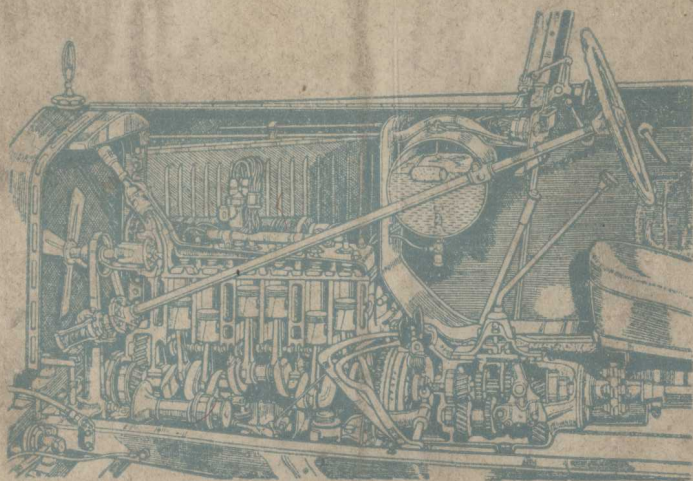


內燃機之構造與計算

原著者 德國 Karlsruhe Otto Kraemer
工業大學教授
譯者 國立同濟大學 機械系 1950 級全體同學
校閱者 鄭兆益 石華鑫 陳佐虞



大東書局印行

內燃機之構造與計算

原 著 者

德國 Karlsruhe 工業大學教授

Otto Kraemer

者

國立同濟大學機械系一九五〇級

體 同 學

校 閱 者

國立同濟大學教授

鄭兆益 石華鑫 陳佐虞

大東書局印行

蘇工業學院圖書館
藏書章

目 錄

第一章 任務

第一節	從燃料中取出能量	1
第二節	能量的變換	2
第三節	理想循環	6

第二章 內燃機

第一節	內燃機的工作方式·四衝程、二衝程	13
第二節	混合氣的造成·鄂圖引擎、狄塞爾引擎	18
第三節	空氣需要量、功率、平均壓力	23
第四節	主要尺寸的計算	32
第五節	效率和燃料消耗	42
第六節	單位容積功率·功率增加法、加壓進氣	46
第七節	冷卻	53
第八節	點火和燃燒·突炸	59
第九節	餘熱	62

第三章 往復引擎

第一節	往復引擎的受力情形·氣體壓力、 質量作用力	68
第二節	質量平衡	74

第三節	轉動力矩的不均勻性・飛輪·····	80
第四節	臨界轉數·····	86
第五節	填塞和潤滑·····	97
第六節	往復引擎或透平機? ·····	105

第四章 結構和計算

第一節	材料、允許應力、軸承壓力·····	107
第二節	結構的基本原理和規則·····	111
第三節	受熱作用的零件·····	122
第四節	活門和凸輪·····	127
第五節	進氣口和排氣口·····	136
第六節	混合活門和汽化器·····	144
第七節	點火裝置·····	149
第八節	噴油·····	154
第九節	調節·····	171
第十節	起動和換向·····	173

第五章 附錄

第一節	燃料·····	180
第二節	內燃機發展簡史·····	187
第三節	展望·····	193

中德名詞對照表

第一章 任 務

第一節 從燃料中取出能量

我們生活在燃燒的世紀。從燃料的燃燒，我們不僅可以獲得熱能，更可獲得機械能。

燃料是一個儲能體(Energiespeicher)。植物在生長中不斷的吸收日光能，同時利用這種日光能促進複雜的化學變化，漸次成長，構成材料。於是我們可以隨時取用這種儲藏的能量，亦即燃料在燃燒時所放出的熱量。

我們從地裏面所開採出來的煤礦，便是植物的遺骸。這種煤的能量是幾百萬年前即儲存着的。我們燒這煤，即等於利用儲藏了幾百萬年的日光能，而這種日光能是當植物在生長時就已收集了的。

