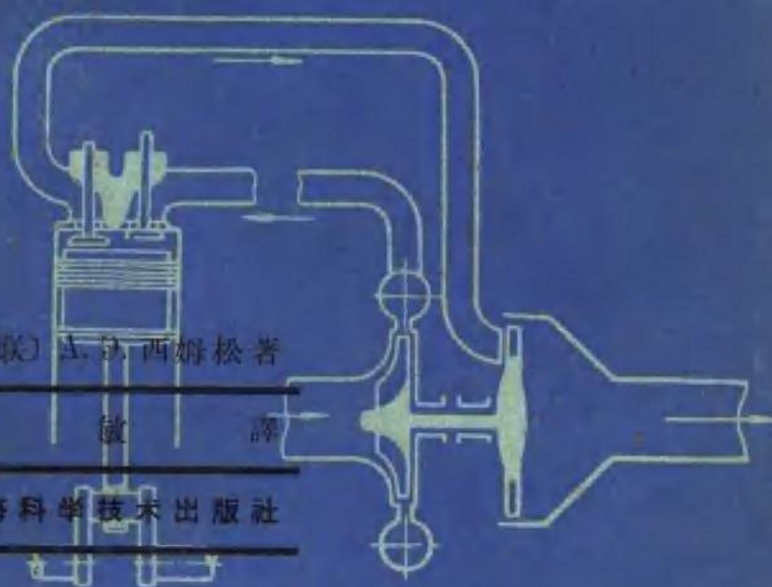


柴油机废气涡轮增压

〔苏联〕A. B. 西姆松著

侯 敏 译

上海科学技术出版社

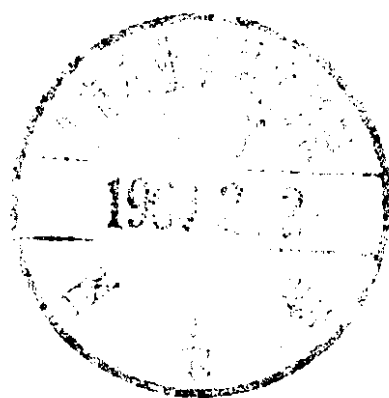


柴油机废气涡轮增压

〔苏联〕 A. Э. 西姆松 著

侯 敏 译

11016115



上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书叙述了为确定柴油机废气涡轮增压系统中基本参数所必需的理論、計算及試驗研究等問題。此外,还分析了現代柴油机的各种废气涡轮增压系統的结构特点。

本书可供工程技術人員、設計師、科研工作者以及高等学校內燃机专业师生参考。

ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДУВ ДИЗЕЛЕЙ

А. Э. Симсон

Машиизв • 1958

柴油机废气涡轮增压

侯 敏 譯

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业許可証出003号

商务印书館上海厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 850×1168 1/32 印張 6 12/32 插頁 3 排版字數 169,000
1963年12月第1版 1963年12月第1次印刷 印数 1—2,100

統一書号 15119·1762 定价(十二) 1.05元

前 言

本书叙述了柴油机廢气渦輪增压各种系統的理論、計算、試驗研究及結構等問題。

由于变压式廢气渦輪增压能使廢气能量获得最有效的利用。所以它在柴油机上得到优先发展，本书的大部分叙述了这种增压系統。作者想尽可能地对文献中有关变压式廢气渦輪增压系統的理論、計算和試驗研究等各个方面的問題加以充实。

第一章是关于常压式和变压式廢气渦輪增压系統的理論和計算，而以变压式为主。作者所建議的廢气渦輪增压系統的計算方法是以确定排气管中压力及与其相連接系統——产生廢气的柴油机气缸和廢气进入其噴嘴环的廢气渦輪——內压力的关系曲綫为依据的。这样，在設計增压系統时就有可能对柴油机的配气机构、排气管和廢气渦輪通流部分的主要結構参数进行正确的选择和計算。使計算結果与試驗数据相比，基本上一致。

第二章是关于廢气渦輪增压的試驗研究方法。着重指出，取得并整理气缸和排气管中的示功图是廢气渦輪增压研究和調整試驗的最可靠和最有效的方法。由这些示功图可以确定柴油机进排气机构以及廢气渦輪通流部分的主要系数、渦輪工作的主要指标（渦輪效率，反击度等等）和气缸扫气的程度。在这一章內，为了取得上述那些数值，还叙述了整理示功图的新方法。

