

活塞式内燃机 高温冷却

[苏]Ф.П.利文采夫 著

宁克明 计育滨 等译

牛玉璋 校

工业出版社

内 容 简 介

本书阐述了活塞式内燃机高温冷却系统和效能计算及测定的理论基础，并有发动机改装成这种冷却的例子；阐述了汽化冷却系统循环的计算和蒸汽外部形成系统中参数及要素的计算；简述了通用的高温冷却系统动力装置用在燃气输气管压气机站等的汽化冷却系统。附录中有近年来柴油机高温冷却系统水泵空化作用特性及计算评定水腔产生穴蚀的条件。

本书可供高温冷却系统发动机设计和使用单位的工程技术人员，高等及中等学校的师生参考。

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ
ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ф.Л.Ливенцев

ИЗД. «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1964

*

活塞式内燃机高温冷却

〔苏〕 Ф.Л.利文采夫 著

宁克明 计育滨 等译

牛玉璋 校

*

国防工业出版社出版

（北京市车公庄西路老虎庙七号）

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印刷

*

850×1168 1/32 印张6¹/₂ 170千字

1988年7月第一版 1988年7月第一次印刷 印数：0,001—1,310册

ISBN 7-118-00017-5/TK2 定价：1.95元

原 序

目前, 苏联和国外十分注意在国民经济各个不同部门使用的内燃机动力装置上采用高温冷却系统, 进行着大量的研究工作, 并采取了实际措施广泛推行内燃机的这种冷却。因为按功率来说, 内燃机在其他种类动力装置中占有较大比重。

因而, 本书阐明活塞式内燃机高温冷却问题能引起读者的注意。由于对苏联实验性和工业型动力装置进行理论研究和实验研究、设计和计算、实际工作和试验积累了各种资料, 以及国内外的定期刊物也发表了大量报道, 本书试图第一次对范围较广而内容又较繁的资料和报道进行系统整理和总结。

就效能来看, 采用高温冷却系统综合利用冷却水和废气热量可与活塞式内燃机采用废气涡轮增压相提并论。

即使不提冷却水和废气热量利用问题, 活塞式内燃机改装高温冷却系统也是非常有利的, 其中包括散热器有效面的减小, 从而其重量和制造所用的有色金属材料消耗均会降低。

燃油装置采取保护措施后, 高温冷却系统可使高速柴油机燃烧高硫分燃料, 而气缸活塞组和燃油装置各零件的磨损仍保持通常水平。

输气管道的压气机站上的活塞式燃气动力压气机采用纯汽化冷却系统, 可以减少动力装置经费的消耗。在海平面或高山地区, 闭式的, 也就是密闭式高温冷却系统, 内燃机可保持冷却状态稳定。当前, 内燃机动力装置高温冷却系统的利用问题是极其迫切的。所以, 工程技术人员对有关推广高温冷却系统的问题有着浓厚的兴趣, 而有些资料, 这里指读者能从中获得必要的信息或查找出实际解决装有高温冷却内燃机动力装置设计和使用问题实例的资料是有限的。鉴于这种情况, 有必要更充分地去阐述高温

