

双工质平行-复合循环热机（程氏循环热机）Ⅱ

闻 雪 友

主题词：燃气轮机 复合循环

循环简要分析

为更具体地说明，下面引用一个分析结果。分析中所用的参数值列于表一，研究了某些参数在一定范围内变化的影响，此时其它参数一般保持为常值。

图七表示蒸气加入量与余热蒸气发生器中最小温差位置的关系（热交换器假定为逆流布置）。对低蒸汽流量（图7a），从排气中吸收的热量少，故排气温度线的斜度小，

最小温差出现在热交换器的蒸汽出口处，即最小温差等于端部温差。图7b表示在较大蒸汽流量下端部温差等于极点温差的情况，此时最小温差同时发生在1、2位置。蒸汽流量进一步增大时（图7c），端部温差大于极点温差，最小温差发生在位置2上。在排气进口温度不变时，一旦最小温差的位置移动，锅炉出口蒸汽温度随蒸汽流量增加而降低。

表一 分析中所用的假定值

	名 称	额定值或范围
1	蒸汽质量流量比 %	0 ~ 40
2	涡轮进口温度 °K	1089 ~ 1644
3	压气机压比	6 ~ 24
4	压气机多变效率 %	87
5	涡轮多变效率 %	87
6	涡轮机械效率 %	98
7	发电机效率 %	98
8	压气机进口温度 °K	288
9	余热蒸汽发生器中排气压降 %	4
10	燃烧室效率 %	99
11	燃烧室压降 %	4
12	进口湿度 %	60
13	燃料热值 $B + u/16$	18600
14	最小温差 °C	28
15	余热蒸汽发生器中蒸汽压降 %	12
16	进口水温 °K	288
17	泵效率 %	70
18	最高金属温度 °K	1089

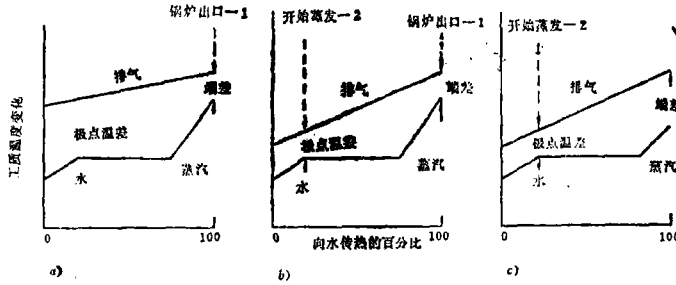


图7 余热锅炉中工质的温度变化

图8 对一典型例子表示加注蒸汽对循环效率的影响。在锅炉中最小温差位置移位前，效率随蒸汽加入量的增加而增加。在最小温差位置从端部移到锅炉内的极点后，循环效率随蒸汽加入量的增加而减小，因为最小温差位置移动后，蒸汽温度随蒸汽加入量增加而减小，为保持同样的进口温度，需要更多的燃料，此时涡轮流量增加所得的输出净增益不再能平衡燃料的增加，因而效率下降。当然，此时比功继续随蒸汽加入量增加而增加。

