



大型燃气－蒸汽 联合循环发电技术 (三菱F级)

门金成 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

大型燃气－蒸汽 联合循环发电技术 (三菱F级)

门金成 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书注重理论联系实际,将电厂的实际问题与理论的分析讲解相结合。

本书主要包括燃气-蒸汽联合循环热力学分析、电站热力循环过程中常用的辅助设备、大型燃气轮机、燃气轮机附属系统、F级燃气轮机控制、余热锅炉、余热蒸汽轮机、燃气-蒸汽联合循环发电机及辅助系统、单元机组公用系统、F级燃气-蒸汽联合循环机组运行与维护、燃气-蒸汽联合循环电厂设计及运行节能问题探讨。

本书可作为三菱F级及以上燃气-蒸汽联合循环发电厂运行人员的培训用书,也可作为电厂从事燃气轮机检修工作人员的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

大型燃气-蒸汽联合循环发电技术:三菱F级/门金成编著. —北京:中国电力出版社, 2017.11
ISBN 978-7-5198-1139-6

I. ①大… II. ①门… III. ①燃气—蒸汽联合循环发电—技术培训—教材 IV. ①TM611.31

中国版本图书馆CIP数据核字(2017)第223276号

出版发行:中国电力出版社

地 址:北京市东城区北京站西街19号(邮政编码100005)

网 址:<http://www.cepp.sgcc.com.cn>

责任编辑:宋红梅 董艳荣(010-63412383)

责任校对:王开云

装帧设计:王红柳 左 铭

责任印制:蔺义舟

印 刷:三河市百盛印刷有限公司
版 次:2017年11月第一版
印 次:2017年11月北京第一次印刷
开 本:787毫米×1092毫米 16开本
印 张:18.75
字 数:456千字
定 价:58.00元



版 权 专 有 侵 权 必 究

本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

前 言

天然气作为一种清洁能源,能减少二氧化硫和粉尘排放量近 100%,减少二氧化碳排放量 60%和氮氧化物排放量 50%,并有助于减少酸雨形成,舒缓地球温室效应,从根本上改善环境质量。同时,天然气是较为安全的燃气之一,它不含一氧化碳,也比空气轻,一旦泄漏,立即会向上扩散,不易积聚形成爆炸性气体,安全性较高。

天然气发电具有缓解能源紧缺、降低燃煤发电比例、减少环境污染的有效途径。且从经济效益看,天然气发电的单位装机容量所需投资少,建设工期短。在燃气-蒸汽联合循环的模式下发电,能源利用的效率特别高。

对自然环境而言,燃烧天然气比石油和煤之类化石燃料更加清洁,产生更少的温室气体。获得同样的热量,燃烧天然气产生的二氧化碳比燃烧石油少 30%,比煤少 45%。使用天然气的联合循环发电在可用化石燃料能源中最为洁净。此项技术在能够以合理的成本获得天然气的地方被广泛采用。

燃气轮机联合循环技术从热力学角度而言,是将具有高温加热优势的燃气轮机(Braydon)动力装置和较低排汽温度的蒸汽(Rankine)循环动力装置有机结合起来,取长补短,按能量品位的高低进行梯级利用,达到扩容降耗的作用。

美国 GE、德国西门子、日本三菱公司占据世界燃气轮机发电的绝大部分份额,这三个公司燃气轮机都采用简单循环技术。本文主要针对日本三菱 F 级重型燃气轮机来说明燃气轮机发电的热力学理论。第一章重点说明燃气-蒸汽联合循环发电的理论叙述;第二章简单介绍了电站热力循环常用的辅助设备;第三、四章对日本三菱 M701F4 型燃气轮机的结构及系统构成做了较为详细的说明;第五章介绍了三菱 F 级燃气轮机控制系统组成及其控制理念。第六、七、八章分别介绍了联合循环中的余热锅炉、蒸汽轮机、发电机的结构及系统;第九章介绍了联合循环机组单元机组公用系统;第十章阐述了燃气-蒸汽联合循环机组的运行;第十一章探讨了燃气-蒸汽联合循环电厂设计及运行节能问题。

在本书中重点对日本三菱 F 级燃气轮机的系统流程、参数特性、控制理念进行较为详细的阐述,本书可作为三菱 F 级及以上燃气-蒸汽联合循环发电厂运行人员的培训用书,也可作为电厂从事燃气轮机检修工作人员的参考用书。因本人的水平所限,书中有叙述不妥和错误之处请大家多多批评指正。

门金成
2017 年 10 月

目 录

前言

第一章 燃气-蒸汽联合循环热力学分析	1
第一节 热力循环类型	1
第二节 不补燃余热锅炉型燃气-蒸汽联合循环	13
第二章 电站热力循环过程中常用的辅助设备	18
第一节 电站热力循环过程中常用的泵	18
第二节 电站热力循环过程中常用的换热器	32
第三节 电站热力循环过程中常用的阀门	37
第三章 大型燃气轮机	44
第一节 轴流式压气机	44
第二节 燃气轮机燃烧室	55
第三节 燃气轮机透平结构	68
第四节 F 级燃气轮机转子及轴承	72
第五节 F 级燃气轮机的密封	75
第六节 燃气轮机高温部件的冷却	80
第四章 燃气轮机附属系统	92
第一节 燃气轮机风烟系统	92
第二节 燃气轮机燃料供应系统	103
第三节 燃气轮机燃烧监控系统	120
第五章 F 级燃气轮机控制	132
第一节 Diasys Netmation 控制系统	132
第二节 F 级燃气轮机主控制系统	135
第三节 F 级燃气轮机压气机进口导叶 (IGV) 控制	144
第四节 F 级燃气轮机燃烧控制	147
第六章 余热锅炉	153
第一节 余热锅炉基础知识	153
第二节 三压、再热、自然循环余热锅炉结构	158
第三节 余热锅炉尾部受热面的低温腐蚀	165
第四节 三压、再热、自然循环余热锅炉汽水系统	166
第五节 余热锅炉运行参数的控制	175

