

Dulong-Petit 传热规律时加热气体的最优膨胀

马 康, 陈林根, 孙丰瑞

(海军工程大学 研究生院, 湖北 武汉 430033)

摘 要: 给定初态内能、体积, 末态体积以及过程时间时对 Dulong-Petit 传热规律 $q \propto (\Delta T)^{5/4}$ 下加热气体膨胀的最优构型进行了研究, 利用最优控制理论得出了最大膨胀功输出时膨胀过程的最优构型由两个瞬时绝热分支和一个 $E-L$ 分支组成。给出了各分支之间转换点参数的求解方法, 进行最优构型的数值计算, 将得到的结果与线性唯象传热规律、牛顿传热规律和辐射传热规律下加热气体膨胀的最优构型进行了比较, 结果表明, 虽然 4 种传热规律时 $E-L$ 弧部分的气体内能和体积随时间的增加都是逐渐增加的, 且在整个 $E-L$ 弧部分温度均低于外部热槽温度, 但是不同传热规律时的 $E-L$ 弧的形式是不同的, 初始绝热过程的终点位置也不相同, 故整个膨胀过程所做出的最大功也不相同。

关 键 词: Dulong-Petit 传热规律; 最优膨胀; 最大功; 最优构型; 有限时间热力学; 广义热力学优化

中图分类号: TK124 文献标识码: A
符 号 说 明

C_v —摩尔热容	E —内能
$E'(0)$ —初始绝热过程末态内能	E_m —终态内能
E_p —泵入系统的总能量	$f(t)$ —泵入热流率
K —热导率	p —压力
q —热流率	R —理想气体常数
T —气体温度	T_{ex} —热槽温度
t_m —膨胀总时间	V —体积
$V'(0)$ —初始绝热过程末态体积	V_m —终态体积
W —膨胀功	η —效率
λ —拉格朗日乘子	

引 言

有限时间热力学研究的基本问题就是确定给定热力过程的目标极值及其相互之间的关系, 求出给定最优目标时与其最佳值对应的最优热力过程^[1-3]。Rubin 研究了牛顿传热规律下考虑不同约束时内可逆热机的最优构型^[4-5], 得出给定循环周期时最大功率和给定输入能时最大效率的最优构型分别为六分支循环和八分支循环^[4], 并把这个结果

扩展到给定压比的一类热机, 得出最大功率输出时的最优构型为八分支循环^[5]。宋汉江和李俊等人考虑了线性唯象传热条件和辐射传热条件下内可逆热机的功率和效率优化的最优构型^[6-9], 得出了相应的结果。Band 等人研究了活塞式气缸中加热气体和热槽以 $q \propto \Delta T$ 传热规律耦合时的最优膨胀规律(活塞的最优运动规律)^[10-15]。而实际传热规律并不是总是服从线性规律的, 导热规律不仅影响给定热力过程的性能, 而且影响给定优化目标时的最优热力过程。陈林根等人在文献^[11]模型中引入线性唯象传热规律 $q \propto (\Delta T^{-1})$ ^[16], 求出其一定周期内最大膨胀功输出(即平均功率最大)时的活塞最优运动规律。宋汉江等人研究了广义辐射规律 $q \propto \Delta(T^n)$ 下活塞的最优运动规律^[17]。本文基于文献^[11]的活塞式气缸模型, 在文献^[11, 16-17]的基础上, 进一步讨论 Dulong-Petit 传热规律 $q \propto (\Delta T)^{5/4}$ 下活塞式加热气中加热气体的最优膨胀规律^[18]。

