车辆的功率需求,涡轮活塞组合发动机可分别在上述 3 种模式下工作,并可在任意两种模式之间进行切换。

1) 柴油机单独工作模式,如图 1 所示。当车辆处于常规功率需求状态时使用柴油机单独工作模式。此时,进气系统中的小流量低增压系统工作,空气通过压气机 2 升压,再经中冷后进入柴油机气缸。

气缸排出的废气流经涡轮 2 后排出。涡轮 2 带动压气机 2。机械功率通过柴油机曲轴输出。由于柴油机单独工作模式只需满足车辆常规功率需求,组合发动机可以使用额定功率较小的柴油机,因而相比于单一高功率车用柴油机,组合发动机的柴油机单独工作模式具有负荷率高、效率高、油耗低的特点。

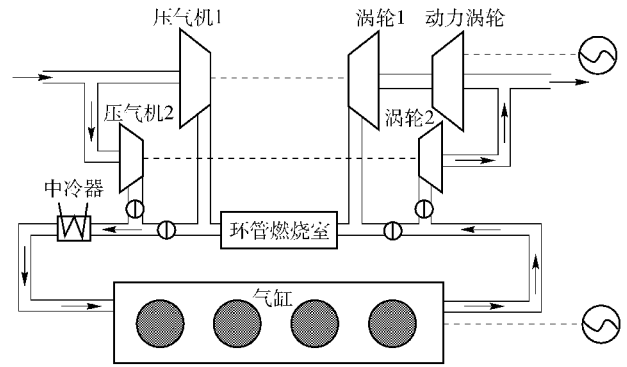


图 1 柴油机单独工作模式示意

Fig. 1 Single diesel mode

2) 燃气轮机单独工作模式,如图 2 所示。由于燃气轮机具有起动速度快的特点,当车辆处于低温工作环境时,使用燃气轮机单独工作模式可使组合发动机快速起动。此时,进气系统中的大流量高增压系统工作,空气通过压气机 1 提高压力,而通向柴油机气缸的回路关闭,因而空气全部进入环管燃烧室。燃烧后排出的高温高压气体先后流经涡轮 1 和动力涡轮。涡轮 1 带动压气机 1,而动力涡轮对外输出机械功率。

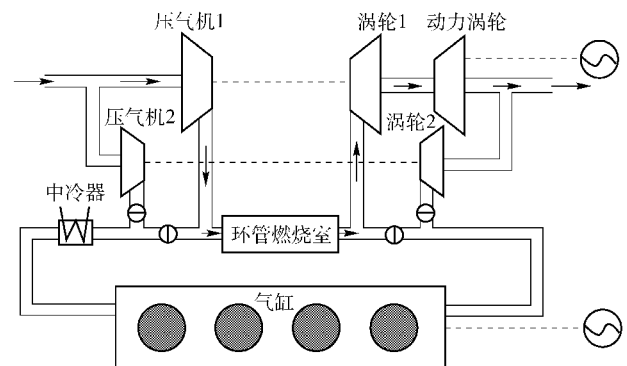


图 2 燃气轮机单独工作模式示意

Fig. 2 Single gas turbine mode

3) 柴油机和燃气轮机联合工作模式,如图 3 所示。当车辆处于大功率需求状态时使用柴油机和燃气轮机联合工作模式。此时,进气系统中的大流量高增压系统工作,空气通过压气机 1 提高压力后分

为两部分:一部分经中冷后进入柴油机气缸,一部分直接进入环管燃烧室。由气缸和环管燃烧室分别排出的两部分气体在涡轮 1 前汇合,流经涡轮 1 后,又流经动力涡轮排出。涡轮 1 带动压气机 1,而动力涡轮与曲轴都对外输出功率。