同樣的，由動物遺體變化出來的石油，也是能量的儲藏體。這種能量是由那些史前的動物經過植物的滋養產生的，仍然是由太陽間接供給的。

如果研究一種熟知的氣體如氫，就更容易明瞭這種能量儲藏的性質。電解水後，可得到兩種生成物：氫和氧。完成這種變

化，我們費了一定的電能（仟瓦小時），而所費的能量就包含於發生的氫之內。一經燃燒氫，能量又可放出。也即是燃燒時所產生的熱量。

目前，再沒有比燃料更方便、便於移動、持久不變和不易受外界影響的儲能體了。水力機的儲水湖、水塔、蒸汽儲藏器、蓄電池等，雖然一部份也能得到較好的效率，但就上列的性質來說，都不能與燃料相比較。燃料的確是理想的儲能體。這是它能被普遍使用的原因。因此我們稱現在的年代為燃燒的世紀。

第二節 能量的變換

燃燒時，儲藏的能量即以熱的形態放散出來。一公斤的燃料所放出的熱單位數（仟卡 kcal），稱為燃料的熱值（Heizwert）。從這樣少量的燃料所放出的熱能，是大得叫人驚奇的。

燃料的熱值表

汽油	10200 [仟卡/公斤]	煤油	8870 [仟卡/公斤]
苯	9600 [仟卡/公斤]	酒精	5300—6000 [仟卡/公斤]
柴油	10000 [仟卡/公斤]	煤(石炭)	6000—7500 [仟卡/公斤]

在燃燒氣體中所含有的水蒸汽的凝結熱，實際上不能應用。普通都將它減去。這裏所給的數值都是表示的下熱值①。

①下熱值 (unterer Heizwert)：熱值分上熱值和下熱值兩種，每仟克燃料燃燒所生的熱量的仟卡數，稱為燃料的上熱值。但實際上因為燃料中常含有水，水化成蒸汽耗去了一部份熱量，所得的熱量因此就少了。這實際上的熱值即稱下熱值。即： $\text{下熱值} = \text{上熱值} - 600 \times \text{燃料中水的含量}$

氣體燃料的下熱值表

(以 1 [立方公尺] 的燃料為標準, 在 15°C [攝] 和 735 [公厘] 水銀柱時量之)

氫 H_2	2360 [仟卡/立方公尺]	熔鐵爐煤氣	880 [仟卡/立方公尺]
一氧化碳 CO	2760 [仟卡/立方公尺]	鍊焦爐煤氣	3700-4200 [仟卡/立方公尺]
甲烷 CH_4	7920 [仟卡/立方公尺]	石炭乾餾煤氣	6360 [仟卡/立方公尺]
乙炔 C_2H_2	13290 [仟卡/立方公尺]	褐炭乾餾煤氣	2400 [仟卡/立方公尺]
乙炔 C_2H_2	13350 [仟卡/立方公尺]	木炭乾餾煤氣	1050-1250 [仟卡/立方公尺]
煤氣 (依成份而不同)		澄清煤氣	6000 [仟卡/立方公尺]
	3900—4500 [仟卡/立方公尺]	天然煤氣	6800 [仟卡/立方公尺]
水煤氣	2356 [仟卡/立方公尺]	發生爐煤氣	1250 [仟卡/立方公尺]

這種燃燒熱在熱力機中就變為機械能。這兩種能形態的單位換算如下:

$$1 \text{ 仟卡} = 427 \text{ [公斤公尺]}$$

$$632 \text{ 仟卡} = 1 \text{ [馬力小時]}$$

$$860 \text{ 仟卡} = 1 \text{ [仟瓦小時]}$$

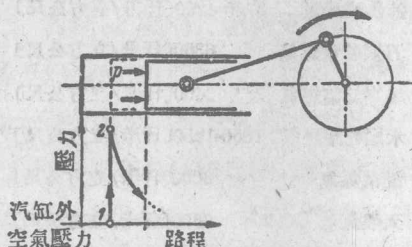
事實上, 用現有的熱力機將所接收的熱量完全變為機械能, 是不可能的。因為一部份所加的熱在工作過程中仍以熱形態放出, 所以實際上只有一部份變為機械能。通常使用最好的熱力機, 即柴油機, 所收獲的機械能, 僅能達到所供給該機熱能的 35% 至 40%, 其餘的部份熱量則消耗於廢氣及冷卻水中。從一個很簡單的熱空氣機的例子裏, 我們很容易將這種重要事實弄個明白。



