

实际闭式燃气轮机回热循环 热力参数数值分析*

陈林根 孙丰瑞

(海军工程学院, 武汉, 430033)

摘 要: 用有限时间热力学方法分析实际循环性能, 计入工质与高、低温热源间换热器和回热器的热阻损失和压气机、涡轮机中的不可逆压缩、膨胀损失, 导出变温热源不可逆闭式燃气轮机回热循环的功率输出和热效率与循环压比间的解析式, 给出了详细的数值算例说明各项损失对循环参数的影响特点。计算与分析表明, 回热对循环功率输出有影响, 高、低温侧换热器和回热器的有效度之间存在最佳匹配。

主题词: 燃气轮机, 闭合循环, 热力学参数, 数值分析

分类号: V231.11

A NUMERICAL ANALYSIS ON THERMODYNAMIC PARAMETERS OF REAL CLOSED-CYCLE REGENERATED GAS TURBINE

Chen Lingen Sun Fengrui

(Naval Academy of Engineering, Wuhan, 430033)

Abstract: A performance analysis of a real power cycle has been carried out using method of finite-time thermodynamics. The analytical formulas about the relations between power output and pressure ratio, efficiency and pressure ratio in an irreversible closed gas turbine regenerated cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs are derived. In the analysis, the irreversibilities imply heat resistance losses in the heat exchangers and expansion/compression losses in turbine and compressor. The effects of those losses on performance characteristics of the cycle are illustrated with detailed numerical examples. It is shown that the power output of the cycle is strongly dependent on the effectiveness of the regenerator and that there is an optimal matching in effectivenesses between the high/low temperature side heat exchangers and the regenerator.

Subject terms: Gas turbine, Closed cycle, Thermodynamic parameter, Numerical analysis

1 引 言

近年来, 用有限时间热力学理论和方法^[1,2], 对恒温和变温热源条件下内可逆和不可逆开式和闭式简单循环^[3~8]和恒温热源不可逆闭式回热循环^[9,10]的功率、比功率和热效率优化的研究, 获得了一些不同于经典结论的有意义的结果。本文在此基础上, 进一步分析更接近实际

* 本文1995年11月1日收到

的变温热源闭式燃气轮机回热循环有限时间热力学性能。不仅可为航空航天电源应用闭式燃气轮机回热循环的参数选择提供一定的指导作用^[11]，而且也有助于建立有限时间热力学不可逆热机循环理论模型^[12]。

2 循环分析

考虑图1所示工作于变温热源间的闭式不可逆燃气轮机回热循环1-2-3-4-1，其相应的内可逆循环为1-2_s-3-4_s-1，5为回热器中冷气流出口，6为回热器中热气流出口。设流动过程中无压损，工质为理想气体，其热容率（质量流率与定压比热之积）为 C_{wf} ；设高温热源热容率为 C_H ，热流体进、出口温度为 T_{Hin} 、 T_{Hout} ，低温热源热容率为 C_L ，冷流体进、出口温度为 T_{Lin} 、 T_{Lout} 。设高、低温侧换热器和回热器为逆流式，其热导率（传热系数 α 与传热面积 F 之积）分别为 U_H 、 U_L 和 U_R ， $U_i = \alpha_i F_i$ ， $i=H, L, R$ 。由热源和工质的换热性质和吸、放热流率，根据换热器理论，可得循环的输出功率和热效率为：

