

第十七篇

熱 機

目 錄

第一章 概 論

1.1 機及熱機	17 - 1
1.2 熱機之種類	17 - 1
1.3 內燃機與外燃機	15 - 2

第二章 內 燃 機

2.1 內燃機理論工作原理	17 - 4
2.2 理論真氣內燃機過程及循環分析	17 - 8
2.3 實際內燃過程	17 - 16
2.4 內燃機種類	17 - 21
2.5 液體燃料之汽化及汽化器	17 - 29
2.6 狄塞爾引擎之噴油	17 - 36
2.7 狄塞爾引擎之噴油設備	17 - 41
2.8 狄塞爾引擎噴口及引管設計及噴油情況	17 - 51
2.9 氣閥及提動閥	17 - 56
2.10 提動閥彈簧設計及按裝	17 - 60
2.11 套筒式氣閥	17 - 66
2.12 歧管	17 - 71
2.13 空氣充量與氣缸氣理論馬力	17 - 74
2.14 引擎指示馬力及制動馬力	17 - 76
2.15 引擎之摩擦損失、容積效率及機械效率	17 - 88
2.16 單位燃料消耗率	17 - 96
2.17 二衝程引擎之掃氣	17 - 99
2.18 增壓進氣	17 - 108
2.19 空氣污染	17 - 111
2.20 燃燒室	17 - 116

2·21 內燃機力學	17 - 124
2·22 引擎潤滑	17 - 134
2·23 引擎之冷卻	17 - 143
2·24 引擎點火	17 - 148
2·25 主要機件之基本設計	17 - 155
2·26 引擎之起動及調速	17 - 175
2·27 自由活塞機	17 - 179
2·28 迴轉活塞引擎	17 - 185
2·29 斯特令引擎	17 - 192

第三章 氣輪機及汽輪機

3·1 輪機本身工作原理	17 - 197
3·2 輪機之分類	17 - 199
3·3 輪機之比較	17 - 201
3·4 輪機所遵循之熱循環	17 - 206
3·5 輪機循環之性能分析	17 - 217
3·6 輪機噴嘴	17 - 223
3·7 輪葉效率及級效率	17 - 228
3·8 衝擊式輪葉 k_p 值及輪葉形狀	17 - 236
3·9 輪葉之應力及按裝	17 - 242
3·10 輪機之內損失	17 - 247
3·11 效率及再熱因數	17 - 253
3·12 輪機負荷之調濟及調速	17 - 260

第十七篇

熱

機

馬 承 九

第一章 概 論

1.1 機及熱機

由三個以上機件所組成之機構而可使之發生有規律的相對運動者稱為“機”。廣義而論，凡機在運轉期間，機中之某項物質發出顯著之熱變化者稱為熱機。熱機在運轉時，可能有有用之功或功率輸出，亦可能於其運轉期間必須以有用之功或功率輸入於機中者，前者為目下公認之狹義熱機，後者乃為衆認之熱泵，本篇所論為前者。易言之，狹義之熱機為在運轉期間有有用之功或功率輸出之機。

上述機中之某項物質目下均為氣或汽，主要基因於氣或汽有顯著之熱變化時其比容積之變化可遠較固體或液體物質者為大，此可致使功或功率較為顯著而易於控制也。換言之，熱機中控制及生成或接收功或功率之主要而不可或缺者乃為氣或汽。該氣或汽又通稱為熱機之工作介質。

1.2 熱機之種類

以所採用之工作介質而分：

1 氣熱機：以氣體為工作介質，此中又可細分為（i）不燃氣熱機，即氣體在機中不發生燃燒者，（ii）燃燒氣熱機，簡稱之為燃氣機，即氣體在熱機中可發生燃燒現象者。

2 汽熱機：又俗稱蒸汽機，其工作介質為汽，可為水蒸汽，可為二氟化甲烷（FREON）汽或其他汽。

以工作介質在熱機中主要變化過程而分：

1 不流動過程熱機：每次工作介質進入熱機即與外界隔絕，而在熱機中連續並依一定次序作多項不流動過程而將所作之功輸出機外，以迄該工作介質逸

離熱機為止，其做功情形可如第六篇第3·24節及第3·25節所示之奧圖及狄塞爾發動機。可見其輸出功係間斷而不連續者。

2 穩定流動過程熱機：工作介質維持常恆之各項熱性能並以一定之流率不斷穩定流入熱機，在熱機中作一種穩定流動過程而改變其熱性能。在其改變熱性能期間不斷將功輸出機外，以迄其在另一不同於流入時之常恆熱性能流出機外，可見其輸入有用功係連續不斷者，或言其輸出者為功率。

以對工作介質加熱之方式而分：

1 內燃熱機：或簡稱內燃機，或曰內熱機。因一般熱機均須輸入而得輸出之功，若輸入之熱係在機內由燃料燃燒而生熱者，是為內燃機，如第六篇第3·74及第3·75節所示之2~3過程即為在機內加熱過程，故而奧圖及狄塞爾發動機均為內燃機。

