

船用柴油机

使用管理的理论基础

集美航海学校
图书资料室

中国人民解放军海军工程学院

一九八〇年八月

内 容 简 介

本书阐明了有关内燃机原理、螺旋桨原理、水对舰船运动的阻力原理和船用柴油机动力装置的实际使用之间存在的联系。

本书研究的问题有：内燃机中燃料的燃烧和热量的分配；在船用条件下柴油机的工作特性；在舰船不同使用条件下，各种使用管理因素对柴油机工作的影响和柴油机工作质量的检查。书内提出了选择船用柴油机工作状况的建议，研究了船用发动机——螺旋桨——船体（称作为舰船推进系统）的检查图线的绘制方法和使用方法。

本书适合于使用管理船用柴油机动力装置的工程技术人员和船用内燃机的其他技术人员阅读。

本书所提供的材料可供高等水运学院、海运学院和造船专科学校的学生学习用。本书对研究生也适用。

本书的读者应对船用内燃机的一般理论和实际应用有一定的基础。

出版说明

本书是由几位苏联学者集体编著，于1965年出版。本书的特点是材料丰富、说理清晰，在船用内燃机使用管理实践和理论的结合上作了不少工作。把本书译成中文出版，对我国船用内燃机制造、维修、使用，以及教学各领域的人员将会有所裨益。

本书是由我院外语教研室集体翻译，经内燃机教研室王义溥、李之义校对整理定稿，并经唐开元审阅。在出版时由内燃机教研室潜伟建、张百顺和训练处绘图组绘制插图，我院印刷厂承担全部印刷工作。

1980年3月

目 录

前言	(1)
主要符号	(3)
第一章 实现合理的柴油机工作循环的理论基础	(7)
第一节 实际工作循环	(7)
第二节 实际循环供热的分配	(11)
第三节 发动机做功的分析——功率总公式	(21)
第二章 柴油机按不同特性工作时各工作过程参数的变化	(23)
第一节 概述	(23)
第二节 气缸充气及增压方案	(26)
第三节 按外部特性和部分特性工作时工作过程参数的变化	(33)
第四节 按负荷特性和调速特性工作时工作过程参数的变化	(51)
第五节 限制特性曲线	(62)
第六节 柴油机按试验台(理论)推进特性工作时各工作过程参数的变化	(65)
第七节 船用柴油机使用管理中特性曲线的运用	(70)
第八节 柴油机工况对使用期限(寿命)的影响	(77)
第三章 使用管理因素对船用柴油机工作的影响	(80)
第一节 大气条件(空气的压力、温度和湿度)的影响	(81)
第二节 进气阻力和排气背压的影响	(90)
第三节 冷却系统热状态和冷却水质量的影响	(94)
第四节 润滑油温度和质量的影响	(109)
第五节 供油提前角的影响	(116)
第六节 配气定时和换气条件的影响	(120)
第七节 增压(换气)压力的影响	(125)
第八节 燃油装置磨损的影响	(128)
第九节 发动机各缸供油不均匀的影响	(139)
第十节 气缸活塞组和曲轴连杆机构另件磨损的影响	(142)
第十一节 燃油质量的影响	(145)
第四章 船用柴油机的工况	(157)
第一节 概述	(157)
第二节 分析舰船推进系统的原始方程式和结构图	(161)
第三节 主机在稳定工况时的工作条件	(173)
第四节 主机在非稳定工况时的工作条件	(193)
第五节 船用柴油机工况的选择	(226)

第五章 用出厂(原始)曲线图检查船用柴油机的工作质量和技术状况·····	(232)
第一节 概述·····	(232)
第二节 出厂(原始)特性曲线绘制方法和采用的仪器·····	(234)
第三节 用检查特性曲线检查推进系统技术状况的方法·····	(243)
第四节 发动机主调速特性曲线 $n_{maxi} = f_2(G_T)$ 和燃油系统特性曲线 $G_{Tmaxi} = f_1(n)$ 的检查·····	(244)
第五节 发动机工作过程参数与出厂(原始)数据一致性的检查·····	(244)
第六节 调整发动机工作过程时燃油消耗率变化的确定·····	(247)
第七节 对发动机—传动装置—螺旋桨系统状况的检查·····	(250)
第八节 螺旋桨状况的检查·····	(252)
第九节 船体状况变化的检查·····	(253)
第十节 螺旋桨与主机和船体配合质量的检查·····	(254)
第十一节 柴油发电机组工作质量的检查·····	(256)
附录1 用出厂特性曲线查明的典型故障表·····	(258)
附录2 本书采用的基本测量单位与 СИ国际单位制换算表·····	(261)
参考文献·····	(263)