1 物理模型

设活塞式气缸中含有 1 mol 理想气体, 伴有给定的泵入热流率 $f(t)$ (类似于内燃机燃油燃烧发热量), 气缸与外热槽的热交换服从 Dulong-Petit 传热定律^[18], 即 $q = K(T - T_{ex})^{5/4}$, 式中 q 为穿过气缸壁的热流率(类似于内燃机冷却水带走的热流率), K 为热导率, T 和 T_{ex} 分别为工质和热槽的温度。理想气体的初始内能 $E(0)$ 、初始体积 $V(0)$ 和终态体积 V_m 为已知, 如图 1 所示。忽略气体和活塞的惯性影响, 不计活塞运动的摩擦效应, 则由热力学第一定律有:

$$E(t) = f(t) - W(t) - \text{Sign}(T - T_{ex})K[\text{Sign}(T - T_{ex})(T - T_{ex})]^{5/4} \quad (1)$$

式中: E —气体内能; $W(t)$ —功; $\text{Sign}(T - T_{ex})$ 是符

收稿日期: 2008-05-15; 修订日期: 2009-03-26

基金项目: 教育部新世纪优秀人才支持计划 (NCET-04-1006); 全国优秀博士学位论文作者专项基金资助项目 (200136)

作者简介: 马 康 (1981-) 男, 湖北襄樊人, 海军工程大学博士研究生

号函数,当 $T - T_{ex} \geq 0$ 时, $\text{Sign}(T - T_{ex}) = 1$, 当 $T - T_{ex} < 0$ 时, $\text{Sign}(T - T_{ex}) = -1$ 。各量上的小点表示该量随时间变化的速率。

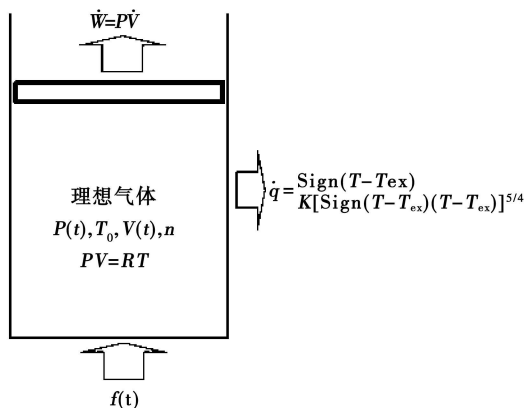


图 1 活塞式气缸示意图

优化的目标是使加热工质在给定时间 $(0, t_m)$ 内膨胀产生的功最大, 即:

$$W = \int_0^{t_m} p(t) V(t) dt \quad (2)$$

式中: t_m —允许膨胀的总时间; p 、 V —气体的压力和体积。过程的不可逆效率为:

$$\eta = W / \{ E_p + RT_{ex} \ln [V_m / V(0)] \} \quad (3)$$

式中: $E_p = \int_0^{t_m} f(t) dt$ —泵入系统的总能量; 分母中第二项为工质在 T_{ex} 温度下从 $V(0)$ 膨胀到 V_m 时所做的最大功; R —摩尔气体常数。在给定 $f(t)$ 、 T_{ex} 、 V_m 和 $V(0)$ 的条件下, 从式(3)可知最大功过程对应最大效率过程。

2 优化过程

因为工质为理想气体, 故有 $p(t) = RT(t) / V$, $E(t) = C_v T(t)$, C_v 为摩尔热容。由此有 $p = RE(t) / [C_v V(t)]$ 。故式(2)变为:

$$W = \int_0^{t_m} \frac{R}{C_v} E(t) \frac{V(t)}{V(t)} dt \quad (4)$$

根据文献[17]的数值结果和分析可知, 为得到最大的输出功, 在 $E-L$ 弧部分, 气体的温度应小于环境温度, 即 $T - T_{ex} < 0$, 此时气体对外界不是放热而是吸热, 因此式(1)变为:

$$E(t) = f(t) - W(t) + K(T_{ex} - T)^{5/4} \quad (5)$$

综合式(4)和式(5)可得:

$$\begin{aligned} W &= \int_0^{t_m} [f(t) - E(t) + K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4}] dt \\ &= \int_0^{t_m} f(t) dt - \int_0^{t_m} \left\{ E(t) - K [T_{ex} - E(t) / \right. \end{aligned}$$

$$\left. C_v]^{5/4} \right\} dt \quad (6)$$

由于式(6)中只有最后一项与膨胀路径有关, 而第一项与路径无关, 因此优化目标变为在给定时间 $(0, t_m)$ 内使得下式最小, 即:

$$\min H = \int_0^{t_m} [E(t) - K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4}] dt \quad (7)$$