第七章 余热蒸汽轮机及其辅助系统	183
第一节 余热蒸汽轮机的结构	183
第二节 蒸汽轮机主蒸汽及旁路系统	187
第三节 轴封和轴封供汽系统	193
第四节 盘车装置	196
第五节 蒸汽轮机的凝汽、除氧设备	198
第六节 凝结水系统	203
第七节 循环水系统	206
第八章 燃气-蒸汽联合循环发电机及辅助系统	211
第一节 全氢冷发电机结构	211
第二节 全氢冷发电机供氢系统	213
第三节 发电机密封油系统	217
第四节 发电机静止变频启动装置 (SFC)	222
第九章 单元机组公用系统	235
第一节 闭式循环冷却水系统	235
第二节 压缩空气系统	236
第三节 润滑油系统	241
第四节 控制油系统	244
第五节 机组安全监视系统 (TSI)	251
第十章 燃气-蒸汽联合循环机组运行与维护	258
第一节 F 级燃气-蒸汽联合循环机组高速盘车运行	258
第二节 F 级燃气-蒸汽联合循环机组正常运行	262
第三节 F 级燃气轮机的寿命管理	268
第十一章 燃气-蒸汽联合循环电厂的设计及运行节能问题探讨	274
第一节 设计对电厂经济性的影响	274
第二节 影响燃气-蒸汽联合循环效率的因素	280
第三节 压气机进气冷却技术	284
参考文献	290

第一章

燃气-蒸汽联合循环热力学分析

第一节 热力循环类型

一、卡诺循环

如图 1-1 所示, 卡诺循环由①等熵压缩; ②在最大温度下定温吸热; ③等熵膨胀; ④在最小温度下定温放热 4 个热力过程组成。根据卡诺定理可得卡诺循环的效率为

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-1)$$

在高温热源温度和低温热源温度之间工作的一切不可逆循环, 如汽轮机电站的 Rankine (朗肯) 循环和燃气轮机电站的 Brayton (布雷顿) 循环的效率都低于卡诺循环的效率数值。下面介绍汽轮机电站的朗肯循环和燃气轮机电站的布雷顿循环, 以及由布雷顿循环和朗肯循环组成的联合循环。

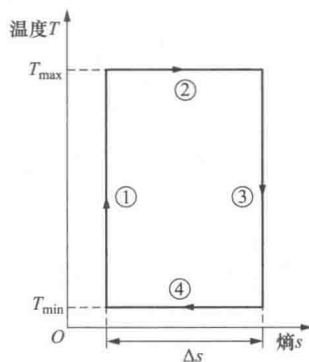


图 1-1 卡诺循环

二、朗肯循环

图 1-2 所示为朗肯循环电站热力系统图和对应的温熵图。燃料在锅炉中燃烧, 产生的热量, 一部分传给水与水蒸气, 剩下的热量由烟气携带经烟囱排入大气。

朗肯循环电站有三条工质回路:

第一条回路是燃料燃烧生成烟气的回路, 这是一条开式回路, 通常叫烟气回路。

第二条回路是水和蒸汽回路, 给水进入锅炉, 在省煤器里吸收热量被预热, 再在蒸发器里吸收热量变成饱和蒸汽, 然后在过热器里吸收热量变成过热蒸汽, 过热蒸汽进入蒸汽轮机做功, 做功后的乏汽进入凝汽器被冷却水冷却变成凝结水, 凝结水用水泵打入锅炉重复上述过程, 这是一条闭式回路, 构成一个符合热力学定义的热力循环, 热力学里称之为朗肯循环。正是在这条回路里, 水泵的压缩、锅炉中的吸热、蒸汽轮机里的膨胀和凝汽器中的放热四个热力过程构成的热力循环, 使得热能连续地转变为机械能, 因此也称之为

热能动力循环。把朗肯循环电站称为闭式循环电站，就是因其将热能转变成机械能的水与水蒸气回路是一条闭式回路，是符合热力学关于热力循环的定义的一条闭式回路。

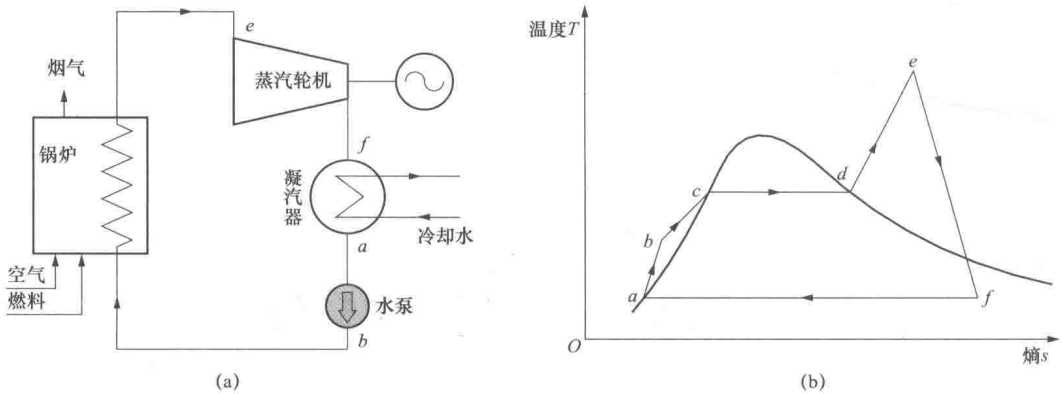


图 1-2 朗肯循环电站热力系统图和对应的温熵图

(a) 系统图；(b) $T-s$ 图

第三条回路是冷却水（循环水）回路，也是一条开式回路。

烟气回路是朗肯循环的高温热源，冷却水回路是朗肯循环的低温热源（冷源）。这体现了热力学第二定律的基本内容：要使热能连续不断地转化为机械能，必须存在温差，这是根本的条件，即高温热源和低温热源。

三条工质回路之间只有热量的交换而没有工质之间的掺混和交换，这一特点为朗肯循环电站的热力计算带来很大的方便。

1. 朗肯循环热效率

蒸汽轮机的效率为

$$\eta_{st} = \frac{W}{Q_B} \quad (1-2)$$

式中 W 、 Q_B ——蒸汽轮机在一段时间里的做功量和吸热量。

或者

$$\eta_{st} = \frac{w}{q_B} \quad (1-3)$$

式中， w 、 q_B ——蒸汽轮机在单位时间里的做功量和吸热量。

锅炉的效率为

$$\eta_B = \frac{Q_B}{F} = \frac{Q_B}{M_F(cv)_0} \quad (1-4)$$

式中 F ——燃料燃烧释放的热量；

M_F ——燃料量；

$(cv)_0$ ——燃料的热值。

式（1-4）是用正平衡法求锅炉的效率，锅炉的效率还可用反平衡法来表示，即

$$\eta_B = 1 - \frac{Q_{loss}}{Q_{in}} \quad (1-5)$$

式中 Q_{loss} ——锅炉损失的热量；

Q_{in} ——输入锅炉的热量。



锅炉热损失由化学不完全燃烧热损失、炉体散热损失和排烟热损失组成。

化学不完全燃烧热损失是燃料在燃烧过程中所产生的可燃性气体，未能完全燃烧而随烟气排出造成的热损失。影响这项损失的主要因素是燃烧室的温度和气流的混合等情况。对于联合循环余热锅炉而言，化学不完全燃烧热损失可以忽略不计。