冷却系统。

本书中，有些问题的研究只是基于理论分析为前提条件的，还需实验检验，但理论是以可靠论据为基础的，在这些论据中没有实际工作中的一般性错误。

本书所引用的复杂的汽化冷却系统中，水循环计算的例子均采用汽化外部形成的高温冷却系统当量截面、参数、要素法，以及在热综合利用系统被用的条件下最终效应测定法，等等。

所述资料的计量单位均采用国际单位制。

作 者

目 录

第一章 高温冷却系统的状况与可能发展的途径	1
1. 增加活塞式内燃机冷却水的温度是提高动力装置效率的 方法	1
2. 高温冷却系统的优点与缺点	3
3. 高温冷却系统的现状	4
4. 某些高温冷却系统的综合图	5
5. 在高温冷却情况下发动机零件的热容强度和气缸的润滑 条件	15
第二章 高温冷却系统计算的理论依据	19
6. 介绍和分析高温冷却系统的初始参数	19
7. 系统参数和元件计算的理论基础	30
8. 冷却水和废气热量综合利用系统的分析	40
9. 装有高温冷却系统的动力装置有效指标可能提高的极限	43
10. 蒸汽在非真空冷凝器内冷凝时汽化冷却系统的分析	48
11. 发动机由普通冷却转换为高温冷却系统时热平衡变化的 计算	50
第三章 计算汽化冷却系统的理论基础	52
12. 汽化冷却系统设计与计算介绍	52
13. 汽化冷却系统中动压与循环次数的确定	54
14. 汽化冷却系统中水和蒸汽流速的计算	60
15. 汽化冷却系统组件中流体阻力的计算	61
16. 在复杂的系统中利用当量截面法确定液压阻力	67
17. 蒸汽冷凝器和机油冷却器的计算	73
18. 冷凝水自行流回蒸汽分离器时冷凝器距水面高度的计算	80
19. 使用废气引射器时蒸汽冷凝和机油冷却的计算方法	81
第四章 发动机的改装和汽化冷却系统的计算	94
20. 10ГК-1 燃气动力压气机的汽化冷却系统及其计算	94
21. “Кларк” 燃气动力压气机汽化冷却系统及其计算	114

第五章 热综合利用系统的计算	150
22. 热综合利用系统计算的一般要求	150
23. 发动机汽化冷却时热综合利用系统的计算	150
24. 汽化外部形成的高温冷却热综合利用系统的计算	159
第六章 简述通用的高温冷却系统动力装置	170
25. 具有燃气引射冷却的 10ГK-1 燃气动力压气机的汽化冷却系统	170
26. 蒸汽在加热器中由电动鼓风机冷凝的 10ГK-1 燃气动力压气机的汽化冷却系统	172
27. 美国装有汽化冷却系统发动机动力装置的某些参数	176
28. 美国具有的汽化外部生成高温冷却系统的无线电台动力装置	179
参考文献	182
附录	184
一、柴油机高温冷却系统水泵空化作用特性	184
二、计算评定柴油机高温冷却系统水腔产生穴蚀的条件	195
参考文献	201

第一章 高温冷却系统的状况与可能发展的途径

1. 增加活塞式内燃机冷却水的温度是提高动力装置效率的方法

统计数据表明，内燃机冷却系统中的冷却液的平均温度在不断地提高，例如：近五十年来船舶内燃机冷却系统中的冷却液平均温度 ($t_{o.c.p}$) 由 $30\sim 32^{\circ}\text{C}$ 提高到 $60\sim 65^{\circ}\text{C}$ 。

许多高速发动机的水温已接近 $80\sim 85^{\circ}\text{C}$ ，某些型号的内燃机，冷却液的出口温度已接近 100°C 。

现在产生了这样一个问题，活塞式内燃机冷却系统温度到 100°C 是不是就已达到极限温度。这个问题，只有对大量的、不同型号的、具有高温冷却系统的发动机进行长期使用或者全面试验取得足够的数据才能回答。

目前，这种系统正在广泛地普及，而且由于不同的结构特点和其在各种不同条件下的应用现在又制造出几种高温冷却系统。

在内燃机冷却系统达到这种温度后又提出有关合理利用冷却水带走的热量和必须建立一个在新的基础上利用冷却水热量以及利用排出的燃气热量的统一系统。

活塞式内燃机高温冷却系统和热能的综合利用系统并不是新的原理，因为应用高温冷却的尝试可追溯到从制造内燃机开始一直到现在；热能的综合利用系统早在三十年代企图制造船舶蒸汽柴油大功率动力装置系列时就已想到。

这样，现时便产生了一个既要解决活塞式发动机转换成高温冷却，又要合理解决利用由冷却水和排出的废气所获得的大量热能的问题。

利用冷却水和燃气热量来提高发动机工作效率是最合理的措施。大家知道，假若发动机采用重油工作，那末加热燃料所消耗的热能并不多，不大于气缸里燃料燃烧总热量的 1%，因此，利用转化成蒸汽的大部分热量是合理的。它可以较容易、较好地满足蒸汽动力装置的要求。这些组合装置产生的机械能可用来增压（大功率船舶发动机和固定式发动机）或带动发电机运转。发电机可向所有辅助机构以及动力装置本身工作时的所有辅助机构供给电能。

蒸汽参数的选择则取决于由高温冷却系统所得到的蒸汽用于何种蒸汽动力机构。

假若将活塞蒸汽机做为蒸汽动力装置使用，则高温冷却系统中的压力必须达到 $8 \sim 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ；温度达到 $170 \sim 180^\circ \text{C}$ 。