前 言

苏联的海船和内河船舶的技术装备程度正在逐年地得到提高。

海船队、捕鱼船队和内河船队的发展规划表明：在近几年内，船用柴油机的生产将会有显著增加。新型柴油机的工作过程有较高的参数，构造更为复杂，绝大多数都采用增压。各种类型的燃气轮增压可以显著地提高发动机的功率和经济性能，因而在现代柴油机制造业中，燃气轮增压柴油机占有优势地位。

在技术上熟知船用柴油机的使用管理，才能保证柴油机可靠而安全地运行。因此，研究船用柴油机的使用管理的理论是非常必要的。

目前，人们主要是按照工厂说明书的各项要求去使用管理内燃机，而没有对发动机各气缸内所发生的过程进行应有的分析，也没有考虑它和舰船其他因素的联系。舰船推进系统是由发动机、螺旋桨和船体组成，而主机仅仅是这个系统的一个组成部分。这个系统的任何组成部分的参数的改变，必然会随着引起内燃机工作条件的改变。

在高等学校里，对内燃机原理、螺旋桨原理和水对舰船运动的阻力原理的研究，一般都是分别进行。而内燃机使用管理教程主要包括：对使用说明书中的条文进行各别的研究；发动机试验和修理问题的研究。而很少把发动机和整个推进系统联系起来。因此，对推进系统的各组成部分的原理不是在其互相联系中进行研究的。舰船工程技术人员的工作经验表明，只有当维护动力装置的工程技术人员具备下列条件，才能有效地和熟练地使用管理舰船动力装置，这些条件是：

- 1) 对舰船动力装置内每个部件里所发生的物理过程有清晰的概念，对这些部件在不同工况下的相互联系有清楚的了解。

- 2) 了解并考虑到在各种工况和航行条件下，各种使用管理因素对主机及其辅助机构工作的影响。

- 3) 及时地进行维护修理，发现和排除舰船动力装置各部件的故障，使其在使用时经济技术指标保持在设计数据水平上。

在使用管理内燃机时，用装在船上的仪表对发动机——传动机构——螺旋桨装置的技术状态的间接检查方法也很重要。它可以方便地确定舰船动力装置在使用中的耗油率和经济效果。

上述这些问题在现代内燃机技术文献中尚未得到足够的阐述。本书的目的就是把内燃机原理和船用内燃机的使用管理实践结合起来加以阐明。

本书的实际资料主要取自内河船队广泛采用的四冲程高速柴油机。但其大部分分析方法对各种类型船用内燃机都可以适用。

本书共分五章。

在第一章中，我们研究了工作循环的基本关系式，它给出供入热量的分配和燃料的燃烧条件与动力装置的最大功率和它的经济性的联系。本章内容从理论上说明船用柴油

机工作时应如何合理地选用工作循环和对工作过程进行最佳的调整。本章是以下各章内容的理论基础。

在第二章里，进一步研究各装置间相互联系，以及发动机按各种不同特性工作时工作循环参数的变化。如在环境条件不变，功率和转速变化时；调节发动机，改变供油量时工作循环参数的变化。

在第三章中阐明了多种使用管理因素对船用柴油机工作的影响。这些因素是：燃油和滑油的物理化学性质；供油提前角；配气定时的调整；高压油泵和喷油器；各缸供油不均匀；气缸进气和排气条件；周围介质条件以及气缸活塞组件和燃油装置的磨损。

在第四章里研究了在稳定工况和非稳定工况时，舰船推进系统中船用主机的工作条件。给出了选用船用柴油机工况的基本原理。

在第五章中，叙述了用来检查舰船推进系统中的主机工作的检查图线的绘制和使用方法。这章内容包括有：舰船推进系统的使用特性；在船上通过实验确定这些特性的方法；以及如何利用这些特性检查舰船推进系统（发动机——螺旋桨——船体）的各组成部分的工作质量和技术状况。在本章内还给出了实例，以便读者掌握内容和学会对舰船推进系统各部分的技术状况进行间接检查的方法。

