

87.1083
RMT
2

1963年铁路科学技术论文报告会文集

第 2 辑

内 燃 机 车



1963年铁路科学技术论文报告会文集

第 2 輯

內 燃 机 車

热力機車及材料工艺
专业会議学术委員会选編

人 民 鐵 道 出 版 社

1965年·北京

1963 年铁路科学技术論文报告会文集

第 2 輯

內 燃 机 車

热 力 机 車 及 材 料 工 艺

专业會議学术委员会选編

人民铁道出版社出版、发行

(北京市霞公府甲24号)

北京市书刊出版业营业許可証出字第 010 号

人民铁道出版社印刷厂印

书号1976 开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张 $8 \frac{3}{4}$ 插頁 3 字数 190 千

1 9 6 5 年 1 月 第 1 版

1 9 6 5 年 1 月 第 1 版 第 1 次 印 刷

印数 0001—1,020 冊 定价 (科六) 1.20 元

目 录

柴油机增压器前废气温度的求解問題.....	1
機車通过圓曲綫动力学模拟理論.....	29
单級液力变扭器迴轉叶片对其性能影响的研究.....	58
多循环液力传动装置之离心式測速机构的結構型式和計算的探討.....	88
直流牵引电动机磁場削弱問題	110
試論开口式燃气輪機車发动机的研究試制方向	116
无鉸軸向活塞泵的运动学	133

柴油机增压器前废气温度的求解問題

铁道科学研究院 呂文濤 郁仁寿 朱育元

內 容 提 要

在增压柴油机中废气渦輪前废气温度的数值具有重要意义。它标志着柴油机零件的热負荷及影响增压器的工况。在柴油机变工况下，排气温度变化很大，所以在进行增压柴油机設計或特性曲綫計算时，都需要正确的計算出排气温度的数值及其随工况的变化。目前在求解废气温度时所采用的方法多半取工作过程中传热損失在各种負荷下均为常数或按某些简单經驗公式估算，它們都有一定的缺点。本文对考虑了传热損失变化情况下求解废气温度的問題，提出了一个計算方法，即利用某些試驗数据及經驗公式将柴油机热平衡方程式与工作过程中传热方程式联立求解，得出了一个可以用一些原始条件及額定工况数据代入后直接算出废气温度变化的方程式。并且对这个方程式的求解还繪制了一个簡化計算用的諾模图。另外根据試驗数据提出了一些計算发动机废气温度及散热損失的經驗公式。最后文中利用了〔2〕〔3〕文献的試驗数据对本文計算方法的精确度做了驗算比較，认为該方法精确度在一般工程計算允許誤差范围之内，故可供同类型发动机設計及計算时求解废气温度和估計各种参数变化对柴油机热負荷的影响之用。

(一) 引 言

目前在柴油机的发展上，無論是四冲程或二冲程机都普遍地采用增压，这是近几十年来一个最明显的发展趋势。柴油机增压后可以强化工作过程，提高柴油机的平均有效压力，降低单位功率的重量和体积，改善发动机的技术經濟指标。从增压理論上闡明的优点及其发展历史来看：增压必将由低增压发展到高增压，进而使柴油机发展成复合机組。但是在高增压下，柴油机功率的提高还是受到一些其他条件的限制，例如机械强度和热負荷的限制。一般來說，机械强度限制比热負荷問題容易解决，例如在发动机結構上采取一些措施。在增压时，我們总是希望柴油机功率有尽可能大的增长，所以在高增压时，柴油机的热負荷大大增加，出现了某些受热零件温度升高，温度梯度加大，单位面积散热量增加，摩擦表面潤滑油膜因温度高而受到破坏等等問題。所以在柴油机发展上，解决高温热負荷問題引起了很大重視。

柴油机热負荷受工作过程的参数，結構因素及传热条件等影响，因此在解决热負荷問題时，就需要人們进行許多研究試驗。在一些情况下，还要求人們能掌握关于估計柴油机在一定条件下可能出现的热負荷情况的方法，以便在設計阶段就事先选择最合适的参数組合及采取一些改进措施。所以关于寻求柴油机主要热力参数，运轉条件，冷却条件等与热負荷之間的关系曾經被許多作者研究过。

在增压柴油机中，废气渦輪前废气温度的数值具有重要意义，因为它一方面对柴油机某些零件的强度和热負荷有密切关系，另一方面对废气渦輪增压器的工作有很大影响，例如对

渦輪葉片的热应力，渦輪能发出的功率，增压压力及发动机的主要参数都起着不小的作用。在柴油机变工况下，排气温度的变化也很大。所以无论是进行设计或特性曲线的计算，都需要比较正确的来估计排气温度，寻求废气涡轮增压器前废气温度与柴油机工况及运转条件等之间的关系也是一件有意义的事。

目前在求解柴油机增压器前废气温度时所采用的方法有两种：一种是通过柴油机热平衡方程式求解，另一种是通过废气由气缸向排气管的流动方程式来求解^[6]。按这两种方法求解时，都需要热力参数间的一些试验数据和经验公式。尤其是在变工况下，许多热力参数本身就是未知数，许多参数的变化规律是未知的。例如按热平衡方程式求解时：

$$t_m = \frac{\alpha L_0 m C_{p2} t_s + Q_{\kappa}(1 - \eta_i - W_{o2} + G_{\mu n}) + Q_{mu} + C t_0}{\beta \alpha L_0 m C_{p2}}$$

其中 η_i ; W_{o2} ; $G_{\mu n} = f(\alpha; P_r; P_a \dots)$ 的关系需要预先知道。在按废气流动方程式求解时：

$$T_r = T_b \frac{P_r}{P_b} \left[1 + \frac{1}{m} \left(\frac{P_b}{P_r} - 1 \right) \right] \quad \text{或者}$$

$$T'_m = T_b \frac{\frac{1}{K} \left(1 - \frac{P_m}{P_b} \right) + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{P_m}{P_b}}{1 - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^{\frac{1}{k}}}$$