炉体散热损失是锅炉向外界空气散失的热量。这种损失与锅炉的外表面积大小、保温及绝热情况有直接关系。

排烟热损失是随烟气的排出而被带走的热量。它是锅炉热损失中最大的一项，影响这项损失的主要因素是烟气容积及排烟温度，烟气容积大、排烟温度高，则排烟带走的热损失也大；温度越低，排烟热损失越小，尤其是烟气温度低于该压力下露点温度，由于回收水蒸气的潜热使得排烟热损失显著减小。

郎肯循环电站的总效率为

$$(\eta_0) = \frac{W}{F} = \frac{W}{Q_B} \times \frac{Q_B}{F} = \eta_{st} \eta_B \quad (1-6)$$

2. 提高朗肯循环效率的措施

提高朗肯循环电站效率的措施，仅就汽轮机装置热力系统考虑，主要有：

(1) 提高蒸汽的初参数。蒸汽参数的提高，要求初压 p_0 与初温 T_0 必须是相互匹配的，图 1-3 (a) 所示为蒸汽轮机初参数 p_0 与 T_0 匹配情况说明，这时蒸汽轮机的排汽点 f 处于湿蒸汽区，湿度为 9%~10%，这是大型凝汽式蒸汽轮机蒸汽膨胀终态湿度的允许值范围。图 1-3 (b) 所示为蒸汽轮机初参数 p_0 与 T_0 失配时蒸汽初压过高的情况，这时：一是高压透平级的漏汽损失增大，二是蒸汽轮机的排汽点 f' 处于湿蒸汽区里湿度大于 9%~10% 的区域，湿度过大的水蒸气会使工作在湿蒸汽区的透平级湿蒸汽损失加大，两者都使蒸汽轮机的效率降低。更严重的是，湿度过大的水蒸气会对工作在湿蒸汽区透平级的叶片流动产生强烈的冲击作用和对叶片进行水蚀，从而危及蒸汽轮机的安全运行。一旦叶片遭受水蚀，靠近顶部区域的进汽边就出现了残缺，叶片流道的几何形状就遭到破坏，这就会进一步降低蒸汽轮机的效率，如果一圈叶片的残缺在圆周上是不对称的，就会造成叶轮质量在圆周上的不均匀分布，从而使机组在运行时产生振动，叶片也可能会因为残缺形状的特殊性而产生应力集中，使叶片本身受到破坏，这些都严重危及蒸汽轮机的安全运行，是不允许的。图 1-3 (c) 所示为蒸汽轮机初参数 p_0 与 T_0 失配时蒸汽初温过高的情况，这时蒸汽轮机的排汽点 f'' 处于湿蒸汽区里湿度小于 9%~10% 的位置或排汽点 f'' 进入过热蒸汽区，致使凝汽器中乏

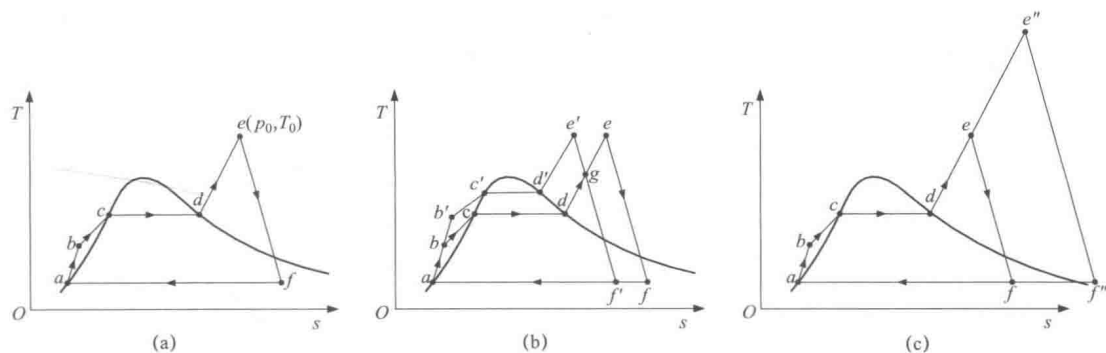


图 1-3 蒸汽轮机初参数 p_0 与 T_0 匹配情况说明图

(a) p_0 , T_0 相互匹配的情况；(b) p_0 过高的情况；(c) T_0 过高的情况

汽的散热损失加大。两种情况下汽轮机排汽点 f'' 的熵值都明显地增大了，这就直接造成了蒸汽轮机效率的降低。因此，蒸汽轮机初参数的提高必须是匹配的。

(2) 降低蒸汽轮机的排汽参数。降低蒸汽轮机的排汽参数，具体地讲，就是降低蒸汽轮机的排汽压力，但这一点受到自然环境条件的限制。

(3) 采用再热循环。蒸汽初压 p_0 过高而初温 T_0 相对较低的情况是应该避免的。但是，用提高蒸汽初参数的方法来制造大功率、高效率蒸汽轮机的过程中，初温的提高受到所提供的高温金属材料的性能及价格的限制，因此只有通过提高初压来实现提高初参数。但是结果必然出现图 1-3 (b) 情况中的弊端，这时采取再热的方法可以有效地解决这个问题。从图 1-3 (b) 来看，不采取再热时，初压提高得过多的蒸汽轮机循环路径是： $a \rightarrow b' \rightarrow c' \rightarrow d' \rightarrow e' \rightarrow f' \rightarrow a$ ，采取再热时蒸汽轮机循环路径是： $a \rightarrow b' \rightarrow c' \rightarrow d' \rightarrow e' \rightarrow g \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow a$ 。这样，通过再热，解决了蒸汽初压过高引起的低压级湿汽损失增大导致蒸汽轮机效率下降和湿蒸汽对低压级叶片的冲击和水蚀危及蒸汽轮机的安全运行的问题。现在，对超高压以上的蒸汽轮机机组都应该采取再热循环。蒸汽初压更高时，可以考虑采用两级再热或多级再热。

在联合循环中，提高下位朗肯循环效率的另一个途径就是把单压余热锅炉改造为双压或多压的余热锅炉，这种改造有效地减小了余热锅炉中燃气轮机的排气与水、水蒸气之间的传热温差（减少了高温区热能做功能力的损失），同时降低了余热锅炉的排烟温度（减少了余热锅炉的排放热量损失），这都有利于提高朗肯循环效率。