$$W = Q_H - Q_L \quad (1)$$

$$\eta = 1 - Q_L/Q_H \quad (2)$$

定义无因次功率为：

$$\bar{W} = W/(C_{wf}T_{Lin}) \quad (3)$$

则可得到

$$\begin{aligned} \bar{W} = & \left\{ \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(C_{wf}E_R + C_{Lmin}E_L - C_{Lmin}E_L E_R)] - \right. \\ & (x - 1 + \eta_c)(C_{wf} - C_{Lmin}E_L)[E_R + (1 - 2E_R)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] \} C_{Hmin}E_H \tau - \\ & \{ (x - 1 + \eta_c)[C_{Hmin}E_H(1 - E_R) + E_R C_{wf} + (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(1 - 2E_R)(C_{wf} - \\ & C_{Hmin}E_H)] - \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})E_R(C_{wf} - C_{Hmin}E_H)] \} C_{Hmin}E_L \} \\ & \{ \eta_c [C_{wf}^2 - C_{wf}E_R(C_{wf} - C_{Hmin}E_H)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] - (x - 1 + \eta_c)(C_{wf} - \\ & C_{Lmin}E_L)[E_R C_{wf} + (C_{wf} - C_{Hmin}E_H)(1 - 2E_R)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] \}^{-1} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \eta = & 1 - C_{Lmin}E_L \{ (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(1 - E_R)C_{Hmin}E_H \eta_c \tau - \eta_c [C_{wf} - E_R(C_{wf} - \\ & C_{Hmin}E_H)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] + (x - 1 + \eta_c)[E_R C_{wf} + (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(1 - \\ & 2E_R)(C_{wf} - C_{Hmin}E_H)] \} \{ C_{Hmin}E_H \{ \eta_c C_{wf}[1 - E_R(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] - \\ & (x - 1 + \eta_c)(C_{wf} - C_{Lmin}E_L)[E_R + (1 - 2E_R)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})] \} \tau - \\ & (x - 1 + \eta_c)(1 - E_R)C_{Lmin}E_L \} \}^{-1} \end{aligned} \quad (5)$$

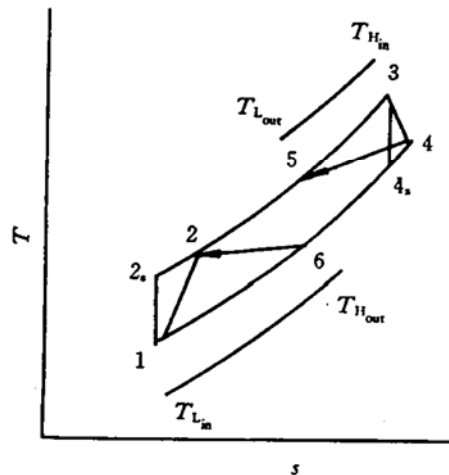


Fig. 1 Temperature-specific entropy diagram of a closed gas turbine regenerated cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs

式中 $\tau = T_{\text{Hin}}/T_{\text{Lin}}$ 。

式(4)、(5)确定了在给定的边界条件 ($T_{\text{Hin}}, T_{\text{Lin}}, C_{\text{H}}, C_{\text{L}}, C_{\text{wf}}, U_{\text{H}}, U_{\text{L}}, U_{\text{R}}, \eta_{\text{c}}$ 和 η_{t}) 下变温热源不可逆闭式燃气轮机回热循环的功率、效率与压比间的关系。对于给定的 $C_{\text{wf}}, U_{\text{H}}, U_{\text{L}}$ 和 U_{R} , 由此二式可得对应于最大功率的最佳压比和对应于最大效率的最佳压比。

3 数值算例

利用式(4)、(5)分析各项参数对循环无因次功率、效率及相应最佳压比的影响。计算中取定的基本参数为: $k=1.4, \tau=4.0, \eta_{\text{c}}=\eta_{\text{t}}=0.85, E_{\text{R}}=E_{\text{H}}=E_{\text{L}}=0.9$ 。设 $C_{\text{H}} > C_{\text{wf}}$ 且 $C_{\text{L}} > C_{\text{wf}}$, 故 $\bar{W}$ 、 η 与 $C_{\text{wf}}, C_{\text{H}}$ 和 C_{L} 无关。图2给出了不同回热度 ($E_{\text{R}}=0, 0.6, 0.9, 1.0$) 下循环的无因次功率、热效率与压比关系。图3给出了不同高、低温侧换热器有效度 ($E_{\text{H}}=E_{\text{L}}=0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0$) 下的循环特性。图4给出了不同压气机、涡轮机效率 ($\eta_{\text{c}}=\eta_{\text{t}}=0.75, 0.80, 0.85, 0.90, 0.95, 1.0$) 下的循环特性。图5给出了不同热源温比下 ($\tau=3.4, 3.7, 4.0, 4.3, 4.7$) 的循环特性。计算表明, 回热度对 $\bar{W}$ 有较大影响; 高、低温换热器有效度与压气机、涡轮机有相同的影响程度。随着回热度的增加, 对应于最大功率的最佳压比和对应于最大效率的最佳压比均减少。而随着高、低温侧换热器有效度的增加和压气机、涡轮机内效率的增加, 对应于最大功率的最佳压比增加, 对应于最大效率的最佳压比略有增加 (变化量较小)。热源温比的影响也与压气机和涡轮机内效率的影响相似。