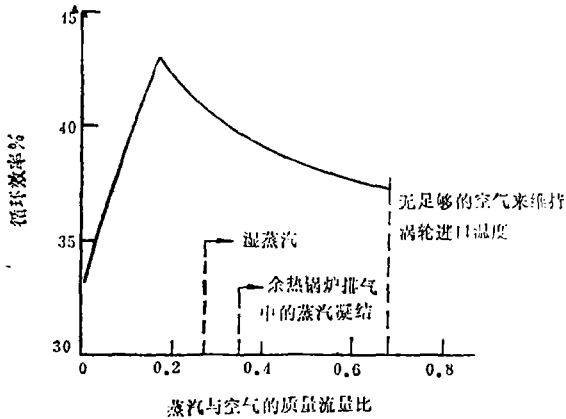


图8 循环效率与余热锅炉产生的蒸汽量的关系。涡轮进口温度 1093°C ，非冷却涡轮，压比16。

在蒸汽/空气比达0.27时湿蒸汽喷入，在比值达0.35时蒸汽将在锅炉的排气侧开始凝结。0.68的比值表示没有过量空气的蒸汽/空气比，在此比值下没有过剩空气来维持

增加燃料的燃烧，如果涡轮进口温度不允许降低，进一步增加蒸汽量是不可能的。各运行极限的蒸汽/空气比值将随不同的涡轮进口温度和压气机压比而变。

图9 对三个不同的涡轮进口温度表示了循环效率、比功、汽/气比和压比间的函数关系。为表明涡轮冷却的影响，对气冷涡轮和无冷却涡轮均有曲线示出。图9表明，对一给定的涡轮进口温度和冷却假定，其最大效率是在一特定的蒸汽/空气比和压比下达到的。在简单循环燃气轮机中，改进效率的一种手段是提高涡轮进口温度，但为达到最大的效率增益，压比也必须相应增加。然而，需指出的是：在同样涡轮进口温度下，双工质循环相应于最大效率的压比低于简单循环燃气轮机相应于最大效率的压比。对于所讨论图9的五种情况，最大循环效率较之简单循环燃气轮机增加了25~30%。

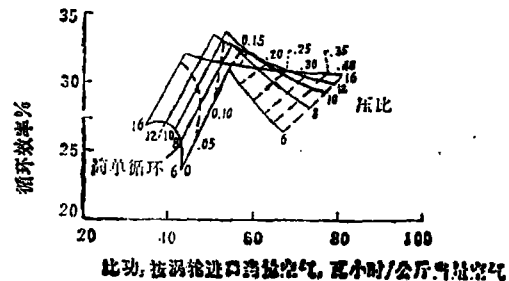
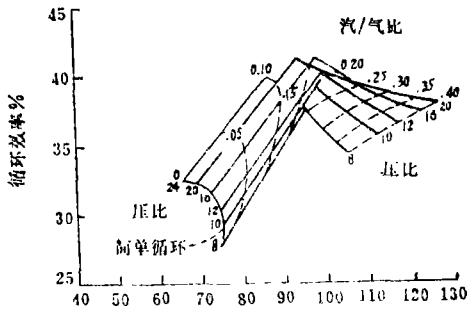
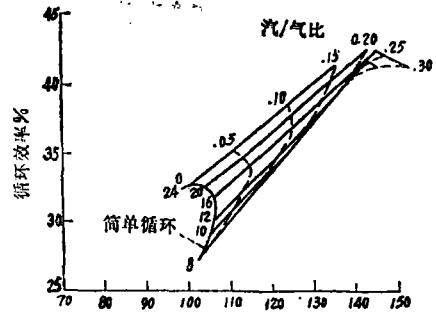


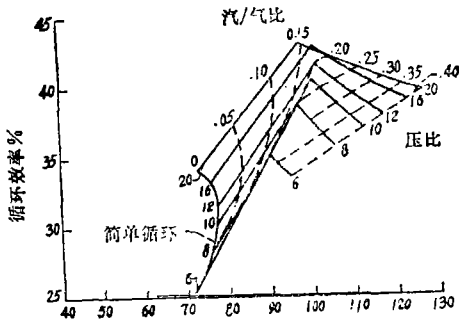
图9a 涡轮进口温度 816°C ，无冷却涡轮



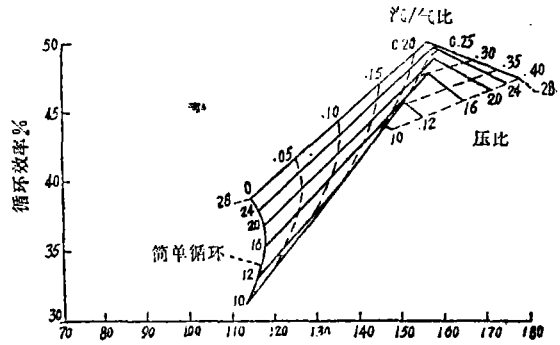
比功, 按涡轮进口当量空气, 瓦小时/公斤当量空气
图9b 涡轮进口温度1093°C, 气冷涡轮