三、布雷顿循环

布雷顿循环有简单循环、再热循环、回热循环、间接冷却循环、间接冷却-再热循环等多种形式，本章除非有特殊说明，介绍的都是简单布雷顿循环。

图 1-4 所示为单轴燃气轮机布雷顿循环示意图及对应的温熵图 ($T-s$ 图)。燃气轮机主要由压气机、燃烧室和透平组成。运行时，压气机把进入压气机的空气从压气机的入口滞止压力 p_1^* 升压到压气机的出口压力 p_2^* ；具有一定压力的空气在燃烧室里和喷入的燃料掺混、燃烧，生成燃烧室出口滞止温度为 T_3^* 的燃气，因为空气和随后生成的燃气流经燃烧室有总压损失，所以燃烧室出口的燃气压力 p_3^* 比 p_2^* 略低一点儿，基本上可以把燃烧室里的燃烧过程看作定压过程；燃气进入透平膨胀做功，膨胀到透平出口压力 p_4^* ，温度也降低到 T_4^* ；然后，燃气经排气管排入大气，把排气所携带的热量散失到大气中。

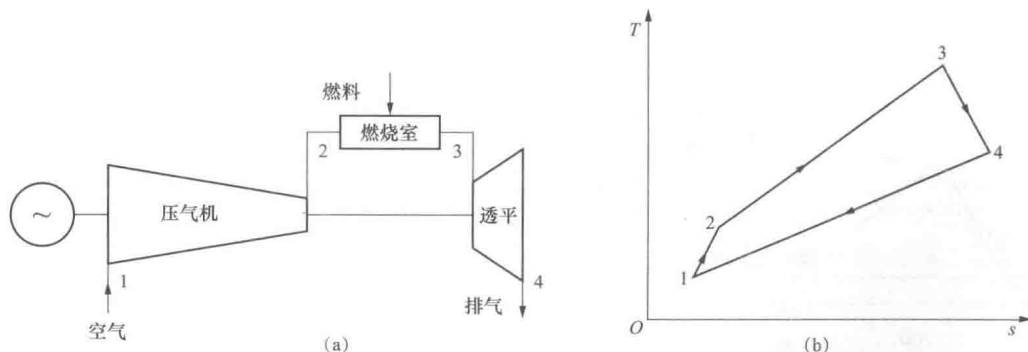


图 1-4 单轴燃气轮机布雷顿循环示意图及对应的温熵图

(a) 示意图；(b) 温熵图



在燃气轮机正常运行时,透平产生的功率约有 2/3 用来驱动压气机,剩余的功率用来驱动发电机发电或者用来携带其他种类的负荷。燃料在燃烧室里燃烧所释放出来的热量是布雷顿循环的高温热源,而透平排气进入大气则是布雷顿循环的冷源。但是在循环始点的工质是空气,循环终点的工质是燃气,工质的成分发生了变化,并且燃气的物质数量也比空气的物质数量多出所加入的燃料量,因此,布雷顿循环并不符合热力学里对于热力循环的定义。尽管燃气的温度和压力最终可以恢复到与循环始点的空气温度和压力相同。在 $T-s$ 图上,压气机里的压缩、燃烧室中的吸热、透平里的膨胀和大气中的放热四个热力过程没有构成一个封闭的回路,即四个热力过程的始点和终点在 $T-s$ 图上的 1 点是不闭合的,因此将其称为开式循环。这就是把燃气轮机电站叫做开式循环电站、燃气轮机循环叫做布雷顿循环的原因。这样就在循环的热力计算上具有朗肯循环电站热力计算所没有的特点和一些要特殊处理的问题。

在对布雷顿循环进行定性分析时,为使分析问题得以简化,常常用相应的闭式循环燃气轮机电站模型来替代开式循环燃气轮机电站。把开式循环电站作为闭式循环电站的等效图如图 1-5 所示。这个替换使得燃气轮机变为“空气轮机”,使燃气轮机电站的总体系统完全类似于朗肯循环电站,也具有三条只有工质之间的传热而没有工质的掺混和交换的回路。这种替换在本质上忽略了空气与燃气的成分与量的差别。由于燃料量与空气量相比,数值上较小,空气与燃气的热物性也相差不是很大,所以这种替换在对布雷顿循环进行定性分析时经常使用。但要强调的是,在对布雷顿循环进行定量计算时,不应当使用这种替换。

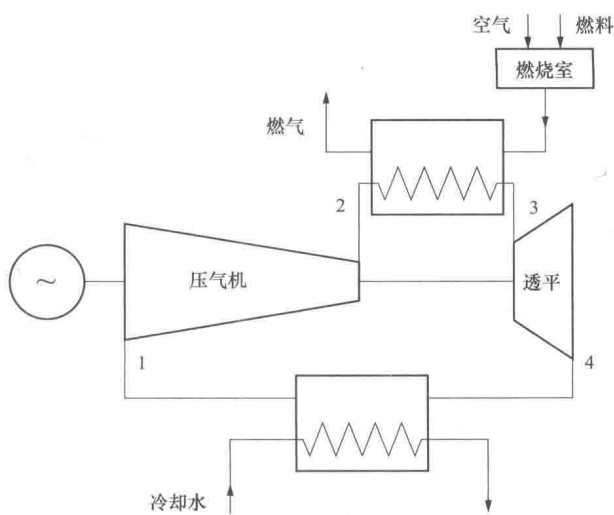


图 1-5 把开式循环电站作为闭式循环电站的等效图

(一) 单轴燃气轮机的理想布雷顿循环

1. 单轴燃气轮机理想布雷顿循环介绍

单轴燃气轮机理想布雷顿循环的示意图与温熵图如图 1-6 所示。

理想布雷顿循环是指构成燃气轮机循环的四个过程都是可逆的,即压气机的压缩过程是等熵(绝热无损,熵流与熵产都等于零)压缩过程,燃烧室的燃烧过程是等压(无流动损失,无散热和燃烧热损失)燃烧过程,透平的膨胀过程是等熵(绝热无损,熵流与熵产都等于零)膨胀过程,排气的放热过程是等压(无流动损失)放热过程。

单轴燃气轮机理想布雷顿循环的温熵图($T-s$)和压容图($p-V$)如图 1-7 所示。在图 1-7(a)中,不计压气机进气管道的流动损失,大气压和压气机第一级入口的滞止压力相等,即 $p_a^* = p_1^*$,空气在压气机中等熵压缩,压气机出口空气总压为 p_2^* ,滞止温度为 T_{2s}^* ;之后,空气进入燃烧室与加入燃烧室的燃料进行无燃烧热损失和散热损失的定压燃烧,不计燃烧室中的流动损失,则在燃烧室出口,燃气的滞止压力与压气机出口的滞止压力相等,即 $p_3^* = p_2^*$,滞止温度为 T_3^* ;然后,燃气进入透平等熵膨胀做功,膨胀到大气压,不计透平