综合式(4)和式(5)可得:

$$\begin{aligned} &\int_0^{t_m} \frac{f(t) - E(t) + K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4}}{E(t)} dt \\ &= \frac{R}{C_v} \ln \frac{V_m}{V(0)} = \text{constant} \quad (8) \end{aligned}$$

所求问题为在式(8)约束条件下使式(7)最小, 形成修正的拉格朗日函数:

$$L = E(t) - K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4} + \frac{\lambda}{E(t)} \times \{ f(t) - E(t) + K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4} \} \quad (9)$$

其中拉格朗日乘子 λ 为常数。式(9)的欧拉—拉格朗日方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial E} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{E}} &= 5KE(E - \lambda)(T_{ex} - E/C_v)^{1/4} - \\ 4\lambda C_v f - 4C_v \lambda K (T_{ex} - E/C_v)^{5/4} &= 0 \quad (10) \end{aligned}$$

将给定的初始条件 $E(0)$ 、 $f(0)$ 代入式(10)可得 λ :

$$\lambda = \frac{5KE^2(0) [T_{ex} - E(0) / C_v]^{1/4}}{4C_v f(0) + K [E(0) + 4C_v T_{ex}] [T_{ex} - E(0) / C_v]^{1/4}} \quad (11)$$

式(10)两边对时间 t 求导, 可得:

$$E(t) = \frac{16C_v^2 \lambda f [T_{ex} - E(t) / C_v]^{3/4}}{5KE(t) [8C_v T_{ex} + \lambda - 9E(t)]} \quad (12)$$

式中常数 λ 可以通过式(11)求得。

用泰勒级数展开的方法将 $E(t)$ 在 $t=0$ 处展开^[6-9, 17], 得 $E(t)$ 的表达式为:

$$\begin{aligned} E(t) &= E(0) + E(0)t + O(t) \\ &\approx E(0) + E(0) \cdot t \quad (13) \end{aligned}$$

式中 $E(0)$ 为常数, 可由式(12)得到:

$$E(0) = \frac{16C_v^2 \lambda f(0) [T_{ex} - E(0) / C_v]^{3/4}}{5KE(0) [8C_v T_{ex} + \lambda - 9E(0)]} \quad (14)$$

对式(5)积分可得:

$$\begin{aligned} V(t) &= V(0) \left[\frac{E(t)}{E(0)} \right]^{-C_v/R} \exp \left\{ \frac{C_v}{R} \int_0^t \frac{f(t) + K [T_{ex} - E(t) / C_v]^{5/4}}{E(t)} dt \right\} \quad (15) \end{aligned}$$

式(13)和式(15)给出了系统变量的最佳时间变化关系, 它们包含了两个任意常数 $E(0)$ 和 $V(0)$ 。给定初始条件, 则运动方程完全确定, 式(13)和式(15)所示的最优控制过程称为欧拉—拉格朗日曲线(简称 $E-L$ 弧)。

3 最优膨胀过程串接

由文献[11]证明, 最大膨胀功时的最优运动由三级组成, 这一问题称为最优控制理论的串接问题。本问题的解由以下三级串接组成: 初始的绝热过程、中间的 $E-L$ 弧及最后的绝热过程。

对于绝热过程, 因为 $f(t)$ 和 $K(T_{ex} - T)^{5/4}$ 为零, 故对式(5)积分可得:

$$E(V) = E(V_i) (V/V_i)^{-R/C_v} \quad (16)$$

设初始绝热过程的初始值 $E(0)$ 和 $V(0)$ 为给定值, 其终点为 $\{E'(0), V'(0)\}$, 则三级运动方程分别为:

(1) 在 $t=0$ 时刻从 $V(0)$ 到 $V'(0)$ 的绝热膨胀过程:

$$E'(0) = E(0) [V'(0)/V(0)]^{-R/C_v} \quad (17)$$

(2) 在 $t=0$ 至 $t=t_m$ 之间的 $E-L$ 弧:

$$E(t) \approx E'(0) + E'(0) \cdot t \quad (18)$$

$$V(t) = V'(0) \left[\frac{E(t)}{E'(0)} \right]^{-C_v/R} \exp \left\{ \frac{C_v}{R} \int_0^t \frac{f(t) + K [T_{ex} - E(t)/C_v]^{5/4}}{E(t)} dt \right\} \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{5KE'(0) [T_{ex} - E'(0)/C_v]^{1/4}}{4C_v f(0) + [KE'(0) + 4C_v K T_{ex}] [T_{ex} - E'(0)/C_v]^{1/4}} \quad (21)$$

式中:

$$E'(0) = \frac{16C_v^2 \lambda^2 (0) [T_{ex} - E'(0)/C_v]^{3/4}}{5KE'(0) [8C_v T_{ex} + \lambda - 9E'(0)]} \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{5KE'(0) [T_{ex} - E'(0)/C_v]^{1/4}}{4C_v f(0) + [KE'(0) + 4C_v K T_{ex}] [T_{ex} - E'(0)/C_v]^{1/4}} \quad (21)$$

(3) 在 $t=t_m$ 时刻到给定最终体积 V_m 的绝热膨胀过程:

$$E_m = E(t_m) [V_m/V(t_m)]^{-R/C_v} \quad (22)$$

式中: $E(t_m)$ 和 $V(t_m)$ 可分别由式(18)和式(19)求得。

在给定 $E(0)$ 、 $V(0)$ 和 V_m 的情况下, 上述串接问题成为膨胀功 W 对 $E'(0)$ 的一维优化问题, 即求出首次绝热膨胀过程的最佳终点, 使整个加热膨胀过程所作的膨胀功最大, 即:

$$\max W = \int_0^{t_m} f(t) dt + E(0) - E_m + K \int_0^{t_m} (T_{ex} - E/C_v)^{5/4} dt \quad (23)$$

将式(17)~式(19)一起代入式(22), 可得:

$$E_m = E(0) \left[\frac{V_m}{V(0)} \right]^{-R/C_v} \exp \left[\int_0^{t_m} \frac{f + K (T_{ex} - E/C_v)^{5/4}}{E} dt \right] \quad (24)$$

令 $dW/dE'(0) = 0$, 则有最优 $E'(0)$ 应满足的方

程为:

$$\frac{dE_m}{dE'(0)} - \frac{dK \int_0^{t_m} (T_{ex} - E/C_v)^{5/4} dt}{dE'(0)} = 0 \quad (25)$$

由式(25)可以求出 $E'(0)$ 的数值解, 分别代入式(17)~式(19)和式(24), 可求出 $V'(0)$ 、 $E(t_m)$ 、 $V(t_m)$ 和 E_m 的数值解。

4 数值算例

取气缸的初始体积为 $V(0) = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 末态体积为 $V_m = 8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 摩尔热容 $C_v = 3R/2$, 热槽温度 $T_{ex} = 300 \text{ K}$, 理想气体初始内能为 $E(0) = 3780 \text{ J}$, 给定的泵入热流率 $f(t) = Ate^{-t/B}$, 其中 $B = 1 \text{ s}$, 由于在计算过程中使用了一阶泰勒级数展开, 而一阶泰勒级数展开只是在展开点附近较小的定义域内与原函数近似相等, 所以为了提高计算精度, 过程时间不易取的过大, 取过程时间 $t_m = 0.05 \text{ s}$ 。表 1 为热导率 K 变化时各状态量所对应的值, 图 2 为 $E-L$ 弧部分理想气体内能的最佳时间变化关系, 图 3 为 $E-L$ 弧部分缸内容积的最佳时间变化关系。