比功, 按涡轮进口当量空气, 瓦小时/公斤当量空气
图9c 涡轮进口温度1371°C, 气冷涡轮



比功, 按涡轮进口当量空气, 瓦小时/公斤当量空气
图9d 涡轮进口温度1093°C, 无冷却涡轮



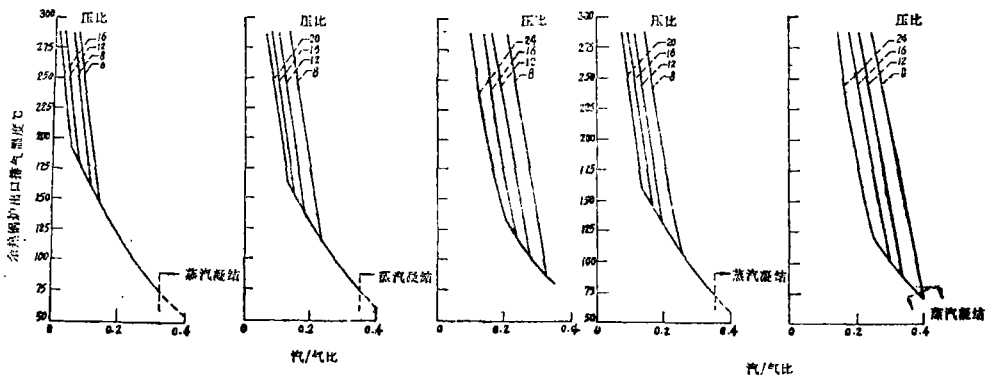
比功, 按涡轮进口当量空气, 瓦小时/公斤当量空气
图9e 涡轮进口温度1371°C, 无冷却涡轮

图9 双工质循环的循环效率和比功

比功随汽/气比增加而增加, 与最大效率相应的比功较之简单循环燃气轮机增加50~90% (按压气进口空气流量计算) 或25~35% (按涡轮进口当量空气流量计算)。低的百分增量相应于低的汽/气比, 高的百分

增量与高的汽/气比有关, 双工质循环的比功增加给人以深刻的印象。

余热锅炉出口的排气温度与蒸汽/空气质量流量比的关系示于图10。在低的汽/气比时, 排气出口温度线很陡。高比值时, 最



a) 816°C 无冷却涡轮
b) 1093°C 气冷涡轮
c) 1371°C 气冷涡轮
d) 1093°C 无冷却涡轮
e) 1371°C 无冷却涡轮

图10 余热锅炉出口排气温度与汽/气比的关系图

小温差发生在极点位置，斜度就小多了。如果排气温度相当低，排气中水蒸汽量较高，水蒸汽将在锅炉出口附近凝结，图10中指出了发生这种现象的温度。从图中还可以看到这样一个现象：在同样的汽/气比下，较低的压比导致一个较高的排气出口温度。

图11对一定的汽/气比和压比给出了循环效率与涡轮进口温度的函数关系。图中a为无冷却涡轮，b为气冷涡轮。在较高的涡轮

进口温度下，效率随压比增加而持续增加，涡轮进口温度较低时，较高压比的曲线与同样汽/气比下较低压比的曲线相交。

由图11可见，对带无冷却涡轮的燃气轮机，效率随燃气初温增加而持续增加，对带气冷涡轮的燃气轮机，在等压比下有一相对来说较为平坦的峰值，这是由于随着燃气初温增加，所需的冷却量增加的结果。