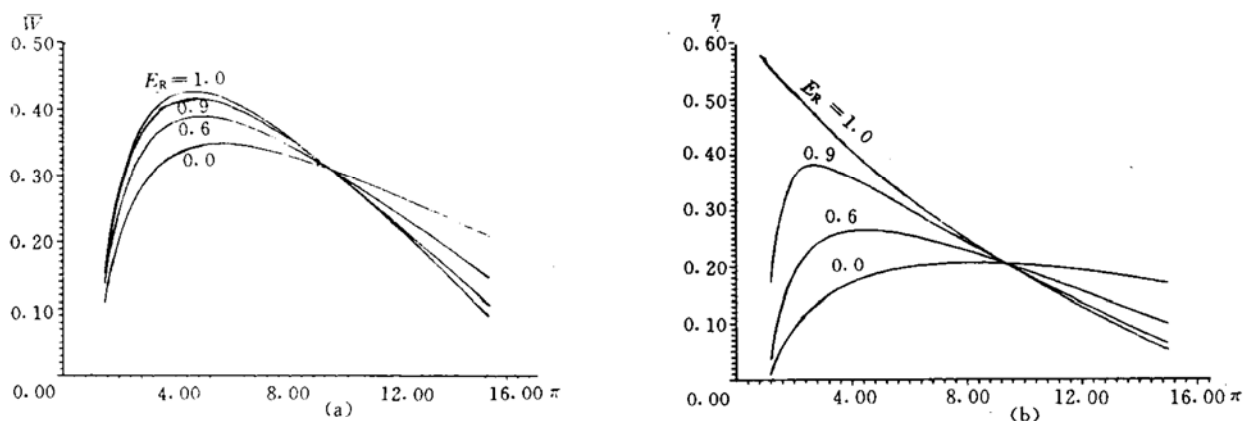


Fig. 2 Effect of the effectiveness of regenerator on the (a) dimensionless power output and (b) thermal efficiency of the cycle. $\tau=4.0, \eta_{\text{c}}=\eta_{\text{t}}=0.85, E_{\text{H}}=E_{\text{L}}=0.9$

4 分析与讨论

(1) 从式(4)可知, 回热器的有效度对循环功率输出有较大影响。而经典的循环分析结论是回热对功率无影响。^[13]。显然, 在全部计入循环中的热阻损失后, 回热循环的功率、压比关系产生了重要变化。这是有限时间热力学用于回热循环分析得到的最重要结论。

(2) 当工质与热源间实现理想换热, 即 $U_{\text{H}}=U_{\text{L}} \rightarrow \infty$ 时, $E_{\text{H}}=E_{\text{L}}=1$ 。由式(4)式知, 此时一般情况下功率仍与回热度有关。仅当 $C_{\text{wf}} \leq C_{\text{H}}$ 且 $C_{\text{wf}} \leq C_{\text{L}}$ 时, $C_{\text{Hmin}}=C_{\text{Lmin}}=C_{\text{wf}}$, 功率与回热度和热源热容率无关, 成为传统分析的结果^[13]。

(3) 当讨论的循环成为恒温热源, 即 $C_{\text{H}}=C_{\text{L}} \rightarrow \infty$ 时, $N_{\text{H}}=U_{\text{H}}/C_{\text{wf}}, N_{\text{L}}=U_{\text{L}}/C_{\text{wf}}, E_{\text{H}}=1-\exp(-N_{\text{H}}), E_{\text{L}}=1-\exp(-N_{\text{L}})$, 此时回热仍对功率有影响。但此时因有 $C_{\text{wf}} < C_{\text{H}}$ 且 $C_{\text{wf}} <$