也需要知道在各种工况下 P_b , T_b 等之变化规律，并且还要考虑到排气过程中的热传导而引起的温降等。所以一般计算时，常选取 W_{o2} 为常数，而实际上 $W_{o2} = f(\alpha, n, P_{\kappa}, T_{\kappa}, T_{oxA}, P_m, T_m, \dots)$ ，因此很难选择正确，并且在变工况时取为常数也必然产生误差。为了比较正确的计算废气涡轮前的废气温度，就应将工作过程中的传热现象考虑为变量。但一般认为散热损失取为变量，由于影响传热的因素很多，在求解上有很大困难，例如 ХПИ 对 16 ЧН²⁴₂₇1000 柴油机的变工况进行计算时^[1]，对废气温度的求解方程式采用热平衡方程式，但建议凭计算者的经验，用试算法多次的渐近来求解，计算起来很不方便。有些作者^[4]用一般的经验公式来估算 W_{o2} 的变化，但考虑的因素不是很全面的，而且在具体情况下运用这些公式也有一定困难。

本文对这个问题的求解方法做了一些分析，我们建议在利用某些试验数据及经验公式的基础上，将柴油机热平衡方程式与工作过程中传热方程式联立求解的方法，找到了一个可以用一些原始条件及额定工况数据代入后直接求解废气温度的方程式。并且绘制了简化计算用的求解流程图，并且还根据试验数据提出了一些经验公式，供同类型发动机求解废气温度及散热损失系数之用。最后为了验证方法的精确性，根据^{[2][3]}等资料中的试验数据进行了核对比较。

(二) 增压柴油机工作过程中的传热方程式

在吸气、压缩、燃烧膨胀及排气过程中，从气缸壁、活塞及排气管壁由冷却水及冷却油带走一部分热量。这些热交换过程影响着工作过程的多变指数、排气温度及排气压力、气缸壁活塞等零件的温度。受热零件单位面积上的散热率对热负荷有直接影响。但是柴油机中的传热现象是一个复杂的问题，所以许多科学工作者对这一现象进行过研究^{[1][4][5][7][8]}。他们通过大量试验数据的整理和分析，建立起传热现象中一些主要参数与柴油机工况参数之间

的关系式。

在柴油机中传热现象的特点是传热过程的非稳定性。无论是气缸中燃气向气缸及活塞顶的放热现象及气缸和活塞顶向冷却液的放热现象都是一个复杂的不稳定传热问题。因为在不同的活塞行程下，燃气的温度、压力和流速都是变化的，传热面积也是变化的，放热系数也是变化的。所以欲将一般对稳定过程的传热学方程式运用到这儿来，首先要解决它们相当于稳定过程的“换算平均值”的求解问题及传热现象的简化方案。关于气缸中燃气参数的“换算平均值”可以根据气缸中工作过程热力方程式及示功图求出^[1]。传热面积的换算问题也可以按曲柄连杆机构运动公式及冷却方式等求解。这儿比较复杂的问题是求解放热系数 α 的变化规律。曾经有不少科学工作者研究过这个问题。他们大多是通过试验，整理出经验分析公式来将 α 与柴油机热力过程参数联系起来。例如比较早期的研究者 W. Nusselt 根据一些试验结果，曾得到内燃机中由辐射、接触及燃气运动加强等的传热方程式为^[8]：

$$Q_{\text{в ол. п а б. з а з}}^{\text{с у м}} = 0.362 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{см}}}{100} \right)^4 \right] F + 0.99 \sqrt[3]{P^2 T} \times \\ \times (1 + 1.24 C_m) (T - T_{\text{сз}}) F \left[\frac{\text{大卡}}{\text{小时}} \right] \quad (\text{A})$$

后来又有许多学者对此公式的某些系数作了修正。

Eichelberg 曾建议放热系数采用^[5]：

$$\alpha = 2.1 \sqrt[3]{C_m} \sqrt{PT} \quad (\text{B})$$

Ю. Г. Степанов 建议用^[7]：

$$\alpha = \text{const} \times \frac{(\gamma_{\text{дс}} n_{\text{дс}})^m}{D^{1-2m}} \quad (\text{C})$$

А. К. Костин 建议用^[4]：

$$\alpha = \text{const} \times \frac{1}{D^{1-n}} T_{\text{с}}^{\frac{\varepsilon n}{1-\varepsilon}} \left(\frac{C_m (\Delta g_n) \alpha}{V_{\text{с}}} \right)^n \quad (\text{D})$$

我们在以后计算中将考虑它们。

现在对柴油机工作过程中传热现象（示意图 1）加以分析和简化。假定柴油机中有较复杂的冷却系统：即活塞顶进行喷油冷却，排气管采用水套隔热，气缸水冷。这时根据传热学基本公式可写成：

$$Q = \alpha F (T_1 - T_2) \quad \text{及}$$

$$Q = \frac{2\pi e}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \lambda \Delta T$$

的型式。为此我们将图 1 的传热示意图再次简化如图 1A。

我们将柴油机中的散热分为两部分看：一部分在气缸中的散热，另一部分在排气管中散热。然后我们分别把两部分中的“换算值” F ， T ， α 求出。首先讨论传热面积。对气缸内而言：

$$F_{\text{cm}} = f_{\text{cm}} + f_n$$

因为：

$$f_{\text{cm}} = f_c + f_s + f_z = \pi D \frac{s}{\varepsilon - 1} + \pi D \frac{s}{2} f(\varphi) + \frac{\pi}{4} D^2$$