第三章則分析了廢气渦輪增压系統（变压式）的主要結構件。

根据作者在哈尔科夫运输机械制造厂內完成的 Д50 柴油机廢气渦輪增压工作，对廢气渦輪通流部分、排气管、配气机构的相角及截面积及压气机出口空气的冷却等問題进行了最为詳細地分析。由于离心式压气机的理論、計算及构造在已出版的文献中都有足够全面的論述，所以，本书对压气机的分析較少涉及。同时限于篇幅，也未能将二冲程柴油机廢气渦輪增压的問題詳細闡明。

目 录

前 言	
緒 論	1
第一章 柴油机廢气渦輪增压系統的理論和計算	2
§ 1. 廢气渦輪增压是提高柴油机单位功率的主要方法	2
§ 2. 廢气渦輪增压的两种基本型式	5
§ 3. 常压式廢气渦輪增压系統的理論和計算	9
§ 4. 变压式廢气渦輪增压系統及反击式廢气渦輪的理論及計算	20
§ 5. 超临界排气期廢气渦輪增压系統的过程計算	31
§ 6. 亚临界排气期廢气渦輪增压系統的过程計算	37
§ 7. 扫气期廢气渦輪增压系統的过程計算	41
§ 8. 重量平衡是校驗廢气渦輪增压計算和确定空气流量的方法	46
§ 9. 变压式渦輪增压器的廢气渦輪計算	49
§ 10. 变压式廢气渦輪增压系統的近似計算方法	64
§ 11. 廢气渦輪增压系統的簡化計算方法	70
第二章 廢气渦輪增压的試驗研究方法	73
§ 12. 研究廢气渦輪增压系統的基本測量方法	73
§ 13. 超临界排气期柴油机气缸中示功图的整理方法	84
§ 14. 亚临界排气期和充气时柴油机气缸內示功图的整理方法	98
§ 15. 由排气管中画出的示功图的整理方法	106
第三章 廢气渦輪增压系統主要結構件的分析	119
§ 16. 渦輪增压器的廢气渦輪通流部分和主要結構件的分析	119
§ 17. 廢气渦輪增压柴油机的排气管	154
§ 18. 廢气渦輪增压柴油机配气机构相角和截面积的选择	162
§ 19. 渦輪增压器的压气机結構特性	167
§ 20. 压气机出口空气的冷却	171
§ 21. 二冲程柴油机的廢气渦輪增压	180
附 录	193
基本符号	196
参考文献	198

緒 論

廢氣渦輪增壓是提高單位功率的最有效方法之一，它能使柴油機獲得最有效的工作指標。

目前，絕大多數的四沖程柴油機都具有廢氣渦輪增壓，而且增壓已達相當高的限度：在保持柴油機工作的可靠性和經濟性的條件下，超過了不增壓柴油機功率的 100~150%。

同時，二沖程柴油機的廢氣渦輪增壓亦已相當普遍。

最有效的廢氣渦輪增壓形式是變壓式增壓，它使廢氣能得到最好的利用。因此，差不多所有新生產的四沖程柴油機，都配備有變壓式廢氣渦輪增壓的系統。同時，這一形式的增壓系統在二沖程柴油機上亦得到普遍的採用。

自從 1928 年 A. 布希博士創始了變壓式廢氣渦輪增壓系統到現在，已在各種不同大小和不同速度的柴油機上獲得了運用，並使其總功率增長到 16~17 百萬馬力。

1932~1935 年，開始在工業上製造的廢氣渦輪增壓器，幾乎都是變壓式的。

在這一時期，在蘇聯的前卡洛明蒸汽機車製造廠里曾開始生產具有廢氣渦輪增壓的內燃機車用柴油機。那時，技術科學博士 A. Д. 卡洛姆斯基亦設計了一台具有廢氣渦輪增壓的航空用柴油機。

目前，四沖程廢氣渦輪增壓柴油機在我國（蘇聯）工業中已大量生產並廣泛應用於船舶、內燃機車和固定式發動機等動力裝置上。

在國產（蘇聯）柴油機中最完善的廢氣渦輪增壓系統之一是以 B. A. 馬留舍夫命名的哈爾科夫運輸機械製造廠生產的內燃機車用及船用 Д50 柴油機的增壓系統。

第一章

柴油机廢气渦輪增压系統的理論和計算

§ 1. 廢气渦輪增压是提高柴油机单位功率的主要方法

提高柴油机功率的基本方法是增加空气充量和燃料。最合理是用装置廢气渦輪增压系統的方法来实现。因为，驅動增压空气的增压器，是由利用柴油机的廢气来作功的廢气渦輪来进行的(图1)。