当在低压蒸汽涡轮内利用蒸汽时，冷却水温度为 $t_1 \leq 127^\circ \text{C}$ ，蒸汽压力为 $2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，高温冷却系统才可以实现。

假若考虑活塞蒸汽机的指示值，在蒸汽初始压力为 $8 \sim 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，远比低压蒸汽涡轮机在蒸汽的初始压力为 $2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时的要低，那末，仅能优先选用低压蒸汽涡轮机。因为在理论上和实际上，这些涡轮机构能在任何大于冷凝压力的初始蒸汽压力下工作。

根据在船舶动力装置中应用低压蒸汽涡轮的实际情况看，可以指出，大量的这种复合蒸汽动力装置是由三级膨胀的活塞机和低压蒸汽涡轮机所组成。低压蒸汽涡轮机安装在蒸汽机与冷凝器之间，并经减速器将其动力传到螺旋桨轴。这种类型的大量的，各式各样的复合蒸汽动力装置，从过去到现在一直在生产。

采用这种原理制造的动力装置，并不排除利用动力蒸汽涡轮机按上述结构直接提高发动机功率的可能性，即可利用高温冷却系统蒸汽的低压动力蒸汽装置与带动船桨、发电机和其它任何传动机构的发动机联合工作。

例如，《Баяр-Баха》动力装置低压涡轮之前的初始绝对压力是在 $0.4 \sim 0.6 \times 10^5 \text{ Pa}$ 范围之内。

假若高温冷却系统的初始绝对压力为 $2.0 \sim 2.5 \times 10^5 \text{Pa}$, 并在此相应压力的过热温度下来利用由高温冷却系统所获得的蒸汽热量, 则可有较好的效果。

用这样的方法利用蒸汽热量时, 不依发动机输出功率为转移, 都应使涡轮前的压力大体上保持不变。

实施这一条件可采用具有引汽的高温冷却系统来冷却活塞式发动机。保持蒸汽压力恒定是借助于节流阀调节装置和主冷却循环水泵来共同完成。按照发动机冷却水出口温度 t_{ex} 和入口温度 t_{ex} 所取的温差, 将水泵压差 $(p_2 - p_1)$ 调整到恒定值。

把现有发动机改装成高温冷却系统和制造装有高温冷却系统的发动机(该系统带有蒸汽引射装置, 且蒸汽用在蒸汽动力机件中)是两种改进动力装置, 只有当使用这种改进的动力装置给工作带来显著经济效益时才能被采用。因此, 为了分析高温冷却系统, 应当建立正确的规范, 以判断这些系统在各种不同使用条件下的效果。

利用冷却水和废气热量来改进内燃机冷却系统是迫切需要解决的问题。这一点从苏联以及其他国家技术界^[9, 13, 14, 15, 16, 21, 22, 23]的关注得到证实, 还可从技术刊物报导下述消息的事实得到证实。如美国“Вортингтон”、“Чикагопневматик”等工厂及英国“Миррлисс”工厂生产的一系列利用冷却水及废气带走的热量转化为蒸汽热的^[31, 32, 33]高温冷却系统的柴油动力装置。

讲述研究利用内燃机冷却水热量的现有方法时, 可以说, 其原理和优点是足够清楚了, 然而目前, 尚没有用过的, 经过检验而可靠的计算方法。有关这类系统中特殊结构部件的精确参数, 也没有确切的数据资料。在此基础上对于不管是纯汽化冷却, 还是适合大功率船舶和固定式内燃机外部引汽的冷却系统来说, 正确的评价高温冷却系统效能的一系列研究工作至今尚未完成。

2. 高温冷却系统的优点与缺点

高温冷却系统的主要优点是:

1) 在相对提高内燃机有效功率 14~16% 的情况下, 大多数活塞式发动机的绝对有效效率提高 6~7%, 即采用高温冷却系统的活塞式内燃机有效效率能达到 0.46~0.47 而通常的冷却系统仅为 0.40~0.42。

