

柴油机的增压原理



高等学校统编教材

柴油机增压原理

唐开元 编

国防工业出版社

柴油機增压原理

唐开元 編

國防工業出版社

内 容 简 介

本书系统地论述了涡轮增压的理论和方法,并对当前采用的主要增压方式进行了分析。全书分为三篇:柴油机的废气能量及其利用;压力波理论及计算;柴油与废气涡轮增压器的配合。

本书可作为高等院校柴油机专业的教材,亦可供该专业的科技人员参考。

柴油机增压原理

唐开元 编

*

国防工业出版社出版

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装

*

787×1092 1/16 印张 16 1/4 379 千字

1985年6月第一版 1985年6月第一次印刷 印数: 0,001—2,600册

统一书号: 15034·2905 定价: 3.00元

前 言

本书是根据 1982 年中国船舶工业总公司船舶动力专业统编教材会议确定的大纲编写而成的。后经华中工学院戚资茂教授等审阅，并经上海交通大学李铭慰教授审查通过。本书在修改过程中又得到有关院校的同专家的热情帮助，提出了不少宝贵意见，深表谢意。本书在修改后的整理过程中，得到了海军工程学院邱涛、常汉宝、郭毓琦、周志敏等同志的大力协助，特此致谢。

由于作者水平所限，错误之处在所难免，欢迎批评指正。来信请寄武汉海军工程学院。

编 者

目 录

第一篇 柴油机的废气能量及其利用

第一章 柴油机增压概论	1
第一节 增压是提高柴油机功率和经济性的有效措施	3
第二节 柴油机的增压方式	12
第二章 柴油机的废气能量及其利用	27
第一节 废气的可利用能量	27
第二节 废气能量利用的基本方法	29
第三节 四冲程废气涡轮增压柴油机的废气能量及其利用	32
第四节 二冲程废气涡轮增压柴油机的废气能量及其利用	35
第三章 柴油机的涡轮增压系统	37
第一节 涡轮增压系统实际可利用的能量	37
第二节 废气涡轮增压的两种基本形式	39
第三节 增压系统热力参数估算	49
第四节 脉冲转换器	56
第五节 多脉冲系统	62
第六节 组合脉冲转换系统 (模式脉冲转换系统——MPC系统)	63
第七节 涡轮增压系统的选择和比较	64
第四章 二级涡轮增压与低压缩比柴油机	67
第一节 单级涡轮增压的极限	69
第二节 二级增压的优缺点	70
第三节 二级涡轮增压的压比分配	74
第四节 二级涡轮增压的各种方案	76
第五节 低压缩比柴油机 (BTC系统)	79
第六节 补燃增压柴油机	89
第七节 低温循环柴油机 (米勒系统)	100
第八节 涡轮复合式柴油机	105

第二篇 压力波理论与计算

第一章 压力波理论	109
第一节 排气压力波的形成及其形态	109
第二节 压力波的传播	113
第三节 压力波的能量传递	128
第二章 排气压力波计算	132
第一节 排气压力波计算的基本方程式	132
第二节 基本方程的解法	134

第三节	特征理论	136
第四节	废气涡轮增压柴油机压力波计算的边界条件	159
第五节	脉冲转换器的边界条件	187
第六节	气波增压器的边界条件	195

第三篇 柴油机与涡轮增压器的配合

第一章	涡轮增压器和柴油机的特性配合与调整	201
第一节	废气涡轮增压柴油机运转性能特点的分析	201
第二节	涡轮增压器与柴油机配合运行点的确定	203
第三节	涡轮增压器与柴油机配合特性的调整	204
第四节	废气涡轮增压柴油机的运转特性	208
第五节	柴油机在高背压工况下工作性能的分析	213
第二章	废气涡轮增压柴油机的性能模拟	221
第一节	柴油机与废气涡轮增压器匹配的图解算法	222
第二节	柴油机与废气涡轮增压器匹配的解析算法	229
第三节	程序模拟	252

第一篇 柴油机的废气能量及其利用

第一章 柴油机增压概论

自从一八九三年狄赛尔在 MAN 公司制成第一台柴油机, 经过三年试验以后, 于一八九六年又制造了一台新的试验机, 利用活塞下部空间把空气吸入, 当活塞下行时对空气进行压缩, 然后通过一个中间容器把空气输送到燃烧室中, 这就是最初的机械增压。一九〇一年 MAN 公司又设计了用一台往复式压气机把经过压缩的空气在上死点前吹入柴油机气缸。后来又用外部传动的回转式鼓风机把压力为 $1.1 \sim 1.3$ 公斤力/厘米² 的空气送入柴油机的进气管中, 这些都是利用外部能源对柴油机进行增压。