2 外燃熱機：或簡稱外燃機。對工作介質之加熱係在機外另一燃燒室或核子反應器中之者。被加熱之工作介質可時時以常恆之熱性能連續不斷流入熱機。在機中作一種穩定過程改變其熱性能而將功不斷輸出機外。然後時時以另一常恆之熱性能流出機外。

1.3 內燃機與外燃機

內燃機輸出機外之功雖係間斷性，然若單位時間內工作介質進入熱機之次數較多，仍可達到接近於穩流過程之熱機，故其亦可有功率之可言。茲將兩者之異同列舉如下：

1 內燃機為不流動過程熱機，外燃機為穩流過程熱機。
2 內燃機工作介質之加熱在機內，外燃機工作介質之加熱在機外。
3 內燃機之加熱靠燃料之燃燒生熱，而外燃機之加熱可以不靠機外之燃料燃燒生熱，尚可使工作介質以穩流流經核子反應器或流經太陽能接收器而達到穩流加熱之目的。

4 內燃機輸出之功既為間斷性，即言其輸出之功較不均勻，而外燃機輸出之功既為穩定則較均勻，如是內燃機輸出功之軸旋轉平衡及往復平衡均較外燃機者為差。

5 工作介質在內燃機須歷經連續多數不流動過程始克完全一做功之循環，而工作介質在外燃機中僅需經過一種穩流過程即可完成做功之歷程，故而內燃機之機件種類較外燃機者本身為多，機構上較為複雜。

6 內燃機輸出功既不均勻，輸出功機件所受之力及扭矩亦不均勻。故而難

配有旋轉震動及往復震動。

7. 內燃機之第一輪功機件多為往復運動式，故有其一定之慣力，而外燃機第一及最後輪功機件均為旋轉式。而不具往復慣力且可具等角速旋轉。由是內燃機輸出軸本身較難有較高速之旋轉，而外燃機可為高轉速熱機。

8. 因內燃機多具往復運動慣力而每單位時間進入工作介質重量常較少，故其輸出之功率遠較外燃機者為小。換言之內燃機為低轉速較小功率之熱機，而外燃機為高轉速較大功率之熱機。

9. 內燃機因有慣力及自身平衡較差，故而每單位功率所需之基礎重量較外燃者為大。

10. 內燃機輪功機件多有相互滑動摩擦之可能，而外燃機傳功機件相互滑動摩擦之處較小。由是內燃機機件間之潤滑較為重要，潤滑油耗量亦較外燃者為多。

11. 內燃機之所需有關機件，多由製造廠商組合成單獨之個體，使用者按裝較易。而外燃機除“機”本身之機件外尚配有較多其他所需之有關機件，而製造廠商多未將之組合成獨立之個體，故而使用者之按裝較為費時而繁複。

第二章 內 燃 機

2.1 內燃機理論工作原理

內燃機之種類甚多，茲將其主要者舉例說明其工作原理。

1. 奧圖發動機，又稱奧圖引擎，參考圖 2·1。一絕緣材料裝成之氣缸，其中放一絕緣材料裝成之活塞，兩者精密配合而無摩擦，活塞在氣缸中作一定衝程長度之往復運動，氣缸之頂端裝有定時開關之氣閥兩支，分別專司進氣及排氣，當活塞行至近於氣缸頭之止點（上死點）時，活塞與氣缸形成餘隙容積。如圖中 0 點位置。此時若進氣閥開啓同時活塞向下方移動，可將氣缸外之燃料空氣混合物吸入氣缸內，以迄活塞行至其下極端（下死點）為止，如圖中 0—1 線所示之過程。理論

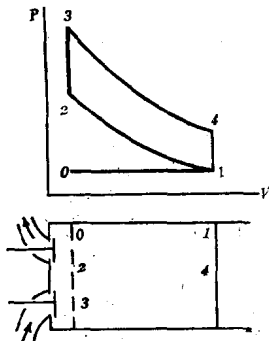


圖 2·1 理想奧圖引擎循環

上設吸入之混合氣壓力為一大氣壓力，將進氣閥關閉，活塞再由其下死點行至其上死點，此為絕熱壓縮，混合氣之壓力及溫度均行升高，如圖中 1—2 線所示之過程。而後經以高電壓火花點火，使該混合氣發生急速燃燒，理論上可設其為等容不流動過程，如圖中 2—3 線所示。而後活塞又自其上死點下行至其下死點，在此期間所燃成之高溫高壓燃氣作絕熱不流動過程膨脹，如圖中 3—4 曲線所示。待活塞行至其下死點，排氣閥開啓，則氣缸中高於大氣壓力之燃氣可急速洩放於氣缸之外，是稱為鬆氣現象。此乃為不穩定流動過程，如圖中 4—1 線所示。待鬆氣完成，理論上留於氣缸中之氣體壓力可降至大氣壓力，而後活塞又復自其下死點向其上死點回升，於是殘留於氣缸之廢氣逐漸被驅除於氣缸之外，此為不穩定流動過程之排氣。如圖中 1—0 線所示。待活行至其上死點即將週返時，排氣閥關閉同時進氣閥開啓，即次一進氣及次一循環之開始。如是者可周而復始循環不已，而能維持活塞之不停往復運動於氣缸之內。此活塞之往復運動傳經連桿及曲柄，而可使曲柄軸作連續之旋轉。