其中 $f(\varphi)$ 对一定的曲柄连杆机构来说是恒定的，故可取平均值，因此

$$f_{\text{cm}} = f(D, s, \varepsilon) = \text{const.}$$

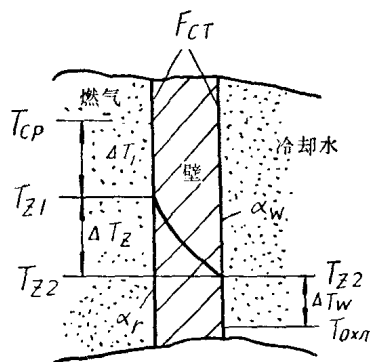


图 1A 传热简化示意图

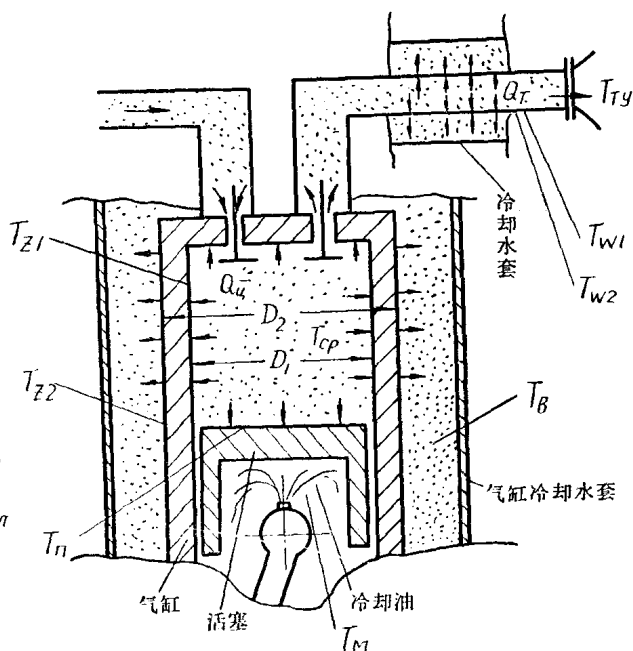


图 1 柴油机传热示意图

$$\therefore F_{cm} = \pi D \frac{s}{\varepsilon - 1} + \pi D \frac{s}{2} f(\varphi) + \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{\pi}{4} D^2 = \text{const.} \quad (\text{E})$$

其次，讨论“换算温度”。对气缸而言：

$$T_g = \frac{f_{cm} T_{gd} + f_n T_n}{f_{cm} + f_n} \quad (\text{F})$$

对冷却液而言：

$$T_{oxa} = \frac{f_{cm} T_g + f_n T_n}{f_{cm} + f_n} \quad (\text{G})$$

同理对排气管就简单多了。因为“换算值”可写成：

面积： F_w 管壁温度 T_{w1} ; T_{w2} 冷却水温度 T_g

图 1 及公式中所用符号的意义是：

- Q_u ——通过气缸活塞等所带走的热量；
- Q_m ——通过排气管所带走的热量；
- T_{cp} ——在气缸中燃气的平均温度；
- T_g ——冷却水的温度；
- T_n ——冷却油的温度；
- $T_{z1, 2}$ ——气缸内外壁温度（带有注脚“cp”者为整个缸壁平均温度）；
- T_n ——活塞顶温度（带有注脚“cp”者为平均温度）；
- $T_{w1, 2}$ ——排气管内外壁温度；
- T_{my} ——排气温度（在废气涡轮前）；
- α_z ——燃气向壁的放热系数；
- α_w ——壁向冷却液的放热系数；
- f ——壁的面积。注脚“cm”气缸；“n”为活塞；“c”为燃烧室；“ φ ”为随活塞行程而变的缸壁面积；“i”为气缸头；

$f(\varphi)$ ——曲柄连杆机构运动函数其平均值接近于 1。

我们对气缸及排气管两部分的传热方程式可写成：对气缸部分：

$$\left. \begin{aligned} Q_u &= \alpha_z F_{cm} (T_{cp} - T_{z1}) \\ Q_u &= \alpha_w F_{cm} (T_{z2} - T_{oxA}) \\ Q_u &= \frac{2\pi l}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \lambda (T_{z1} - T_{z2}) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

对排气管部分：

$$\left. \begin{aligned} Q_m &= \alpha_z F_w (T_{my} - T_{w1}) \\ Q_m &= \alpha_w F_w (T_{w2} - T_e) \\ Q_m &= \frac{2\pi l_w}{\ln \frac{D_{w2}}{D_{w1}}} \lambda (T_{w1} - T_{w2}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

柴油机工作过程中的传热可按工作过程分为：

$$Q = Q_p + Q_z + Q_{\theta n} + Q_{c\kappa}$$

这儿注脚“p”代表燃烧膨胀过程；“z”代表排气过程；“θn”代表充气；“cκ”代表压缩。根据试验数据，我们可近似假定 $Q_{\theta n} + Q_{c\kappa} = 0$ 。只讨论 $Q_p + Q_z$ 。按前述两部分来分，又可将 Q 写成：

$$Q = Q_p + Q_{zD} + Q_{zT}$$

这儿“D”代表在气缸中，“T”代表在排气管中。

下面我们分别对 Q_p , Q_{zD} , Q_{zT} 按(1)(2)公式代入，则有：

$$Q_p = \alpha_z F_{cm} (T_{cp,p} - T_{z1}) \quad (3a)$$

$$Q_p + Q_{zD} = \alpha_w F_{cm} (T_{z2} - T_{oxA}) \quad (3b)$$

$$Q_p + Q_{zD} = \frac{2\pi l}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \lambda (T_{z1} - T_{z2}) \quad (3c)$$