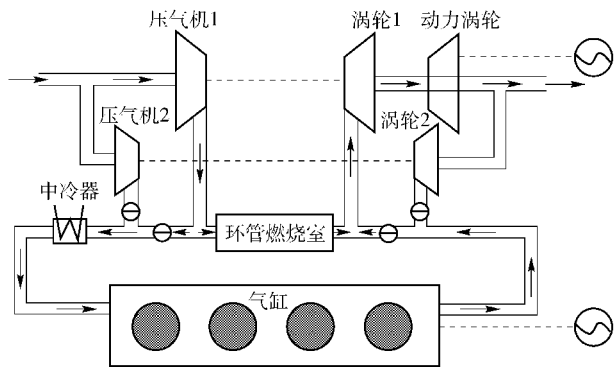


图 3 柴油机和燃气轮机联合工作模式示意
Fig. 3 Combined mode

2 涡轮活塞组合发动机理论循环分析

记循环起始状态点 1 的气体温度为 T_1 , 压力为 p_1 ; 压气机 1 的压比为 π_1 , 压气机 2 的压比为 π_2 ; 柴油机压缩比为 ε , 压力升高比为 λ , 预膨胀比 ρ ; 燃气轮机环管燃烧室增温比为 τ ; 气体的等熵指数为 k , 等容比热和等压比热分别为 c_v 和 c_p , 气体质量流量为 \dot{m} , 进入柴油机气缸的气体质量分数为 α , 相应地进入环管燃烧室的气体质量分数为 $1 - \alpha$; 理论循环吸收的热量为 Q_1 , 放出的热量为 Q_2 , 热效率为 η , 比功为 w ; 柴油机单独工作、燃气轮机单独工作、柴油机和燃气轮机联合工作 3 种模式的理论循环参数分别用下标 d、b、c 表示。

2.1 柴油机单独工作的理论循环

增压中冷柴油机单独工作的理论循环为迪塞尔-布雷登联合循环, 其温熵图如图 4 所示。

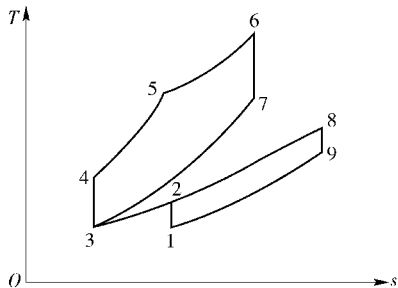


图 4 柴油机单独工作的理论循环温熵图
Fig. 4 T-s diagram of theoretical cycle of single diesel mode

图中:1-2 过程为压气机 2 内的等熵压缩过程, 2-3 过程为中冷器内的等压中冷过程, 且假设 3 状态气体温度与 1 状态相等^[7], 3-4 过程为柴油机气缸内的等熵压缩过程, 4-5 过程为柴油机气缸内的等容加热过程, 5-6 过程为柴油机气缸内的等压加热过程, 6-7 过程为柴油机气缸内的等熵膨胀过程, 7-3 过程为等容放热过程, 3-8 过程为等压吸热过程, 8-9 过程为涡轮 2 内的等熵膨胀过程, 9-1 过程为等压放热过程。需要说明的是, 鉴于涡轮增压柴油机气缸排出的废气并未直接排入环境, 而是被用来推动涡轮 2 做功, 故在此理论循环分析中将气缸的排气过程分为等容放热过程 7-3 和等压吸热过程 3-8, 且认为等容放热过程放出的热量等于等压吸热过程吸收的热量, 8 状态为进入涡轮 2 的废气状态。