排气管道的流动损失，则在透平出口，滞止压力 $p_4^* = p_a^*$ ($= p_1^*$)，滞止温度为 T_{4s}^* ；排入大气的燃气在大气压力下，定压放热，温度最终降到 T_1^* ($= T_a^*$)。这就是单轴燃气轮机理想布雷顿循环的工作过程。相应的 $p-V$ 图如图 1-7 (b) 所示。

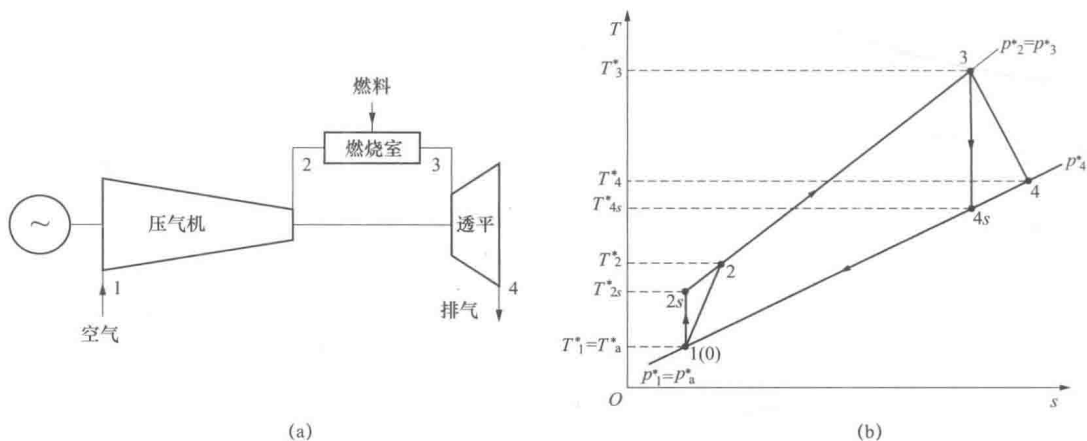


图 1-6 单轴燃气轮机理想布雷顿循环的示意图与温熵图

(a) 示意图；(b) 温熵图

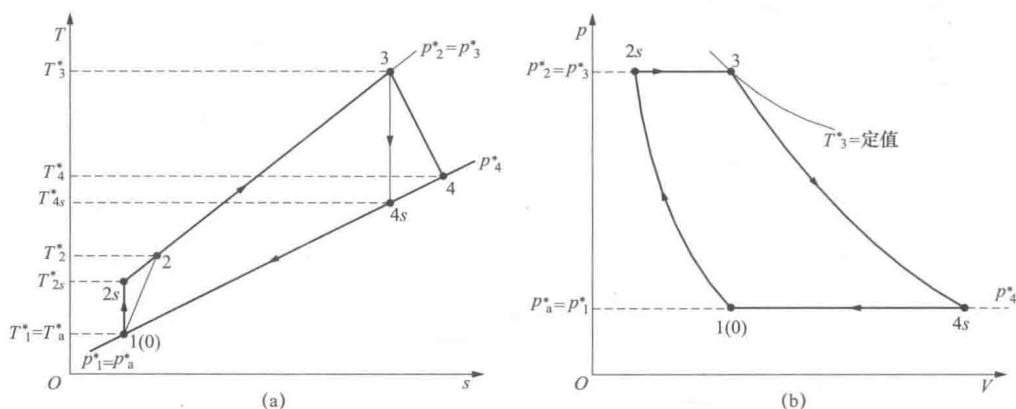


图 1-7 单轴燃气轮机理想布雷顿循环的温熵图与压容图

(a) 温熵图；(b) 压容图

2. 单轴燃气轮机简单理想循环的热力学分析

在布雷顿循环中，一般用比功和热效率两个指标来进行分析比较，是在循环计算中作为确定循环参数的重要依据。

比功是工质经过工作循环，单位质量工质对外界所做的功，单位为 kJ/kg ，因此，循环比功的大小表明了工质对外做功能力的大小。在做功量相同时，比功大的循环所需工质的量少；反之，则多。对于一台燃气轮机来说，比功表明了单位工质流量输出功的大小。因此，两台相同功率的燃气轮机，比功大的工质流量少，机组的尺寸就可能较小。

热效率是工质经过工作循环，把加入循环中的热量转变为输出功的比例，热效率高时表明加入的热量利用率高；反之，利用率低。

如图 1-6 (b) 所示，单轴燃气轮机理想布雷顿循环的路径是 $1 \rightarrow 2s \rightarrow 3 \rightarrow 4s \rightarrow 1$ ，分析以进入压气机的 1kg 空气为基础来进行。



循环比功为

$$w_t = \bar{c}_p T_1^* \left[\tau \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (1-7)$$

式中 $\bar{c}_p$ ——燃气平均定压比热；

T_1^* ——压气机进口的空气滞止温度；

τ ——燃气轮机的温比；

π ——压气机的压比；

k ——比热比，这里把空气与燃气的比热比视为相同，是一个近似假定。

由式 (1-7) 可以看出，比功随温比和压比而变，以 $\bar{c}_p = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ， $k=1.4$ 和 $T_1^*=288 \text{ K}$ 带入式 (1-7) 可做图 1-8，图 1-8 表明，压比不变时比功随着 τ 的增加而增加，温比不变时比功随着 π 的变化有一最大值，相应与该最大值的压比称为比功最佳压比 $\pi_{w,\text{opt}}$ 。将式 (1-7) 进行微分 $dw_t/d\pi$ 。令其等于零即得

$$\pi_{w,\text{opt}} = \frac{1}{\tau^{\frac{1}{k}}}$$

可用图 1-9 来解释 $\pi_{w,\text{opt}}$ 的存在。图 1-9 表明，在 T_1^* 和 T_3^* 不变（即 τ 不变时）时 π 从小变大，循环从 1234 变为 1'2'3'4'，再变为 1''2''3''4''，即面积先从小变大，后又从大变小。因此，中间必然有一个最大面积，此即最大比功，它相应的压比即 $\pi_{w,\text{opt}}$ 。

理想布雷顿循环效率为

$$\eta_{gt} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1-8)$$

从式 (1-8) 可以看出，对于单轴燃气轮机理想布雷顿循环来说：

(1) 循环效率只是压比的函数，与燃气的初温 T_3^* 无关。

(2) 随着压比的增加，效率是增大的。

(3) 效率与工质的比热比有关，工质的比热比越大， $\frac{k-1}{k}$ 的值越大。在压比相同的条件下，使用 k 值大的工

质的布雷顿循环，其循环效率较高。对于空气， $k=1.4$ ；对于氦气， $k=1.660$ 。因此，选用氦气做工质时，相同压比的条件下，循环效率比用空气做工质的循环效率要高。