本书由集体写作而成，参加写作的有：B. IO. 基特其斯（第一章，第三节除外，第二章的第一节和第三章的第一节），B. JL. 帮达连科（第二章的59—62页；第四章，208—226页除外和第五章），T. II. 耶菲莫夫（第三章的第十节和第四章的208—226页），IO. Γ. 波良科夫（第三章，第一节和第十节除外）和B. M. 秋尔班诺夫（第二章，第一节和59—62页除外，第一章的第三节）。

作者对本书的审阅者技术科学博士B. II. 涅别斯诺夫教授，技术科学博士B. B. 拉汉宁教授领导的海运船队工程技术研究部内燃机组和海运部总技师B. M. 彼尔沃夫工程师表示谢意，感谢他们在审阅手稿时所提出的宝贵意见和建议。

作者希望本书出版以后，对于从事内燃机工作的工程师和机械师，以及其他技术人员，改进船用柴油主机和付机的使用管理上有所帮助。并请读者就本书内容提出改进意见。

作 者

主 要 符 号

符 号	单 位	名 称
$p_{i\pi}$	公斤/厘米 ²	理想循环的平均压力
p_i	公斤/厘米 ²	平均指示压力
p_c	公斤/厘米 ²	平均有效压力
p_{Mex}	公斤/厘米 ²	平均机械损失压力
p_i	公斤/厘米 ²	平均压力(用平均压力表测得)
p_o	公斤/厘米 ²	周围空气压力
$p_k(p_s)$	公斤/厘米 ²	增压器后空气压力(扫气空气压力)
p_o	公斤/厘米 ²	开始压缩时气缸内气体压力
p_c	公斤/厘米 ²	压缩终点气缸内气体压力
p_x	公斤/厘米 ²	气缸内最高压力(爆炸压力)
p_r	公斤/厘米 ²	排气时气缸内气体压力
p_r'	公斤/厘米 ²	排气总管(到燃气轮前)内气体压力
p_r	公斤/厘米 ²	排气管道(消音器)内气体压力
p_T	公斤/厘米 ²	喷向气缸的燃料压力
p_ϕ	公斤/厘米 ²	喷油器针阀开启压力
p_M	公斤/厘米 ²	滑油压力
p_H	公斤/厘米 ²	压力额定值(例如: p_{eH})
p_x	公斤/厘米 ²	压力变值(例如: p_{ix})
N_i	马 力	指示功率
N_e	马 力	有效功率
N_{Mex}	马 力	机械损失功率
$N_H(n)$	马 力	额定(全)功率(例如: N_{eH})
N_3	马 力	使用功率
N_x	马 力	功率变值(例如: N_{ix})
M_{Kp}	公 斤 米	扭转力矩。额定(全)、使用和变值转矩也采用与相应功率同样的注脚
n	转/分	每分钟发动机曲轴转数。额定(全)、使用和变值转数也采用与相应功率同样的注脚
γ_B	公斤/米 ³	空气密度(一般情况下)
γ_c	公斤/米 ³	周围介质空气密度
γ_k	公斤/米 ³	增压器后空气密度
γ_x	公斤/米 ³	空气密度变值
$G_{B\pi}$	公斤	每循环进入气缸的空气量
G_B	公斤/小时	每运转一小时流经气缸的空气量
$G_{\pi\pi}$	公斤	发动机气缸工作容积中能容纳的空气量

主要符号

符 号	单 位	名 称
T_0	$^{\circ}\text{K}$	周围介质空气温度
T_k	$^{\circ}\text{K}$	增压器后空气温度
T_c	$^{\circ}\text{K}$	压缩终点时气缸内空气温度
T_z	$^{\circ}\text{K}$	气缸内最高温度
$T_r'(t_r')$	$^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$	排气总管(到燃气轮前)内排气温度
$T_r(t_r)$	$^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$	从气缸排出时测得的排气温度
$t_{\text{вх}}$	$^{\circ}\text{C}$	水(滑油)进入发动机时的温度
$t_{\text{вых}}$	$^{\circ}\text{C}$	水(滑油)从发动机中排出时的温度
η_i	—	热效率
η_i	—	指示效率
η_o	—	相对效率
η_e	—	有效效率
η_m	—	机械效率
η_{II}	—	气缸充气系数
$\eta_{\text{T.O.}}$	—	燃料系统供给系数
$\eta_{\text{нар}}$	—	增压器效率
$\eta_{\text{Т, ДГ}}$	—	燃气轮效率
$\eta_{\text{ад}}$	—	绝热效率
G_T	公斤/小时	每小时燃料消耗量
g_n	公斤/循环	每循环供油量
g_i	公斤/马力小时	指示耗油率
g_e	公斤/马力小时	有效耗油率
γ_T	公斤/公升	燃料比重
Q_0	公斤/公斤	燃烧一公斤烧料在理论上所必需的空气量
L_0	米 ³ /公斤	
α	—	燃烧过量空气系数
α_z	—	总过量空气系数
φ_i	—	扫气过量空气系数
D	米, 厘米, 毫米	气缸直径
S	米, 厘米, 毫米	活塞冲程
V_z	米 ³ , 公升	气缸工作容积
V_c	米 ³ , 公升	燃烧室容积
V_i	米 ³	理想循环加热过程终点时气缸容积
$V_0 = V_a = V_i + V_c$	米 ³	膨胀终点(压缩开始)时气缸容积
V_H	米 ³	与高压泵柱塞有效行程容积相应的燃料容积

