

斯特林热机的性能优化分析*

袁都奇 刘宗修(宝鸡文理学院物理系)

〔摘要〕 考虑了斯特林热机工作过程中热阻的不可逆性、等容回热过程的有限时间性以及回热损失,应用有限时间热力学理论,对牛顿传热律下斯特林热机的性能进行了优化分析,得到了对优化设计、最佳工作参数选择有意义的结论。

关键词 斯特林热机 传热规律 性能优化 有限时间热力学

分类号 TK123

0 引言

自罗伯特·斯特林论证了可逆斯特林循环后,直到 1958 年,美国通用汽车公司才造出一台试验斯特林热机,为在汽车上使用积累了可观的经验。由于斯特林热机排放废气少,在各种负载下都有较高的热机效率,而近年来人们又把开发能源和防治污染密切联系起来,这使得回热式热机的发展有了新动力。1995 年秋将在日本召开的第七届斯特林热机大会甚至提出“21 世纪是斯特林热机的世纪”^[1]。

按照经典热力学理论,可逆的斯特林热机与卡诺热机有相同的循环效率,但此情况下两者的输出功率为零,其结论不能反映热机的实际性能。有限时间热力学理论提出以来,不少学者对热机性能进行优化研究^[2],得到了许多有意义的结论,但至今尚未有对斯特林热机优化研究的文献。本文应用有限时间热力学方法,对斯特林热机的性能进行优化分析,以得到对实际的优化设计,选择最佳工作参数有指导意义的结论,建立回热式热机的优化理论。

1 斯特林热机的循环模型

斯特林热机的循环由两个等温过程和两个等容回热过程组成。本文研究的斯特林热机,其模型满足以下几点:

1.1 实际热机的性能受多种不可逆因素的影响,本文只考虑等温过程热阻的不可逆性以及等容回热过程的有限时间性和回热损失。

1.2 工质为 n 摩尔理想气体,遵守状态方程

$$PV = nRT \quad (1)$$

1.3 两等温过程中,工质与热源之间的热交换遵守牛顿传热律。设高、低温热源的温度分别为 T_H 、 T_L ,由于热阻存在,工质的吸、放热温度分别为 T_1 、 T_2 ,且 $T_H > T_1 > T_2 > T_L$ 。则工质每循环的吸、放热量为:

$$Q_1 = \alpha(T_H - T_1)t_1 \quad (2)$$

$$Q_2 = \beta(T_2 - T_L)t_2 \quad (3)$$

式中 α 、 β 分别为工质与高、低温热源之间在总传热面上的传热系数, t_1 、 t_2 分别为工质的吸、放热时间。

1.4 考虑回热损失。由于回热器的传热

* 陕西省教委、宝鸡文理学院专项科研基金资助

收稿日期 1995-04-13

本文联系人 袁都奇 男 1954 年生 副教授 721007 宝鸡市

面积,传热系数有限,所以在定容吸热、定容放热过程中,工质与填料之间存在换热温差,即存在有限传热损失。设其回热损失可由下式计算^[3]:

$$\Delta Q = C_p M (1 - \eta_r) (T_1 - T_2) \quad (4)$$

式中 C_p 为平均定压比热, M 为一个循环通过回热器的工质平均质量, η_r 是回热器的效率。

1.5 设两等温过程时间与循环周期之比分别为 a, b , 则考虑斯特林热机等容回热过程有限时间情况下的循环周期 τ 可表示为

$$\tau = \frac{t_1 + t_2}{a + b} \quad (5)$$

2 最大输出功率与最佳循环效率

由(1)式可以求得

$$Q_1 = nRT_1 \ln \lambda \quad (6)$$

$$Q_2 = nRT_2 \ln \lambda \quad (7)$$

式中 $\lambda = V_1/V_2$ 为压缩比。根据前述循环模型,并注意到回热器以及工质经一循环后,必须恢复到各自原状态才能继续工作,则考虑回热损失 ΔQ 后,热机实际从高温热源吸收的热量 Q_H 以及向低温热源放出的热量 Q_L 分别为:

$$Q_H = Q_1 + \Delta Q = nRT_1 \ln \lambda + MC_p (1 - \eta_r) (T_1 - T_2) \quad (8)$$

$$Q_L = Q_2 + \Delta Q = nRT_2 \ln \lambda + MC_p (1 - \eta_r) (T_1 - T_2) \quad (9)$$

定义斯特林热机的等容温比指数 r 为

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r$$

则热机的循环效率可表示为

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = \frac{1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r}{1 + C \left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r\right]} \quad (11)$$