根据工程热力学基本关系^[7], 可推导出柴油机单独工作的理论循环热效率和比功如下:

$$Q_{1d} = c_p (\lambda_d - 1) \varepsilon^{k-1} T_1 + c_p (\rho_d - 1) \lambda_d \varepsilon^{k-1} T_1, \quad (1)$$

$$Q_{2d} = c_p (\pi_2^{(1-k)/k} (\lambda_d \rho_d^k + k - 1) / (k - 1) T_1 + c_p (\pi_2^{(k-1)/k} - 1) T_1, \quad (2)$$

$$\eta_d = 1 - Q_{2d} / Q_{1d}, \quad (3)$$

$$w_d = Q_{1d} - Q_{2d}. \quad (4)$$

2.2 燃气轮机单独工作的理论循环

燃气轮机单独工作的理论循环为布雷登循环, 其温熵图如图 5 所示。

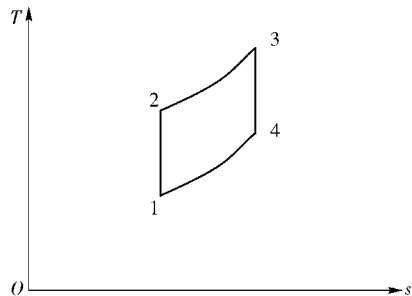


图 5 燃气轮机单独工作的理论循环温熵图
Fig. 5 T-s diagram of theoretical cycle of single gas turbine mode

图中:1-2 过程为压气机 1 内的等熵压缩过程, 2-3 过程为环管燃烧室内的等压加热过程, 3-4 过程为涡轮 1 和动力涡轮内的等熵膨胀过程, 4-1 过程为等压放热过程。

根据工程热力学基本关系^[7], 可推导出燃气轮机单独工作的理论循环热效率和比功如下:

$$Q_{1b} = c_p (\tau_b - 1) \pi_1^{(k-1)/k} T_1, \quad (5)$$

$$Q_{2b} = c_p (\tau_b - 1) T_1, \quad (6)$$

$$\eta_b = 1 - Q_{2b}/Q_{1b}, \quad (7)$$

$$w_b = Q_{1b} - Q_{2b}. \quad (8)$$

2.3 柴油机和燃气轮机联合工作的理论循环

柴油机和燃气轮机联合工作的理论循环为迪塞尔-布雷登联合循环,其温熵图如图 6 所示。

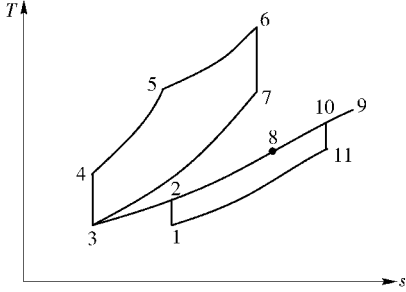


图 6 柴燃联合工作的理论循环温熵图

Fig. 6 T - s diagram of theoretical cycle of combined mode

图中:1-2 过程为压气机 1 内的等熵压缩过程,气体自 2 状态被分成两部分:一部分流经中冷器进入柴油机气缸,2-3 过程为等压放热过程,3-4-5-6-7-3-8 过程为柴油机缸内循环过程,另一部分直接进入环管燃烧室,2-9 过程为等压加热过程,两部分气体在涡轮 1 前汇合,8-10 和 9-10 为等压混合过程,10-11 为涡轮 1 和动力涡轮内的等熵膨胀过程,11-1 为等压放热过程。

柴油机和燃气轮机联合工作的理论循环热效率和比功可分别用以下各式计算:

$$Q_{1c} = [c_v (\lambda_c - 1) + c_p (\rho_c - 1) \lambda_c] \varepsilon^{k-1} T_1 \alpha + c_p (\tau_c - 1) \pi_1^{(k-1)/k} T_1 (1 - \alpha), \quad (9)$$

$$Q_{2c} = c_p (\pi_1^{(k-1)/k} - 1) T_1 \alpha + c_p \left[\frac{\alpha}{k} (\lambda_c \rho_c^k + k - 1) \pi_1^{-(k-1)/k} + (1 - \alpha) \tau_c - 1 \right] T_1, \quad (10)$$

$$\eta_c = 1 - Q_{2c}/Q_{1c}, \quad (11)$$

$$w_c = Q_{1c} - Q_{2c}. \quad (12)$$

在此附带说明一点,本文所议的涡轮活塞组合发动机的柴油机和燃气轮机联合工作模式与一些船舶用的“柴油机和燃气轮机联合动力装置”截然不同。后者中的柴油机和燃气轮机各有独立的进排气系统,因此它们的工作循环也毫无关联,只不过是它们的动力输出轴通过机械装置相连接共同对外输出动力而已。