一九一一年至一九一四年, 波希 (Buch) 在瑞士的苏尔寿工厂完成了废气涡轮增压柴油机的首次台架试验。MAN 公司于一九二五年成功地装船进行了海上试验。在一九二六年波希采用 BBC 公司研制的由一级涡轮和两级压气机所组成的涡轮增压器对柴油机进行增压, 并对增压空气进行中间冷却。一九四二年 MAN 公司研制了由二级涡轮和二级压气机所组成的涡轮增压器。

近三十年来涡轮增压技术有很大的进展, 使柴油机的功率、经济性、重量和体积等各项性能指标都获得了明显的改善。现代大功率柴油机几乎全部采用了涡轮增压装置。目前的发展趋势是提高增压压力以达到更高的平均有效压力。据统计, 在一九六九年前, 60% 的涡轮增压器的压比低于 2.2, 而到一九七二年增加到 2.6~2.9, 并有 33% 的柴油机其压气机的压比超过了 2.9。当前, 单级涡轮增压的压比最高已达到了 3.5~4.0, 涡轮增压器的综合效率已达 63~64%。

在热力发动机中, 其热功转换是通过工质在一个循环中依次经历下列热力过程而完成的。这些热力过程是:

- A——多变压缩;
- B——热量输入;
- C——多变膨胀;
- D——热量输出。

在一个循环内由 D—A 和 B—C 这样一些成对的状态变化过程可能多次连续地出现。例如:

(1) 非增压柴油机

- A——压缩行程;
- B——点火燃烧;
- C——膨胀行程;
- D——排气行程。

(2) 废气涡轮增压柴油机

- A——压气机压缩;
- D——中冷器冷却;

- A——气缸内压缩行程；
 B——燃烧过程；
 C——在气缸及涡轮内的膨胀过程；
 D——废气排入大气。

(3) 蒸汽轮机

- A——锅炉上水泵；
 B——锅炉燃烧输入热量；
 C——涡轮机中多变膨胀；
 D——冷凝器中热量输出。

(4) 燃气轮机

- A——低压压气机中多变压缩；
 D——中间冷却器中热量输出；
 A——高压压气机中多变压缩；
 B——热交换器（燃烧室）中热量输入；
 C——高压涡轮中多变膨胀；
 B——中间加热器中热量输入；
 C——低压涡轮中多变膨胀；
 D——热交换器（冷却器）中热量输出。

由此可见，各种状态变化过程可以在不同的机械中实现，目前常用的有两种类型，即往复式活塞式发动机和回转叶片式发动机。它们虽都可以实现上述各种过程，但各自具有不同的特性（见表 1-1-1）。

表 1-1-1

活塞式发动机	叶片式发动机
转速低	转速高
流量小	流量大
输入热量温度高	输入热量温度低
单位重量及体积大	单位重量及体积小

根据热力学第二定律，活塞式发动机，其加热过程的温度很高，但由于气体膨胀、温度降低，而且新气进入有冷却作用，所以其整个循环的平均温度却并不太高，因此可以获得较高的效率，同时又能连续可靠地运转。

但是，活塞式发动机虽然具有很高的压比，但每循环的流量却很小。由于空气量限制着可能参加燃烧的燃料量，因而也就限制了每循环输入的热量。

如果在活塞式发动机后串联涡轮机，则可使燃气得到充分的膨胀，同时可增加空气流量。这样组成的复合式发动机较好地利用了两种动力机械的特性，其能量转换的效果是比较理想的。因此，废气涡轮增压柴油机的优点是：

- (1) 提高比功率；
- (2) 降低比油耗；
- (3) 增加储备扭矩；
- (4) 降低噪音；
- (5) 减少排烟及排污。

第一节 增压是提高柴油机功率和经济性的有效措施

一、增压对提高柴油机功率的作用

根据功率方程式

$$N_e = \frac{p_e V_s n i Z}{0.45} = 53.25 p_e D^2 C_m i Z$$

提高柴油机功率的措施可归纳为三个方面:

(一) 增加排量 ($\Sigma V_s = i V_s$)

增加柴油机的总排量可以使单位时间内的空气流通量增加, 为提高功率提供必要的前提条件。

柴油机的排量取决于单缸排量 (V_s) 和气缸数目 (i)。目前, 高速机领域中存在着两种设计思想, 一种是采用较小的单缸排量和较多的气缸数目, 另一种是采用较大的单缸排量和较少的气缸数目。在中速机上则主要是增大气缸尺寸, 控制气缸数目以简化结构。