2) 不依赖于外界条件的变化, 可保证发动机的热状况在冷却水温差很小的情况下稳定不变, 使气缸保持几乎不变的初始几何形状, 从而减少了气缸与活塞组零件的磨损。

3) 可燃烧高硫分燃料, 不必顾虑通常冷却系统的内燃机中那样大的磨损量。

4) 在高山区域工作时, 发动机的热状况稳定性, 不受海拔高度变化的影响。

5) 可缩小金属散热器的容积(如, 汽车、拖拉机和机车内燃机等)。这是由于提高了热的冷却水或水汽混合物与周围空气温差 Δt 的缘故。

6) 降低大功率动力装置(煤气输送管道压气站, 等等)使用中的耗费与成本; 同时还可提高燃油等热量利用的效果。

高温冷却系统的缺点是:

1) 借助于高温冷却系统工作的发动机零部件温度较高, 给操作人员在使用中带来不便。弥补这一不足的办法是给热辐射表面(如, 气缸、缸盖、导管等)加隔热板。

2) 必须采用质量较高的润滑油和添加剂, 以保证发动机气缸内工作表面在强化温度下可靠工作。

3) 动力装置摆脱给定的工作状态需较长的时间。

3. 高温冷却系统的现状

高温冷却系统的巨大潜力和无可比拟的优越性之所以能够实现, 在于近十几年来进行了大量的新的工作, 使高温冷却发动机的研究工作以及对它本身的掌握大大向前推进了。

各种不同型号和功用的活塞式内燃机动力装置设置了大量的不同型式的高温冷却系统。例如, 大功率煤气输送管道用的空气

压缩机站。它采用的是汽化冷却系统，沸水直接在导热壁表面沸腾并呈水汽混合状态由发动机输出。由于这种系统简单而且没有通过发动机来供水的循环水泵，这种系统比通常的冷却系统具有明显的优越性。这可使管路简化并可使所需的辅助设备最少，从而使动力装置的成本、使用维修工作和耗费降低。

虽在创造出纯汽化冷却系统时没有提出有效地利用冷却发动机所获得的蒸汽热量和废气热量的重要问题，但近来出现一些带有汽化冷却系统的动力装置。在这以后蒸汽被利用在低压蒸汽涡轮以带动叶片式风扇来冷却机油散热器和蒸汽冷凝器^[83]。

应该引起注意的是纯汽化高温冷却系统仅能在这样的发动机上应用，即发动机缸盖和气缸冷却腔内设有复杂的棱筋而水汽混合物能顺利地由它们那儿进入蒸汽分离器，且不会形成阻塞蒸汽的“汽塞”。

对于气缸水套和缸盖空间窄小、冷却水通路复杂，并且给定流速以强化导热冷却表面的发动机来说，汽化冷却系统是不适宜的。

冷却这种发动机，又研制了具有蒸汽外部形成的高温冷却系统。在该系统内确定的导热工况没有被破坏，而仅仅改变了受热壁和冷却水的温度。

在发展应用废气热能的系统中，可以看到有重大意义的进展。

4. 某些高温冷却系统的综合图

下面所示的高温冷却系统图上引用了相互类似最有代表特征的现代高温冷却系统，其中一些正处于实现的阶段。

图 1 所示的是混合系统图。这个系统适用于在普通条件下冷却的发动机，即出水口温度 $t_{\text{out}} < 100^\circ\text{C}$ 的发动机，而当冷却水的温度升高超过 100°C 时，该系统就变成部分蒸汽强制循环的汽化冷却系统。在这种情况下，水汽混合物将由发动机流到冷却器。在该系统内，蒸汽余压极限达到 $0.75 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，并由安全蒸汽空气活门加以限制。此安全活门保护冷却系统排除由于水沸腾时产