柴油机气体质量分数、环管燃烧室升温比、压力升高比等参数代表了联合工作模式柴油机和燃气轮机功率分配比例,柴油机功率分配比例越大则热效

率越高。参考现有机型额定工况的实际参数,设定上述 3 种工作模式下的理论循环各参数。对于所有 3 种循环,环境温度均取为 $T_1 = 300$ K,环境压力均取为 $p_1 = 100$ kPa。柴油机单独工作理论循环中,气缸压缩比 $\varepsilon = 17.5$,压力升高比 $\lambda_d = 1.8$,预膨胀比 $\rho_d = 1.5$,压气机 2 压比 $\pi_2 = 2$,空气质量流量 $\dot{m}_d = 0.15$ kg/s。燃气轮机单独工作循环中压气机 1 压比 $\pi_1 = 3$,环管燃烧室升温比 $\tau_b = 3$,空气质量流量 $\dot{m}_b = 1$ kg/s。在柴油机和燃气轮机联合工作时,设压气机 1 的流量压比均保持与燃气轮机单独工作时一样为 $\dot{m}_c = 1$ kg/s, $\pi_1 = 3$;设此时进入柴油机气缸的空气质量流量与柴油机单独工作时一样,为 0.15 kg/s,即柴油机流量分配系数 $\alpha = 0.15$,相应地通过环管燃烧室的空气质量流量为 $(1 - \alpha) \dot{m}_c = 0.85$ kg/s,通过涡轮 1 的空气质量流量为 \dot{m}_c 。压气机 1 的流量、压比以及通过涡轮 1 的空气质量流量均与燃气轮机单独工作时相同,意味着此时涡轮 1 前的温度 $T_{1l,c}$ 也必与燃气轮机单独工作时涡轮 1 前温度 $T_{1l,b}$ 相同,而此温度是由 0.15 kg/s 的柴油机排气和 0.85 kg/s 的环管燃烧室排气混合后得出的,柴油机排温与 $\lambda_c \rho_c$ 有关,环管燃烧室排温与 τ_c 有关(均可通过改变喷油量和喷油时间来调节)。另一方面,由于压比 $\pi_1 > \pi_2$,柴油机和燃气轮机联合工作时柴油机的进气压力高于柴油机单独工作时的压力,相应的压缩终点压力也高,因此 λ_c 的改变还受限于缸内最大燃烧压力。合理的假设是柴油机和燃气轮机联合工作时缸内最大燃烧压力 $p_{c,max}$ 等于柴油机单独工作时的 $p_{d,max}$;柴油机和燃气轮机联合工作时缸内循环吸热量 $Q_{1c,d}$ 等于柴油机单独工作时的循环吸热量 Q_{1d} 。于是,柴油机和燃气轮机联合工作理论循环 3 参数 $\lambda_c \rho_c$ 和 τ_c 需由(1)式和以下各式联解得出,结果为: $\lambda_c = 1.2$, $\rho_c = 2.1$, $\tau_c = 3.18$ 。

$$p_{d,max} = \lambda_d \varepsilon^k \pi_2 p_1, \quad (13)$$

$$p_{c,max} = \lambda_c \varepsilon^k \pi_1 p_1, \quad (14)$$

$$p_{d,max} = p_{c,max}, \quad (15)$$

$$Q_{1c,d} = c_v (\lambda_c - 1) \varepsilon^{k-1} T_1 + c_p (\rho_c - 1) \lambda_c \varepsilon^{k-1} T_1, \quad (16)$$