但是, 无论是增大气缸尺寸或增加气缸数目都必然导致柴油机重量和体积的增加。

(二) 增加单位时间内的工作循环数

在柴油机排量一定的情况下, 可以通过增加单位时间内工作循环数的方法来增加单位时间内的空气流量。提高柴油机的转速, 或采用二冲程都可以增加单位时间内的工作循环数。

提高转速, 活塞平均速度也随之增加, 当活塞平均速度超过一定值时会引起充气效率的降低 (见图 1-1-1) 及机械损失的增加 (见图 1-1-2)。

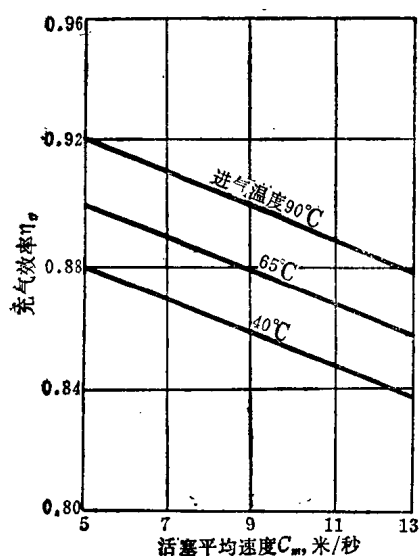


图 1-1-1

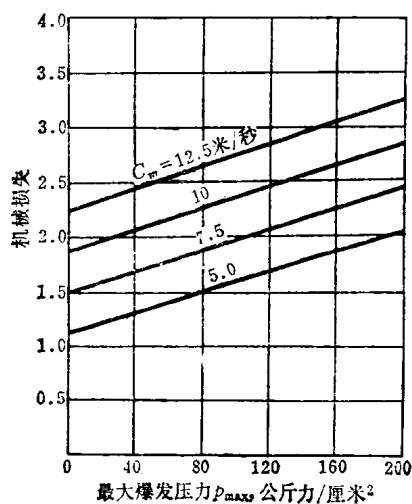


图 1-1-2

此外, 活塞平均速度的提高会使柴油机零件的磨损增大, 寿命缩短。

(三) 提高平均有效压力

$$p_e = p_i \cdot \eta_m$$

$$p_i = \frac{W_i}{V_s} \text{ 公斤/厘米}^2$$

平均指示压力的定义是单位气缸容积的作功能力。

若要增加指示功，在柴油机的气缸内就要多喷入燃油，也就是要多进空气和提高空气利用的有效性。

1. 指示功

$$W = 427 Q_g \eta_i \quad (1-1-1(a))$$

$$Q_g = B_g H_u$$

式中 B_g ——每一工作循环喷入气缸的燃油量，公斤；

H_u ——柴油的低热值。

2. 空气量

燃烧 B_g 公斤燃料所需要的空气量为

$$G_g = B_g \alpha L_0$$

式中 L_0 ——燃烧 1 公斤燃料理论上所需要的空气量；

α ——过量空气系数。

每循环进入气缸的空气量

$$G'_g = \rho_2 V_s \eta_v$$

式中 ρ_2 ——进入气缸的空气密度；

η_v ——充气系数。

若保证燃料的完全燃烧，则

$$G_g = G'_g$$

$$B_g = \frac{\rho_2 V_s \eta_v}{\alpha L_0}$$

代入公式 (1-1-1(a))，可得

$$W_i = 427 Q_g \eta_i = 427 B_g H_u \eta_i = 427 \left(\frac{\rho_2 V_s \eta_v}{\alpha L_0} \right) \cdot H_u \eta_i$$

由此

$$p_i = 427 \frac{H_u}{\alpha L_0} \eta_v \rho_2 \eta_i \times 10^{-4} (\text{公斤力/厘米}^2)$$

$$p_e = p_i \eta_m = 427 \frac{H_u}{\alpha L_0} \rho_2 \eta_i \eta_v \eta_m \times 10^{-4} (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (1-1-1(b))$$

由于公式中 H_u/L_0 、 η_i/α 、 η_m 、 η_v 等项的变化范围都比较窄。故影响 p_e 最主要的因素是 ρ_2 ，两者呈直线关系（见图 1-1-3）。

由状态方程式可知

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$$

目前，柴油机采用增压以提高进气压力，采用中冷以降低进气温度，可使柴油机的平均有效压力成倍地增加。通常非增压柴油机 $p_e = 6 \sim 8$ 公斤力/厘米²，增压柴油机 $p_e =$