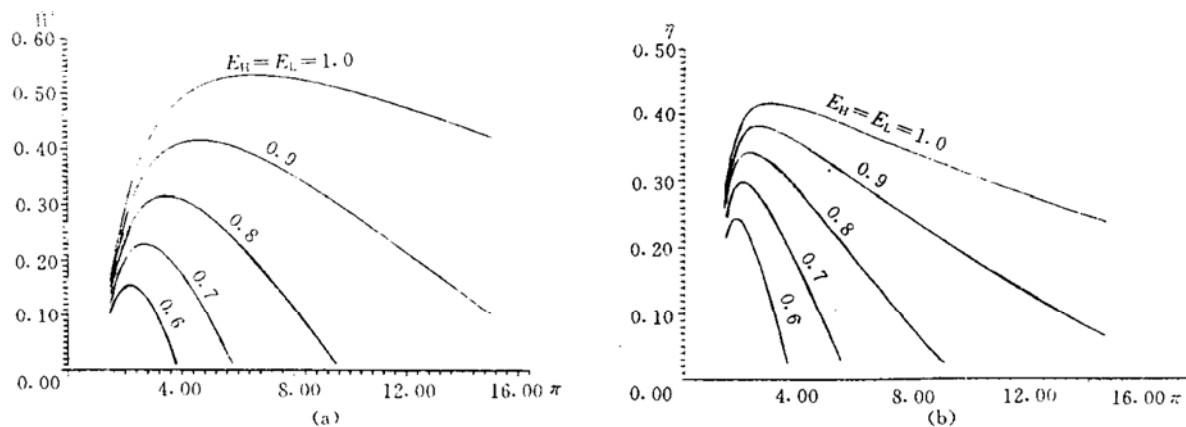


Fig. 3 Effect of the effectivenesses of high- and low-temperature side heat exchangers on the (a) dimensionless power output and (b) thermal efficiency of the cycle. $\tau=4.0$, $\eta_c=\eta_t=0.85$, $E_R=0.9$

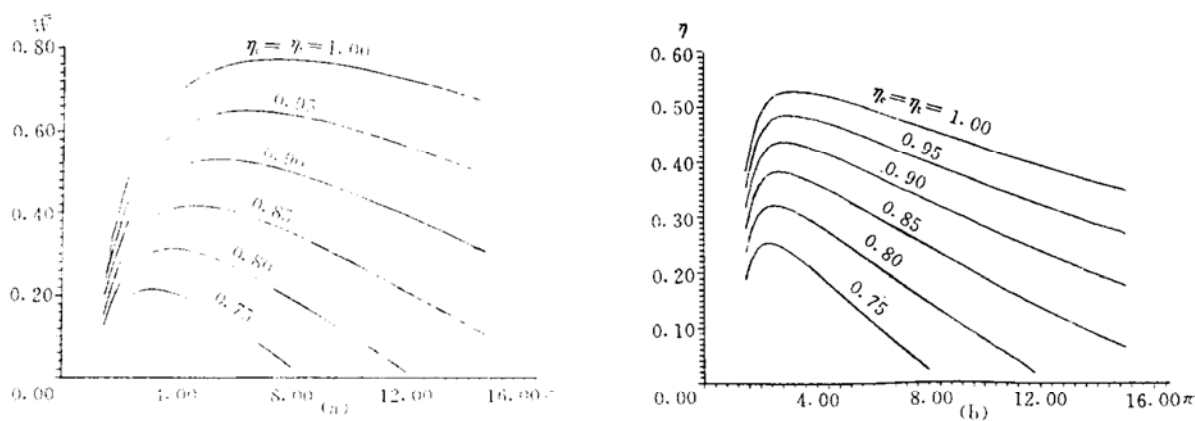


Fig. 4 Effect of internal efficiencies of compressor and turbine on the (a) dimensionless power output and (b) thermal efficiency of the cycle. $\tau=4.0$, $E_H=E_L=E_R=0.9$