主 要 符 号

符 号	单 位	名 称
i	—	气缸数目
C_m	米/秒	活塞平均速度
Z	—	冲程系数：完成一个工作循环相应的曲轴转数
$\psi_{\text{扫}}$	—	扫气孔冲程(容积)损失系数
$\psi_{\text{排}}$	—	排气孔冲程(容积)损失系数
$\epsilon_a = \frac{V_c + V_s(1 - \psi_s)}{V_c}$	—	二冲程发动机的实际压缩比
$\epsilon = \frac{V_c + V_s}{V_c}$	—	全压缩比或几何压缩比
$\lambda = p_z/p_c$	—	燃烧时压力升高比
$\rho = V_s/V_c$	—	初膨胀比
$\delta = \frac{V_b}{V_s} = \frac{\epsilon}{\rho}$	—	后膨胀比
$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}; \frac{dp}{d\varphi}$	公斤/厘米 ² 度	压力升高速度(对应曲轴转角而言)
Θ	度	供油提前角
$\tau_i(\tau_e)$	秒(度)	燃料自燃的准备时间(按曲轴转角计的准燃期)
τ, t	秒	时间
Q_H	千卡/公斤	燃料低发热量
Q_1	千卡	内燃机每个理论循环中供入的热量
Q_v	千卡	每循环的定容加热量
Q_p	千卡	每循环的定压加热量
k	—	内燃机理论循环中绝热压缩(膨胀)指数
α_r	千卡/米 ² 小时度	气体向缸壁的散热系数
α_w	千卡/米 ² 小时度	缸壁向水的散热系数
β	千卡/米 ² 小时度	缸壁的传热系数
a_w	—	从气缸壁散到水中热量的份数
Q_w	千卡/小时	散到冷却液(水、滑油)中去的热量
q	千卡/米 ² 小时	热负荷
$F_w = \frac{\pi D^2}{4} (f_k + f_n) \times \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}$	米 ²	工作气缸的总冷却表面
f_k, f_n	—	气缸盖和活塞直接传热面所占的百分数
427	公斤米/千卡	热功当量

主 要 符 号

符 号	单 位	名 称
75	公斤米/秒	一马力的相应值
632.3	千卡/马力小时	一马力小时的功热当量
R_0	公斤米/公斤度	空气的气体常数
R_1	公斤米/公斤度	排气的气体常数
$y_K y(p)$		调速器调节机构位置(弹簧压紧)的座标
m_T	—	高压泵齿条位置座标
z	—	多轴动力装置中工作发动机(螺旋桨)的数目
M_A, M_B, M_{BT}	公斤米	发动机、螺旋桨的扭转力矩和轴系的摩擦力矩
P_e	公斤	螺旋桨推力
R	公斤	水对舰船运动的阻力

第一章 实现合理的柴油机工作循环的理论基础

第一节 实际工作循环

柴油机的实际工作循环是由一系列工作过程组成,通过这些过程,燃料的化学能首先转变成热能,接着热能又转变为机械功。在能量转换时有一定的能量损失,在这些损失中,一部分是理论上必需排出的部分热量,另一些损失则是在实际发动机中,在实现上述过程时不完善所造成。

用热力学公式来表述气缸内工质的参数必然有很大的误差。

但是,对实际循环的分析是一项十分复杂的任务。为了研究循环的基本性质,常用由各可逆的热力学过程组成的理想循环来代替。作这样的简化可以足够精确地弄清楚循环的基本规律,以及确定影响循环的经济性和作功能力的因素。