圖 1 熱空氣機在起動位置。

如圖 1, 有一汽缸, 當活

塞達到死點位置時，其中封閉了一定量的空氣。這空氣的溫度和壓力與汽缸外的空氣相同。若活塞停留不動，加熱汽缸，使某定量的熱量 Q_1 〔仟卡〕加於此被封閉的空氣，則此空氣的溫度與



壓力必上升。在壓力行程圖中的垂直直線 1—2 (圖 2)，即表示在容積不變時壓力的升高。

圖 2，此時停止加熱，

圖 2 加熱之空氣在膨脹時壓力的變化。由於所產生之壓力的作用，活塞向右移動，於是壓力隨活塞的前進而陸續降低。因此在壓力行程圖中，其變化成為一近似雙曲線的曲線。

圖 3，當熱空氣經過膨脹，壓力降至加熱以前的壓力時，它的容積由加熱前的 x_1 變為 x_2 ，雖然前後的壓力相等，前後的重量和質量相同，在膨脹過程中還作了機械功(推活塞前進)，但 x_2 卻遠較 x_1 為大。這是因為它的溫度仍高於加熱以前，它仍含有多餘的熱量 Q_2 的緣故。

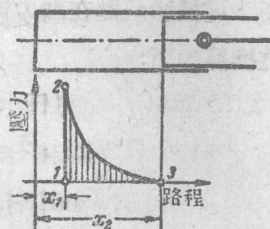


圖 3 膨脹完畢。

如果要使活塞回到原來位置，必須取出 Q_2 。我們可以冷卻汽缸壁，或者將含有熱量 Q_2 的熱空氣完全排出，而另換同量的新鮮空氣。總之，無論用何項辦法，均排出熱量 Q_2 。所以在工作過程中，僅有 $Q_1 - Q_2$ 的熱量變為機械能。

這種機械工作可以在壓力行程圖中(圖 3)，由直線畫成的

面積表示之。此面積之大小乘以活塞面積 $D^2 \frac{\pi}{4}$ ，即為所作之功 L [公尺公斤]。

自然，我們希望將所加的熱量 Q_1 ，盡量變為有用的機械能以供應用。在熱力機裏，這種希望所能達到的程度，我們通常用熱效率 η_t 來判斷。熱效率是以所作的機械功與所加入的熱量 Q_1 之比的分數，或以百分率表示。

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \times 100 = \frac{\frac{1}{427} \times L}{Q_1} \times 100\%$$

例：假定如上面所寫的熱空氣機的工作過程，從 1 至 2 加熱時所升高之溫度為 15° [攝] 到 1000° [攝]，所加的熱量為 $Q_1 = G \times c_v \times (1000 - 15)$ [仟卡]，其中 G 為汽缸內空氣重量， c_v 為閉合之空氣的比熱，則其壓力升高比為：

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1000 + 273}{15 + 273} = 4.4$$

由 2 膨脹至 3 設為絕熱變化，即在變化中沒有熱量的加入或輸出。於是，由熱

力學的公式，可得 3 的溫度 $T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ 。用上式所設之數字代入：

$$T_3 = 1273 \times \left(\frac{1}{4.4} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 833^\circ \text{ [攝] }，即 t_3 = 833 - 273 = 560^\circ \text{ [攝] }。散失的熱量$$

$Q_2 = G \cdot c_p (560 - 15)$ ，因此，熱效率為：

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{G \times c_v \times (1000 - 15) - G \times c_p \times (560 - 15)}{G \times c_v \times (1000 - 15)} \times 100 \\ &= \frac{985 - c_p/c_v \times 545}{985} \times 100 = \frac{985 - 1.4 \times 545}{985} \times 100 = 23\% \end{aligned}$$