廢气渦輪增压与机械傳动式增压器装置相比較，它具有下列优点。

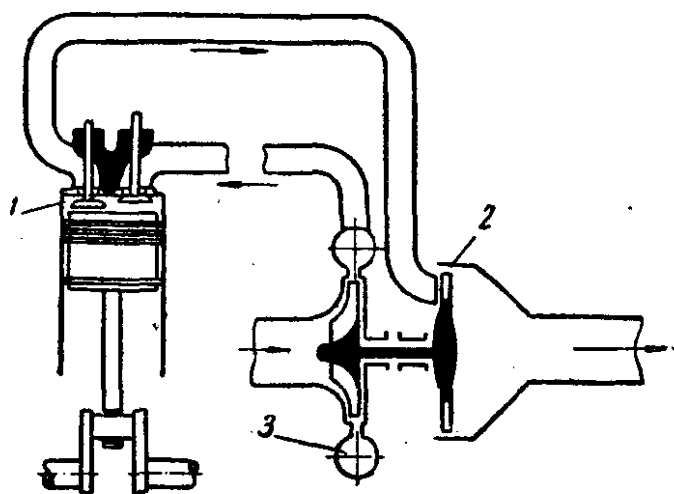


图1 廢气渦輪增压系統示意图

1—柴油机；2—渦輪；3—增压器

1. 在指示功率相等的情况下，用廢气渦輪增压的柴油机有效功率較大。其增大的数值，等于机械傳动式增压器的功率与廢气渦輪增压时抽吸損失增大的功率两者之差。

这一差額，甚至当机械傳动式增压器具有最高效率与現有廢气渦輪增压

系統中具有最低效率相比，还是很显著的，例如，以效率 $\eta_{ad}=0.83$ 的最經濟的机械傳动的軸流式增压器装置和渦輪增压器效率最低 $\eta_{T_k}=0.45$ 的常压式廢气渦輪增压系統相比較，在适度强化的条件下，即平均有效压力 $p_e=7\sim 8$ 公斤/厘米² 范圍內，差額約为有效功率的 4~5%。

显然,在指示功率相等的条件下,上述有效功率的差额,相应于柴油机的机械效率、以及有效燃油消耗率或柴油机的有效效率的差额。废气涡轮增压系统的优点,随着柴油机强化程度的逐年增长,以及增压压力的提高,而愈益显著。

2. 废气涡轮增压系统装置,除上面指出的原则性优点外,结构比较简单,因为在柴油机曲轴与增压器之间不需要复杂的减速箱;而有了减速箱将使柴油机的动力性能大大恶化,通常还必须装置专门的弹性联轴节。在机械传动增压器的情况下,为了保证柴油机在不同工况下具有最好的工作条件,往往要装置液力耦合器或带有数级变速的减速箱,从而使柴油机的动力性能变坏,而结构更为复杂。

对于增压器来说,为了保证瞬间增加负荷而不致使柴油机工作恶化,采用机械传动亦未必有利;因为涡轮增压器(特别是用于运输式柴油机上的)转子的惯性矩一般不大,因此达到最高转速亦不会有明显的滞后现象。

此外,涡轮增压器装置在很多情况下,完全不必要在排气出口装置尺寸庞大^①、结构复杂的消音器。

3. 带有废气涡轮增压的四冲程柴油机的性能,要比带有机械传动式增压器的好得多,这是废气涡轮增压的主要优点,同时亦说明这些柴油机所以能优先推广的原因。

在带有废气涡轮增压的柴油机按外特性工作时,增压压力的变化要比机械增压时平坦得多(图2)。由于较大的增压压力,柴油机按外特性在低转速工作时的全部主要指标均获得改善:增大了过量空气系数和降低了有效燃油消耗率。

当柴油机按负荷特性(在固定转速下)工作时,有效燃油消耗率是随着功率的下降而有所增长,但这一增长在采用废气涡轮增压时就较为和缓;而用废气涡轮增压的和用机械传动式增压的柴油机之间在有效燃油消耗率方面的差距,则是随着柴油机功率的