在柴油机气缸内实现实际循环时的一些实际过程(混合气形成,热交换),以及气体所作的功转变为输出法兰上的有效功过程中的能量损失,都将分别加以研究。

由热力学第二定律可知,在任何理想热机中,热能转变为机械功必然伴随有热损失。而热损失的大小则取决于所选择的循环型式和循环各参数的比值。在实际发动机中,由于热能转变为功的过程不完善,而使热损失增多。

在使用管理发动机时,应解决下列两个任务:

- 1) 必须采取相应的措施,使循环参数值和设计发动机时的理论值相一致。
- 2) 必须尽力使由于热转变为功的过程不完善而产生的热损失减少到最小。

为了正确解决上述任务,必须研究理想循环和影响它的经济性和作功能力的因素,研究在实际发动机中热能转变为机械功的各个过程,以及在这些过程中的热损失。

在发动机中,热能转变为机械功的过程中有下列三种损失:

1. 理论上不可避免的损失,即在热能转变为机械功时,由热能的特性决定的损失。在理想循环中,热能转变为机械功的程度用热效率 η_t 表示。

2. 在实际发动机中,由于循环进行得不完善引起的损失。这些损失在技术上是不可避免的,它用相对效率 η_r 来表示。相对效率表明理想循环的可用功有多少在实际发动机气缸里转变为指示功。

这种损失是由下列原因引起的:

- 1) 随着工质温度的增高,工质的比热同时增大,从而使能转变为指示功的热量减少。
- 2) 在气缸内有残余废气。
- 3) 由于燃烧过程在有限时间内进行,燃料开始燃烧和燃烧结束得不适时。
- 4) 燃烧不完全。
- 5) 气体和缸壁之间的热交换。

6) 气体经过活塞衬筒付的不严密处的漏泄。

由于上述损失, 实际循环示功图面积比理想循环示功图面积小, 而使气体在每循环所作的功变小。

在实际发动机循环里, 所加入的热量转变为指示功的程度用指示效率 η_i 表示。

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_v \quad (1)$$

3. 与燃料的化学能转变为热能有关(驱动辅助机构, 泵气损失)的技术上不可避免的热损失, 以及克服发动机内摩擦力的损失, 构成发动机的机械损失。它们可以用机械效率 η_m 间接评定, 机械效率表示发动机的指示功(功率)有多少从输出法兰传出被有效地利用。

由此可见, 表示燃料所提供的热能转变为机械功的程度的柴油机的总效率或有效效率 η_e , 可以用下列公式表示:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_v \eta_m \quad (2)$$

发动机单位气缸容积有效功可以用下列总公式表示

$$p_e = K g_n \eta_e = K g_n \eta_t \eta_v \eta_m \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (3)$$

式中常数 $K = 0.0427 \frac{Q_H}{V_i}$

下面我们来逐个分析公式(3)中各效率的影响因素。

大家知道, 机力喷射式柴油机循环, 在理论研究时可以看作具有混合加热过程, 加热量 $Q_1 = Q_v + Q_p$ (定容加热量 Q_v 千卡和定压加热量 Q_p 千卡), 它的循环热效率取决于压缩比和其他循环参数, 可表示为:

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]} \quad (4)$$

对公式(4)的分析表明, 热效率 η_i 取决于下列各参数:

1) 压缩比 ε , η_i 随着压缩比的增高而增大。在图1上给出热效率随着压缩比变化的曲线, 以及燃烧最高压力 p_z 增长曲线。曲线表明, 从 η_i 来考虑, 压缩比 ε 的值不宜超过14—16。因为压缩比 ε 值的继续增加, 将引起 p_z 的急剧增大, 而 η_i 实际上却不再变动。

2) 绝热指数 k 值, 它取决于工质的化学成分, 在实际发动机中也就是取决于过量空气系数 α 值的大小。

在图2上给出热效率 η_i 与 α 的关系曲线。

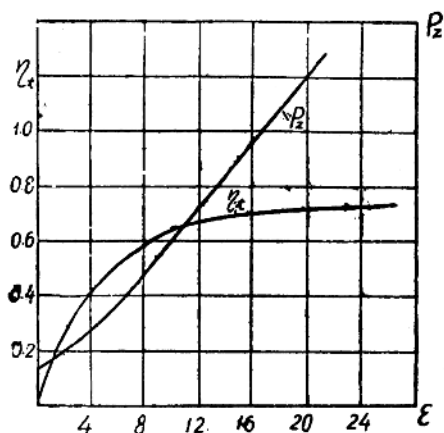


图1 压缩比 ε 对热效率 η_i 和循环最高压力 p_z 的影响($Q_1 = \text{常数}$)