熱量 Q_1, Q_2 和 $\frac{1}{427} \cdot L = Q_1 - Q_2$ 同樣能夠很清楚的用面積在溫熵圖中表示出來。上面的這個例子如圖 4：

$$Q_1 = I \ 1 \ 2 \ II$$

$$Q_2 = II \ 3 \ 1 \ I$$

$$AL = 1 \ 2 \ 3 \quad (A = \frac{1}{427} \text{ 仟卡/公斤公尺})$$

$$\eta_t = \frac{\text{面積 } 1 \ 2 \ 3}{\text{面積 } I \ 1 \ 2 \ II}$$

這裏所用的熵(Entropie) S, 除了使

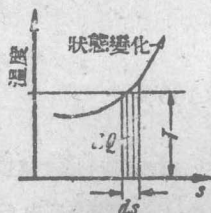


圖 5 在溫熵圖中, 增加熱量 dQ 之表示圖。

熱量能用面積表示外, 沒有其他的意義。

在氣體狀態變化過程中, 引起微小變化所需增加或減少的熱量 dQ , 如果要用面積表示, 須分為兩個因素, 一為絕對溫度 T (圖 5), 另一因素, 我們稱之為熵的增

加值 ds , $dQ = T \times ds$ 。

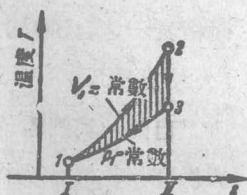
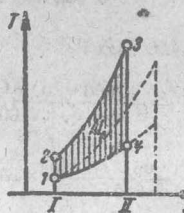
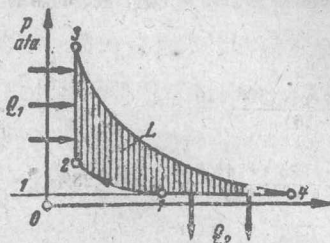


圖 4 在圖 1-3 過程中之溫熵圖

第三節 理想循環

如上面所舉的例子, 熱空氣機若在空氣未加熱前, 先加壓縮, 它的熱效率能達到較好的結果。其工作行程如圖 6:



壓縮從 1 到 2

$$\eta_t = \frac{\text{面積 } 1 \ 2 \ 3 \ 4}{\text{面積 } I \ 2 \ 3 \ II}$$

面積 AL 與

面積 Q 之比, 從

圖 6 有壓縮力機之壓容圖與溫熵圖。

溫熵圖中可以看

出, 已比上節所講的好得多。而且, 很明顯的, 1 至 2 的壓縮愈大,

熱效率 η_t 亦愈高。

如上所述，由於工作循環的改變，我們可以達到高的效率 η_t 。自然，其他還有多種改變工作循環的辦法，例如活塞開始移動時同時加入熱量，或活塞未達死點時先放出熱量等等。

如果要實現理想的熱力機，第一步須在上述多種工作循環中，找出熱效率最高的理想循環。

由於所選擇的界限不同，可以得到各種不同的理想循環圖。在下面的幾個圖中，即可看出每一個理想循環圖，都是由兩個性質相同的界限線，和兩條絕熱變化線所構成的。

1. 溫度界限 理想循環圖 = Carnot 循環圖。

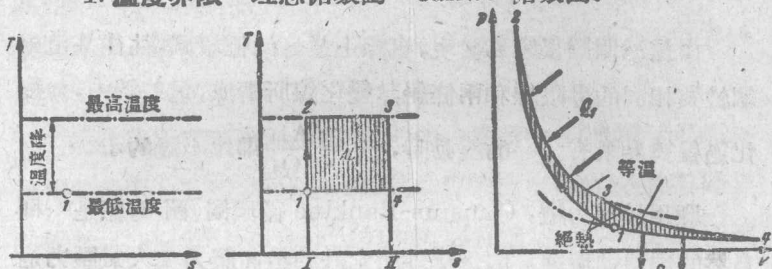


圖 7 在兩已知溫度界限中最優循環理想之熱效率 $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$

2. 壓力界限 理想循環圖 = Clausius-Rankine 循環圖。

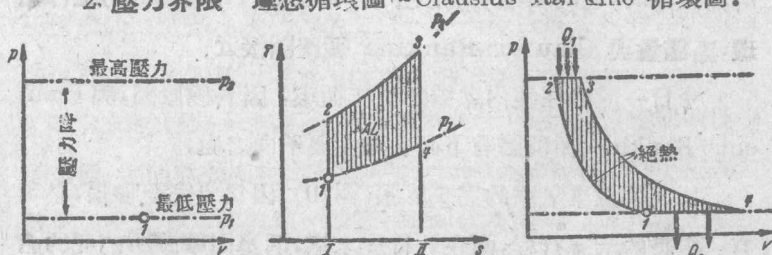


圖 8 在兩已知壓力界限中的最優循環理想之熱效率 $\eta_{th} = 1 - \frac{k-1}{k} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$