^① 减小消音器的外型尺寸,会引起排气背压增大,抽吸损失增加,从而柴油机有效功率降低。显然,这是不合理的。

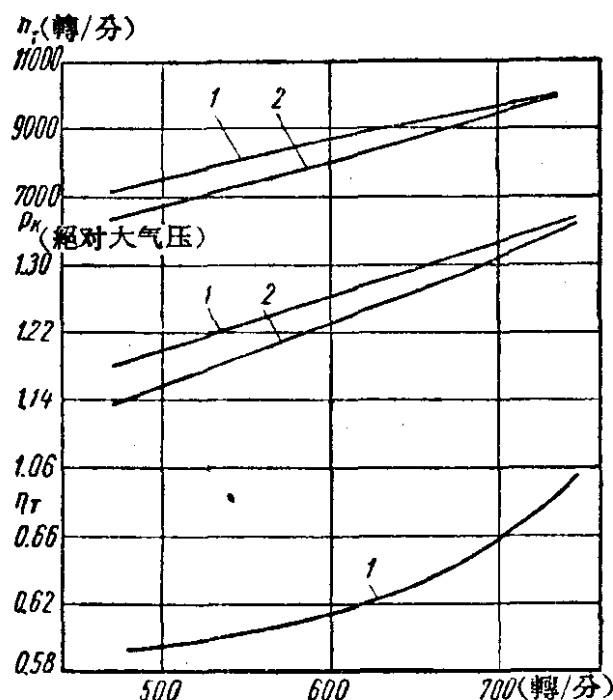


图2 用废气涡轮增压和用机械传动式增压器的柴油机,在按外特性工作时的增压压力、增压器的转速及涡轮的效率
1—废气涡轮增压; 2—机械传动式增压器

下降而愈来愈大(图3)。废气涡轮增压系统装置在有效燃油消耗率变化特性方面与机械传动式增压器的相比所得的差别,是由于当柴油机功率降低时,机械传动式增压器(不管其类型如何)所需的功率几乎保持不变。

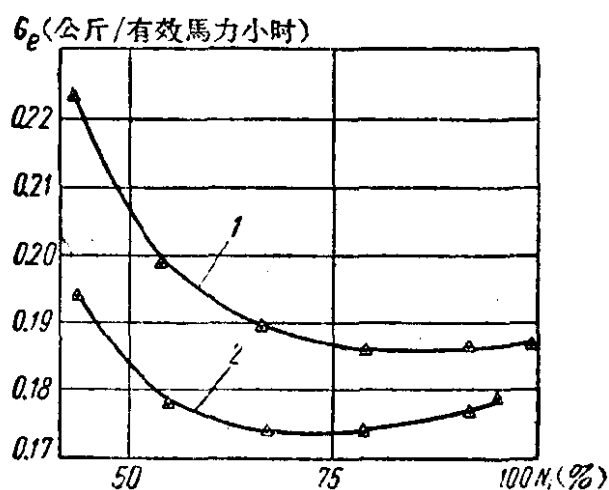


图3 柴油机按负荷特性工作时的燃油消耗率
1—在装置机械传动离心式增压器的条件下;
2—在废气涡轮增压的条件下

从现代柴油机的主要参数统计表中可以看出，用机械增压的四冲程柴油机实际上是沒有的(见表1)。

最近，废气涡轮增压，在二冲程柴油机上亦使用得非常普遍。

§ 2. 废气涡轮增压的两种基本型式

废气涡轮增压具有两种基本型式——在排气管中压力变动的(变压式)①和在排气管中压力不变的(常压式)。排气管中压力的变动是靠一小組具有小的排气阀开启重迭相角，或根本沒有重迭的气缸(通常二个或三个)的排气，联到一根排气管中来得到的。同时，废气从各排气管进入涡轮壳体的各个进气道，以便保证废气分成几部分进入喷嘴环的各段(图4)。对于缸数較多的柴油机，則須装置几个涡轮增压器。因为，把喷嘴环分隔成四段以上是不合理的。