$$Q_{1d} = Q_{1c,d}, \quad (17)$$

$$T_{1l,b} = \tau_b \pi_1^{(k-1)/k} T_1, \quad (18)$$

$$T_{1l,c} = (1 - \alpha) \tau_c \pi_1^{(k-1)/k} T_1 + \alpha k^{-1} (\lambda_c \rho_c^k + k - 1) T_1, \quad (19)$$

$$T_{1l,b} = T_{1l,c}. \quad (20)$$

根据上述理论循环参数及 $k = 1.4$, $c_v =$

0.717 kJ/(kg·K), $c_p = 1.003$ kJ/(kg·K), 用(1)式~(12)式可分别计算出柴油机单独工作、燃气轮机单独工作、柴油机和燃气轮机联合工作 3 种模式下的理论循环热效率和比功, 计算结果如表 1 所示。

表 1 3 种工作模式的理论循环热效率和比功之对比

Tab. 1 Comparison of thermal efficiencies and specific works of 3 working modes

| 工作模式 | 空气质量流量/ (kg·s ⁻¹) | 理论循环 热效率/% | 比功/ (kJ·kg ⁻¹) |
|--------------------|----------------------------------|---------------|-------------------------------|
| 柴油机单独工作模式 | 0.15 | 71.61 | 997 |
| 燃气轮机单独模式 | 1.0 | 26.89 | 222 |
| 柴油机和燃气轮机 联合工作模式 | 柴 0.15, 燃 0.85 | 36.23 | 352 |

表 2 基础发动机额定功率点技术参数

Tab. 2 Parameters of basic engines at the rated power point

| 基础 发动机 | 功率/ kW | 转速/ (r·min ⁻¹) | 空气流量/ (kg·h ⁻¹) | 比油耗/ (g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹) | 压气机 压比 | 涡轮 膨胀比 | 燃烧室 排温/K | 长×宽×高/ mm | 功率密度/ (kW·m ⁻³) |
|-----------|-----------|-------------------------------|--------------------------------|--|-----------|------------------------|-------------|--------------|--------------------------------|
| 某柴油机 | 83 | 3 000 | 594 | 248.96 | 2.1 | | | 895×622×745 | 200 |
| 某燃气轮机 | 83 | 3 000 ^① | 3 384 | 840 | 3.4 | 1.89/1.51 ^② | 1 160 | 715×326×300 | 1 187 |

注:① 额定功率点, 动力涡轮转速为 58 864 r/min, 经减速箱减速后转速为 3 000 r/min; ② 1.89 为带压气机的涡轮的膨胀比, 1.51 为输出功率的动力涡轮的膨胀比。

在 GT-Power 中建立所设想涡轮活塞组合发动机仿真模型, 如图 7 所示。该仿真模型包括所选柴油机的仿真模型、所选燃气轮机的仿真模型和引放气仿真模型。柴油机仿真模型和燃气轮机仿真模型均根据所选柴油机和燃气轮机技术参数分别进行了

由表 1 可见, 柴油机和燃气轮机联合工作模式的理论循环热效率和比功高于燃气轮机单独工作, 但低于柴油机单独工作。显然, 由于柴油机和燃气轮机联合工作理论循环是柴油机单独工作理论循环与燃气轮机单独工作理论循环的组合, 其热效率和比功理应介于二者之间。同时还可推断出, 加大柴油机进气分配系数 α 可提高理论循环热效率和比功。

3 涡轮活塞组合发动机仿真分析

限于实际条件, 将只能用功率相近的一台增压中冷柴油机与一台燃气轮机组成涡轮活塞组合发动机来进行试验研究。本文先对此组合发动机做一仿真分析。所选柴油机与燃气轮机额定功率点技术参数如表 2 所示。