為簡便計，設

(A) 每一循環吸氣完成，氣缸內容氣之重量為 1 單位重量。

(B) 在每一循環中氣缸中氣體之等壓熱容量 C_p ，等容熱容量 C_v 及熱容量比例 $C_p / C_v = K$ 之值均為常數。

則每一循環在氣缸內（機內）加於工作介質氣體之熱量為

$$Q_{23} = C_v (T_3 - T_2) \text{ 熱單位 / 單位重量} \dots\dots\dots (2.1)$$

每循環中所作之正功淨值為不流動過程膨脹自 3 至 4 之正功 W_{34} 與不流動過程壓縮自 1 至 2 所需負功 W_{12} 之代數和。故公式書之為

$$\begin{aligned} W &= W_{34} - W_{12} \\ &= C_v (T_3 - T_4) - C_v (T_2 - T_1) \text{ 熱單位 / 單位重量} \end{aligned} \quad (2.2)$$

故而可知在氣缸內加於氣體之每單位熱量所換得之淨正功，即為其循環熱效率 η_{TH} 為

$$\begin{aligned} \eta_{TH} &= \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} \\ &= \frac{C_v (T_3 - T_4) - C_v (T_2 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \dots\dots\dots (2.3) \end{aligned}$$

因 $V_1 = V_4$ ， $V_2 = V_3$ 。

$$\text{故 } T_3 = T_4 (V_4 / V_3)^{\kappa-1} = T_4 (V_1 / V_2)^{\kappa-1} \dots\dots\dots (2.4)$$

式中 V_1 / V_2 為氣體在氣缸中被壓縮前與壓縮後容體之比，名之為循環之及引擎之壓縮比。設以 R 代表之，由是可有

$$T_3 = T_4 (R_o)^{\kappa-1} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$T_2 = T_1 (V_1 / V_2)^{\kappa-1} = T_1 (R_o)^{\kappa-1} \dots\dots\dots (2.6)$$

將 (2.5) 及 (2.6) 式代入 (2.3) 式簡化後可待

$$\eta_{TH} = 1 - \frac{1}{R_o^{\kappa-1}} \dots\dots\dots (2.7)$$

自第 (2.7) 式可見欲求得較高之奧圖引擎之循環熱效率，不外乎

(A) 提高其壓縮比 R_o ，事實上但有一定之限度， R_o 過高時會 (i) 引起氣缸內不良現象之爆震，(ii) 增加排氣中公害氣 NO_x 之含量，故而目下除特殊情形外，所實用之 R_o 多在 7 至 8 左右。

(B) 提高其 K 值，氣缸中氣體之 K 值依氣體之種類不同而有高低之不同，或依燃料之種類不同而可有高低之分，對同一種燃料而言，依所用空氣與燃料重量比成正比。

2 狄塞爾發動機，又稱柴油機或柴油引擎，參考圖2.2。

0—1 吸空氣進入氣缸

1—2 將吸入空氣在氣缸中作不流動過程絕熱壓縮。

2—3 噴燃料入氣缸，發生等壓不流動過程加熱。

3—4 作不流動過程絕熱膨脹。

4—1 排氣閥開啓作鬆氣，為不穩定流動過程。

1—0 排氣。

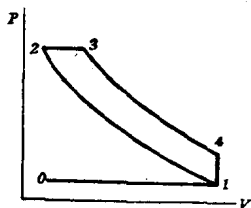


圖2.2理想狄塞爾引擎循環

為簡便計，

(A) 2—3 過程中氣缸內工作介質之重量係逐漸增加，實際是不穩定流動過程，姑且假設其為不流動過程。

(B) 假設 2—3 過程中氣缸內工作介質重量為常數，而且與 1—2 及 3—4 過程者相同，均為 1 重量單位。

(C) 設每一循環中氣缸內氣體之等壓熱容量 C_p ，等容熱容量 C_v 及熱容量比例 $C_p / C_v = K$ 為常數。

每循環在氣缸內加於工作介質之熱量為

$$Q_{23} = C_p(T_3 - T_2) \text{ 熱量單位 / 單位重量} \quad (2.8)$$

每循環中所作之正功為 $W_{23} + W_{34} - W_{12}$ ，即為

$$W = C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1) \text{ 熱量單位 / 單位重量} \quad (2.9)$$