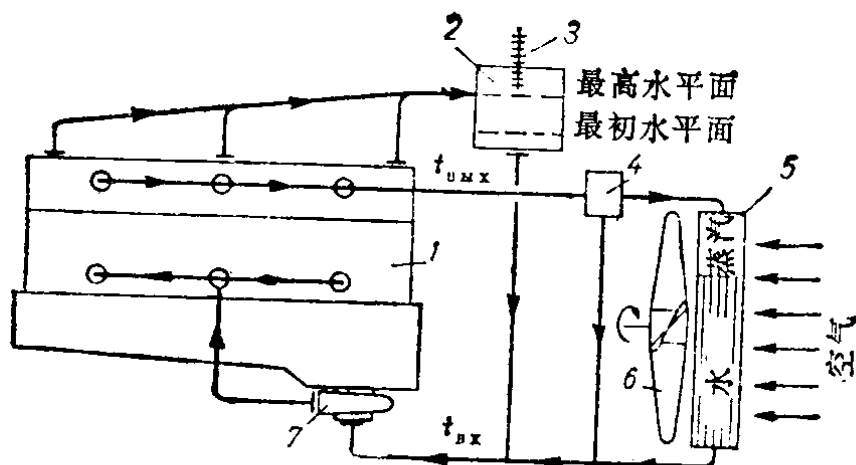


图1 混合冷却系统示意图

1—发动机；2—补偿水箱；3—空气蒸汽活门；4—调温器；5—冷却水箱；6—叶片式风扇；7—循环水泵。

生的高压，以及当冷却水温度下降到 $t_{ux} < 100^\circ\text{C}$ 时，向冷却系统放进外界的大气空气。这后者并不比排除超压次要。因为在封闭的系统里，当没有空气进气活门时，水在 $t_{ux} < 100^\circ\text{C}$ 时，也将会沸腾。

在系统建立起压力后，冷却表面，特别是在缸盖内，也不能排除蒸汽的形成。

由于进入冷却器的蒸汽，在其上部与水冷凝形成混合物，所以，出口水温经常高于进口水温，即 $t_{ux} > t_{bx}$ 。借此，由发动机带出的部分热量将用来把冷却水的温度由 t_{bx} 提高到 t_{ux} ，剩下的那部分热则用于汽化，而蒸汽的形成应当主要是在缸盖里。

这种类型的高温冷却系统，本身完全可以用在大功率内燃机上，而且在水冷却器散热面积有限情况下，这种发动机适合短时间在强化工况下工作。

在这种情况下，需注意这个事实：从汽化开始，水汽混合物的体积和水的体积比较起来骤然增加。为了防止系统中的冷却水在沸腾时造成大量损失，补偿水箱的体积应比通常的体积大一些，而初次加添的水量应以最低允许量为宜。

图2是有代表性纯汽化冷却自然循环系统图。在这个系统中，假若冷凝器有效表面不充满水， $t_{gx} \approx t_{ux} \approx t_n \approx t_a$ ，否则，将会有