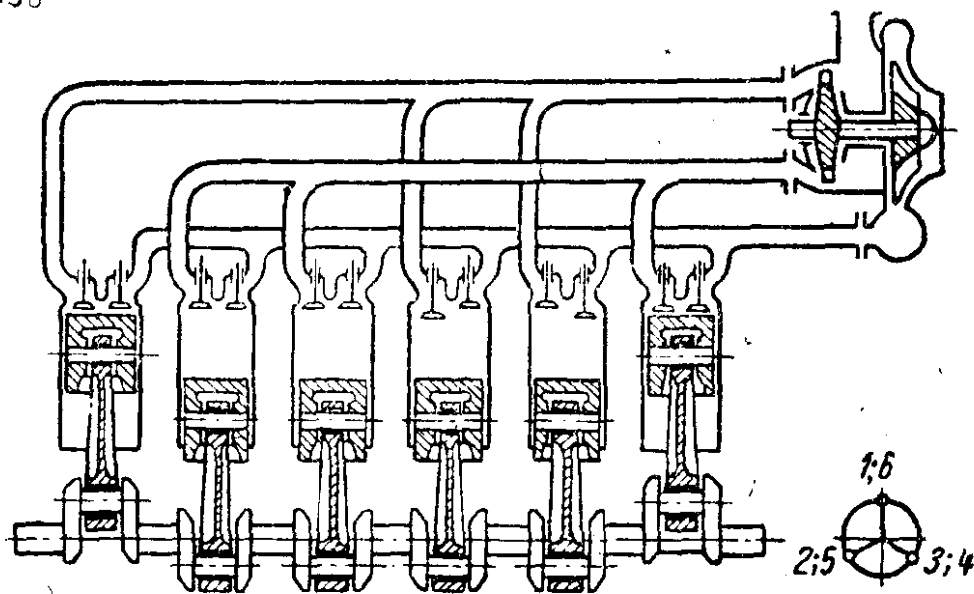


图4 变压式废气涡轮增压的排气系统示意图

排气管中的常压，一般是把多缸柴油机②全部气缸的排气联到一根管中，而废气順着一个总的涡轮进气壳通向整个喷嘴环。

在外国文献中，极力推荐一种所謂拉瓦尔系统，其原理是把各缸的排气分别进入各自的扩压器，而后汇集在常压式涡轮喷嘴环

① 在外国文献中，这一废气涡轮增压的型式称为脉冲式。

② 气缸数最好不少于5个，因为，在气缸数少的情况下，发现排气管的压力是变动的。

前总的儲气箱內(这是廢气渦輪增压型式之一,見本书 §17)。

变压式廢气渦輪增压系統的优点与常压式廢气渦輪增压系統相比較,可以归納如下:

1. 在排气管中压力是变动的情况下,渦輪的功率要比常压时大得多,因此,在排气管中的平均压力相等时可以获得較高的增压压力。其原因在于廢气以最大速度(相当于排气管中脉动压力的高峰)排出时动能增大的緣故。

这样,在采用变压式廢气渦輪增压系統时,为保証柴油机达到給定强化程度所需的增压压力,排气管中的平均压力就可以低一些;相应地,对四冲程柴油机来說,其抽吸損失也将减小。并且,即使在排气管中的平均压力相等时,变压条件下的抽吸損失亦将是比較小的,因为压力曲綫的波峰移向下死点,从而使排气行程的主要部分处于較低的压力下。

2. 在排气管中压力是变动的情况下,依靠进气閥开启初期(进排气机构开启重迭期)排气管中压力的下降,就有可能保証气缸的扫气。这对四冲程柴油机来說是非常重要的,因为,气缸的扫气能促使柴油机的强化;同时,对二冲程柴油机来說也是完全必要的。

从下列的基本因素可以看出四冲程柴油机扫气的重要性:

(a) 扫气使柴油机的热应力降低,活塞、气缸和閥門的温度降低;这就减少空气充量受气缸壁的預热,从而增加了气缸的充量。

由于經過高速空气流的清洗而提高了热傳导,从而使活塞和气缸盖的温度下降。空气的高速度則是当其流过閥門时部分地保持下来的。对四冲程柴油机来說,这是因为在接近上死点(在扫气期)的位置时,从气缸盖到活塞的距离非常短。

排气閥温度的降低也是借高速空气对气閥的清洗,以及把热量散給气缸盖排气道中的殘余空气而造成冷却的結果。

(b) 扫气能更好地把燃燒室中廢气清除干淨,加上气缸壁温度的下降和空气充量加热的减少,可以大大提高气缸的充量,同时也相应的提高了气缸中的过量空气系数。

(c) 扫气保证了排气管中的废气温度的降低,从而提高涡轮工作的可靠性。这对工作叶片尤为重要,因为只有当废气温度不超过 600°C 时,才能保证它在采用最普遍的材料(如 3X1T 号钢)的条件下长期工作。

上述变压式废气涡轮增压系统的优点,可以在废气耗量相等或排气管中的平均压力大致相同的条件下,把它与常压式涡轮的功率加以比较来证明。

在一般的情况下,对于变压的冲击式涡轮,瞬时的功为:

$$dA = \frac{c^2}{2g} \eta_{o.e} \frac{dG}{d\tau} d\tau = \frac{c^3}{2g} f_c \gamma \eta_{o.e} d\tau,$$