式中 $0 < r < 1, C = MC_p(1 - \eta_r)/nR \ln \lambda$ 。

借助式(2)、(3)、(5)~(7),循环周期

可表示为:

$$\tau = \frac{1}{(a+b)} \left[\frac{nRT_1 \ln \lambda}{\alpha(T_H - T_1)} + \frac{nRT_2 \ln \lambda}{\beta(T_2 - T_L)} \right] \quad (12)$$

由此可以求得其输出功率为:

$$P = \frac{W}{\tau} = (a+b)\alpha \left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r \right] \left[\frac{1}{T_H - T_1} + \frac{\delta^2 \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r}{T_1 \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r - T_L} \right]^{-1} \quad (13)$$

其中 $\delta = \sqrt{\frac{\alpha}{\beta}}$ 。由式(11)可知,当 C 为常数时, r 不变,则 η 不变。据此,由式(13)可以求得在任意循环效率下,输出功率与等容温比指数 r 间的优化关系为:

$$P_{n,m} = \frac{\alpha(a+b)}{(1+\delta)^2} T_H \left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r \right] \times \left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1-r} \right] \quad (14)$$

工质相应的最佳工作温度分别为:

$$T_{1m} = T_H \frac{\delta + \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1-r}}{1 + \delta} \quad (15)$$

$$T_{2m} = T_H \frac{\delta \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^r + \frac{T_L}{T_H}}{1 + \delta} \quad (16)$$

利用式(11)、(14)可得输出功率与效率间的优化关系:

$$P = \frac{\alpha(a+b)}{(1+\delta)^2} T_H \left(\frac{\eta}{1 - C\eta} \right) \left[1 - \frac{T_L}{T_H} \frac{1 - C\eta}{1 - C\eta - \eta} \right] \quad (17)$$

根据极值条件,由上式可以求得斯特林热机的最大输出功率以及对应的最佳循环效率分别为:

$$P_{\max} = \frac{\alpha(a+b)}{(1+\delta)^2} T_H \left(1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)^2 \quad (18)$$

$$\eta_m = \frac{1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}}{1 + C \left(1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} = \frac{\eta_{cA}}{1 + C\eta_{cA}} \quad (19)$$

式中 $\eta_{cA} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}$ 称为 $C-A$ 效率,它是

内可逆卡诺热机(仅存在热阻损失)最大输出功率时的效率界限⁽⁴⁾。

3 其它性能的优化分析

3.1 循环效率的合理取值范围

由式(17)可知, $\eta = 0$ 时, $P = 0$; $\eta =$

$$\frac{1 - \frac{T_L}{T_H}}{1 + C(1 - \frac{T_L}{T_H})} \text{ 时, } P = 0; \text{ 且 } P \text{ 存在一个如}$$

式(18)所示的最大值。所以,除 P_{max} 态对应一个 η_m 之外,其余工作状态下,一个输出功率可对应两个循环效率,其中一个大于 η_m ,一个小于 η_m 。可见,循环效率的合理取值范围应为:

$$\frac{\eta_{CA}}{1 + C\eta_{CA}} \leq \eta < \frac{\eta_c}{1 + C\eta_c} \quad (20)$$

式中 $\eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H}$ 为卡诺循环效率。

3.2 工质吸热、放热温度的优化准则

由输出功率与等容温比指数的优化关系式(14)可知, P_{η_m} 在 $r < 0.5$ 时是 r 的增函数;在 $r > 0.5$ 时是 r 的减函数;当 $r = 0.5$ 时,有最大输出功率 P_{max} 。由式(11)可知, η 是 r 的增函数。所以,与式(20)自治的等容温比指数的优化准则为:

$$0.5 \leq r < 1 \quad (21)$$

该优化准则与文献[5]给出的内可逆卡诺热机等熵温比指数的优化准则相同。这说明,与内可逆卡诺热机相比,斯特林热机中等容回热损失及回热过程的有限时间性,虽然影响热机的其它性能,但并不影响工质工作温度的优化。满足优化工作状态式(20)、(21)时,工质的吸热、放热温度的合理取值范围为:

$$T_H \frac{\delta + (\frac{T_L}{T_H})^{1-r}}{1 + \delta} \leq T_1 < T_H \quad (22)$$

$$T_L < T_2 \leq T_H \frac{\delta(\frac{T_L}{T_H})^r + (\frac{T_L}{T_H})}{1 + \delta} \quad (23)$$

3.3 热源的最大供热率

根据 $\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{W/\tau}{Q_H/\tau} = \frac{P}{\Lambda}$ (Λ 为热源的供热率),结合上述讨论可知,斯特林热机工作时,热源的最大供热率为:

$$\Lambda_{max} = \frac{P_{max}}{\eta_m} = \frac{\alpha(\alpha + b)}{(1 + \delta)^2} T_H (1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}) [1 + C(1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}})] \quad (24)$$