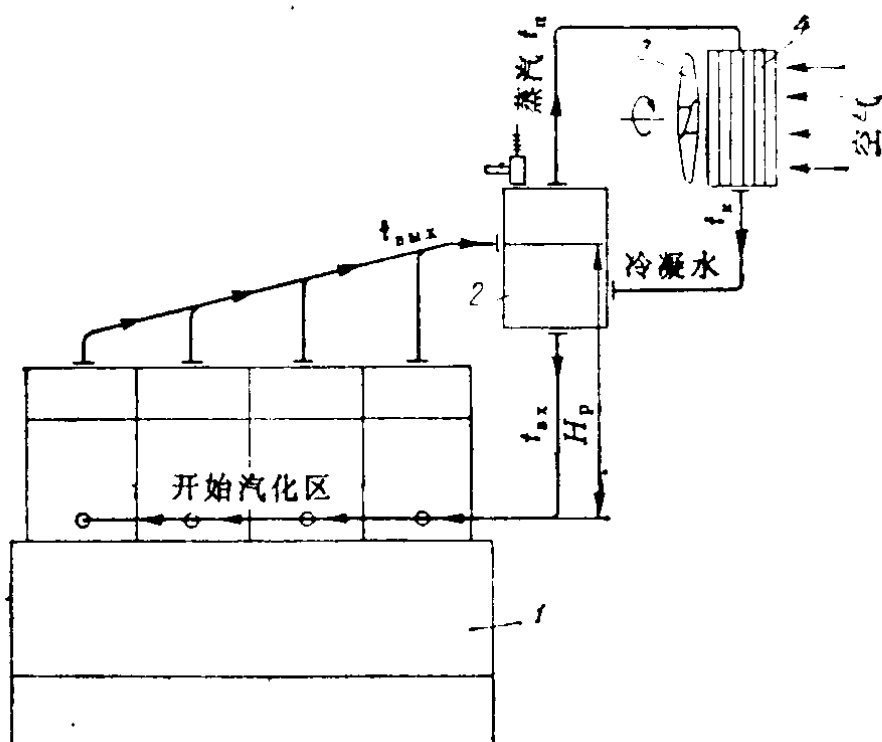


图 2 汽化冷却系统图

1—发动机；2—蒸汽分离器；3—叶片式风扇；4—冷凝器。

的地方冷凝水过冷或者 $t_n > t_v$ 。

这种冷却方法，由被冷却表面所带走的全部热量都转化为蒸汽热。这样，实际上，当水进入汽缸或缸盖水套空间时，已开始形成蒸汽。

蒸汽在水汽混合物中的单位含量逐渐增加并在汽缸或缸盖的出口达到最大值。当按图 2 布置冷凝器与蒸汽分离器的彼此位置时，冷凝水将靠重力流动返回汽化冷却系中。蒸汽分离器内水的自然液面高出蒸汽生成始区的高度 H_p 不是任意的，而是由所希望的水的循环强度来确定。该强度在 H_p 值不变时仅靠下降的液流管中的流体比重 γ 与正在上升的流体的水汽混合物的平均比重 γ_{ncp} 的差值来保证。也就是说， H_p 值是由蒸汽开始生成区到蒸汽分离器中水的液面之间的距离来确定。汽化冷却的应用在苏联首先是从工业上应用开始的。

图 3●所示意的是在涡轮送风机中利用蒸汽的汽化冷却系统。

● 该系统作用效能分析将在第二章叙述。

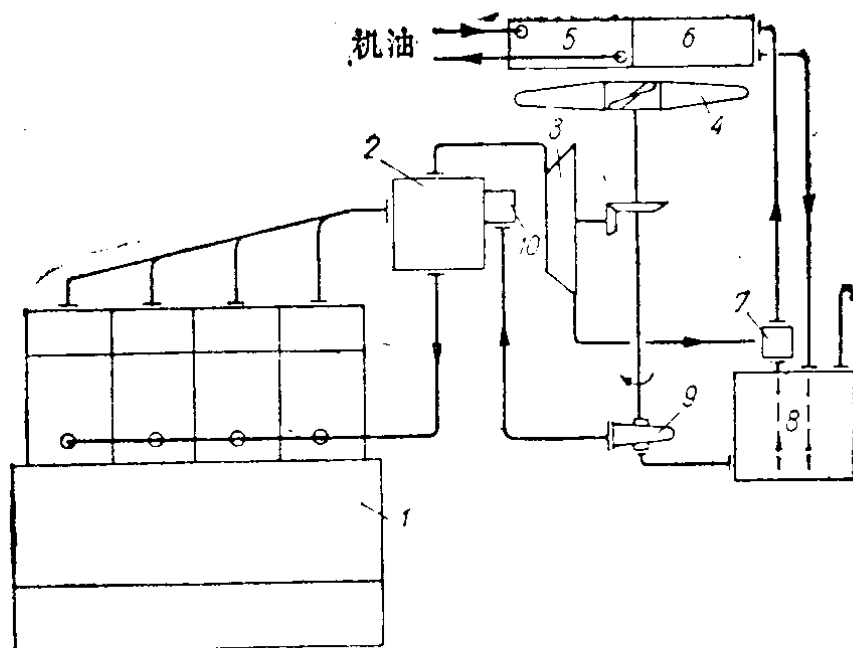


图3 蒸汽涡轮机组利用蒸汽的汽化冷却系统示意图

- 1—发动机；2—蒸汽分离器；3—低压蒸汽涡轮；4—叶片式风扇；
5—机油冷却器；6—蒸汽冷凝器；7—蒸汽隔离器；8—排出的冷凝
液储存箱；9—供分泵；10—自动补给装置。

涡轮送风机被用来给润滑油冷却器和蒸汽冷凝器送风。在该结构中不能保证冷凝物自行流入闭式汽化冷却系统。因为需遵循 $P_1 > P_0$ 条件，其中 P_1 是涡轮前蒸汽的初始压力； P_0 是冷凝压力，而后者依冷却空气温度而定，但不小于 10^5Pa 。为了使冷凝水返回闭式系统中去，应设置由蒸汽涡轮带动的供水泵或冷凝液泵，以及为保持蒸汽分离器中水位液面恒定的自动控制装置。