3. 容積界限 理想循環圖=等容循環圖。

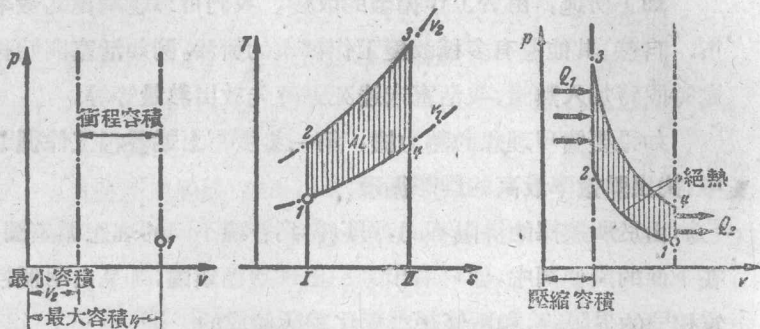


圖 9 在兩已知容積界限中的最優循環理想之熱效率 $\eta_{th} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$

由這三個圖很容易發現，實際上最好的循環圖，往往是由兩個性質相同的界限線和兩條絕熱變化線所構成，這些圖中，如變化過程與界限有任一的變動時， $\eta_t = \frac{AL}{Q_1}$ 都比上述的小。

應用於熱力機，Clausius-Rankine 循環圖（圖 8）應是一種自然的理想循環圖，因為機件所允許的最高壓力與大氣壓力是兩個天然的界限。所以每一熱力機，我們如果要使其達到最大的熱效率時，它的構造須能承受最大的壓力。同時，它的工作循環，應儘量與 Clausius-Rankine 循環圖接近。

今日一般的往復內燃機的工作循環，因各種原因，與 Clausius-Rankine 循環圖有下面各點主要不同之處：

1. 我們放棄氣體的完全膨脹（圖 10）。因為要完全膨脹，必須有一很長的活塞行程，而在此行程末端，活塞因摩擦所消耗的能量，比氣體所作的功還要多。

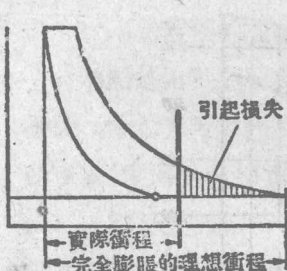


圖10 在往復引擎中放棄完全膨脹。

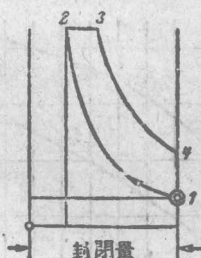


圖11 儘可能加多工作空氣量。

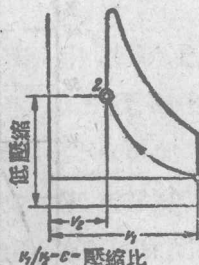


圖12 壓縮壓力之限制。

2. 儘可能在活塞死點 (點 1) 就開始壓縮。這樣可以封閉較多的空氣量。因為在內燃機中，熱量 Q_1 是由於燃料在汽缸中燃燒而產生，對於燃燒，空氣中之氧是必要的。所以必須有較多的空氣量參入此循環 (圖 11)。

3. 在後面還要講解的鄂圖 (Otto) 循環中，所壓縮的是燃料與空氣的混合氣體，所以必須限制其壓縮溫度，以免在壓縮時發生爆炸。在狄塞爾 (Diesel) 循環中，因壓縮的純係空氣，所以沒有這種限制。

所以，這些與理想循環的差別，多少是我們實際製造機械時所作成的，或是由於所選的方法——將燃料與空氣的混合體放在汽缸內燃燒而放出熱量 Q_1 ——而產生的。

我們試更進一步，設上述的偏差為無可避免，另作新的理想循環圖，它的熱效率根本就比 Clausius-Rankine 循環小，這樣，我們就根據這新的標準循環圖 (Musterprozesse) 或比較循環圖 (Vergleichprozesse) 來比較所製造的機器的工作方法的優良度。