双工质发动机在性能上表现出明显的差

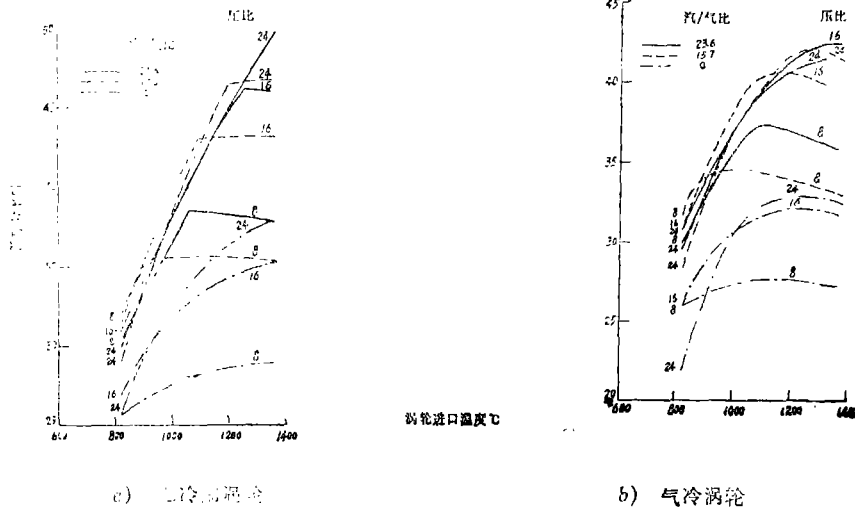


图11 涡轮进口温度对循环效率的影响 (对简单循环燃气轮机和双工质发动机)

别。图11表明，对一固定的汽/气比，仅在一特定的涡轮进口温度下达到效率峰值。从a图可见，对无冷却的涡轮，其效率峰是很尖的。当涡轮进口温度在峰之左侧时，余热锅炉的最小温差位置位于极点处，随着涡轮进口温度增加，端部温差减小，在峰值效率时端部温差等于极点温差。在峰值的左边，当涡轮进口温度增加时，由于排气温度增加及端部温差减小，锅炉出口的混合气能量增加。在峰值之右侧，最小温差等于端部温差，涡轮进口温度增加会引起锅炉出口混合气温度增加，其值与涡轮排气温度增量相同。

对气冷涡轮并未显示在斜度上同样的不连续。从图a可见，对无冷却的涡轮，涡轮

进口温度在峰值左侧时，效率的变化率几乎是常数。对气冷涡轮，随着涡轮进口温度增加，所需的冷却量也增加了，这使效率随涡轮进口温度的变化斜率减小。于是，气冷涡轮的循环效率—涡轮进口温度曲线成为光滑状曲线。

循环综合比较

选择了五种循环，就其性能、初投资、运行成本等方面加以比较。

A, 简单循环燃气轮机。其相应于最大比功的压比为12，相应于最大效率的压比为30，在循环比较中取压比为16。循环效率33%。

B, 燃—蒸联合循环。压比选为12，循

环效率44%，比功为205千瓦/磅空气/秒。为保证达到最好的经济性，分析中的联合循环是由四台燃气轮机和一台蒸汽轮机组成。

C，喷注蒸汽的燃气轮机循环。考虑到目前单转子工业燃气轮机的水平，取压比为16。汽/气比取为0.155。以满足排烟可见度方面的限制。

D，带回热的喷注蒸汽的燃气轮机循环。用燃气轮机的排气热量在压气机出口空气进入燃烧室之前进行回热。回热器之后有一余热蒸汽发生器，所产生的蒸汽喷入燃气轮机。当然，余热蒸汽发生器产生蒸汽的能力明显降低，结果其比功仅为C之90%。虽效率提高1%，但增加了回热器的成本，比功又下降，故此循环不作为一个经济的方案来考虑。

E，带背压式蒸汽轮机的喷注蒸汽的燃气轮机循环(图12)。余热蒸汽发生器中产生的高压蒸汽通过一背压式蒸汽轮机膨胀产生附加功率，然后喷入燃气轮机。与燃—蒸联

合循环相比，E循环结构简单，无需冷凝器或冷却塔。比较中所选的压比为12，与压比16相比，其效率下降很小，与压比8相比，其比功下降很小。该循环之效率较之C略好些，但比B差，然其比功则是各比较循环中之佼佼者。