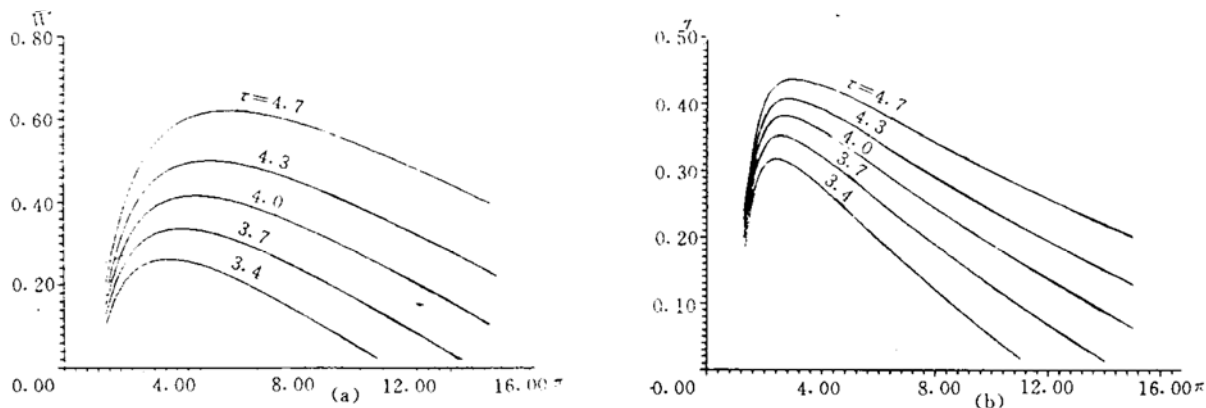


Fig. 5 Effect of temperature ratio of heat reservoirs on the (a) dimensionless power output and (b) thermal efficiency of the cycle. $E_H=E_L=E_R=0.9$, $\eta_c=\eta_t=0.85$

C_L , 故当 $E_H=E_L=1$ 时, 成为传统分析的结果。

(4) 当讨论的循环成为变温热源闭式不可逆简单循环, 即 $E_R=0$ 时, 式 (4)、(5) 成为

$$\begin{aligned} \bar{W} = & \{ \eta_c C_{wf} - (1 - \eta_t + \eta_t x^{-1}) [(C_{wf} - C_{Lmin} E_L)(x - 1 + \eta_c) + \eta_c C_{Lmin} E_L] \} \\ & C_{Hmin} E_H \tau - \{ (x - 1 + \eta_c) [(C_{wf} - C_{Hmin} E_H)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1}) \\ & + C_{Hmin} E_H] - \eta_c C_{wf} \} C_{Lmin} E_L \{ \eta_c C_{wf}^2 - (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) \\ & (C_{wf} - C_{Lmin} E_L)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(x - 1 + \eta_c) \}^{-1} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \eta = & 1 - \{ C_{Lmin} E_L [1 - \eta_t + \eta_t x^{-1}] \eta_c C_{Hmin} E_H \tau - \eta_c C_{wf} + (C_{wf} - \\ & C_{Hmin} E_H)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(x - 1 + \eta_c) \} \{ C_{Hmin} E_H \{ [\eta_c C_{wf} - \\ & (C_{wf} - C_{Lmin} E_L)(1 - \eta_t + \eta_t x^{-1})(x - 1 + \eta_c)] \tau - \\ & C_{Lmin} E_L (x - 1 + \eta_c) \} \}^{-1} \end{aligned} \quad (7)$$

由式 (6) 可知, 对简单循环, 即使实现理想换热, $E_H=E_L=1$, 一般情况下热源热容率对功率仍有影响, 仅当 $C_{wf} \leq C_H$ 且 $C_{wf} \leq C_L$ 时, 功率与热源、热容率无关。这也是传统的分析中忽视了的。

(5) 当循环成为变温热源内可逆闭式简单循环, 即 $E_R=0$, $\eta_c=\eta_t=1$ 时, $\bar{W}-\eta$ 呈类似抛物线关系; 当 $\eta=0$ 和 $\eta=1-\tau^{-1}=\eta_{\text{carnot}}$ 时, $\bar{W}_0=0$; 当 $\eta=1-\tau^{-0.5}=\eta_{\text{curzon-Ahlborn}}$ 时, 有 $\bar{W}_{\text{max}}$ 。这时的特性与 $\eta_c, \eta_t \neq 1$ 时的扭叶型不同。