关于 $T_{cp,p}$ (燃烧膨胀过程中燃气平均温度) 的求法 Н.М.Глаголев 教授^[1]建议下列公式：

$$T_{cp,p} = \frac{P_{cp,p} V_{Au} \eta}{848 M_{h_0} \eta_v (1 + \gamma) \beta} \quad (4)$$

这儿： M_{h_0} ——在 $P_0 T_0$ 状态下气缸工作容积中空气的克分子量；

$P_{cp,p}$ ——气缸燃烧膨胀过程的平均压力；

$V_{Au} \cdot \eta$ ——在气缸中压力等于整个行程中压力的平均值时的气缸容积。 η 为考虑到工况变化的修正系数。根据^[1]的证明 η 变化很少，故：

$$V_{Au} \cdot \eta \approx \text{const};$$

η_v ——充气系数；

γ ——残余废气系数；

β ——克分子量改变系数。

关于放热系数 α_z 及 α_w 的数值，我们参照文献^[1]及前述经验公式，近似的取：

$$\begin{aligned} \alpha_z &\propto \gamma_{\theta s}^n n_{\theta s}^m & n &\approx 1.0 & m &\approx 0.3 \\ \alpha_w &\propto n_{\theta s}'^m & m' &\approx 0.3 \end{aligned}$$

对于(3a)(3b)(3c)公式我们还可以将其变化成：

$$q_p = \frac{Q_p}{Q_{mon}} = \frac{\alpha_2 F_{cm}}{Q_H B_2} (T_{cp,p} - T_{z1}) \text{ 等等.}$$

这儿 q_p ——散热量占喷入燃料热量的百分数;

Q_{mon} ——喷入燃料的热量;

B_2 ——柴油机燃料消耗量;

Q_H ——燃料低发热值。

如再将 q_p 与额定工况下的 q_{pH} 相比, 消去相同因子, 则有:

$$\frac{q_p}{q_{pH}} = \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_{2H}} \right) \left(\frac{B_{2H}}{B_2} \right) \left(\frac{T_{cp,p} - T_{z1}}{T_{cp,pH} - T_{z1H}} \right) \quad (5)$$

同理:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_{2H}} = \left(\frac{\gamma_{\partial s}}{\gamma_{\partial sH}} \right)^n \left(\frac{n_{\partial s}}{n_{\partial sH}} \right)^m \quad (7')$$

其中 $\left(\frac{\gamma_{\partial s}}{\gamma_{\partial sH}} \right)$ 及 $\left(\frac{B_{2H}}{B_2} \right)$ 又可化为[1]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\gamma_{\partial s}}{\gamma_{\partial sH}} \right) &= \frac{\frac{\eta_v(1+\gamma)\beta}{V_{cp}} \frac{V_H p_0}{RT_0}}{\frac{\eta_{vH}(1+\gamma_H)\beta_H}{V_{cp}} \frac{V_H p_0}{RT_0}} = \frac{\eta_v(1+\gamma)\beta}{\eta_{vH}(1+\gamma_H)\beta_H} \approx \frac{\eta_v\beta}{\eta_{vH}\beta_H} \\ \left(\frac{B_{2H}}{B_2} \right) &= \left(\frac{p_{iH}}{p_i} \right) \left(\frac{\eta_i}{\eta_{iH}} \right) \left(\frac{n_{\partial sH}}{n_{\partial s}} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

代入(7')可得到:

$$\left(\frac{\alpha_2}{\alpha_{2H}} \right) = \left(\frac{\eta_v\beta}{\eta_{vH}\beta_H} \right) \left(\frac{n_{\partial sH}}{n_{\partial s}} \right)^{0.3} \quad (7)$$

将(6)(7)代入(5)可得到:

$$\begin{aligned} q_p &= \left[q_{pH} \frac{p_{iH}}{(T_{cp,p} - T_{z1})_H \eta_{vH} \beta_H \eta_{iH}} \right] \eta_v \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{cp,p} - T_{z1}) \\ &= \xi_p \eta_v \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{cp,p} - T_{z1}) \end{aligned} \quad (8)$$

这儿 $\bar{n} = \frac{n_{\partial s}}{n_{\partial sH}}$; $\xi_p = \left[q_{pH} \frac{p_{iH}}{(T_{cp,p} - T_{z1})_H \eta_{vH} \beta_H \eta_{iH}} \right] = \text{const.}$

同理对(3b)可写成:

$$\begin{aligned} q_{zD} + q_p &= \left[(q_{zD} + q_p)_H \frac{p_{iH}}{\eta_{iH} (T_{z1} - T_{oxA})_H} \right] \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{z2} - T_{oxA}) = \\ &= \zeta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{z2} - T_{oxA}) \end{aligned} \quad (9)$$

或者将(9)对 T_{z2} 求解即可写成:

$$T_{z2} = T_{oxA} + \left[\frac{p_i \bar{n}^{0.7}}{\zeta \eta_i} \right] (q_p + q_{zD}) \quad (10)$$

对(3c)可写成:

$$T_{z1} - T_{z2} = \Delta T_z = \left[\frac{\eta_{iH} (T_{z1} - T_{z2})_H}{p_{iH} (q_p + q_{zD})_H} \right] \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} (q_p + q_{zD}) = \theta \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} (q_p + q_{zD}) \quad (11)$$

同理, 对排气过程的传热方程式可写成:

$$\left\{ \begin{aligned} q_{zD} &= \left[q_{zDu} \frac{p_{iH} T_{myH}}{(T_{my} - T_{z1}) \beta_H P_{zH} \eta_{iH}} \right] \frac{\eta_i \beta P_z}{p_i \bar{n}^{0.7} T_{my}} (T_{my} - T_{z1}) \\ &= \xi_{zD} \frac{\eta_i \beta P_z}{p_i T_{my} \bar{n}^{0.7}} (T_{my} - T_{z1}) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

$$q_{zm} = \xi_{zm} \frac{\eta_i \beta P_z}{p_i T_{my} \bar{n}^{0.7}} (T_{my} - T_{w1}) \quad (13)$$

$$T_{w2} = T_B + \left[\frac{p_i \bar{n}^{0.7}}{\xi_{zm} \eta_i} \right] q_{zm} \quad (14)$$

$$\Delta T_m = \theta_{zm} \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} q_{zm} \quad (15)$$