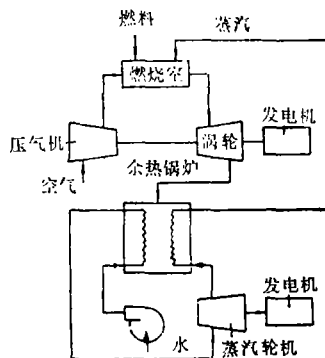


图12 带背压式蒸汽轮机的喷注蒸汽的燃气轮机循环系统示意图

上述各循环之性能比较见表二。

表二 涡轮进口温度1204℃的性能

循环	压比	效率	千瓦/磅空气/秒	汽/气比	磅水/千瓦·小时	蒸汽参数	限值条件
A	16	33%	144	0	0	—	压比
B	12	44%	205	0	1.69	1450p/1000°F	高效率
C	16	41%	226	0.155	2.47	330p/952°F	排烟可见度
D	16	42%	202	0.131	2.33	330p/834°F	排烟可见度
E	12	41%	270	0.185	2.47	1450p/1000°F	余热锅炉和排烟可见度

投资成本比较见表三

表三 投资分配 (单位: 百万美元)

	A	C	E	B
燃气轮机—发电机	6.9	8.0	8.0	25.2
装置	1.9	1.9	1.9	7.6
余热蒸汽发生器和装置	—	4.1	5.0	20.0
蒸汽轮机—发电机和装置	—	—	3.1	16.0
水处理装置	—	0.3	1.1	—
冷凝器和冷却塔	—	—	—	5.5

续表

	A	C	E	B
不可预见费20%	1.8	2.9	3.8	14.9
建造期利息	0.5	0.9	1.2	8.2
总投资	11.8	19.2	25.6	107.4
总投资 美元/千瓦	138	142	158	202
建造期 年	1	1	1	2

每千瓦小时的电力成本比较见表四。

表四 每千瓦小时的电力成本 (单位: 千分之一美元)

成本因素	A	C	E	B
水 (按30美分/1000加仑)	—	0.09	0.09	0.06
水处理	—	0.03	0.30	—
燃料 (按3美元/百万英热单位)	31.6	25.3	25.0	24.1
运行维护	2.0	2.0	2.0	2.0
可变成本 (1974年)	33.6	27.4	27.4	26.1
平均可变成本终值 (电站寿命30年)	65.2	53.1	53.2	50.7
总平均成本				
年运行率 1.0	68.0	56.1	56.5	54.9
年运行率 0.65	69.5	57.6	58.2	57.2
年运行率 0.01	349	345	378	472

从比较中可见, E循环和C循环的比功最大, 各种喷注蒸汽循环的水耗大致在 2.5磅/千瓦·小时, 比煤电站的3.8磅/千瓦·小时要小。C循环的投资费用虽比简单循环燃气轮机略高, 然而在电力成本方面具有明显的优点, 在很低的年运行率下仍然如此。与燃—蒸联合循环相比C循环的投资费大大减少。虽B循环的电力成本略微低一些, 但到年运行率在0.53以下时C循环又表现出明显的优势。应强调指出, 上述比较是在特定条件下进行的, 但可看出, 程氏循环在比功、效率、水耗、系统简易性、投资成本和电力成本等方面均有一定的优点, 具有良好的综合指标。

应用实例

程氏循环发动机投入商用的报导, 最早见于1984年。

国际动力技术公司的 *Onan560—GTU* 燃气涡轮发电机即是一例。该装置包括一个 *Garrett IE 831—800* 燃气涡轮发动机 (压比11, 空气流量7.9磅/秒, 涡轮进口温度1760°F) 和一个发电机, 并配置了一个余热蒸汽发生器 (包括过热器、蒸发器和经济器)。该余热蒸汽发生器能产生3000磅/小时的最大蒸汽流量, 其压力比压气机出口压力高 20psi (在最大运行点)。城市供水通过去离子系统后泵入给水加热器。程氏循环

发动机装置见图13。

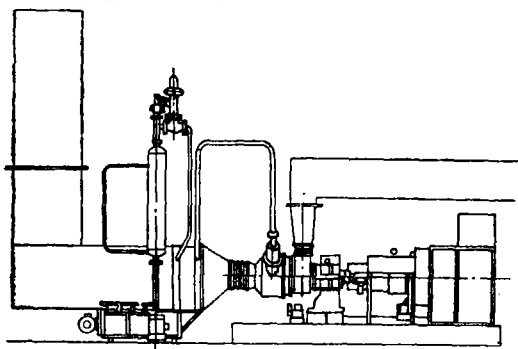


图13 装置布置示意图

预计采用程氏循环后峰值功率将从560千瓦增加到1100千瓦，热效率为34%。图14示出了系统效率与输出功间的试验关系。与通常的布拉东循环相比，程氏循环使在各负荷下的效率有重大增加，例如，400千瓦时，效率从原17.5%增至23%，效率相对增加23%。