(二) 单轴燃气轮机实际布雷顿循环

1. 单轴燃气轮机实际布雷顿循环介绍

实际布雷顿循环是指构成燃气轮机循环的四个过程都是不可逆的实际过程。单轴燃气轮机实际布雷顿循环的温熵图和压容图如图 1-10 所示。在单轴燃气轮机实际布雷顿循环中，

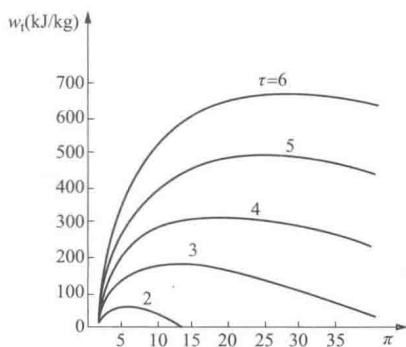


图 1-8 理想布雷顿循环的比功

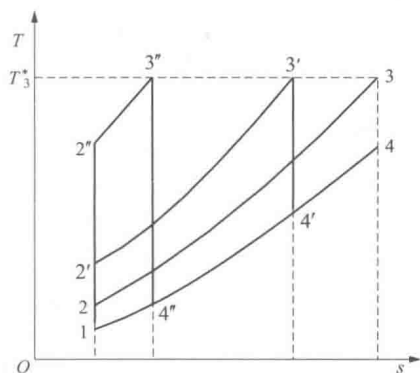


图 1-9 温比不变时布雷顿循环随压比的变化

大气压力为 p_a^* ，温度为 T_a^* [图 1-10 (a) 的点 0]；空气流经空气过滤装置和压气机的入口管道，滞止压力由 p_a^* 降为 p_1^* ，滞止温度保持不变， $T_1^* = T_a^*$ [图 1-10 (a) 的点 1]；之后，空气在压气机里经过压缩，在压气机出口压力达到 p_2^* ，温度为 T_2^* ，因为压气机的实际压缩过程存在损失，有熵产产生，造成熵增，所以 $T_2^* > T_{2s}^*$ [图 1-10 (a) 的点 2]；再之后，经过压缩的空气进入燃烧室与加入燃烧室的燃料进行燃烧，在燃烧室的出口燃气的温度为 T_3^* 。由于燃烧室中存在流动损失，所以在燃烧室出口，燃气的滞止压力 p_3^* 比压气机出口滞止压力 p_2^* 有所降低 [图 1-10 (a) 的点 3]；然后，燃气进入透平膨胀做功，在透平出口，燃气的滞止压力为 p_4^* ，滞止温度为 T_4^* [图 1-10 (a) 的点 4]，因为燃气从透平出口还要流经排气管道才能排入大气，而流经排气管道是有流动损失的，所以 p_4^* 略高于 p_a^* ，因为透平的实际膨胀过程存在损失，有熵产产生，造成熵增，所以 $T_4^* > T_{4s}^*$ ；最后，排入大气的燃气在大气压力下，向大气散热，5 点是排气管道出口， $p_5^* = p_a^* < p_4^*$ ， $T_5^* = T_a^*$ 。上面所述的实际布雷顿循环路径在温熵图 [如图 1-10 (a) 所示] 上表示为 $0 \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 0$ 。在压容图 [如图 1-10 (b) 所示] 上相应地也是 $0 \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 0$ 。

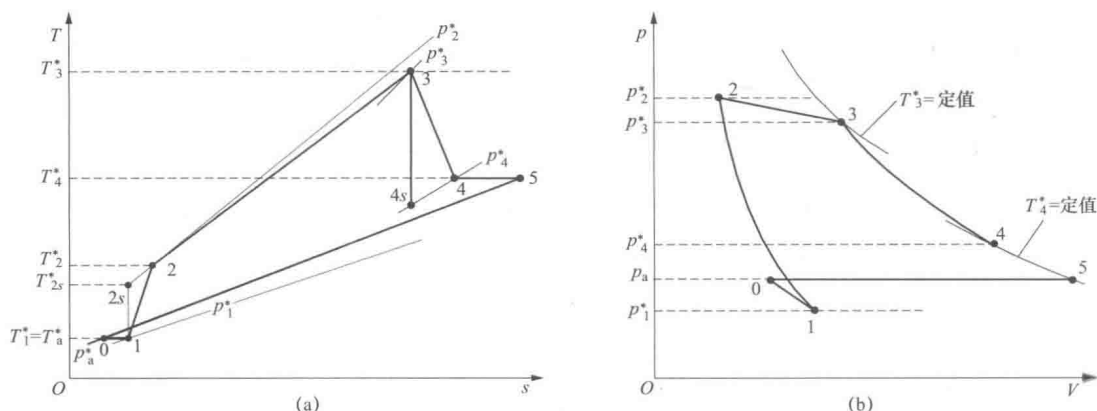


图 1-10 单轴燃气轮机实际布雷顿循环的温熵图与压容图

(a) 温熵图；(b) 压容图

2. 影响单轴燃气轮机实际布雷顿循环的比功和效率因素

单轴燃气轮机实际布雷顿循环在压气机进气道、压气机、燃烧室、透平及透平排气管道内存在不同程度的能量损失，实际布雷顿循环的比功和效率与理想循环的有不同程度的降低，下面分析影响单轴燃气轮机实际布雷顿循环的比功和效率因素。

(1) 压比 π 和温比 τ 。实际布雷顿循环的性能与理想布雷顿循环的性能有较大的差异，图 1-11 所示为实际布雷顿循环比功， η_c 为压气机效率， η_T 为透平效率， η_{cc} 为燃烧室的效率， η_{Mgt} 为机械效率， μ_{cl} 为燃气轮机冷却空气及漏气量占压气机入口空气的比例， ϕ 为燃气轮机总压保持系数。与图 1-8 相比较，图形基本相似，但在相同 τ 和 π 时的比功值下降较多，且 τ 低时下降幅度大， $\tau=2$ 时比功已变为负的，因此，图 1-11 上已无这条线，但 $\pi_{w,opt}$ 仍存在，只是数值与理想布雷顿循环也有所不同。

图 1-12 所示为实际布雷顿循环效率，效率不仅与 π 有关，并且与 τ 有关， τ 越大效率越高。 τ 增加时，即 T_3^* 温度增大时，使得布雷顿循环的平均吸热温度增大，减小了布雷顿循环吸热过程的换热温差，循环效率增大；在一定的 τ 下，效率有一最大值，相应于该值的压比称