方程式(8)~(15)即为柴油机工作过程中燃气向冷却液散热的传热方程式组。

(三) 增压柴油机的热平衡方程式

增压柴油机的热平衡方程式可按示意图 2 来建立:

按柴油机内部循环轮廓 I 可得到:

$$Q_{mon} + Q_s = Q_e + Q_z + Q_{oxL}^B + Q_{oxL}^M$$

$$\text{但是: } Q_{oxL}^B + Q_{oxL}^M = (Q_p + Q_z + Q_{sn} + Q_{cx}) + Q_{mp}$$

$$Q_e = Q_i - Q_{un} - Q_{mp} - \sum Q_u$$

代入上式:

$$Q_{mon} + Q_s = Q_i - Q_{un} - Q_{mp} - \sum Q_u +$$

$$(Q_p + Q_z + Q_{sn} + Q_{cx}) + Q_{mp}$$

等式两边各除以 Q_{mon} 可得相对量的方程式:

$$1 = q_i + (q_z - q_s) + (q_p + q_z + Q_{sn} + Q_{cx}) - q_{un} + \Delta q \quad (16)$$

这儿各符号的意义是:

$q_i = \eta_i$ 指示功率相当热焓所占 Q_{mon} 的百分数。

$q_{cx} + q_{sn}$ ——在压缩及充气过程中传热损失占

Q_{mon} 的百分数, 我们近似的认为

$$q_{cx} + q_{sn} \approx 0.$$

q_z ——在涡轮前废气的相当热焓所占 Q_{mon} 的百分数

$$q_z = \frac{1}{Q_u} \alpha M_0 \beta m C_{pe} t_{my} \quad (17)$$

q_s ——在柴油机进气阀前空气热焓所占 Q_{mon} 的百分数

$$q_s = \frac{1}{Q_u} \alpha M_0 m C_{pe} t_{s0} \quad (18)$$

q_{un} ——泵吸行程功相当热焓所占 Q_{mon} 的百分数

$$q_{un} = \frac{1.985 T_0 M_0 \alpha (P_z - P_a)}{P_0 Q_u \eta_v} \quad (19)$$

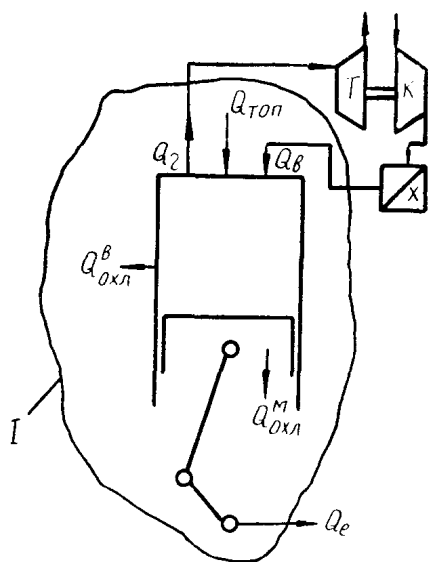


图 2 增压器柴油机热平衡示意图

q_p, q_s ——同前。

Δq ——未計入方程式各項的余量。

Q_{mp} ——摩擦功的相当热焓。

ΣQ_n ——水泵，油泵，燃料泵等功率的相当热焓。

Q_{mon} ——噴入柴油机中燃料的热焓。

在以后的計算中，将采用(16)式做为柴油机热平衡方程式。

(四) 增压柴油机热平衡方程式与传热方程式的联立方程式

正如我們在一开始所指出的，为了正确的反映出废气温度随柴油机轉速，增压压力，充气温度，排气背压，冷却水及冷却油温度，冷却方式等改变而变化的规律，我們需要将柴油机散热看作变量，所以把柴油热平衡方程式与传热方程式联立以求解 T_{my} 。这样不但可以得到在变工况下相对来说比較接近实际情况的废气温度，而且可以近似地估計出充气温度 t_s ，冷却水温度 t_B ，冷却油温度 t_M ，排气背压 P_z ，柴油机轉速 n_{ds} ，增压压力 P_k ，过量空气系数 α 等对柴油机热負荷某些参数（例如传热损失系数，气缸壁及活塞頂温度等）的影响。从而估計降低 t_s 的好处，高温冷却对热負荷的增加程度，提高排气背压的影响等等。

我們將方程式(8)(12)(13)(17)(18)(19)代入(16)即可得到：

$$1 = \eta_i + \xi_p \eta_v \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{cp,p} - T_{z1}) + \xi_p P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} (T_{my} - T_{z1}) + \\ + \xi_m P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} \left(1 - \frac{T_{w1}}{T_{my}}\right) + \frac{1}{Q_n} \alpha M_0 (\beta m C_{p2} t_{my} - \\ - m C_{p2} t_s) - \frac{1.985 T_0 M_0 \alpha}{P_0 Q_n \eta_v} (P_z - P_a) + \Delta q \quad (20)$$

将方程式(20)中各相同因子及常数部分用符号代替，可整理成下式：

$$1 = \eta_i + \Delta q + A t_{my} - G t_s - H (P_z - P_a) \frac{\alpha}{\eta_v} + \\ + B (T_{cp,p} - T_{z1}) + C \left(1 - \frac{T_{z1}}{T_{my}}\right) + D \left(1 - \frac{T_{w1}}{T_{my}}\right) \quad (21)$$