表 1 K 变化时各对应值

	热导率/ $\text{J} \cdot (\text{s} \cdot \text{K}^{5/4})^{-1}$		
	$K=5$	$K=6$	$K=7$
$V(0)/(\times 10^{-3})\text{m}^3$	2.924 64	2.894 26	2.865 14
$E'(0)/\text{J}$	1 848.32	1 861.23	1 873.82
$V(t_m)/(\times 10^{-3})\text{m}^3$	3.175 09	3.219 16	3.258 79
$E(t_m)/\text{J}$	1 883.04	1 890.4	1 899.03
E_m/J	1 016.96	1 030.36	1 043.54
W/J	2 899.71	2 911.56	2 923.22
η	0.558 655	0.560 939	0.563 185

注: $V(0) = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $V_m = 8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $C_v = 3R/2$, $T_{ex} = 300 \text{ K}$, $E(0) = 3780 \text{ J}$, $f(t) = Ate^{-t/B}$, $A = 4200 \text{ J/s}^2$, $B = 1 \text{ s}$, $t_m = 0.05 \text{ s}$

在本数值算例中, 根据 $E = C_v T$ 及图 2 和图 3, 可以发现整个 $E-L$ 弧过程中气缸内工质温度都是低于热槽温度 $T_{ex} = 300 \text{ K}$, 这说明在这个膨胀过程中工质是从环境吸热而不是向环境放热, $E-L$ 弧过程中气体体积也有轻微的膨胀, 这与文献[11]的结论是相似的。随着热导率增加, 工质内能、过程的最大输出功和对应的效率都有所增加。这是因为热导率越大, 工质从环境的吸热就越多, 从而提高了工质的内能, 对外做功就越多, 所以效率也就越高。