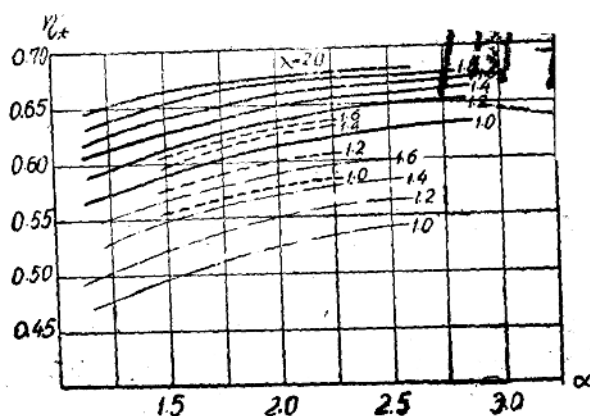


图2 循环热效率与 α 、 ϵ 、 λ 的关系曲线
($T_0 = 288^\circ\text{K}$, $Q_1 = \text{常数}$) —— $\epsilon = 18$,
--- $\epsilon = 15$, - · - $\epsilon = 12$

对具体的发动机来说, 燃烧过量空气系数 α 的变化和循环供油量 g_u 有关。随着 g_u 的增多, 燃烧产物在工质中的相对数量增加, 比热增大, 而 k 值下降, 从而导致热效率降低。此外, 当气缸内残余废气增加时, k 值和热效率值也将降低。

3) λ 和 ρ 的分配不同, 它表明供热方式的不同。

图3上给出热效率与 ρ 和 λ 的关系曲线。从公式(4)和图3的曲线分析可以知道, 对于一定的压缩比, 当 $\rho = 1$ 时, 即全部热量是在固定容积 V 条件下供入, 它的热效率值最大。随着 ρ 的增大, 压力升高比 λ 减小, 热效率降低。

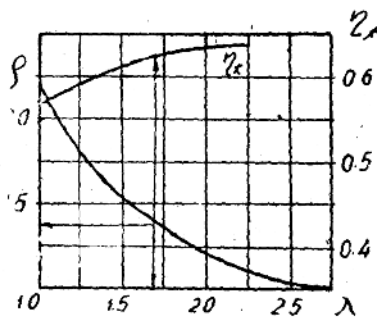


图3 循环热效率和 ρ 与 λ 的关系 ($Q_1 = \text{常数}$)

在分析公式(4)和影响效率值的因素时, 我们只研究了在发动机气缸里完成的循环。在现代, 利用排气能量的柴油机得到了广泛的采用。排气能量的利用可以是各种不同的: 有的利用排气去转动燃气轮, 带动压气机, 提高空气的压力, 把空气送入气缸(柴油机增压); 也有的把涡轮功率传到曲轴加以利用。利用排气能量的柴油机循环可称为继续膨胀循环。实现这样的工作循环有两种方法:

a) 排气直接从气缸流到传动压气机的燃气轮叶片上。在燃气轮内作功时, 气体压力 p_r' 从 p_r 值逐渐降到周围介质的压力 p_0 。在这种情况下工作的燃气轮, 它的喷管装置前的气体压力是不断变化的。在这种燃气轮里不仅利用了从 p_r' 到 p_0 的压力降, 并且还利用了以高速直接冲向燃气轮叶片的气体动能。这种涡轮通常称为脉冲式涡轮。

6) 从各气缸排出的气体都流到保持恒压的排气总管, 在这种情况下, 涡轮是在比

压力 p_a 小的恒压 p_c' 下工作。由于气体在总管内流动和膨胀引起热损失,它和a)相比,在涡轮里得到的气体功较少。但是,这种损失部分地由排气的动能转变为热能而得到补偿。这时,在总管内的气体温度有一些增高。