(6) 由数值计算可知, 实际循环的功率、效率呈回原点的扭叶型, 即有最大功率和最大效率存在。这与作者建立的一类考虑热阻、热漏和内不可逆性的不可逆卡诺热机理论模型的特性相似。

(7) 对于 C_{wf}, U_H, U_L 和 U_R 可选择的情形, 利用式 (4)、(5) 可讨论循环的最优性能。优化可分为两个方面。一方面是高、低温侧换热器和回热器之间的协调, 可基于两种不同的约束条件进行: 一是在换热器和回热器的热导率总量一定, 即 $U_H+U_L+U_R=U_T$ 的约束下, 求 U_H, U_L 和 U_R 间的最优分配, 得到一定压比下的最佳功率、效率, 并得对应于功率、效率最大值的最佳压比; 另一种是在换热器和回热器的总传热面积一定, 即 $F_H+F_L+F_R=F_T$ 的约束下, 求 F_H, F_L 和 F_R 间的最优分配, 并得到最佳功率、效率及其极值。另一方面, 是工质与热源间的协调。对于一定的 C_L/C_H , 存在 C_{wf}/C_H 最佳值使一定压比下的功率、效率超于最佳值, 并可得最佳功率、效率的极值和相应的最佳压比。

参 考 文 献

- 1 Sieniutycz S, Salamon P. (edited) Advances in thermodynamics. Volume 4, Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics. New York: Taylor & Francis, 1990
- 2 陈林根. 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 Bejan A. Theory of heat transfer-irreversible power plant. Int. J Heat Mass Transfer, 1988, 31(6): 1211-1219
- 4 Wu C et al. Performance of a nonisentropic braytoncycle. J Eng Gas Turbine Power, 1991, 113(4): 501-503
- 5 Ibrahim O M et al. Optimum heat power cycles for specified boundary conditions. J Eng Gas Turbine Power,

1991,113(4):514—521

- 6 Wu C. Power optimization of a finite-time closed gas-turbine power plant. *Int. J Energy Enviroment Economics*, 1992, 2(1): 57—62
- 7 陈林根. 闭式燃气轮机循环的有限时间热力学分析. *燃气轮机技术*, 1994, 7(2): 34—39
- 8 陈林根. 航空航天用闭式布雷顿循环的热力学优化. *推进技术*, 1995, 16(2): 46—49
- 9 陈林根. 回热对闭式燃气轮机循环性能的影响. *船舶工程*, 1995(2): 31—33
- 10 Chen Lingen et al. Newformulas for the performance analysis of a real irreversible closed regenerated Brayton cycle. *CSPE-JSME-ASME-Int. Conf. on Power Engng.*, May 22—26, 1995, Volumel, 96—99
- 11 颜惠芬. 空间飞行器电源系统的现状和展望. *中国空间科学技术*, 1989(3): 10—16
- 12 陈林根. 不可逆卡诺热机的最优性能. *科技通报*, 1995, 11(2): 126
- 13 佐藤豪. 燃气轮机循环理论. 东京: 山海堂, 1972

////////////////////////////////////

(上接第11页)

参 考 文 献

- 1 Wu Zhunghua. A General theory of 3D flow in subsonic or supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types. *NASA TN2604*, 1952
- 2 焦德勇、冯国泰. 叶轮机内流场数值计算. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990
- 3 林星山译. 总压比为9.271的五级核心压气机设计和前三级的总性能. 压气机文集(译自 NASA-TP-2597), 1990. 11
- 4 Mossenger H E, Keneday E E. Tow-stage fan I, aerodynamic and mechanical desing. *NASA CR-120859*, 1972. 1
- 5 Crouse J E, Gorrell W T. Computer program for aerodynamic and blading desings of multi-stage axial-flow compressos. *NASA TP-1964*, 1981