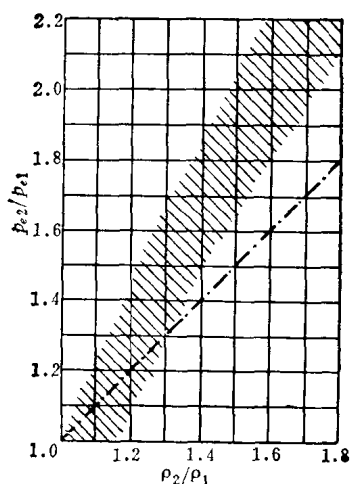


图 1-1-3

17~20公斤力/厘米²。增压的优点可以概括为:

(1) 利用增压可以在采取其它措施的基础上进一步提高柴油机的功率, 增压的方法既适用于低速机, 也适用于高速机, 既适用于大缸径柴油机也适用于小缸径柴油机, 既适用于四冲程机, 也适用于二冲程机。

(2) 采用废气涡轮增压不仅提高了功率, 而且由于利用了废气能量, 柴油机的效率也得到了改善。

(3) 在发动机上只增加了一套增压器, 整个机器的尺寸和重量增加不多。因而比重量和相对尺寸指标均获得了改善。

二、增压对柴油机经济性的影响

柴油机的效率公式

$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$

下面分别就机械效率和指示效率进行讨论。

(一) 机械效率

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}$$

由于平均摩擦压力的上升比平均有效压力的上升慢得多, 所以采用增压提高平均有效压力时, 机械效率也相应地提高了。

采用机械增压时, 平均有效压力虽然可以提高, 但由于传动机械式压气机其机械损失也增大了, 所以与非增压柴油机相比, 两者之间燃油消耗率的差别是不大的, 废气涡轮增压器由于不消耗柴油机的有效功率, 所以其燃油消耗率要比非增压柴油机低。

(二) 指示效率 η_i

由于气缸充气量的增加, 在保持喷油量不变的条件下, 燃烧过量空气系数也增大, 故指示效率得以改善, 燃油消耗率下降。表 1-1-2 给出了燃烧过量空气系数 α 和指示效率 η_i 之间的关系。

由表 1-1-2 中可见, 燃烧过量空气系数为 1.5~2.0 时, 燃油消耗率降低最为显著。

表 1-1-2

α	1.2	1.3	1.5	2.0	3.0	4.0
g_i	220	170	150	136	130	130

此外, 由于中冷而使散热量减少及增压后还可回收一部分换气功。因目前废气涡轮增压四冲程柴油机的有效效率已达到 45% (相当于 $g_e = 140$ 克/马力·小时)。

三、增压对柴油机性能影响的综合分析

设柴油机的增压度为

$$\lambda_z = \frac{N_{ez}}{N_e} = \frac{\eta_{mz} \alpha \eta_{iz} n \rho_z \eta_{vz}}{\eta_{mz} \alpha_z \eta_{iz} n \rho \eta_v}$$

由于增压前后 n 不变, 并假设 $\alpha = \alpha_z$ 、 $\eta_i = \eta_{iz}$, 则上式可写为

$$\lambda_z = \frac{\eta_{vz} \rho_z \eta_{mz}}{\eta_v \rho \eta_m}$$

式中带有下标 z 者均表示增压后的参数, 无下标者表示无增压的参数。

由于 ρ_z/ρ 在前面已有较详细的论述, 下面着重研究 η_v 的变化及 η_m 的变化。

(一) 充气效率 η_v

根据 η_v 的公式

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}$$

在保持 T_a 不变的情况下:

1. 在废气涡轮增压发动机中, 由于燃烧室内的残余废气被扫除, 实现完全扫气 ($\gamma = 0$), 这时空气量相对增值为

$$A_1 = \frac{\eta_v V_s + V_e}{\eta_v V_s} = 1 + \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_v}$$

由于完全扫气, 空气充量约可增加 8~10%。

2. 通常在进气终了时气缸内的压力略低于环境压力, 但在增压情况下, 当进气终了时气缸内的压力若达到 1 大气压力 (即达到与环境条件相同) 时, 气缸充量的增值为

$$A_2 = \frac{V_s + V_e}{\eta_v V_s} = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1) \eta_v}$$

这时, 空气充量约可增加 15~20%。

3. 增压后, 气缸充量的初压 p_{az} 可能比大气压力还高 ($p_{az} > 1$ 大气压力), 这时, 气缸充量将进一步增加。即

$$A_3 = A_2 p_{az}$$

由此可见, 增压后空气量的增加不仅是由于空气密度的增加所致, 而且空气的体积也有所增加。

(二) 机效率 η_m

$$\eta_{mz} = \frac{N_{ez}}{N_{ez} + N_{mz} + N_e}$$

式中 N_{ez} ——增压后的有效功率；

N_{mz} ——为增压后的机械损失功率；

N_e ——为消耗于传动压气机的功率。

假设 $N_{mz} \approx N_m$

令

$$K = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\lambda_z = \frac{N_{ez}}{N_e}$$