这种汽化冷却系统的其余部分的工作与图2所示系统的工作相似。

图4所示的汽化冷却系统示意图，与图2和图3相同，前者与后者的区别在于废气的能量在用来以空气冷却润滑油和冷凝蒸汽的燃气空气引射器中得以利用。在该系统中考虑了利用蒸汽为生活和工业建筑余热供暖的问题。为此由蒸汽分离器的汽室接出一个蛇形管，水经过它被泵送至取暖设备管路。冷却系统是自动调节的，此时，假如在蒸汽分离器里蛇形管的水周转的快，则全部蒸汽直接在蒸汽分离器中冷凝。随着被泵送到蛇形管里的水的周转速度的降低，越来越多的蒸汽将进入空气冷凝器。若停止往蛇

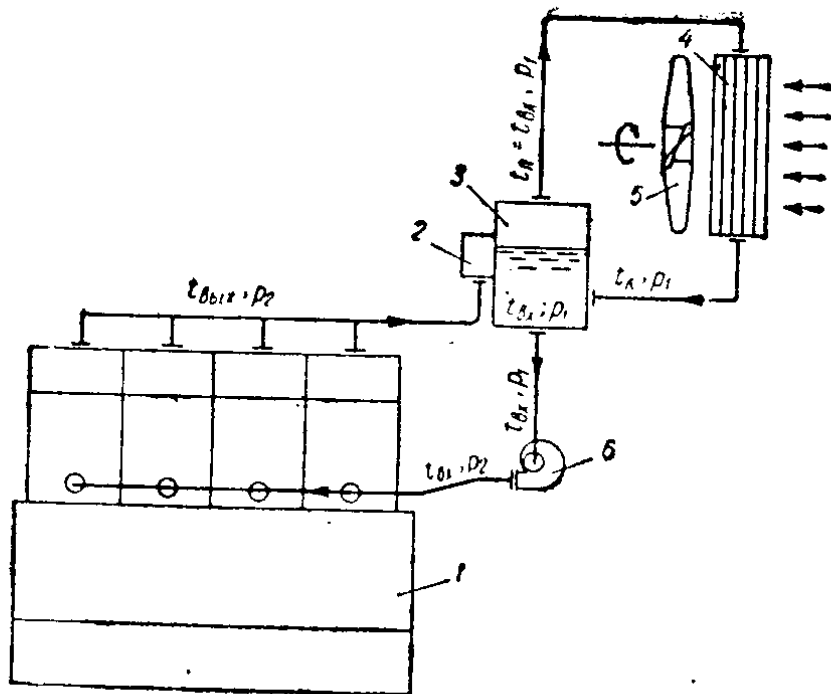


图5 带有蒸汽外部生成的高温冷却系统示意图

1—发动机；2—节气阀装置；3—蒸汽分离器；4—冷凝器；5—叶片式
风扇；6—主循环水泵。

气缸和缸盖水套内筋棱限制和阻塞类型的发动机。在提高的压力 p_2 区域里，水不沸腾，仅由 t_{ex} 加热到 t_{oux} 。沸腾温度 $t_2 > t_{\text{oux}}$ 与压力 p_2 相符合。水的沸腾在节气阀装置之后产生，即在蒸汽分离器里应有自由水平面。

图6是英国《СКОТТ-СТИЛЛ》公司发动机的工作废气和冷却水热量综合利用简化系统示意图。

在这个动力装置中，气缸活塞上方空间作为柴油机的工作腔，而活塞的下方是具有活门式蒸汽分配器的蒸汽活塞机工作腔。进入动力装置的蒸汽部分的气缸压力为 $8 \sim 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。缸盖和气缸水套的整个系统空间也处于这一压力之下。因为由冷却柴油机气缸和缸盖部分所获得的蒸汽，以及由利用工作活塞单位时间内废气容积热量产生的蒸汽不够，于是为了增加其数量，按照需要安装上额外的石油加热的蒸汽锅炉。锅炉与系统所有其它组成部件联成统一的整体。