标定。表 3 和表 4 分别给出了柴油机和燃气轮机额定工况的仿真结果与试验结果, 各对应参数均相当接近。

引放气仿真模型模拟的是图 3 中由压气机 1 经由电磁阀到中冷器的一段管路和由柴油机排气管经

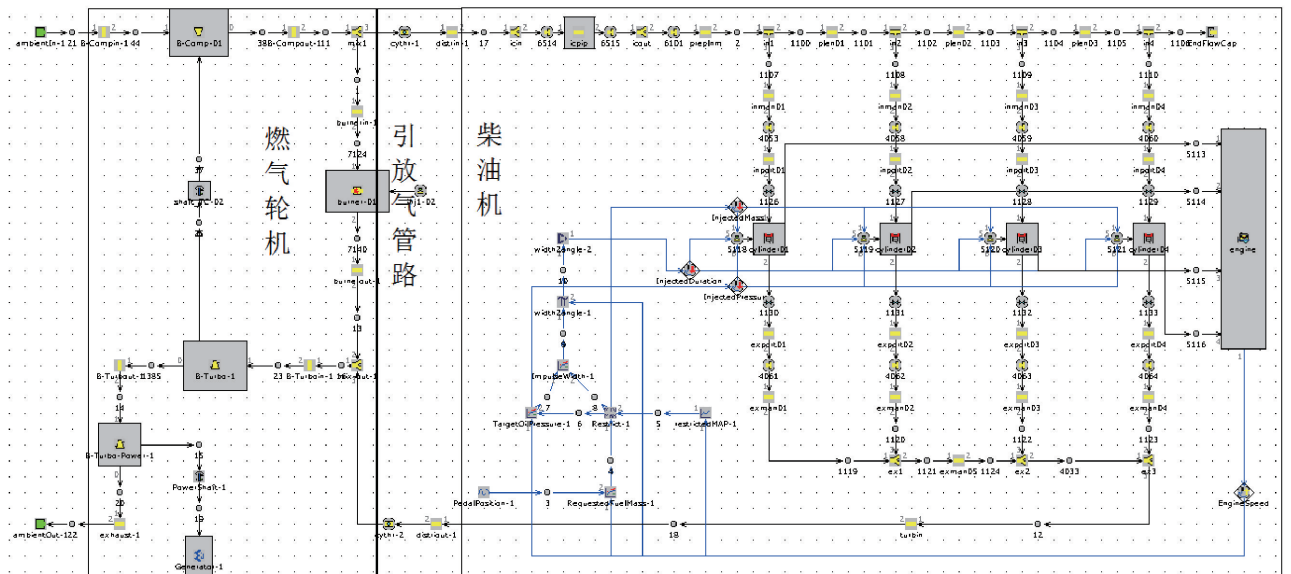


图 7 涡轮活塞组合发动机仿真模型

Fig. 7 Simulation model of turbo diesel combined engine

表 3 柴油机额定功率点仿真模型验证

Tab. 3 Verification of diesel simulation model

| 数据 来源 | 转速/ ($r \cdot \min^{-1}$) | 功率/ kW | 空气流量/ ($kg \cdot h^{-1}$) | 比油耗/ ($g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$) | 增压器 压比 |
|----------|--------------------------------|-----------|--------------------------------|--|-----------|
| 试验 | 3 000 | 83 | 552.8 | 248.96 | 2.13 |
| 仿真 | 3 000 | 84 | 536.8 | 238.54 | 2.13 |

表 4 燃气轮机额定功率点仿真模型验证

Tab. 4 Verification of gas turbine simulation model

| 数据 来源 | 功率/ kW | 空气流量/ ($kg \cdot h^{-1}$) | 比油耗/ ($g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$) | 增压器 压比 | 涡轮膨 胀比 | 燃烧室 排温/K |
|----------|-----------|--------------------------------|--|-----------|-----------|-------------|
| 试验 | 83 | 3 384 | 840 | 3.4 | 1.89/1.51 | 1 160 |
| 仿真 | 83.759 | 3 359 | 832 | 3.39 | 1.86/1.50 | 1 200 |