故而其循環熱效率 η_{TH} 為

$$\begin{aligned} \eta_{TH} &= \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{1}{K} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.10) \end{aligned}$$

因依 2.6 式和 $T_2 = T_1 (R_D)^{K-1}$ 及

$$T_3 / T_2 = V_3 / V_2 = R_c = \text{切氣比} \quad (2.11)$$

故 $T_3 = T_2 R_c = T_1 (R_D)^{K-1} R_c$ (2.12)

依 2.5 式 $T_4 = T_3 \left(\frac{1}{R_D}\right)^{K-1}$

$$= T_1 R_c \quad (2.13)$$

將 2.5, 2.12 及 2.13 式代入 2.10 式簡化後可得

$$\eta_{TH} = 1 - \frac{1}{K R_d^{\frac{1}{K-1}} R_c^{\frac{1}{K-1}}} \quad (2.14)$$

由 2.14 式可見，欲提高狄塞爾引擎之循環熱效率，可：

(A) 提高其壓縮比 R_d ，事實上若 R_d 過大，雖不致發生不良之爆震，然氣缸中工作介質之最高壓力及最高溫度均將較高。最高壓力高則需較厚之氣缸壁，氣缸壁較厚則傳熱阻力大，傳熱阻力大則氣缸壁溫度較高，則氣缸壁材料之強度低，可能不耐該高壓，如是者循序推論，可知氣缸內工作介質之最高壓力及最高溫度，亦即其壓縮比受介相當之限制，目下多在 20 上下。

(B) 提高工作介質之 K 值，該 K 值隨工作介質氣體之種類，即依所用燃料不同而有高低。對同燃料而言，與所用空氣重量與燃料重量之比成正比。

3 限壓狄塞爾發動機，又稱半柴油引擎，參考圖 2.3。

0—1 吸空氣進入氣缸

1—2 將吸入空氣在氣缸中作不流動過程絕熱壓縮。

2—3 噴燃料入氣缸，發生等容燃燒加熱。

3—4 繼續噴燃料入氣缸，發生等壓燃燒加熱。

4—5 作不流動過程絕熱膨脹。

5—1 排氣閥開啓作鬆氣，為不穩定流動過程。

1—0 排氣。

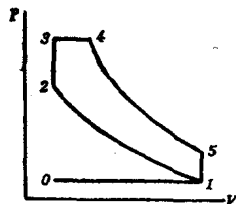


圖 2.3 理想限壓狄塞爾引擎循環

為簡便計作如下之假設：

(A) 2—3 及 3—4 過程為不流動過程，在 2—3 及 3—4 兩過程中，氣缸內工作介質重量不變，且等於在 1—2 及 4—5 過程者，均為 1 單位重量。

(B) 每一循環中，氣缸內工作介質之等壓熱容量 C_p ，等容熱容量 C_v 及熱容量比值 $C_p/C_v = K$ 為常數。

每循環在氣缸內加於工作介質之熱量 Q_{24} 為

$$\begin{aligned} Q_{24} &= Q_{23} + Q_{34} \\ &= C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3) \text{ 熱容單位/單位重量} \dots\dots\dots (2.15) \end{aligned}$$

每循環中所作之淨正功為

$$\begin{aligned} W &= W_{34} + W_{45} - W_{21} \\ &= P_3(V_4 - V_3) / J + C_p(T_4 - T_5) - C_v(T_2 - T_1) \end{aligned}$$

$$= C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3) - C_v(T_3 - T_1) \quad \text{熱量單位 / 單位重量} \dots\dots\dots (2.16)$$

式中 J 為熱功當量。故而其循環熱效率 η_{TH} 為

$$\begin{aligned} \eta_{TH} &= \frac{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3) - C_v(T_3 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{C_v(T_3 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{R_p R_o K^{-1}}{R_o K^{-1} [(R_p - 1) + K R_p (R_o - 1)]} \dots\dots\dots (2.17) \end{aligned}$$

上式中 $R_p = P_3 / P_2$

由 2.17 式可見欲提高限壓狄塞爾引擎之循環熱效率，可：

- (A) 提高其壓縮比 R_o ，事實上 R_o 受有相當的限制，限制之因素與狄塞爾引擎者相同。
- (B) 提高工作介質之 K 值，此與狄塞爾引擎者相同。
- (C) 相同壓縮比情形下提壓力比 R_p 值。
- (D) 相同壓縮比情形下降低 R_o 值。