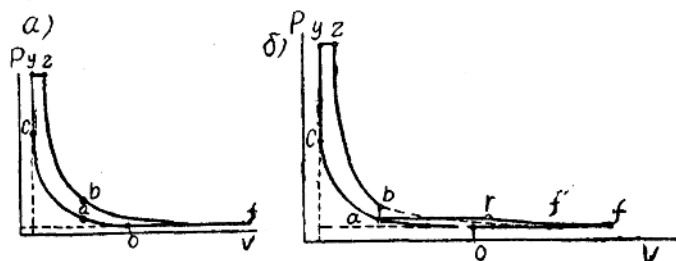


图4 继续膨胀循环 a) 变压式 b) 定压式

图4所示为两种继续膨胀理论循环的示功图。

这两种循环的热效率公式为:

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{(\varepsilon_t \varepsilon)^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (5)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{(\varepsilon_t \varepsilon)^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (5a)$$

式中: ε_t ——压气机内的空气压缩比,而乘积 $\varepsilon\varepsilon_t = \varepsilon_z$ 为总压缩比。

对上述公式分析指出,除去前面研究过的影响效率的因素($\varepsilon, k, \rho, \lambda$)外,又增加了一个因素,即压气机内的压缩比。还可以看到,公式(5)所表示的循环效率,在相同条件下,比由公式(5a)所确定的效率要高。

我们在简要地研究了影响循环经济性的因素之后,下面接着分析发动机的另一基本问题——循环的作功能力。

为了便于各种循环进行比较,我们引入每立方米气缸容积所得到的相对功的概念。通常它用理想循环平均压力 $p_{i,n}$ (对于实际发动机为平均指示压力 p_i)代替。理想循环平均压力 $p_{i,n}$ 可用下式表示:

$$p_{i,n} = \frac{L_i}{V_i} = \frac{Q_i \eta_i}{AV_i} = \frac{p_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} \times \eta_i [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \text{ 公斤/厘米}^2$$

式中 $\frac{p_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$ ——对每立方米气缸容积所供入的热量

的功当量。

从这个公式可知,循环平均压力 $p_{i,n}$ 取决于加热量 Q_i (即每循环的供油量)和热量转变为循环功的程度,即热效率 η_i 值的大小。

对具体发动机来说,当 ε = 常数和 Q_i = 常数时,当发动机按定容循环工作(即在定容下供入热量)时,热效率最大,平均压力 $p_{i,n}$ 也将最大。

根据这个公式还可以得出一个重要的结论。即随着压缩起点压力 p_0 的增加,平均压力 p_{im} 也将增大。这是由于随着工质密度的增大,它的重量相应增大,这时有可能供入更多的热量而不改变循环的温度状况。在发动机增压时就利用了这种可能性。

在具体的柴油机内,随着供油量的改变,燃烧过程的进行情况也发生变化,确定循环图的工作过程参数(λ , ρ)之间的比值也要发生变化,热效率值也将相应变化。在柴油机低负荷运转时,供热几乎是在定容下进行的,所以它的热效率最大。随着供油量的增加,在上死点以后,即在膨胀线上析出的热量增加,初膨胀比 ρ 增大,热效率减小。

由此可见,实际发动机的热效率不是固定的,而是随着工况的变更而变化的。因此,平均指示压力 p_i 不仅随着供油量变更而变化,而且还取决于热效率的改变。 p_i 与 Q_1 、 η 值不是线性关系的,而要更复杂些。

最后,可以提出一些实际发动机的调整因素,它们在不同程度上对作为理想循环设计基础的参数值发生影响。

1. 当柴油机活塞组件、换气机构的磨损程度和工况不同时,压缩比 ϵ 的实际值就会有改变。空气漏泄,容积 V 增大和增压器工作质量变坏,都会使总压缩比减小,从而使发动机经济性降低,当供油量一定时,使发动机功率下降。

2. 供热的性质(λ 和 ρ 的比值)首先将根据柴油机的负荷而变化。如上所述,随着负荷的加大, ρ 值增大,使循环热效率降低。

在额定工况时, λ 和 ρ 的值取决于下列因素:

- 1) 供油提前角。
- 2) 供油规律。
- 3) 燃料准燃期 τ_i 的大小。
- 4) 混合气形成质量。
- 5) 燃烧过程的强化程度。

当选择调整参数以保证高的热效率时,必须注意到保证实际柴油机可靠且持久地工作的困难。大家都知道,当活塞位于上死点附近时,燃料迅速燃烧,这时循环近似于定容循环, λ 值达到最大,与此相应燃烧最高压力显著增加,按曲轴转角的压力升高速度增高。后者将引起显著的冲击负荷,首先作用于活塞—连杆,连杆—曲轴的连接部位上,并使它们的磨损加剧。因此,在实际发动机选择参数保证高的热效率时,必须考虑到此时它的另部件的工作条件。