这个系统有很大的缺点，其中主要是动力装置的柴油机与蒸

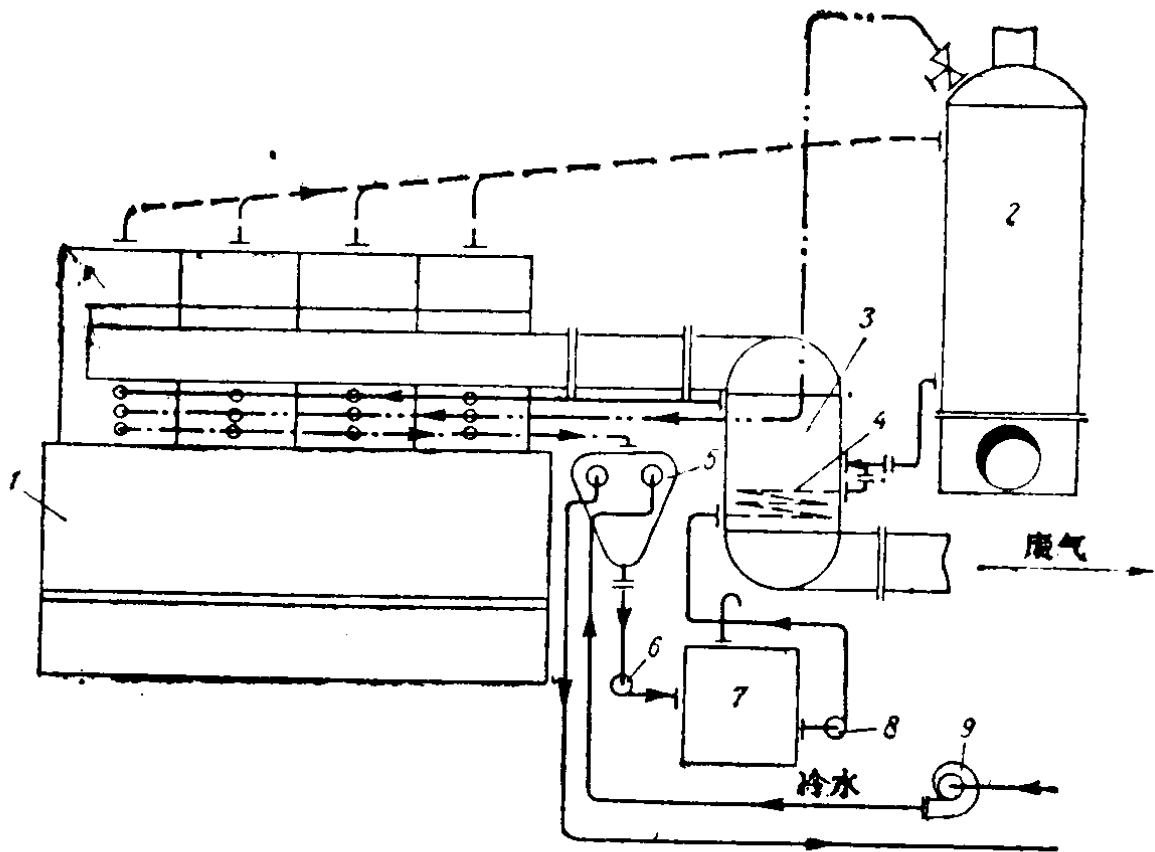


图 6 “Скотт-Стилл” 工作废气和冷却水热量综合利用系统示意图

1—发动机；2—石油加热锅炉；3—废气利用锅炉；4—供水用燃 气
水管加热器；5—冷凝器；6—冷凝水真空泵；7—冷凝箱；8—供水
泵；9—补水循环泵。

——水；----水汽混合物；-·-·-·-蒸汽；-·-·-·-废气。

汽部分都联接在同一气缸内，它将严重的导致水、柴油机部分工作机件冷却表面的润滑油和蒸汽锅炉有效加热表面的污染。

由示意图明显地看出，动力装置的工作原理并不复杂。根据公司说明书的介绍，这些装置比现有纯柴油机装置的有效效率高 6 ~ 7 %。在文献中没有获得这方面的任何计算数值。这种型号的动力装置生产无几，以后便停止了。在此给出这个系统的目的是为了与现代高温冷却系统进行比较。

图7● 所示是冷却水和废气的热量综合利用系统示意图。

在这个方案中，发动机采用的是汽化冷却系统，换热设备——燃气蒸汽过热器，冷却发动机循环水的燃气加热器和供水燃

● 该冷却系统的计算，见第五章。图中 $16ap = 10^6 Pa$ 。