2.2 理論真氣內燃機過程及循環分析

以上第 2.1 節對內燃機過程及循環之分析曾有多項假設，該等假設與事實頗有出入，故為更接迫於實際起見，應以氣缸中真實氣體熱特性作標準。實際上未吸氣前氣缸中遺留有上一循環之燃氣，俗稱餘隙氣體。該氣體之溫度較大氣溫度為高，該氣亦具有一定之化學成份，一定之熱特性，如比容積 $\bar{v}$ ，內能 U ，焓 H 及熵 S 等。同時其壓力亦可能不為大氣壓力，但若知其壓力 P ，溫度 T ，及其化學成份，即可計算其各項熱特性。如 $\bar{v}$ ， U ， H 等。吸氣完成時氣缸中之氣體，除原有之餘隙氣體之外，另加所吸入之新氣。在奧圖引擎所吸入之新氣為燃料與空氣之混合物，狄塞爾引擎所吸入之新氣為純空氣。若已知奧圖引擎吸入新氣中空氣與燃料之重量比。及吸入氣與餘隙氣之重量比，則不難求出吸氣完成後氣缸中氣體之各項熱特性。

設取一磅（1/2.2 公斤）空氣配合所擬用之碳氫化合物燃料做成可燃混合氣，又稱當量混合氣。即決定其空氣燃料重量比。設將其中之一部份 f 作完全燃燒成燃氣。將之與未燃之可燃混合氣部（ $1 - f$ ）均勻混合，此即造成相當於吸氣完成後存在於奧圖引擎氣缸中之氣體，該項成分自可為求得者。依熱力學中混

合氣特性公式自可分別求得該餘隙氣及未燃可燃氣之平均等壓熱容量 C_{Pc} 及 C_{Pm} ，平均等容熱容量 C_{Vc} 及 C_{Vm} ，若該氣缸中之氣體總絕對壓力 P 予以設定，則亦可求得餘隙氣及未燃可燃氣之部分壓力分別為 P_c 及 P_m 。於是再設定氣缸中氣體之絕對溫度 T 之後，能求得該氣之各項特性為

$$\text{比容積 } \bar{V} = R_v T / P \quad \dots\dots\dots (2.18)$$

$$\text{比內能 } \bar{U} = \int^T f \bar{C}_{Vc} dT + \int^T (1-f) \bar{C}_{Vm} dT \quad \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\text{比焓 } \bar{H} = \int^T f \bar{C}_{Pc} dT + \int^T (1-f) \bar{C}_{Pm} dT \quad \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\begin{aligned} \text{比熵 } \bar{S} = & \left(\int^T f \frac{C_{Pc} dT}{T} - \frac{f R_v}{J} \int^{P_c} \frac{dP}{P} \right) + \left(\int^T (1-f) \times \bar{C}_{Pm} \frac{dT}{T} \right. \\ & \left. - \frac{(1-f) R_v}{J} \int^{P_m} \frac{dP}{P} \right) \quad \dots\dots\dots (2.21) \end{aligned}$$

由是可知在已知空氣燃料重量比 R_{AF} ，碳氫化合物燃料之分子式，設為 C_8H_{18} ，再知前此所示燃燒部分 $f = 0.1$ 條件下，在設定不同之 P 及 T 後依(2.18)、(2.19)、(2.20)及(2.21)各式可求出甚多之 $\bar{V}$ ， $\bar{U}$ ， $\bar{H}$ 及 $\bar{S}$ ，將此計算之諸多數據繪成曲線可如第 2.4，2.5 及 2.6 圖所示。此均稱之為奧圖引擎氣缸氣之壓縮圖線。

於是若已知奧圖引擎吸氣完成後氣缸氣之總絕對壓力 P 及其絕對溫度 T ，再知所用之空氣燃料重量比，即知所用空氣為依化學平衡式計算之理論空氣之百分數，則可選定某壓縮

圖線，而在該圖線中定出一點，由是則能查知其各種熱特性 $\bar{V}$ ， $\bar{U}$ ， $\bar{H}$ 及 $\bar{S}$ 矣，若 2.4，2.5 及 2.6 三圖不能恰好適用時，可依揀閱法或外插法求得各項熱特性，換言之利用圖 2.4，圖 2.5 及圖 2.6 三圖線可查取各種實際空氣與理論空氣百分數情

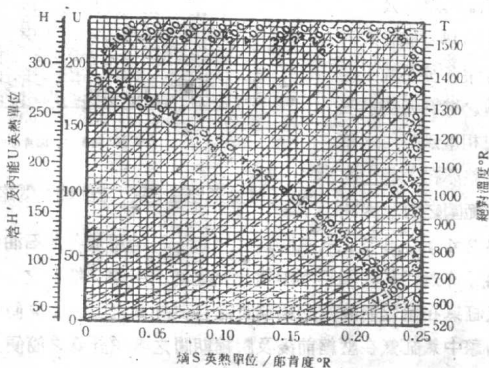


圖 2.4 100% 理論空氣，未壓縮及壓縮期間氣缸氣特性圖

況下，在已知 P 及 T 時之氣缸氣之各項特性。

若為狄塞爾引擎，依同理亦可繪出吸氣完成後氣缸氣之特性圖線，而僅以純空氣易以該未燃之可燃混合氣而已，該圖線如圖 2.7 所示。換言之若狄塞爾引擎吸氣完成後氣缸氣之總絕對壓力 P 及其絕對溫度 T 獲知時，則可依第 2.7 圖線查得氣缸氣之各項熱特性 $\bar{V}$ ， $\bar{U}$ ， $\bar{H}$ 及 $\bar{S}$ 等。