为效率最佳压比 $\pi_{\eta, \text{opt}}$ ；效率值比理想布雷顿循环的下降较多（指 τ 与 π 相同时）， τ 越低下降得越多。

由图 1-12 可知，温比 τ 对实际布雷顿循环的性能影响很大，特别是它对效率的影响，促使人们不断地努力提高燃气初温 T_3^* 以不断提高效率。当然，降低 T_1^* 也可以提高 τ ，从而提高效率。但 T_1^* 一般为大气温度，它是不能人为控制的。可以看出，在 T_3^* 相同的情况下，燃气轮机在冬季和寒冷地区使用时效率较高，而在夏季和热带地区使用时效率较低。

对于燃气轮机而言， T_3^* 温度选定后，实际布雷顿循环存在两个最佳压比。一个是使循环效率最高的最佳压比 $\pi_{\eta, \text{opt}}$ ，另一个是使比功最大的最佳压比

比 $\pi_{w, \text{opt}}$ 。两者之间的关系是 $\pi_{\eta, \text{opt}} > \pi_{w, \text{opt}}$ 。 T_3^* 升高，两个最佳压比的值也加大，但始终保持 $\pi_{\eta, \text{opt}} > \pi_{w, \text{opt}}$ 的关系。对于不同的使用场合，在 T_3^* 选定之后，如果是追求高的循环效率，则应该在科学技术达到的条件下，压气机的压比选得尽量靠近 $\pi_{\eta, \text{opt}}$ ，如果追求大的比功，压气机的压比要选择尽量靠近 $\pi_{w, \text{opt}}$ 。要说明的是，高温比时， $\pi_{\eta, \text{opt}}$ 的数值比较大，在目前的科学技术与生产制造水平下，还制造不出特别高压比的压气机，特别是非航空用的压比很高的单转子压气机。在高温比时，实际布雷顿循环比功 w_c 和实际布雷顿循环效率 η_{gt}^0 随压比变化的曲线是比较平坦的，能够选择一个合适的压比，使 w_c 和 η_{gt}^0 都能得到比较满意的数值。

(2) 压气机效率 η_c 和透平效率 η_T 。布雷顿循环输出的比功是 $(w_T - w_c)$ ，只是由于透平实际比功 w_T 小于理想布雷顿循环的数值，压气机实际比功 w_c 大于理想布雷顿循环的数值，使实际布雷顿循环比功 w_c 比理想布雷顿循环比功 w_t 显著减小，同时导致 η_{gt}^0 大大低于 η_{gt} 。 η_c 和 η_T 对布雷顿循环比功的影响如图 1-13 所示，其中 $\eta_c = \eta_T = 1.0$ 这条线即理想布雷顿循环，因该图仅考虑了 η_c 和 η_T 的影响，其他因素的影响未考虑。从图 1-13 看出 η_c 和 η_T 对比功的影响主要是使其值减少，而对其随 π 的变化趋势无影响。另外， η_c 和 η_T 也会影响比功最佳压比 $\pi_{w, \text{opt}}$ ，使之变小。

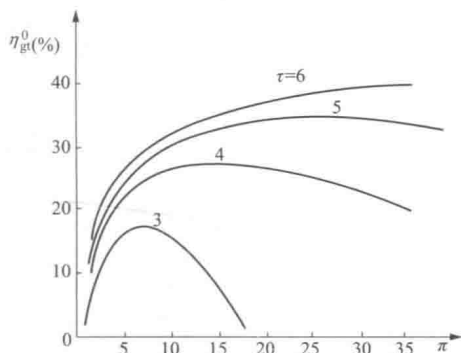


图 1-12 实际布雷顿循环效率

注： $\eta_c = 0.87$ 、 $\eta_{cc} = 0.9$ 、 $\eta_T = 0.88$ 、 $\eta_{\text{Mgt}} = 0.97$ 、 $\mu_{cl} = 0.04$ 、 $\phi = 0.94$ 。

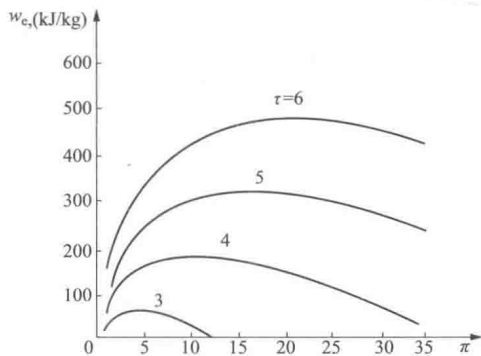


图 1-11 实际布雷顿循环比功

注： $\eta_c = 0.87$ 、 $\eta_{cc} = 0.9$ 、 $\eta_T = 0.88$ 、 $\eta_{\text{Mgt}} = 0.97$ 、 $\mu_{cl} = 0.04$ 、 $\phi = 0.94$ 。

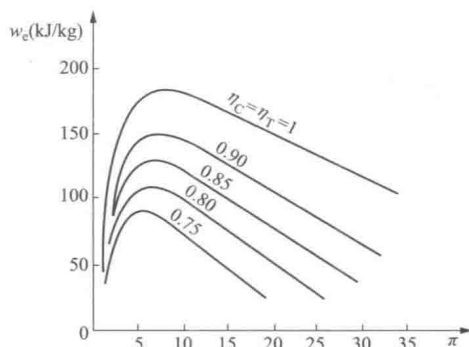


图 1-13 η_c 和 η_T 对布雷顿循环比功的影响，温比 $\tau = 4$



η_C 和 η_T 对布雷顿循环效率的影响如图 1-14 所示,说明考虑 η_C 和 η_T 后不仅使效率下降,且改变了它随 π 的变化趋势,出现 $\pi_{\eta_{\text{opt}}}$ 。 η_C 和 η_T 小于 1 时温比对循环效率的影响如图 1-15 所示。由此可见,导致实际循环效率呈图 1-12 所示变化状况的根本原因是 η_C 和 η_T 的影响。

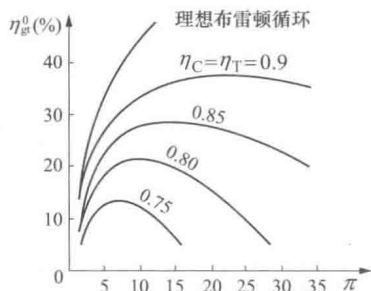


图 1-14 η_C 和 η_T 对布雷顿循环效率的影响, 温比 $\tau=4$

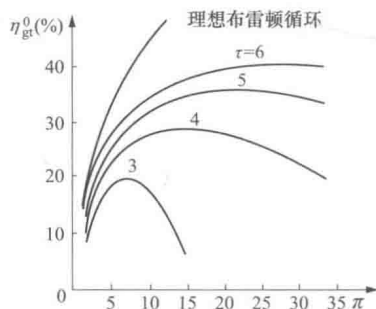


图 1-15 η_C 和 η_T 小于 1 时温比对布雷顿循环效率的影响, 温比 $\tau=4$

鉴于 $w_T > w_C$, 在 η_C 和 η_T 变化相对量相同时, η_T 对 w_c 的影响比 η_C 的影响大, 可见提高透平效率对改善布雷顿循环性能的影响, 要比提高压气机效率的影响大。