故上式可写为

$$\eta_{mz} \approx \frac{\lambda_z \eta_m}{(\lambda_z - 1) \eta_m + 1 + K}$$

对于废气涡轮增压来说, $K = 0$ 。

故

$$\eta_{mz} = \frac{\lambda_z \eta_m}{(\lambda_z - 1) \eta_m + 1}$$

四、增压空气的中间冷却对柴油机功率的影响

增压的目的是通过提高进入气缸的空气密度以增加充气量。但是空气在压气机中经过压缩以后温度上升会使空气密度减小。

在理想情况下进行绝热压缩, 这时增压器绝热效率为 100%, 密度与压比关系如下

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}} \cdot \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K}}$$

如取 ($t_1 = 20^\circ\text{C}$) 并以数值代入, 可得到: 表 1-1-3 中的计算结果。

表 1-1-3

压 比	密 度 比	温 度 比	空 气 出 口 温 度
p_2/p_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	$t_2, ^\circ\text{C}$
1.0	1.00	1.000	20
1.5	1.336	1.123	35
2.0	1.641	1.219	84
2.5	1.924	1.299	108
3.0	2.192	1.369	129
3.5	2.447	1.430	146

由此可见, 即使在理想的情况下, 密度比的上升也小于压比的上升。只有在等温压缩的情况下 ($n = 1$), 密度比上升的速度才能与压比的相同。

实际上, 在增压器的压缩过程中会出现种种损失 ($\eta_{ad} < 1$), 因此, 增压器出口的

温升比理想情况的大，其升高的幅度取决于压比的大小及压气机效率的高低。

$$W_{cad} = \frac{K}{K-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$\Delta t = T_2 - T_1 = \frac{AW_{cad}}{C_p \eta_{cad}}$$

由此得

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\eta_{cad}} \right]$$

采用进气中冷是很有利的。如果压气机的压比为 2，压气机效率为 75%，把进气冷却至 90°C、65°C、40°C，空气密度相应增加 8%、16%、25%。如果 $\pi_K = 3$ 、 $\eta_c = 75\%$ 把进气冷却到上述温度，那么空气密度就分别增加 25%、35%、45%。