表 5 涡轮活塞组合发动机柴油机和燃气轮机联合工作额定工况仿真结果

Tab. 5 Simulated results of the combined mode under rated operating condition

| 曲轴 转速/ ($r \cdot \min^{-1}$) | 增压涡轮 前温度/ K | 增压涡轮 膨胀 比 | 增压涡轮 转速/ ($r \cdot \min^{-1}$) | 压气 机压 比 | 总空气 质量流量/ ($kg \cdot h^{-1}$) | 柴油机 流量 分配系数 | 动力 涡轮 膨胀比 | 动力 涡轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$) | 曲轴输出 功率/ kW | 动力涡轮 轴输出 功率/kW | 总功 率/ kW | 比油耗/ ($g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$) |
|--------------------------------------|-------------------|-----------------|--|---------------|---------------------------------------|-------------------|-----------------|--|-------------------|----------------------|----------------|--|
| 3 000 | 1 196 | 1.89 | 61 913 | 3.43 | 3 492 | 0.148 | 1.52 | 61 557 | 59.75 | 91.76 | 151.51 | 593 |

由表 5 可见,柴油机和燃气轮机联合工作时比油耗为 593 g/(kW·h),介于柴油机单独工作与燃气轮机单独工作之间,相比燃气轮机的燃油经济性有大幅度提高。柴油机和燃气轮机联合工作的总输出功率为 151.51 kW,比柴油机、燃气轮机单独工作额定功率之和少了 8.7%,这是因为曲轴输出功率比柴油机单独工作时的额定功率减少了,而曲轴输出功率减少主要是因为柴油机和燃气轮机联合工作时柴油机排气背压增加,泵气损失增加,如表 6 所示。因为动力涡轮膨胀比和总空气质量流量稍增加,动力涡轮输出功率略有增加。

表 6 柴油机功率及进排气压力仿真结果

Tab. 6 Simulated results of power and inlet/outlet pressure

| 工作模式 | 指示功率/kW | 摩擦功率/kW | 排气压力/kPa |
|------------------|---------|---------|----------|
| 柴油机单独工作 | 92.36 | 8.36 | 242 |
| 柴油机和燃气 轮机联合工作 | 68.15 | 8.40 | 481 |

设想涡轮活塞组合发动机采用柴油机在下、燃气轮机在上的并列布置方式,其外形尺寸可以估计为在长度和宽度方向与柴油机和燃气轮机二者间的最大尺寸相等,在高度方向是二者高度之和,因而组合发动机的外形尺寸约为 895 mm × 622 mm ×

由电磁阀到涡轮 1 的一段管路,用了 GT-Power 中的 PipeRound 模块和 ThrottleConn 模块。先利用 NU-MECA 三维仿真软件,计算了给定流量下,气体流经引放气管路后的压力、温度变化,据此设定了 PipeRound 模块的进出口直径、长度和壁面温度等参数,使给定流量下气体流经 PipeRound 模块后的压力、温度变化与三维仿真结果一致。根据实际选择电磁阀的技术参数,设定了 ThrottleConn 模块的直径、流量系数等参数。

柴油机和燃气轮机联合工作时,设定燃气轮机和柴油机的喷油量与各自额定工况的喷油量相等,柴油机引、放气电磁阀的开度均为 100%,仿真结果如表 5 所示。

1 045 mm。由此,其功率密度估计为 260 kW/m³。在表 7 中对比了此涡轮活塞组合发动机与两台功率接近的车用增压中冷柴油机的功率密度,可见前者比后二者的功率密度高出许多。

表 7 涡轮活塞组合发动机与量产车用柴油机功率密度对比

Tab. 7 Comparison of power densities of combined turbo piston engine and mass production diesel engine

| 机型 | 功率/ kW | 外形尺寸/ mm | 功率密度/ ($kW \cdot m^{-3}$) |
|----------------------------|-----------|---------------------|--------------------------------|
| 涡轮活塞组合发动机 | 151.51 | 895 × 622 × 1 045 | 260 |
| 玉柴 YC6J220-30 ^① | 162 | 1 126 × 803 × 1 012 | 177 |
| 潍柴 WP7.210E40 ^② | 155 | 1 200 × 845 × 1 026 | 149 |