满足式(20)、(21)时,热源供热率的合理取值范围应为:

$$\frac{\alpha(\alpha + b)}{(1 + \delta)^2} T_H [1 - (\frac{T_L}{T_H})^{1-r}] \{1 + C[1 - (\frac{T_L}{T_H})^r]\} < \Lambda \leq \Lambda_{max} \quad (25)$$

式中 $0.5 < r < 1$ 。

3.4 回热时间及回热损失的影响

上述结论说明,由于回热时间与回热损失的影响,斯特林热机的性能与内可逆卡诺热机有所区别。若令 $\alpha + b = 1, C = 0$,即忽略回热时间及回热损失的影响时,本文的有关结论将与内可逆卡诺热机的优化性能^{(4),(5)}相同。这说明,考虑回热时间及回热损失,是建立斯特林热机有限时间热力学理论必不可少的一个重要环节,应该引起重视。

参 考 文 献

- 1 郭方中等. 低温工程, 1995(2)
- 2 陈林根等. 能量系统有限时间热力学的现状和展望. 力学进展, 1992, 22, (4), 479 - 488
- 3 解文方. 斯特林制冷机的 $(\epsilon R)_{max}$. 真空与低温, 1993, 12(1), 40 - 42
- 4 Curzon F L, Ahlborn B. Efficiency of a carnot engine at maximum power-output, Am. J. Phys. 1975, 43(1), 22-240
- 5 陈文振等. 热源回热工作参数选择的有限时间热力学准则. 科学通报, 1990, 35(3), 237 - 240

three types of absorbers. **Key Words:** solar energy, absorber, thermal efficiency

壳侧气液两相流沿水平方向横掠水平管束截面含气率的预测 = Prediction of Void Fraction of a Shell-side Gas-liquid Two-phase Flow along a Horizontal Direction Transverse Horizontal Tube Bundle [刊, 中]/Li Wei (Jiangsu Petrochemical Institute), Wang Qijie (Xi'an Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -278~281

On the basis of experimental investigation coupled with the research findings of veteran engineers the authors have duly modified a theoretical model for predicting average void fraction in tubes and proposed their own theoretical model for the prediction of the void fraction of shell-side gas-liquid dual-phase flow of a segmentally baffled shell-and-tube heat exchanger along horizontal direction transverse horizontal tube bank. It has been shown that the proposed model is able to make a quite accurate prediction of the average void fraction of different-matter dual-phase flow in shell-side in-line and staggered horizontal tube banks. **Key words:** shell-and-tube heat exchanger, gas-liquid two-phase flow, void fraction

斯特林热机的性能优化分析 = Optimal Analysis of a Stirling Heat Engine Performance [刊, 中]/Yuan Duqi, Liu Zongxiu (Baoji College of Arts & Science) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -282~284

Taking into account the nonreversibility of thermal resistance in a Stirling heat engine working process, the finite time character of constant volume regenerative process and regeneration loss, the authors have conducted an optimal analysis of the Stirling heat engine performance under the Newton heat transfer law by employing finite time thermodynamics theory, and obtained some conclusions helpful for the optimal design and the selection of optimal working parameters. **Key words:** Stirling heat engine, heat transfer law, performance optimization, finite time thermodynamics.

缩放喷管内两相流动的数值模拟及喷管设计 = The Numerical Simulation of Two-phase Flow in a Convergent-divergent Nozzle and the Design of Such Nozzles [刊, 中]/Lu Zehua, Cao Renfeng (Tsinghua University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -285~291
Described in this paper is a dual-fluid split-phase flow mechanism model with dual-phase relative drift and flow pattern transformation during non-equilibrium state phase transformation being taken into account. A numerical simulation was performed of the steam/liquid dual-phase flash evaporation critical flow within the convergent-divergent nozzle. A computation program has been worked out. The calculation results are in good agreement with experimental data. The nozzle design method has been successfully employed in the modification work of an energy-saving system of Yueyang Changling Refinery in Hunan Province. **Key words:** convergent-divergent nozzle, two-phase flow, flash evaporation, numerical simulation

EC301 压缩机扩容改造项目低压段离心级试验设计 = Test and Design of a Low-pressure Section Centrifugal Stage in Connection with EC 301 Compressor Uprating-oriented Modification Project [刊, 中]/Wang Dawei (Harbin 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -292~296

The full-scale three-dimensional flow centrifugal stage test conducted on an axial compressor test rig