当压比为 2.5、增压器的效率从 60% 提高到 80% 时，空气密度就增加 6%（见图 1-1-4）。

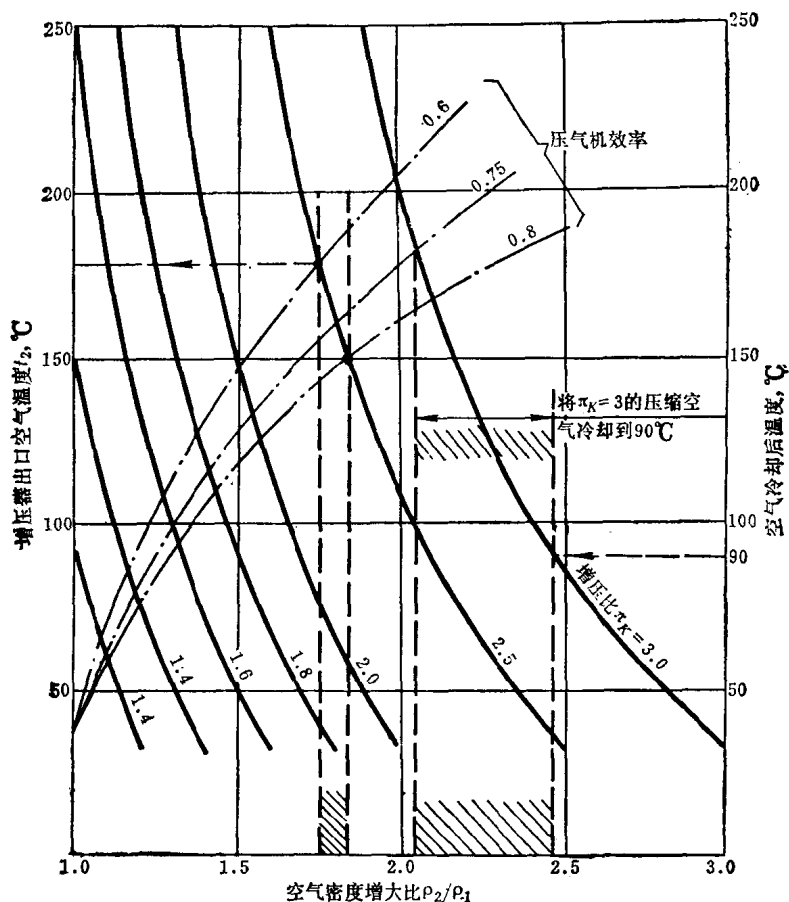


图 1-1-4

进气冷却还能降低排气温度。如果进气温度降低 10°C，排气温度将降低 25°C（见图 1-1-5）。

进气冷却对于热负荷较大的柴油机作用更大。进气中冷后循环温度降低，从而使冷却水带走的热量减少，增大了柴油机的输出功率（见图1-1-6）。

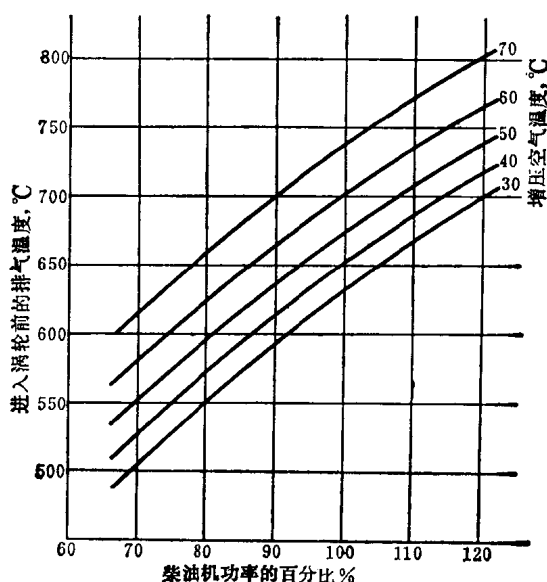


图 1-1-5

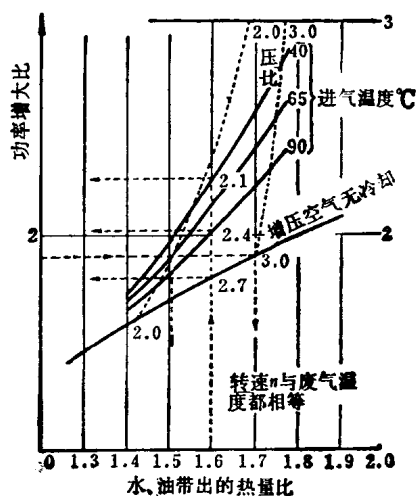


图 1-1-6

虽然中冷有上述优点，但是只有在采用中冷以后能使柴油机的功率和经济性获得提高的情况下对进气冷却才是可取的。冷却后柴油机的功率及经济性主要取决于冷却的效果及冷却器流动阻力。

冷却器的流动阻力可用阻力系数 σ_p 表示

$$\sigma_p = \frac{p_K}{p_2} = 1 - \frac{\Delta p_K}{p_2}$$

式中 p_K ——中冷器出口压力；

p_2 ——中冷器进口压力。

空气的冷却效率 E_p ，可表示为

$$E_p = \frac{T_2 - T_K}{T_2 - T_1}$$

式中 T_K ——中冷器出口温度；

T_2 ——中冷器进口温度；

$T_2 - T_K$ ——空气经过中冷器的温降；

$T_2 - T_1$ ——空气经压缩后的温升。

在图1-1-7上表示出柴油机有效功率 N_e 与系数 σ_p 、 E_p 之间的变化关系。

从图1-1-7可见，对空气进行冷却后，功率并不一定增加，例如，当 $\sigma_p = 0.98$ 时，只有当冷却效率 $E_p \geq 0.11$ 时，才能提高功率。当 $\sigma_p = 0.90$ 时，则只有当 $E_p \geq 0.48$ 时，才能提高功率。

为了表示中冷对功率提高作用的关系，我们引入临界效率 E_{cr} ，它表示具有进气冷却柴油机的功率与无进气冷却柴油机功率相等时所对应的中冷效率。这个效率值与中冷器的流体动力性能有很大的关系。