把 γ 和 $\eta_{o.e}$ 看作不变,则涡轮功率

$$N = \frac{f_c \gamma \eta_{o.e}}{2g\tau} \int_0^{\tau} c^3 d\tau,$$

在这种情况下平均速度

$$c_{ycp} = \sqrt[3]{\frac{\int c^3 d\tau}{\tau}},$$

即等于变速度的平均三次方。

常压式涡轮的平均速度,在废气耗量相等的条件下,即气缸扫气条件大致相同的情况下:

$$c_{cp} = \frac{\int_0^{\tau} c d\tau}{\tau} = \text{常数};$$

相应地功率

$$N = \frac{f_c \gamma \eta_{o.e}}{2g} c_{cp}^3 = \frac{f_c \gamma \eta_{o.e} \left(\int c d\tau \right)^3}{2g\tau^3}.$$

显然,确定变压式废气涡轮功率的立方平均速度较确定常压式废气涡轮功率的常值速度大得多,因为后者的速度等于变压式的平均算术速度。

相应地,变压式涡轮功率与常压式涡轮功率之比为

$$\frac{\int_0^{\tau} c^3 d\tau \cdot \tau^2}{(\int c d\tau)^3};$$

这一比值,正如整理排气管试验示功图表明,平均为1.3~1.5;对于 $c=f(\tau)$ 变化规律按三角形的为2,按正弦的为1.33。

图5表明在废气耗量相等的条件下,常压式废气涡轮增压系统的涡轮所具有的功与变压式相比较的结果。

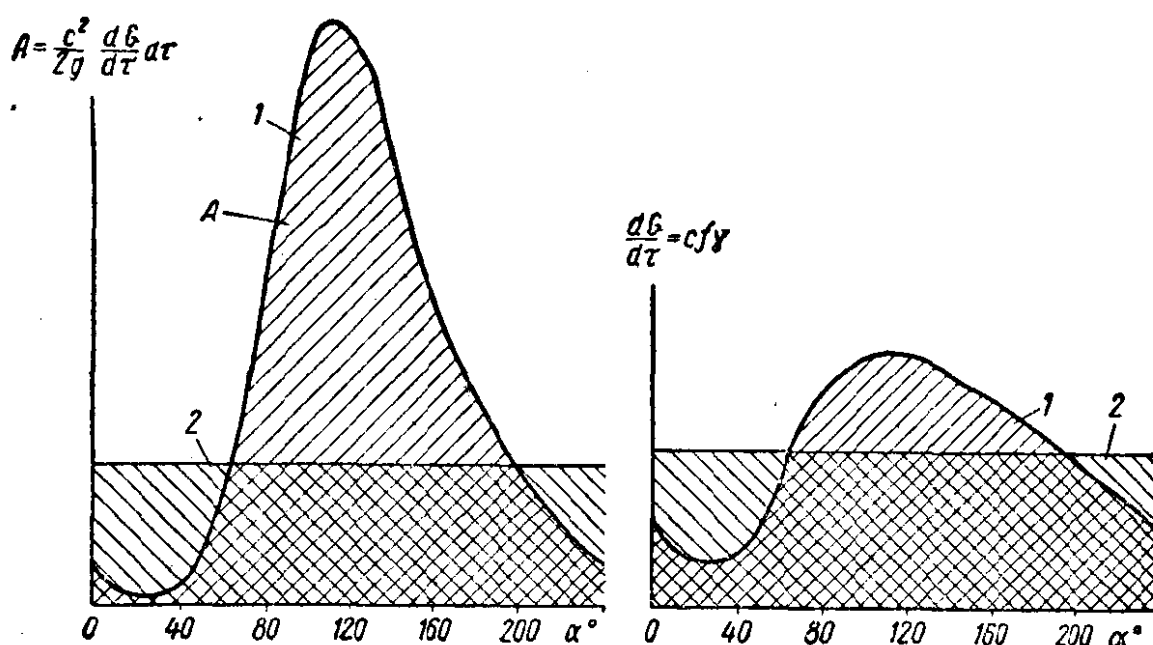


图5 在废气耗量相等的条件下,常压式及变压式废气涡轮增压系统的涡轮所具有的功的比较

1—在变压系统的条件下; 2—在常压系统的条件下;

A—所具有的功 ($A = \int \frac{c^3}{2g} f \gamma d\tau$)

由于在变压式废气涡轮增压系统中,喷嘴前的燃气参数是在相当大的范围内变化着的,因而使得涡轮的效率较常压式的为低。但装置具有效率随 $\frac{u}{c_1}$ 变化较为平坦的反击式废气涡轮和近来已获得广泛使用的多级式涡轮却使上述效率的降低,在很大程度上得到了补偿。