3. 工质的化学成分将影响指数 k 的大小,它基本上由燃料和空气之间的比值确定,也就是由过量空气系数 α 值确定。但它对理想循环略图并不发生影响。

下面要分析的在技术上不可避免的损失,是由于在实际发动机里循环进行得不完善所造成,它们都间接地用相对效率 η_r 来考虑。

第二节 实际循环供热的分配

一、供热(燃料放热)过程

在理想循环中,热量是在严格的确定的时期内供入的。假想的热源起先是在定容、

然后是在定压下供入热量，在 z 点停止供热（图 5）

在实际循环中的供热是在燃料燃烧过程中进行的。这一过程是在一定时间内完成的，它的特点是：第一，燃料喷在压缩成高温高压的空气中发生自燃，供热过程在上死点之前就开始了。第二，燃烧过程是与可燃混合气形成过程同时进行的，所以氧、燃料和燃烧生成物的浓度是不断变更的。因此，

要使燃烧过程的进行满足下列基本要求是十分困难的，这些要求是：

- 1) 经济性高（燃料和空气消耗少）。
- 2) 工作平稳（按曲轴转角压力升高速度不高）。

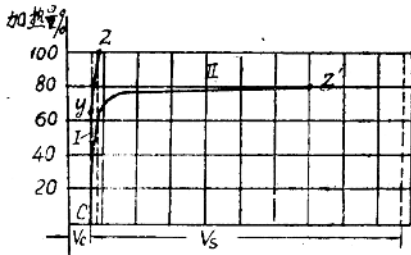


图 5 供热分配特性（按活塞行程）
I—理想循环；II—实际循环

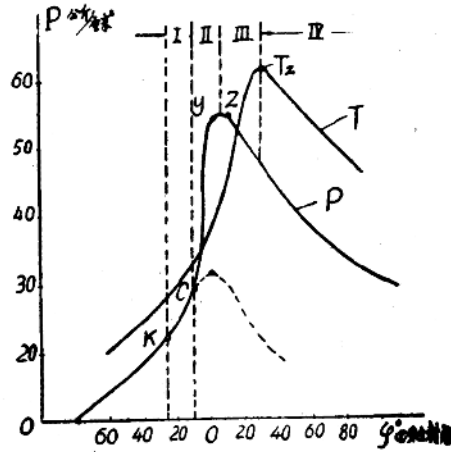


图 6 根据示功图确定燃烧过程的各个时期

- 3) 循环温度和压力不过高，以保证柴油机零件可靠地工作。

同时满足上述这些要求实际上是不可能的，因为在许多情况下它们是互相矛盾的。这个任务只能采取某种折衷方案加以解决，即根据向该发动机提出的要求，用选择下列影响过程发展的基本因素的方法加以解决，这些因素是：

- 1) 选择具有合适的物理化学性质的燃料。
- 2) 造成燃料在空气中雾化和混合的最有利的条件。
- 3) 保证燃料和空气有合理的比值（ α 值）。
- 4) 选择所需要的按曲轴转角的供油规律。
- 5) 造成合适的热状态，保证燃料准备燃烧的时间最短。

因为内燃机原理目前还没有能给出发动机气缸内燃料燃烧前和燃烧时各过程的特性与发运机构造特点和使用条件的数学关系。所以，对实际循环中这些过程的分析，是根据气缸内气体压力变化曲线——示功图进行的。它和理想循环图有很大差别。

如图 6 所示，在示功图上给出了发动机气缸里气体压力 p 的变化的四个特征时期（阶段）。并给出了根据此图计算得到的温度 T 的变化曲线。

第 I 时期是从燃料开始进入气缸（图 6 上 k 点）起，到压力开始迅速增高时（ c 点）止。在这个时期里，喷入气缸的燃料经过自燃前的一系列准备步骤。同时燃料继续喷入气缸，并在气缸里积聚起来。在快到 c 点时，气缸里的燃料分别处于自燃前的各种不同的准备阶段，火焰核心是在燃料油注外表的一些地方形成，在那里空气和燃料的比例，以及温度都最为有利，并保证反应迅速传播。这个时期称为准燃期（自燃延迟期）。它