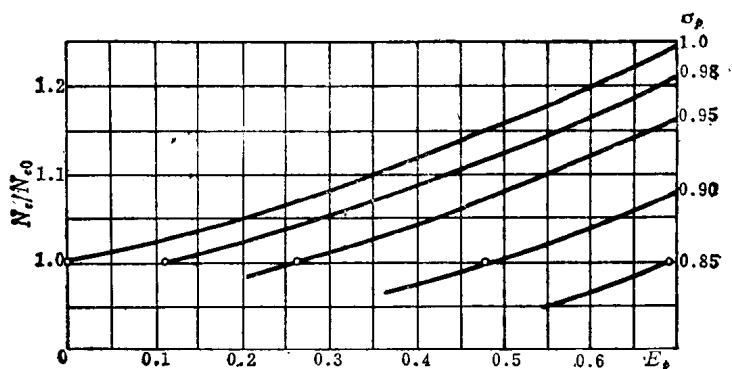


图 1-1-7

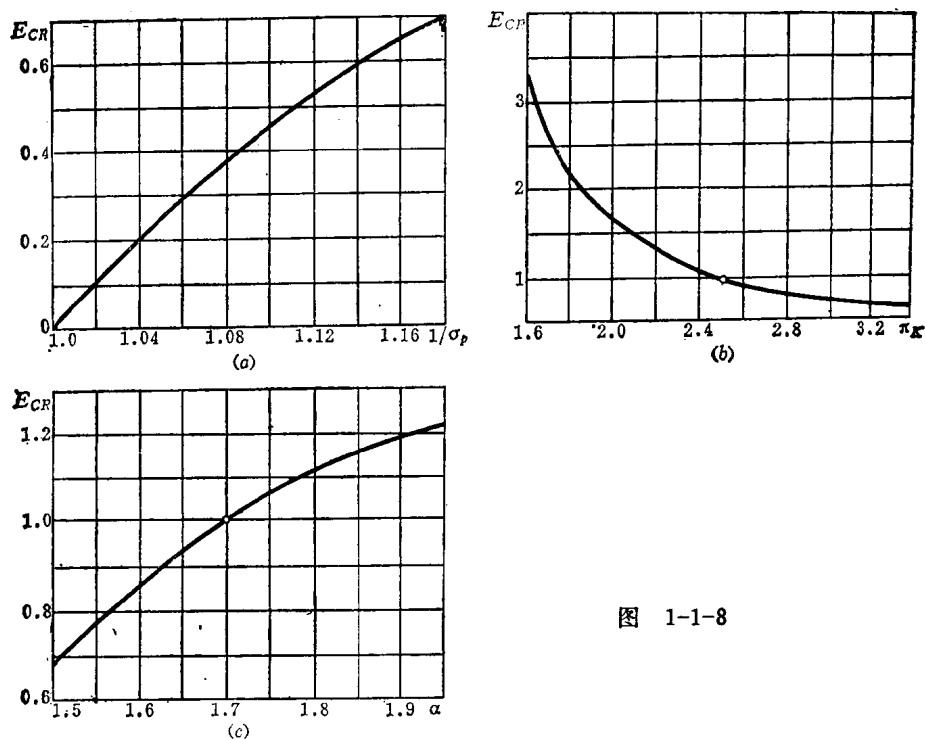


图 1-1-8

从图1-1-8(a)可见,随着在中冷器内流动损失的增加(即图中随着 $1/\sigma_p$ 的增大), E_{CR} 值很快增大。显然,位于曲线以上部分的 E_p 值可使柴油机的功率增加,位于该曲线以下的 E_p 值则冷却空气反而会导致功率的下降。

从图1-1-8(b)、(c)中可见,冷却效率的临界值随着压气机内空气压力的提高而很快地下降,因此判断采用中冷是否合理时应与柴油机的过量空气系数 α 及压比 π_K 值一并考虑。

在当前技术水平情况下, σ_p 可达0.98, E_p 可达0.5以上。若 $\sigma_p=0.95\sim 0.98$ 、 $\pi_K=2\sim 2.5$ 、 $\alpha=1.6\sim 1.8$ 时, $E_{CR}=0.10\sim 0.25$,远低于现在冷却器所能达到的 E_p 值。例如,当 $\pi_K=2.0$ 、 $\alpha=1.7$ 时,空气冷却后可使发动机功率提高15~20%。

当压气机的效率提高时,在同样压比的情况下空气温升减小,从而使空气冷却的效果下降,但影响不显著。例如,当 $E_p=0.5$ 、 $\pi_K=2$ 时,涡轮增压器效率由0.7提高到0.8,则功率增加比下降1.5%,当 $\pi_K=4$ 时约下降2%(见图1-1-9)。

因此,在压气机效率很高的情况下,只有中冷器效率也很高才可使柴油机功率获得提高。从图1-1-9还可看出,随着增压压力的提高,冷却效果也随之提高,若 $p_K=2$ 公斤力/厘米²时, E_p 由0增至0.7时,功率可提高20%,而当 $p_K=4$ 公斤力/厘米²时,则在同样的 E_p 值时,功率可提高39%。