由于单级反击式涡轮,是变压式废气涡轮增压系统中主要组成部分,它的平均有效效率一般是相当高的 $\eta_{o.e} = 0.69 \sim 0.74$, 相应的涡轮增压器总效率 $\eta_{T_k} = 0.48 \sim 0.52$,但仍略低于常压条件下

工作的渦輪增压器的效率 $\eta_{T_k} = 0.51 \sim 0.55$ 。

尽管变压式廢气渦輪增压系統在結構上比常压式較為复杂，但仍获得普遍的推广。

自从 A. 布希 (A. Büchi) 在 1928 年对这种系統作了工业用的設計时起，它已被装置在数十万台柴油机上，并使柴油机的功率总共提高了 1600~1700 万馬力。

目前，世界各国在絕大多数的柴油机上均装置着这个系統 (表 1)，它們具有不同的轉速和气缸尺寸， $n = 100 \sim 2500$ 轉/分， $D \times S = 85 \times 110 \sim 750 \times 1500$ 毫米。

近年来，为了提高二冲程柴油机的功率，变压式廢气渦輪增压得到了更广泛的使用。布尔曼因 (B & W)、斯托克 (Stork)、維尔克斯普尔 (Werkspoor) 等公司均在功率 15000 馬力以下的柴油机上装置着这种增压系統。

§ 3. 常压式廢气渦輪增压系統的理論和計算

廢气渦輪增压系統的計算，在于确定柴油机排气系統和渦輪增压器的主要結構参数。

通常，在增压系統計算之前，首先应按格里涅維茨基-馬幸克 (Гриневецкий-Мазинг) 的方法或任何其他考虑到例如燃燒規律的方法进行柴油机的热力計算。

特別應該提到技术科学副博士剛恰尔 (Гончар Б. М.) 所制訂的热力計算方法，这一方法可以比較簡單地算出把燃燒規律考虑在內的发动机热力过程 [13]。

按热平衡进行热力計算的結果，可以确定排气管中廢气的平均温度。

采用廢气渦輪增压的柴油机的热平衡如下：

由燃料帶进柴油机的热量，是由液体燃料的化学能— BQ_n (其中 B 为燃料消耗量) 和燃料的热焓 (从 0°) 所組成。因燃料热焓构成的值不大 (0.3% 以下)，故可略去不計。但應該考虑到的是增压后进入气缸的空气热焓，其值为： $G_a t_k c_{pm}$ ，式中 G_a ——充气时的

空气流量, t_k ——增压空气的温度^①, c_{pm_s} ——空气从 0° 到 $t_k^\circ\text{C}$ 的平均比热。

由燃料和空气带进柴油机的热量分配如下:

(1) 变换为指示功率的为 $632N_i$ 仟卡/小时;

(2) 气体在气缸中压缩、燃烧-膨胀及其他各工作过程, 以及在气缸头的排气道中传给冷却介质的损失为 $q_e B Q_H$; q_e 值取决于热计算中所取的多变压缩指数, 以及在计算燃烧-膨胀过程时所取的损失百分率。

(3) 废气损失, 其值即为废气的热焓: $G_T c_{pm_{ex}} t_T$ 。此外还有因不完全燃烧而形成的热量损失, 但由于燃料在排气阀开启前 $60 \sim 70^\circ$ (曲轴转角) 甚至更大时已经完全燃烧, 所以一般也是不考虑的。

G_e ——废气耗量, 按重量计; 等于空气的重量流量 G_a 及燃料的重量消耗量 B 的总和。

在新型的柴油机中空气的重量流量 G_s 超过充气时的空气流量 G_a 的 $10 \sim 15\%$ 。 $c_{pm_{ex}}$ ——等压比热, 是从 0° 到 t_e° 的平均值, 对于气体和空气的混合气来说, 它是按排气管中总的过量空气系数

$\alpha_c = \frac{G_s}{BL_0}$ 计算出来的; 例如, 根据公式

$$c_{pm_{ex}} = \left(0.24 + \frac{0.021}{\alpha_c}\right) + \left(1.83 + \frac{0.058}{\alpha_c}\right) 10^{-5} t_e,$$

式中 t_e ——废气的平均温度。

把进入柴油机气缸的热量和被废气所带走的热量、指示功率的热当量、以及气体传给气缸壁及气缸头排气道的热量相等同, 通过简单的换算, 包括关系式的替代

$$\frac{G_s + B}{G_s} = x, \quad \frac{G_s}{G_a} = \varphi_k, \quad \frac{G_a}{B} = \alpha L_0 \quad \text{及} \quad \frac{632N_i}{BQ_H} = \eta_i,$$