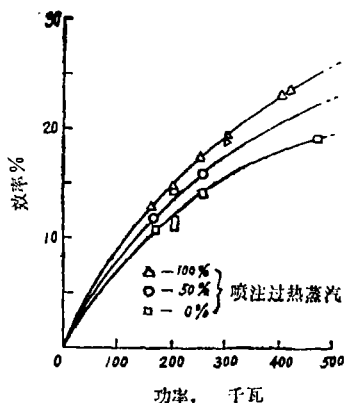


图14 程氏循环与基础发动机的比较

图15示出了所测得的排温与输出功间的

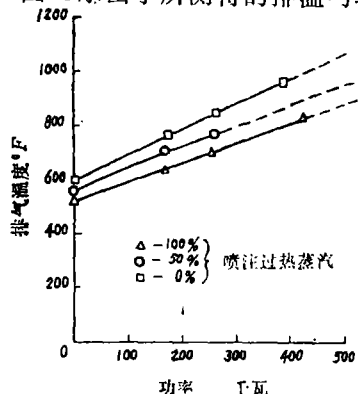


图15 程氏循环与基础发动机的排温比较

关系。在低负荷时程氏循环的排温要比布拉东循环低 50°F ，在400千瓦时要低 100°F 。

试验表明，从慢车到原基础发动机的持续功率，程氏循环发动机相应地节约燃料10%到28%。

1984年11月一台安装在美国加州大学的热电联供程氏循环发动机完成验收试验，并于1985年1月投入商业运行。它由一台 Allison 501-KH 燃气轮机和余热锅炉组成。Allison 501-KH是由 Allison 501-KB5 按喷注蒸汽运行的要求修改而成，它具有六个火焰筒的环管燃烧室，喷注用的过热蒸汽用两根6英寸直径的管子接到燃气轮机上。余热锅炉包括过热器、补燃室（紧接过热器之后）、蒸发器、给水加热器。汽包压力 14.4 公斤/厘米 2 ，经过热器，管线和流量控制阀后喷射蒸汽压力约为 $11.9\sim 12.6$ 公斤/厘米 2 。外输蒸汽的压力为 $3.5\sim 7$ 公斤/厘米 2 。发动机的主燃料是天然气，加压到 21 公斤/厘米 2 供入。

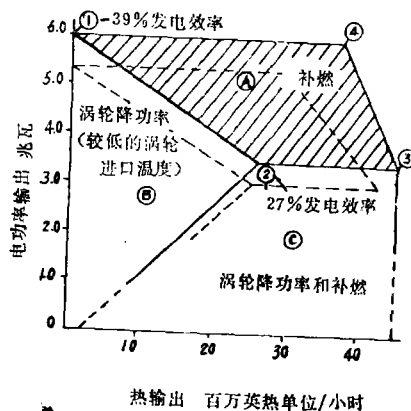


图16 热电联供程氏循环运行范围

图16表示了热电联供程氏循环的运行范围。点2为基础燃气轮机所产生的电功率和热输出(此时无蒸汽喷注和补燃)，从图可见，补燃扩展了热电联供系统的运行区。涡轮进口温度的设计值是 1308°K ，首台运行在 1255°K ，补燃温度设计值为 1144°K ，首台运行在 1033°K ，故而图上有实、虚两组线。