在进气有冷却的情况下, E_p 对柴油机的效率 η_e 影响不大,可以认为当 $\pi_K=1.5\sim 3.5$ 、 $\alpha=1.5\sim 2.0$ 范围内, E_p 与发动机的经济性无关。但 σ_p 对柴油机的效率则影响较大, σ_p 值越小则 η_e 值也越低(见图1-1-10(a))。此外尚与 α 及 π_K 有密切的关系。从图(b)(c)可见,当 $\pi_K=2.5$ 、 $\alpha=1.7$ 、 $\sigma_p=0.95$ 时空气冷却后 η_e/η_{e0} 要降低1.5%,但当 $\pi_K<2.5$ 及 $\alpha<1.7$ 时,则在同样的 σ_p 值下,进气中冷后 η_e 与 η_{e0} 的比值不但下降,反而会有所增加。

综上所述,在增压柴油机上采用进气中冷是在不影响柴油机经济性的情况下提高功率

的有效手段,采用中冷后柴油机功率与经济性的变化情况(见图1-1-11)。图中1,2,3分别表示三种不同的冷却效率。

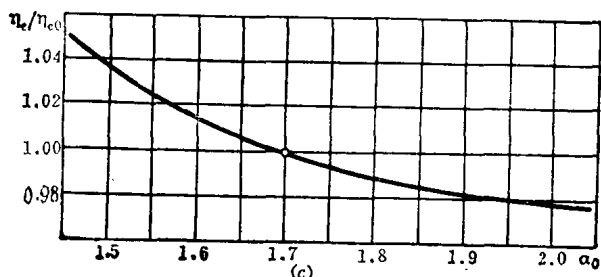
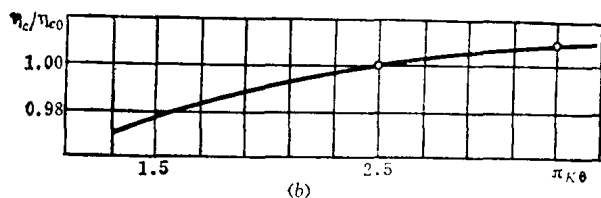
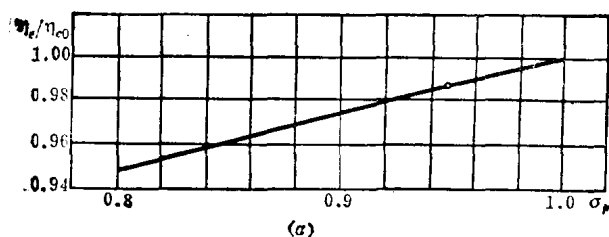


图 1-1-10

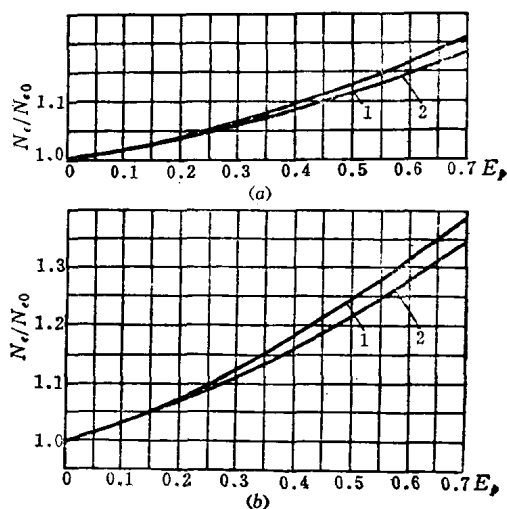


图 1-1-9

(a) $\pi_K = 2$ (b) $\pi_K = 4$
1— $\eta_c = \eta_T = 0.7$; 2— $\eta_c = \eta_T = 0.8$ 。

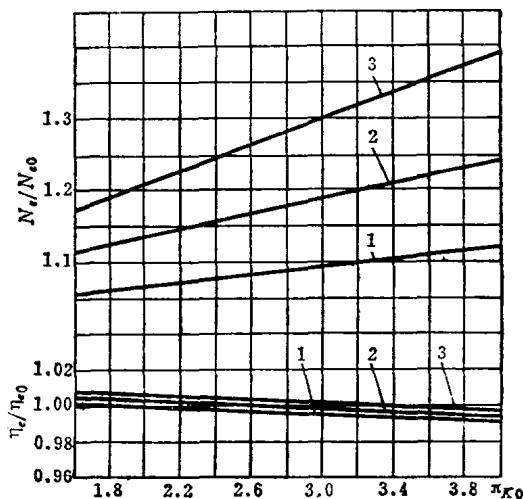


图 1-1-11

1— $E_p = 0.3$; 2— $E_p = 0.5$; 3— $E_p = 0.7$ 。