依上述該圖 2.4，圖 2.5 及圖 2.6 各圖線係以碳氫化合物 C_8H_{18} 為燃料及 $f = 0.1$ 而製。據實際計算結果各種不同石油所煉之燃料所得該項圖線相差無幾。 f 值之誤差亦在工程上的許可範圍之內。因此

，第 2.4，2.5 及 2.6 三圖線在工程上可適用於各種石油煉成之各種碳氫化合物燃料，亦適用於各種不同壓縮比 R_c 之奧圖引擎。換言之，該三圖線可作奧圖引擎中氣缸氣在壓縮前後及壓縮期間之各項計算之工具，簡便快捷。圖 2.7 可作狄塞爾引擎中氣缸氣在壓縮前後及壓縮期間之各項計算之簡便工具。

若將圖 2.4，圖 2.5 及圖 2.6 所相當之可燃氣，經以適當之壓縮比予以壓縮，而後將之點火使完全燃燒為燃氣，則燃氣溫度可在 1400°C 以上之高溫。在燃

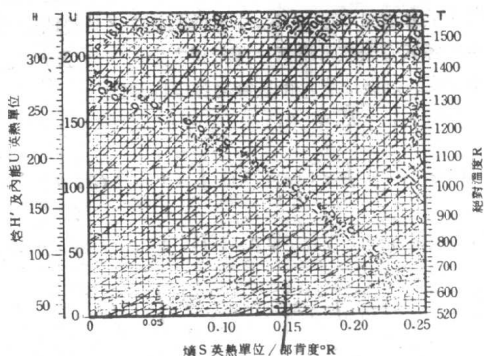


圖 2.5 85%理論空氣，未壓縮及壓縮期間氣缸氣特性圖

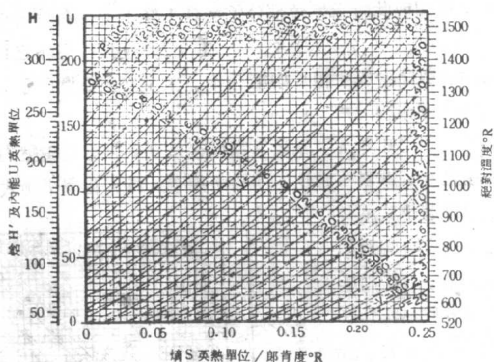


圖 2.6 110%理論空氣，未壓縮及壓縮期間氣缸氣特性圖

燒過程中有高溫分解現象，其成分將可包括 CO_2 , CO , H_2O , H_2 , O_2 , OH , ON , N_2O , H , NO_x , CH 等，可依物理化學之化學平衡常數，道爾頓分壓原理等計算其在某壓力 P 及某溫度 T 下之確實成分，及各組成氣之分壓力 P_x 進而可計算每一當量混合氣所燃成之燃氣之平均 $\bar{C}_p$, $\bar{C}_v$ 及 $\bar{K}$

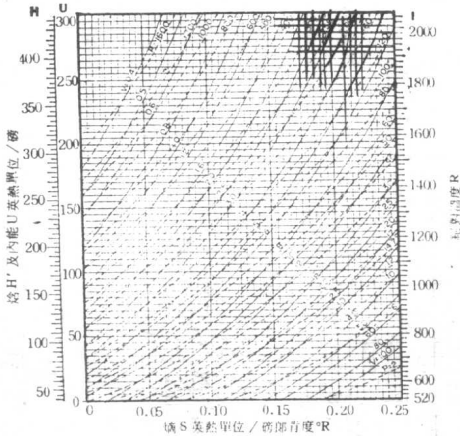


圖 2.7 純空氣，未壓縮及壓縮期間氣缸氣特性圖

。於是可據而計算其各項熱力特性，如以 M_x 代表組成氣之分子數或摩爾數，以 C_p 及 C_v 代表各未燃可燃組成氣之化學能，等壓熱容量及等容熱容量，則有

$$\bar{V} = R_v T \sum M_x / P \quad (2.22)$$

$$\bar{U} + C = \sum \left(\int^T M_x C_v dT \right) + \sum (M_x C) \quad (2.23)$$

$$\bar{H} + C = \sum \left(\int^T M_x C_p dT \right) + \sum (M_x C) \quad (2.24)$$

$$\bar{S} = \sum \left(\int^T M_x C_p \frac{dT}{T} - \frac{M_x R_v}{J} \int \frac{dP}{P} \right) \quad (2.25)$$