将方程式(21)中不包含 t_{my} ， T_{z1} ， T_{w1} 三个参数的各項合并，以新的符号代替，整理后可写成：

$$A t_{my} = \left[1 - \eta_i - \Delta q + G t_s + H (P_z - P_a) \frac{\alpha}{\eta_v} - B T_{cp,p} - C - D \right] + \\ + B T_{z1} + C \frac{T_{z1}}{T_{my}} + D \frac{T_{w1}}{T_{my}};$$

或

$$A t_{my} = K + \left(B + \frac{C}{T_{my}} \right) T_{z1} + D \frac{T_{w1}}{T_{my}} \quad (22)$$

这就是我們得到的联立方程式。

这儿：

$$A = \frac{1}{Q_n} \alpha M_0 \beta m C_{p2}$$

$$B = \left[q_{pH} \frac{p_{iH}}{(T_{cp,p} - T_{z1})_H} \eta_{vH} \beta_H \eta_{iH} \right] \eta_v \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} = \xi_p \eta_v \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}}$$

$$C = \left[q_{zDH} \frac{p_{iH} T_{myH}}{(T_{my} - T_{z1})_H} P_{zH} \beta_H \eta_{iH} \right] P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} = \xi_{zD} P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}}$$

$$D = \left[q_{zTH} \frac{p_{iH} T_{myH}}{(T_{my} - T_{W1})_H} P_{zH} \beta_H \eta_{iH} \right] P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}} = \xi_{zT} P_z \beta \frac{\eta_i}{p_i \bar{n}^{0.7}}$$

$$G = \frac{1}{Q_H} \alpha M_0 m C_{p2}$$

$$H = \frac{1.985 T_0 M_0}{Q_H P_0}$$

(五) 联立方程式的求解

在方程式(22)中含有三个未知数: t_{my} , T_{z1} 及 T_{W1} 。为了求解必需与其他两个方程式联立求解。我們引入前述的方程式(10)(11)(14)(15)并将:

(10)+(11)=(23); (14)+(15)=(24)即得:

$$T_{z1} = T_{z2} + \Delta T_z = T_{oxA} + \left[\frac{p_i \bar{n}^{0.7}}{\xi \eta_i} + \theta \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} \right] (q_p + q_{zD}) \quad (23')$$

$$T_{W1} = T_{W2} + \Delta T_W = T_B + \left[\frac{p_i \bar{n}^{0.7}}{\xi_{zT} \eta_i} + \theta_{zT} \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} \right] q_{zT} \quad (24')$$

用符号代替可得:

$$T_{z1} = L + F(q_p + q_{zD}) \quad (23)$$

$$T_{W1} = L' + E q_{zT} \quad (24)$$

将(23)(24)中的 $(q_p + q_{zD})$ 及 q_{zT} 以(21)中相应的表示式代入:

$$T_{z1} = L + F \left[B(T_{cp,p} - T_{z1}) + C \left(1 - \frac{T_{z1}}{T_{my}} \right) \right] \quad (25)$$

$$T_{W1} = L' + ED \left(1 - \frac{T_{W1}}{T_{my}} \right) \quad (26)$$

由(25)解出:

$$T_{z1} = \frac{L + FBT_{cp,p} + FC}{1 + FB + \frac{FC}{T_{my}}} \quad (27)$$

由(26)解出:

$$T_{W1} = T_{my} \left(\frac{L' + ED}{T_{my} + ED} \right) \quad (28)$$

将(27)(28)代入(22)即可得到:

$$At_{my} = K + \left(\frac{C}{T_{my}} + B \right) \left(\frac{L + FBT_{cp,p} + FC}{1 + FB + \frac{FC}{T_{my}}} \right) + D \frac{L' + ED}{T_{my} + ED} \quad (29)$$

在方程式(29)中只含有一个未知数 T_{my} , 而其他系数 $A, B, C, D, E, F, K, L, L', G, H$, 及 $T_{cp,p}$ 都是由工况所决定的数值, 在柴油机額定工况数据已知情况下, 进行变工况計算时, 它們都可求出。如果柴油机还在进行設計中, 則对額定工况下一些系数, 如 q_p, q_{zD}, q_{zT}

等可参照同类型柴油机試驗数据用相似法求得。

方程式(29)是 T_{my} 的三次方程式，用数学解析法求根很麻煩，我們建議用試算法。根据我們进行的大量計算中可看出，只需假定两个 T_{my} 之值，就可求到交点。

在解方程式(29)的同时，我們也可以把有关热負荷的一些参数一道求解出来。例如：

$$(30) \left\{ \begin{array}{l} T_{e1} = \frac{L + FBT_{cp,p} + FC}{1 + FB + \frac{FC}{T_{my}}} \\ T_{w1} = T_{my} \frac{L' + ED}{T_{my} + ED} \\ T_{e2} = T_{e1} - \Delta T_e \\ T_{w2} = T_{w1} - \Delta T_w \\ \Delta T_e = \left(\theta \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} \right) (q_p + q_{eD}) \\ \Delta T_w = \left(\theta_{eT} \frac{p_i \bar{n}}{\eta_i} \right) q_{eT} \\ q_p + q_{eD} = B(T_{cp,p} - T_{e1}) + C \left(1 - \frac{T_{e1}}{T_{my}} \right) \\ q_{eT} = D \left(1 - \frac{T_{w1}}{T_{my}} \right) \end{array} \right.$$

它們(30)可以做為我們初步分析柴油机热負荷时的参考公式。

用方程式(29)求解 T_{my} 时，計算工作比較繁重，本文中繪制了求解的諾模图，以簡化計算过程。为了提高諾模图的精确度，采用了复合諾模图，其中基本諾模图又都采用直綫座标（共綫图，共方图，比例图等）并将 $A, B, C, D \dots$ 等系数也取为座标尺，这样就能对其他柴油机計算时也适用，使它具有有一定的通用性。根据我們計算中所作比較，諾模图的誤差在 3% 左右。