注:①车用柴油机网 http://www.cycyj.com/product/product_1_6568.aspx;②车用柴油机网 http://www.cycyj.com/product/product_1_7563.aspx。

以上只模拟计算了此涡轮活塞组合发动机额定工况的性能。对于车用发动机来说,使用百千米油耗决定于常用工况性能,而此机常用工况是柴油机单独工作模式下的高负荷率工况,肯定有利于提高使用中的燃油经济性。

4 结论

本文介绍了一种新型“涡轮活塞组合发动机”

的构成与工作模式,对其3种工作模式(柴油机单独工作、燃气轮机单独工作、柴油机和燃气轮机联合工作)进行了热力循环理论分析,推导了循环热效率和比功的计算公式。根据设定的热力循环参数,计算了该机3种模式下的理论循环热效率和比功。

利用GT-Power搭建了组合发动机仿真模型,计算了由功率相近的某一柴油机和某一燃气轮机组成的涡轮增压组合发动机额定工况的比油耗和功率,并估算了功率密度。

计算结果表明,涡轮增压组合发动机可以获得比燃气轮机高的热效率,比柴油机高的功率密度。这一优点对于大功率特种车辆是很有意义的,值得对这种发动机的工程实现,特别是工作模式切换与工况控制方面的问题,进行进一步的基础研究和深入评估。

参考文献 (References)

- [1] 王银燕,张洪义. 几种增压系统及其组合的理论分析[J]. 内燃机车, 1992(2):31-40.
WANG Yin-yan, ZHANG Hong-yi. Theoretical analysis of several boost systems and their combinations [J]. Diesel Locomotives, 1992(2):31-40. (in Chinese)
- [2] 谢焕章,张洪义,白涛. 旁通补燃动力涡轮复合式发动机的理论研究[J]. 工程热物理学报, 1983, 4(2):105-111.
XIE Huan-zhang, ZHANG Hong-yi, BAI Tao. Theoretical study on the turbocompound engine with bypass and complementary combustion[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1983, 4(2):105-111. (in Chinese)
- [3] 赵静霞,郑令仪,孙祖国. 具有旁通补燃、超高增压、低压缩比复合发动机循环的热力分析[J]. 兵工学报:坦克装甲车与发动机分册, 1984(4):55-65.
ZHAO Jing-xia, ZHENG Ling-yi, SUN Zu-guo. Theoretical analysis of combined engine cycle with supplementary burning, high pressure and low compression ratio[J]. Acta Armamentarii: Tank Armored Vehicle and Engine, 1984(4):55-65. (in Chinese)
- [4] 倪维斗,路四清,李政. 超高增压柴油机系统动态特性分析[J]. 兵工学报:坦克装甲车与发动机分册, 1989(2):22-33.
NI Wei-dou, LU Si-qing, LI Zheng. Analysis of steady and dynamic characteristics of hyper-bar engine systems[J]. Acta Armamentarii: Tank Armored Vehicle and Engine, 1989(2):22-33. (in Chinese)
- [5] Sanjay, Agarwal M, Rajay. Energy and exergy analysis of brayton-diesel cycle[C]//Proceedings of the World Congress on Engineering. London, UK: the International Association of Engineers, 2009:1-3.
- [6] El-Awad M M. Energy and exergy analysis of a combined diesel-engine gas-turbine system for distributed power generation[J]. International Journal of Thermal and Environmental Engineering, 2013, 5(1):31-39.
- [7] 朱明善,刘颖,林兆庄,等. 工程热力学[M]. 北京:清华大学出版社,1995.
ZHU Ming-shan, LIU Ying, LIN Zhao-zhuang. Engineering thermodynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1995. (in Chinese)