装置的布置见图17。初步性能试验结果为：在涡轮进口温度 1299°K 时发电机的输出功率为5321千瓦。此时喷注的过热蒸汽为

8999.4公斤/小时，装置的热效率为37%。

整个电站全自动控制，包括运行，监测，保护，显示等，并可提供全部参数26小

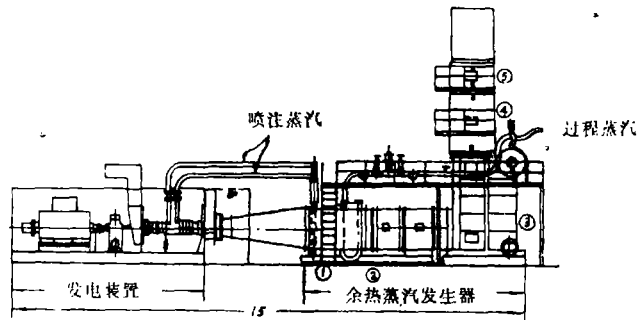


图17 热电联供程氏发动机布置图

时的完整数据。为保证整个装置能以最佳性能运行，需要一个快速响应的控制系统。

双工质平行一复合循环热机可在现有的燃气轮机上以较小的修改而建成。在高度重视节能的当今，这又是一个重要的，有吸引力的经济因素。

结 束 语

文中所综述之双工质平行一复合循环热机是一种基本系统，但并不意味着这是唯一可用的系统。依据使用场合和要求的不同，在此基本系统上加适当变化是完全可能的。

主要参考文献

该循环除可在电站上应用而外，其用途是广泛的，航空喷气发动机，机车，船舶，汽车发动机等都有应用的可能性。

1. USP. No. 3978661.
2. USP. No. 4128994.
3. USP. No. 4248039.
4. ASME Paper 78-GT-11.
5. ASME Paper 78-GT-89.
6. ASME Paper 80-GT-51.
7. ASME Paper 82-GT-298.
8. ASME Paper 85-1GT-122.
9. NASA Technical paper 1440.
10. Combustion 1972. 12.
11. ASME Paper 81-GT-47.
12. ASME Paper 81-GT-51.

需要消耗有一定质量要求的处理水是这种循环最明显的缺点。然而，在水耗方面的比较，以及将水处理增加的成本与燃料费用及投资成本节省相比，至少在电站方面仍表现出其优势。

技术动态

美国海军授权GE公司设计中间冷却式发动机

据报道，GE公司船用与工业发动机和服务分部得到了来自美国海军的合同，进行中间冷却回热式船用燃气轮机的概念性设计。

新发动机的额定功率为25000马力。其油耗可比目前的高效率燃气轮机节省30%多。

GE公司说，该发动机可灵活地安装在小型护卫舰、护卫舰、驱逐舰、巡洋舰和大型舰船中。预期于九十年代初该发动机可投入使用。

中间冷却回热式发动机的设计基于GE公司的LM1600工业燃气发生器。这是一种功率为12000—18000马力的简单循环发动机，它包括十个压气机级和二个涡轮级。

摘自 "Gas Turbine World" Vol16. №2. 1986. 3-4

JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

No.5 1986

CONTENTS

GAS TURBINES

1. Dual working fluid parallel-compound cycle engine (Chen's cycle) (II)
.....*Wen Xueyou* (1)
Abstract
Dual working fluid parallel-compound cycle engine is a relatively new type of thermal engine which is characterized by a high efficiency and enhanced specific power. This paper gives a general review of this cycle, covering such aspects as cycle principle, features and analysis, comparison between cycles, and their application examples.
2. A test rig for U.S. naval (land-based) gas turbines
..... *Wu Yanjie* (9)
3. Multifuel gas turbine propulsion for naval ships; gas turbine cycles implementing a rotating gasifier
..... (15)
4. Nomogram estimates gas turbine exit temperature
..... (21)

STEAM TURBINES

5. Multiple objective programming decision and the design of naval steam turbine^e flow path
..... *Chen Lingeng, Zhang Maijun* (22)

Abstract

In this paper, the design of naval steam turbine stage and/or stages has for the first time been represented as a three objective multi-variable non-linear programming decision problem with certain constraints. A description is given of the functional values of various objectives and the method of evaluating aerodynamic and mechanical constraints. Cascade loss models have been discussed along with the selection of their flow path thermodynamic calculation method and an optimal solution. In conclusion, an analysis of the numerical calculation of a single stage steam turbine optimization problem (with a given speed factor) has demonstrated the correctness of the model