(六) 計算結果与試驗数据的比較

通过方程式(29)的計算所得到的結果只能是近似的数值，因为第一：我們是将传热过程簡化了的，所采用的传热方程式不能完全反映真实情况。第二：方程式中只考虑到热力参数对传热过程的影响，而有关結構参数，流动特性等等皆未計入。第三：在方程式(29)中需用一些經驗公式。例如 $\eta_i = f(\alpha, \gamma, \varepsilon \dots)$; $\Delta p = f(\omega, \gamma, \xi \dots)$ 等等它們是有局限性的。但是，用(29)所得計算結果較之假定散热損失为常数的情况要更接近实际。

下面我們根据(29)式进行了計算并将計算結果与^{[2][3]}中的試驗結果做了比較。

我們比較了以下几項：

1. 废气溫度 T_{my} 的計算值与試驗数据的符合性。
2. $q_p + q_{eD}$ 的計算值与試驗数据的符合性。
3. 缸壁活塞頂換算平均溫度 T_{e1} 与試驗数据的符合性。
4. 指示效率 η_i 的經驗公式^[1]与試驗数据的比較。

計算結果与比較結果，见表 1 至表 4 及图 3 至图 11。从这些图表中可看出：

- (1) 废气溫度 T_{my} 的計算值与試驗数据的誤差在 $\pm 2\%$ 以下，誤差絕對值也在 15 度以

下。

(2) 气缸活塞换算平均温度 T_{z1} 的计算值与试验数据的误差在 $\pm 5\%$ 以下, 误差绝对值在 10° 以下。

(3) 散热损失系数的计算值与试验数据的误差在 $\pm 10\%$ 以下, 误差绝对值在 1.5% 以下。这说明方程式(29)在质和量方面都能比较接近实际情况。

(七) V240Z 柴油机热负荷参数的某些经验公式

根据文献[7][4]中所建议的某些经验公式的型式, 并考虑到[2][3]中的试验数据和本文中的计算公式, 我们将我国远景发展的内燃机车用 V 240 Z 系列四冲程增压柴油机的一些热负荷参数总结成下列一些经验公式。

(1) 废气涡轮前废气温度 T_{my} 的经验公式:

$$T_{my} = 383 \left(1 + \frac{2.75}{\alpha} \right) - 80 \alpha^{0.88} [4 - (\overline{P_{my}} + \overline{n} + \overline{T_{oxA}} + \overline{T_s})] [\text{绝对温度}] \quad (31)$$

其中 α ——过量空气系数;

$$\overline{P_{my}} = \frac{P_{my}}{P_{myH}} \text{排气压力相对变化};$$

$$\overline{n} = \frac{n_{os}}{n_{osH}} \text{柴油机转速相对变化};$$

$$\overline{T_{oxA}} = \frac{T_{oxA}}{T_{oxAH}} \text{冷却液换算温度相对变化};$$

$$\overline{T_s} = \frac{T_s}{T_{sH}} \text{充气温度相对变化};$$

$$P_{myH} = 3.6 \left[\frac{\text{公斤}}{\text{厘米}^2} \right]; \quad n_{osH} = 1000 [\text{转/分}];$$

$$T_{oxAH} = 353 [\text{绝对度}]; \quad T_{sH} = 340 [\text{绝对度}].$$

这儿所指废气温度是“静温度”, 在“滞止温度”与“静温度”之间有关系式:

$$T_{my}^* = T_{my} \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)$$

其中 $M = \frac{c}{a}$;

c ——排气管中废气流速;

a ——排气管中废气的音速。

一般情况下, $M = 0.1 \sim 0.4$, 即滞止温度 T_{my}^* 比 T_{my} 高 $5 \sim 25^\circ$ 。在试验中测得的废气温度接近于滞止温度 (由表 1 可看到大多数 T_{my} 计算值低于试验数据)。在计算废气涡轮功率时 T_{my} 的值应以 T_{my}^* 代之。

在柴油机具有扫气时, 公式中的 α 应代之以 $\alpha_z = \alpha \varphi$ 。或者按 α 求出 T_{my} 后, 再按文献[13]中公式计算出被扫气空气冲淡后的废气温度:

$$T_{my}' = \frac{T_{my} + (\varphi - 1) T_s}{\varphi} \quad (32)$$

来源	順序	名 称	不同冷却水温度的影响 $t_{oxA}=var$			
試驗数据	1	是否用渦輪敷余功率	不		利 用	
	2	燃燒室型式	最 佳 式		最 佳 式	
	3	冷却水溫度 $t_{oxA}[^{\circ}C]$	80	100	80	110
	4	冷却油溫度 $t_M[^{\circ}C]$	47	47	47	47
	5	充气溫度 $t_g[^{\circ}C]$	64	64	64	63
	6	柴油機轉速 n_{dso} [轉/分]	998	1000	998	1002
	7	機組功率 N_{ey} [馬力]	2884.8	2869.5	2984	3016
	8	渦輪敷余功率 N_{uso} [馬力]	4.8	-10.6	444	466
	9	增压压力 P_K [公斤/厘米 ²]	2.555	2.555	2.54	2.535
	10	渦輪前廢氣压力 P_{my} [公斤/厘米 ²]	1.955	1.949	3.22	3.22
	11	空气过量系数 $\alpha[-]$	2.28	2.23	2.17	2.1
	12	充气系数 $\eta_v[-]$	2.07	2.04	1.96	1.928
	13	由冷却水带走热量的百分数 $q_a[\%]$	8.12	6.89	9.88	8.93
	14	由冷却油带走热量的百分数 $q_M[\%]$	7.97	8.97	8.94	8.91
	15	渦輪前廢氣溫度 $T_{my}[^{\circ}K]$	793(520)	797(524)	858(585)	872(599)
	16	$q_a+q_M[\%]$	16.09	15.86	18.72	17.84
試驗数据的整理結果	17	气缸壁的平均溫度 $T_{zD}^{\circ}[^{\circ}C]$	101.5	119	98.5	133
	18	气缸壁的最高溫度 $T_{zD}[^{\circ}C]$	165	186	180	212
	19	活塞头的平均溫度 $T_{IT}^{\circ}[^{\circ}C]$	198.5	202	210	216
	20	活塞头的最高溫度 $T_{IT}[^{\circ}C]$	232	235	246	265
	21	冷却液体換算溫度 $L[^{\circ}C]$	346	362	346	369
	22	气缸及活塞头的換算溫度 $T_{z1}[^{\circ}C]$	128	134.5	129	156
	23	指示效率 $\eta_i[-]$	0.484	0.478	0.476	0.467
計 算 結 果	24	气缸排气閥处排气压力 P_i [公斤/厘米 ²]	2.167	2.157	3.345	3.343
	25	气缸进气閥后充气压力 P_a [公斤/厘米 ²]	2.457	2.457	2.443	2.428
	26	摩擦功的数值 N_i [馬力]	480	478	740	740
	27	燃燒膨胀过程的平均压力 P_{cpp} [公斤/厘米 ²]	26.9	26.85	26.45	26.4
	28	燃燒膨胀过程的平均溫度 $T_{cpp}[^{\circ}K]$	1250	1260	1290	1310
	29	指示压力 P_i [公斤/厘米 ²]	15.5	15.45	15.15	15.1
	30	气缸及活塞头的換算溫度 $T_{z1}[^{\circ}K]$	121	135	130	152
	31	廢氣溫度 $T_{my}[^{\circ}K]$	786	806	850	876
	32	$q_a+q_M[\%]$	17.46	17.0	18.87	18.26
	33	(按經驗公式) $\eta_i[-]$	0.478	0.475	0.472	0.468
比較結果	34	$\Delta T_{my} = \textcircled{15} - \textcircled{31}$	+7	-9	+8	-4
	35	$\Delta T_{z1} = \textcircled{22} - \textcircled{30}$	+7	-1	-1	+4
	36	$\Delta(q_a+q_M) = \textcircled{16} - \textcircled{32}$	-1.37	-1.55	-0.05	-0.42
	37	$\Delta \eta_i = \textcircled{23} - \textcircled{33}$	+0.006	+0.003	+0.004	-0.001

表 1

式 29 計算数值的比較 [2][3]

不同冷却油温度的影响 $t_M = var$		不同充气温度的影响 $t_S = var$		負 荷 特 性 的 变 化 $n_{06} = 1000$ [轉/分]			不 同 背 压 的 影 响 $P_{m9} = var$		
利 用		不		利 用			利 用		
最 佳 式		最 佳 式		非 最 佳 式			最 佳 式		
90	109	109	109	109	109	109	80	80	80
47	70	70	70	45	45	45	45	45	45
64	66	55	69	65	65	65	65	65	65
1000	1001	1002	1000	1000	1000	1000	1000	1000	994
3002	2977	3024.4	3016.5	3084	2105	1032	2916.5	3026	3015
457	432	14.4	11.5	484	235	22.1	36.5	366	435
2.54	2.545	2.524	2.529	2.53	2.525	2.53	2.54	2.542	2.541
3.22	3.197	1.953	1.897	3.225	3.005	2.79	2.02	3.066	3.156
2.14	2.14	2.2	2.085	2.01	2.68	4.7	2.08	2.05	2.04
1.945	1.92	2.09	2.005	1.915	1.83	1.865	1.98	1.95	1.93
9.32	10.58	9.7	8.68	11.3	14.25	12.75	—	—	—
8.82	7.09	6.3	6.08	9.2	10.77	16.56	—	—	—
863(590)	860(587)	799(526)	837(564)	873(600)	720(447)	569(296)	804(531)	855(582)	866(593)
18.14	17.67	16	14.76	20.5	25.02	29.31	—	—	—
122	128	218	225	132	114	112	145	123	122
183	220	223	238	210	176	156	258	204	191
216	235	254	268	193	163	138.6	—	—	—
265	276	153.5	161	231	190	162	—	—	—
353	374	374	374	368	368	368	346	346	346
137.8	156	153.5	161	143	128	119.5	—	—	—
0.474	0.476	0.482	0.47	0.461	0.468	0.516	0.465	0.467	0.464
2.344	3.318	2.176	2.112	3.3455	3.1138	2.886	2.211	3.195	3.281
2.443	2.448	2.4254	2.4324	2.433	2.4284	2.4332	2.443	2.448	2.444
740	733	489	474	744	681	642	494	707	726
26.5	26.5	27.45	27.3	26.8	23.8	19.1	26.95	26.9	26.8
1300	1300	1260	1300	1340	1190	946	1300	1320	1325
15.2	15.2	16.15	15.9	15.5	12.5	7.9	15.65	15.6	15.5
137	157	151	153	152	140	127	—	—	—
865	862	805	842	900	732	550	840	867	890
18.6	18.3	16.54	16.4	18.05	21.05	29.38	—	—	—
0.47	0.47	0.475	0.467	0.46	0.495	0.535	0.467	0.465	0.464
-2	-2	-6	-5	-27	-12	+19	-36	-12	-24
+1	-1	+2	+8	-9	-13	-7	—	—	—
-0.78	-0.71	-0.74	-1.66	+2.45	+3.97	-0.07	—	—	—
+0.004	+0.004	+0.007	+0.003	+0.001	-0.027	-0.019	-0.002	+0.002	0