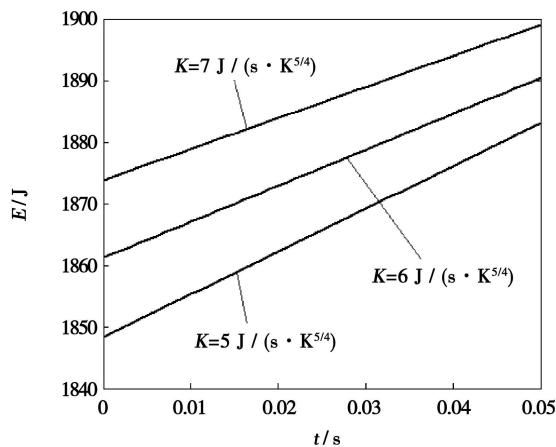


图 2 Dulong-Petit 传热条件下 $E-L$ 弧部分理想气体内能的最佳时间变化关系

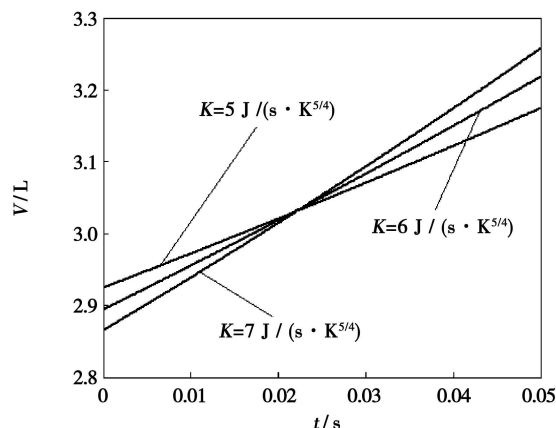


图 3 Dulong-Petit 传热条件下弧部分缸内容积的最佳时间变化关系

由文献[11, 16~17] 可以分别得出牛顿传热、线性唯象传热和辐射传热下的活塞最优膨胀规律。图 4 为 $t_m=0.05\text{ s}$ 时, 线性唯象、牛顿、辐射和 Dulong-Petit 4 种特殊传热规律下 $E-L$ 弧部分理想气体内能的最佳时间变化关系, 可以看出, 在 $0\sim 0.05\text{ s}$ 的范围内, 几种特殊传热规律下最优膨胀过程中的 $E-L$ 弧部分工质内能都是与时间呈递增关系的, 而且与其它 3 种传热气体相比, 道尔顿传热气体下工质内能最小。图 5 为 $t_m=0.05\text{ s}$ 时 4 种特殊传热规律下 $E-L$ 弧部分气体容积的最佳时间变化关系。在 $0\sim 0.05\text{ s}$ 的范围内, 线性唯象、牛顿、辐射和 Dulong-Petit 传热气体下 $E-L$ 弧部分工质都是对外膨胀做功的。综合图 4 和图 5 可以发现, 不同传热规律时, $E-L$ 弧的形式完全不同, 初始绝热过程的终点位置也不相同, 因此整个膨胀过程所做出的最大功也不相同。

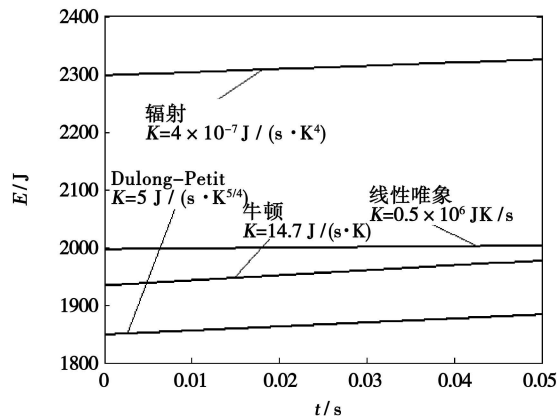


图 4 四种特殊传热条件下弧部分理想气体内能的最佳时间变化关系

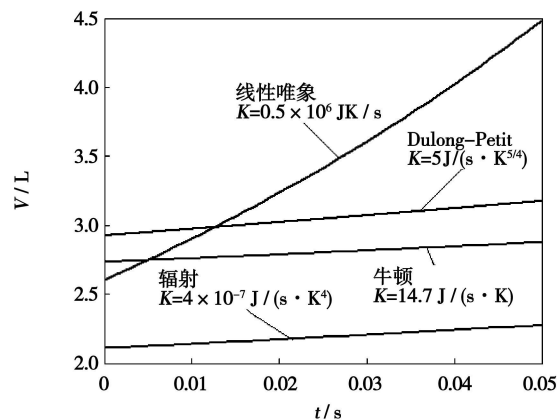


图 5 四种特殊传热条件下弧部分缸内容积的最佳时间变化关系

5 结 论

对给定初态内能、体积和末态体积以及过程时间时, Dulong-Petit 传热定律 $[q \propto (\Delta T)^{5/4}]$ 下, 加热气体膨胀的最优构型进行了研究, 利用文献[17] 提出的泰勒公式展开的办法得到了膨胀时间较短 ($t_m=0.05\text{ s}$) 时的最优膨胀的解析解。给出了 Dulong-Petit 传热定律下最优构型的数值算例, 并将结果与线性唯象传热规律、牛顿传热规律和辐射传热规律下加热气体膨胀的最优构型进行了比较。结果表明, 虽然 4 种传热规律时 $E-L$ 弧部分的气体内能和体积随时间的增加都是逐渐增加的, 且在整个 $E-L$ 弧部分温度均低于外部热槽温度, 但是不同传热规律时的 $E-L$ 弧的形式完全不同, 初始绝热过程的终点位置也不相同, 故整个膨胀过程所做出的最大功也不相同。因此, 研究传热规律对膨胀规律的影响是十分必要的。

参考文献:

- [1] HOFFMAN K H, BURZLER J, FISCHER A, et al. Optimal process paths for endoreversible systems [J] . J Non — Equilib. Thermodyn. 2003, 28(3): 233—268.
- [2] CHEN L, SUN F. Advances in finite time thermodynamics; analysis and Optimization [M] . New York: Nova Science Publishers, 2004.
- [3] 陈林根. 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析 [M] . 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [4] RUBIN M H. Optimal configuration of a class of irreversible heat engines I. [J] . Phys Rev A, 1979, 19(3): 1272—1287.
- [5] RUBIN M H. Optimal configuration of an irreversible heat engine with fixed compression ratio [J] . Phys. Rev. A, 1980 22(4): 1741—1752.
- [6] SONG H, CHEN L, LI J, et al. Optimal configuration of a class of endoreversible heat engines with linear phenomenological heat transfer law [J] . J Appl Phys 2006 100(12): 124907.
- [7] SONG H, CHEN L, SUN F. Endoreversible heat engines for maximum power output with fixed duration and radiative heat—transfer law [J] . Appl Energy, 2007, 84(41): 374—388.
- [8] 宋汉江, 陈林根, 孙丰瑞. 辐射传热条件下一类内可逆热机最大效率时的最优构型 [J] . 中国科学 G 编: 物理学, 力学, 天文学, 2008, 38(8): 1083—1096.
- [9] LI J, CHEN L, SUN F. Optimal configuration of a class of endoreversible heat—engines for maximum power—output with linear phenomenological heat—transfer law [J] . Appl Energy, 2007, 84(9): 944—957.
- [10] BAND Y B, KAFRI O, SALAMON P. Maximum work production from a heated gas in a cylinder with piston [J] . Chem Phys Lett, 1980, 72(1): 127—130.
- [11] BAND Y B, KAFRI O, SALAMON P. Finite time thermodynamics; Optimal expansion of a heated working fluid [J] . J Appl Phys. 1982 53(1): 8—28.
- [12] BAND Y B, KAFRI O, SALAMON P. Optimization of a model external combustion engine [J] . J Appl Phys 1982, 53(1): 29—33.
- [13] SALAMON P, BAND Y B, KAFRI O. Maximum power from a cycling working fluid [J] . J Appl Phys 1982, 53(1): 197—202.
- [14] AIZENBUD B M, BAND Y B. Power considerations in the operation of a piston fitted inside a cylinder containing a dynamically heated working fluid [J] . J Appl Phys 1981, 52(6): 3742—3744.
- [15] AIZENBUD B M, BAND Y B, KAFRI O. Optimization of a model internal combustion engine [J] . J Appl Phys, 1982, 53(3): 1277—1282.
- [16] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 传热时活塞式气缸中加热气体的最优膨胀 [J] . 机械工程学报, 1993 29(2): 97—103.
- [17] SONG H, CHEN L, SUN F. Optimal expansion of a heated working fluid for maximum work output with generalized radiative heat transfer law [J] . Appl Phys, 2007, 102(9): 094901.
- [18] O' SULLIVAN C T. Newton' s law of cooling—A critical assessment [J] . Am. J Phys 1990, 58(12): 956—960.

(编辑 伟)

新技术、新工艺

应用蒸汽中间再热提高蒸燃联合装置的效率

据《Энергетика》2008 年 9—10 月号报道, 现火力发电站燃烧气态燃料最有效的装置是带余热锅炉的蒸燃联合装置。它与超临界参数的锅炉汽轮机装置比较, 带余热锅炉的蒸燃联合装置可以节省 30% 燃料, 同时降低有害物质的排放。

蒸汽中间再热是提高余热利用蒸燃联合装置经济性的有效方法。系统中效率的相对增量取决于回路的数量达到 1.0%~5.5%。由于蒸汽中间再热而引起的效率的相对增量对于单回路系统为 5.0%~5.5%, 对于双回路和三回路系统为 1.0%~1.2%。