於是可知在已知各種 P 及 T ，連同所計算之各組成氣之 M_x 及 P_x ，可依 2.22，2.23，2.24 及 2.25 各式計算獲得諸多組之熱力特性值。將各諸多組熱力特性值繪成圖線分別如圖 2.8、圖 2.9 及圖 2.10 各圖所示，據此可計算內燃機中燃氣過程之各種計算，該等圖線俗稱為燃氣圖線。

若在圖 2.7 所相當之氣缸氣經以適當之壓縮比壓縮之，而後噴入相當之燃料重量使之燃燒為完全燃氣，其燃氣成分及各組成氣之分壓力 P_x 亦可依同法計算求得。即亦可求得各組成氣之分子數 M_x 。於是亦可由 (2.22)，(2.23) 及 (2.24) 各公式分別計算出其各熱力特性。於是，亦可將其繪成多組圖線。若所用之燃料亦為石油煉成之碳氫化合物燃料，則所繪製之圖線將與第 2.8，2.9 及 2.10 者相差無幾。故在工作上可允許以第 2.8，2.9 及 2.10 圖線用於計算

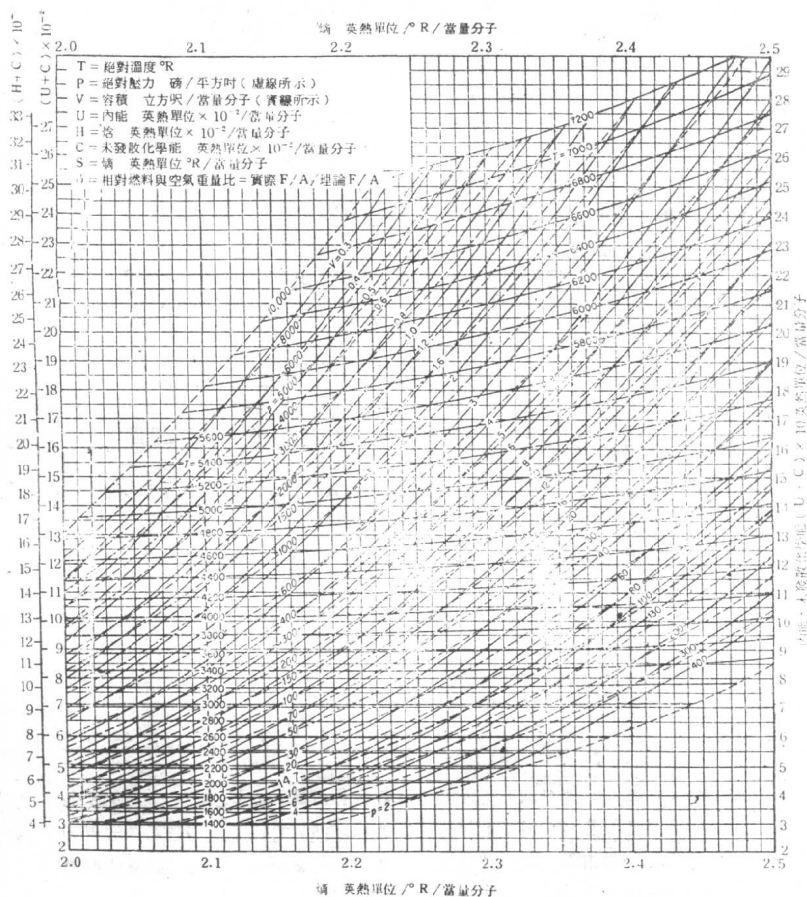


圖 2.8 100% 理論空氣，燃氣特性圖線

柴油機中燃燒後各項過程之各種計算。

換言之，圖 2.8，圖 2.9 及圖 2.10 圖線均為一般汽油機及柴油機中燃氣之熱力特性圖線，可藉以作在內燃機中燃氣過程之各種計算。