我们可以得到排气管中废气平均温度的公式:

$$t_T = \frac{(1 - q_e) Q_H + \alpha L_0 t_k c_{pm_{ex}} - \eta_i Q_H^*}{[\alpha L_0 \varphi_k + 1] c_{pm_{ex}}}. \quad (1)$$

① 在装有空气冷却器时, t_k 则取空气冷却器出口的温度。

* 原文为 $t_T = \frac{(1 - q_e) Q_H + \alpha L_0 t_k c_{pm_{ex}} - \eta_i}{[\alpha L_0 \varphi_k + 1] c_{pm_{ex}}}$ 有誤——譯者。

根据排气过程計算結果所得的柴油机气缸中的压力曲线，还可以精确的决定排气管中气体和空气的混合气的平均温度。这一方法是建立在下列基础上的：即把从气缸进入排气管中的总热量与空气和气体所形成混合气的热焓相等。进入排气管的总热量则是由在 $d\tau$ 时间内的热量 dQ 积分的结果来确定的：

$$dQ = dQ_u - dQ_T - dQ_K,$$

式中 dQ_u ——从气缸中被带出的热量，在所指的情况下，

$$dQ_u = c_{p_u} t dG;$$

其中 c_{p_u} ——等压条件下的废气比热，相当于气流充满气缸头排气道时气体温度的比热，这温度等于气缸中的气体温度；

dG ——由气缸中排出的气体单位重量；它在超临界排气或亚临界排气，以及第一阶段扫气或第二阶段扫气时，是用不同的方法确定的。它的计算公式将在 §5 中引述。

dQ_T ——在 $d\tau$ 时间内气体在气缸头排气道中散给水的热量；气缸头排气道中传热的计算和动能计算相似，是总的按传热系数的平均值来计算整个排气期的热量：

$$Q_T = \int dQ_T = \alpha F_n (T_T - T_c) (\tau_K - \tau_H),$$

其中 α ——按排气道中气体速度的平均值来确定气体对流的传热系数。

dQ_K ——动能的热当量，也是总的按整个排气期进行计算的。排气管中气体动能的总和，系按排气管中废气的平均速度进行计算的：

$$\int dQ_K = \frac{w c^2 G_s}{2g427}.$$

排气期间，进入排气管的总热量，可以按下列方法求得：

$$Q = \int_{\tau_H}^{\tau_K} dQ_u - \int_{\tau_H}^{\tau_K} dQ_T - \int_{\tau_H}^{\tau_K} dQ_K$$

把上述 $\int dQ$ 的各式代入得

$$Q = \int_0^{G_s} c_{p_u} t dG - \alpha F_n (T_T - T_c) (\tau_\kappa - \tau_H) - \frac{x c^2 G_s}{2g427}。$$

排气管中气体和空气混合气的热焐为 $c_{pm_{cx}} G_T t_T$ ；以前述关系式 $G_s = x G_s$ 代入并使其与 Q 式相等后，可以得到较精确决定排气管中平均温度的公式

$$t_T = \frac{\int_0^{G_s} c_{p_u} t dG - \alpha F_n (T_T - T_c) (\tau_\kappa - \tau_H) - \frac{x c^2 G_s}{2g427}}{x G_s c_{pm_{cx}}} \quad (2)$$

排气管中较精确的平均温度值是在废气涡轮增压系统计算后按公式(2)来确定的，可用以检验计算中采用近似公式(1)所求得的废气平均温度。

排气管中的废气温度，在相当精确的程度上可以认为是常温。因为连接所有气缸的总排气管的容积通常要比一个气缸在一次排气时所排出的废气容积大好几倍；又由于几个气缸同时向一根管子排气，也就使排气管中的废气平均温度是均匀的。

废气的温度，对使用寿命较长的柴油机来说不应超过 600°C ，因为，在这种柴油机上，涡轮增压器工作叶片的材料都是用耐热钢，例如 9Х1Т, 9Х69，而这种材料在温度更高的条件下就不能持久工作。

在热力计算中选定的各项工作过程参数的情况下，从公式中看出废气温度的降低，可以利用增大空气过量系数 φ_κ 的方法来达到。

从增压器的功率与增压器同轴的废气涡轮的功率明显的相等出发，确定排气管中恒定的废气压力，以便使它相应于设计中所给定的增压压力。

同时，涡轮增压器装置应看作与柴油机曲轴是没有机械联系的。在四冲程柴油机上，与曲轴有机械联系的涡轮增压器装置是非常少见的，只有在特殊要求的情况下才有（例如，由于必须消除涡轮在柴油机转速改变时的滞后和在高背压情况下工作；或是在