布雷顿循环效率 η_{gt}^0 随着透平效率 η_T 的增大是单向并且呈线性地增大; 随着压气机效率 η_C 的增大, 循环效率 η_{gt}^0 也是增大的, 但不是呈线性地增大。这是因为在 T_3^* 温度选定不变的条件下, 压气机效率低的时候, 耗功加大, 机组输出功率减小, 但同时, 压气机出口空气温度升高, 减小了循环的吸热量; 反之亦然, 当压气机效率升高时, 耗功减少, 机组输出功率加大, 但同时, 压气机出口温度降低, 循环吸热量加大。

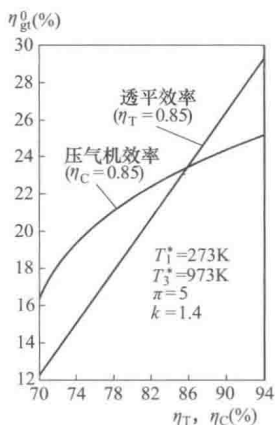


图 1-16 实际布雷顿循环效率 η_{gt}^0 与压气机效率 η_C 和透平效率 η_T 的关系

即 η_{CC} 取决于不完全燃烧的程度。目前, η_{CC} 的一般范围为 0.96~0.99, 多数达 0.98 左右, 可见已达到很高的水平。

η_{CC} 主要影响布雷顿循环效率, 它使工质在燃烧室中达到要求的温升时, 实际所需的燃料量大于理论所需的燃料量, 故 η_{CC} 下降时 η_{gt}^0 降低。

图 1-16 分别给出压气机效率 $\eta_C=0.85$ 时透平效率 η_T 对布雷顿循环效率 η_{gt}^0 的关系曲线和 $\eta_T=0.85$ 时压气机效率 η_C 对布雷顿循环效率 η_{gt}^0 的关系曲线。由于压气机效率影响到循环的吸热量, 并且透平输出的功又比压气机的耗用功大, 所以透平效率对循环效率的影响比压气机效率对循环效率的影响更大, 在图 1-16 上表现为透平效率 η_T -布雷顿循环效率 η_{gt}^0 曲线的斜率明显地大于压气机效率 η_C -布雷顿循环效率 η_{gt}^0 曲线的斜率。因而, 为了提高循环效率, 显然应该更多地设法提高透平的效率。

(3) 燃烧室效率。燃烧室效率是加入燃烧室中的燃料完全燃烧时所放出的热量与工质在燃烧室中实际获得的热量之比。由于存在不完全燃烧和散热损失, 所以燃烧室的效率 $\eta_{\text{CC}} < 1.0$ 。通常, 散热损失很小, 可忽略,



η_{cc} 对布雷顿循环比功的影响是通过对工质流量的差别来影响的, 即 η_{cc} 影响所需的燃料流量, 而燃料流量的大小将影响工质流量, 进而影响比功。但是, 燃料流量一般仅为空气流量的 1%~2%, 因而燃料流量的变化对比功的影响较小。

(4) 压气机进气温度 T_1^* 。 T_1^* 对布雷顿循环效率的影响是通过温比 τ 表现出来的。选定了 T_3^* , 若 T_1^* 降低, 则温比 τ 增大, 循环效率升高; 反之, T_1^* 升高, 则温比减小, 循环效率下降。 T_1^* 对布雷顿循环比功的影响, T_1^* 升高则比功减小, T_1^* 降低则比功加大。这种对进气温度的依赖性正是燃气轮机的缺点之一。

(5) 压力损失。通常, 用压力损失系数 ξ 来描述压力损失。对于简单布雷顿循环, 存在的压力损失有进气压力损失 Δp_1^* 、燃烧室压力损失 Δp_2^* 和排气压力损失 Δp_4^* 。其压力损失系数分别为

$$\xi_c = \frac{\Delta p_1^*}{p_a^*} = \frac{p_a^* - p_1^*}{p_a^*} \quad (1-9)$$

$$\xi_{cc} = \frac{\Delta p_2^*}{p_2^*} = \frac{p_2^* - p_3^*}{p_2^*} \quad (1-10)$$

$$\xi_T = \frac{\Delta p_4^*}{p_4^*} = \frac{p_4^* - p_a^*}{p_4^*} \quad (1-11)$$

当三者具有相同的总压损失增量 (即上述三式右端的分子的数值相同) 时, 因为三式右端项的分母 (即三个总压) 的数值不同, 因而使得三者的总压保持系数的增量值不同。因为 p_2^* 远大于 p_a^* 和 p_4^* , 所以, ξ_{cc} 比 ξ_c 和 ξ_T 要小很多。这样, 与压气机总压损失和透平总压损失相比, 燃烧室的总压损失对燃气轮机总压损失系数 ξ 的影响程度要小, 进而对布雷顿循环效率的影响程度也要小。或者说, 如果要三者具有相同的总压损失系数变化量时, 允许燃烧室有较大的总压变化量, 而压气机和透平的允许变化量比较小。要注意的是, 所说的压气机总压损失是指压气机进气管路的总压损失, 透平总压损失指的是透平排气管路的总压损失。

燃气轮机低压管道 (压气机进气管道和透平排气管道) 的总压损失对布雷顿循环效率影响的重要程度大于高压管道 (燃烧室及其过渡段) 的总压损失。因此, 要重视压气机进气管道和进气空气过滤装置的设计与运行维护, 重视透平排气管道和消声器的设计、生产制造质量, 以确保两者具有尽可能小的流阻损失。

(6) 工质流量的差别。在燃气轮机中, 压气机的进口空气流量 G_a 与透平的进口燃气流量 G_g 是不一样的。首先, 要从压气机中引一部分空气去冷却透平, 当燃气初温高, 透平采用冷却叶片时, 这部分冷却空气量可达到压气机入口空气量的 10% 以上。其次, 要从压气机中抽气来密封轴承润滑油以及其他的漏损等。再次, 燃烧室中要加入燃料。因此, 透平进口流量为

$$G_g = G_a + G_f - G_{cl} \quad (1-12)$$

式中 G_f ——燃料流量, kg/s;

G_{cl} ——冷却空气和漏气等流量之和, kg/s。

这时燃烧室中的燃料空气比为

$$f = \frac{G_f}{G_a - G_{cl}} \quad (1-13)$$