茲舉例說明自 2.4 圖至第 2.10 圖各圖線如何作內燃機之真氣標準循環之分

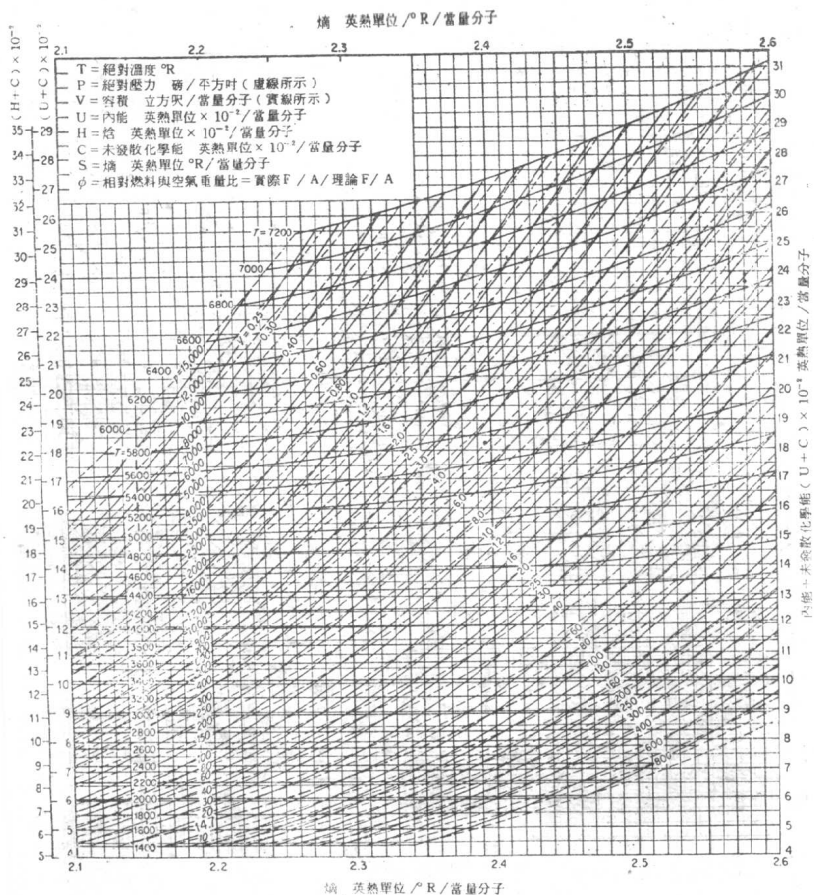


圖 2.9 85%理論空氣，燃氣特性圖線

析。設已知壓縮比 R_o ，所用燃料為汽油，所用空氣為 100% 理論空氣， $f=0.1$ 及奧圖循環中如圖 2.1 中之 P_1 及 T_1 。試求循環熱效率。

(A) 以 P_1 及 T_1 之值在第 2.4 圖中求出一交點 1，自此可讀出 $\bar{V}_1$ ， $\bar{S}_1$ ， $\bar{U}$ 及 $\bar{H}_1$ 。

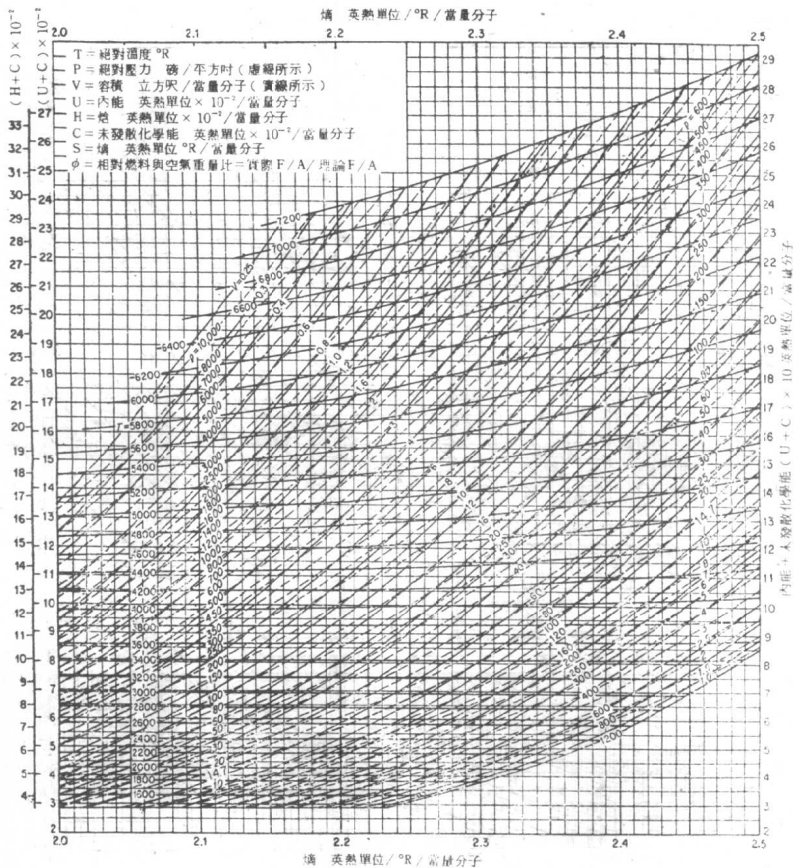


圖 2.10 110% 理論空氣，燃氣特性圖線

- (B) 計算壓縮後之氣體體積 $\bar{V}_2 = \bar{V}_1 / R_o$
- (C) 自圖 2.4 中求得之 1 點作等熵線交 $\bar{V}_2 = \bar{V}_1 / R_o$ 之線於 1 點 2，自此可讀出 P_2 ， $\bar{U}_2$ ， $\bar{H}_2$ 及 $\bar{T}_2$ 。
- (D) 計算其壓縮所需之功 $\bar{U}_2 - \bar{U}_1$ 。