在无其它办法提高效率并且使用气态燃料成本相当高的情况下, 在余热利用蒸燃联合装置中应用中间再热是合理的。

在白俄罗斯, 在使用具有复杂工艺系统的蒸燃联合装置没有足够经验的条件下, 宁可使用没有蒸汽中间再热的二回路蒸燃联合装置而不使用相对简单且经济的系统, 这时要注意选择具有效率为 36.5%~38% 并且排气温度为 580℃ 数量级的高经济性的燃气轮机。

(吉桂明 摘译)

that under the condition of totally identical operating parameters of various equipment items in the system, the energy consumption rate of the second category energy source system, of which the cooling and heating energy output is increased by a complementary combustion in a heat recovery steam generator (HRSG), is higher than that of the third category energy source system, of which the cooling energy output is enhanced by increasing the power generated from the unit and by adopting an electric refrigeration mode. The energy consumption rate difference of the above two category systems will increase with an increase of the cooling/power ratio and heating/power ratio of the respective system. The enhancement of the complementary combustion type HRSG efficiency can obviously lower the energy consumption rate of the second category system. The relevant application cases have verified the accuracy of the simulation results. **Key words:** cooling-heating-power cogeneration, independent energy source system, distributed energy source, energy-saving

Dulong-Petit 传热规律时加热气体的最优膨胀=Optimum Expansion of a Heated Gas Under Dulong-Petit Heat Transfer Law[刊,汉]/MA Kang, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 447~451

Studied was the optimum configuration for the expansion process of a heated gas under Dulong-Petit heat transfer law [$\dot{q} \propto (\Delta T)^{5/4}$] when the initial state inner energy, volume, final state volume and process duration were given. By utilizing the optimum control theory, it has been found that the optimum configuration of the expansion process is composed of two transient adiabatic components and an E-L component when a maximal expansion work output is produced. The solution to parameters at transition points among various components, and numerical calculation cases of the optimum configuration were presented. Finally, the results thus determined were compared with those of the optimum configuration for the expansion of the heated gas obtained under the linear-, phenomenological-, Newton-and radiation heat transfer laws. The results of the numerical calculation cases show that the inner energy and volume of the gas in the E-L arc portion increase gradually with an increase of time under the four heat transfer laws, and all the temperatures in the whole E-L arc portion are lower than those of the external hot trough. However, the shapes of the E-L arc under various heat transfer laws are different, and the terminal location of the initial adiabatic process is also not identical. Hence, the maximum work produced in the whole expansion process is also different. **Key words:** Dulong-Petit heat transfer law, optimum expansion, maximum power, optimum configuration, finite-time thermodynamics, generalized thermodynamic optimization

空气外掠波纹管束强化传热规律数值计算=Numerical Calculation of Intensified Heat Transfer Law of Air Externally Sweeping Across Corrugated Tube Bundles[刊,汉]/WU Feng (College of Petroleum Engineering, Xi'an Shiyou University, Xi'an, China, Post Code: 710065) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 452~456

By using a low Reynolds number turbulent-flow numerical model, a numerical simulation was performed of the flow and heat transfer performance of air externally sweeping across 8 rows of corrugated and bare tube bundles. Through a comparison, analyzed and investigated was the intensified heat transfer mechanism of the corrugated tube bundles. It has been found that due to the presence of a raised corrugation on the tube bundles, secondary longitudinal vortex flows in the cross section of the flow field may result, enhancing the disturbance and turbulence energy of the fluid and hence playing a role of intensifying the heat transfer. Through a numerical calculation, the law governing the influence of the geometrical parameters of the corrugated tube bundles on the flow and heat transfer performance was analyzed. The calculation results show that there exists a critical Reynolds Number $Re_{cr}=8000$. When Re is lower than Re_{cr} , the heat transfer factor η will increase with an increase of the parameter ξ . When Re is greater than Re_{cr} , the heat transfer factor η will increase with a decrease of the parameter ξ . Within the range of Reynolds Number being studied, to appropriately decrease the value of the parameter ξ and increase the value of the parameter Ψ is favorable for improving the overall heat transfer performance