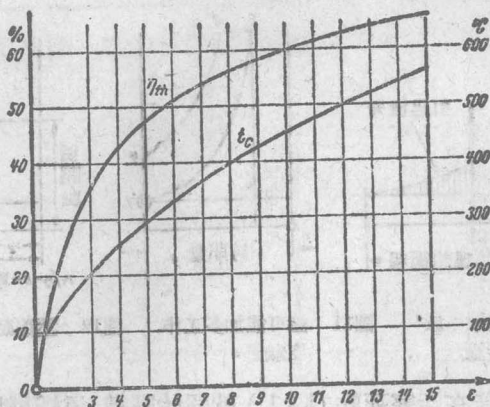


圖13 壓縮比 ϵ 與壓縮溫度 t_c 及理想熱效率 η_{th} 的關係。

我們利用下面的比較循環：

等壓循環

等容循環

Säiliger 循環

(第11頁,圖14)

(第11頁,圖15)

(第11頁,圖16)

主要的,我們更要明瞭標準循環的要求。這種要求即是加熱 Q_1 須依照十分明確的一定的過程進行。加熱須在膨脹開始以前結束。膨脹必須是不加熱不放熱的絕熱膨脹。放熱必須在到達下死點時開始,然後盡可能高的作絕熱壓縮。雖然所有這些理論上的要求都滿足了,但是它的工作效率還是遠小於1的,因為在前面說過,即使完全膨脹,也還有熱量 Q_2 放出。

事實上,這些要求並不能實現。一具引擎的實際熱效率 η_t , 總遠較標準循環的熱效率為低。與標準循環近似的程度,我們以優良度(Gütegrad) $\eta_g = \frac{\eta_t}{\eta_{th}}$ 來表示:

使優良度降低的主要因素有:

1. 不按規則的加熱：

加熱是由於燃料與空氣混合物的燃燒。燃燒過程實際上是很難準確和有可靠的控制的——常常在膨脹時，還繼續着燃燒的現象(慢燃燒 *schleichende Verbrennung*, 後燃燒 *Nachbrennen*)，所以比較循環的精確加熱程序，難以實現。只有狄塞爾引擎在燃燒過程調整方面，比較最有成就，因為我們能控制燃料注入的時間和份量。

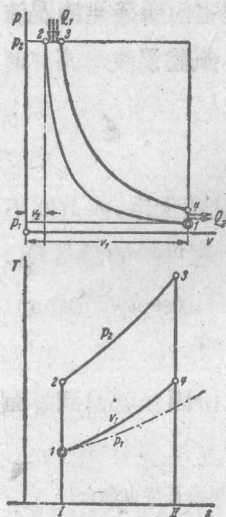


圖 14

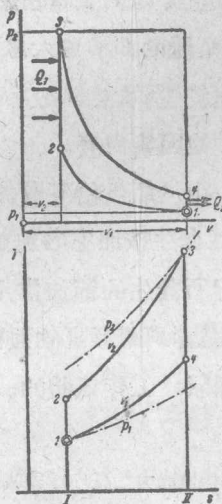


圖 15

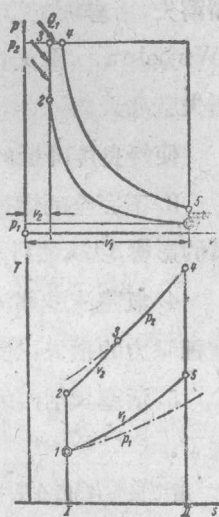


圖 16

圖14 等壓循環，在下死點開始壓縮絕熱壓縮到最高壓力，在壓力不增加情形慢慢加熱（燃燒）；絕熱膨脹之行程末端，在下死點放熱（放出廢氣）。

圖15 壓縮在下死點開始，為絕熱壓縮，在上死點加入熱量後（爆炸），壓力陡然增加，於是絕熱膨脹至衝程末端，在下死點放熱（放出廢氣）。

圖16 Seiliger 循環，壓縮在下死點開始，為絕熱壓縮，在上死點熱量加入後，起初壓力陡然增加，使這高壓力在短時間內保持不變，然後絕熱膨脹至衝程末端，在下死點放熱（放出廢氣）。

2. 不按規則的放熱：

引擎燃燒室周圍的金屬牆壁，在循環過程中，常在機內熱量不應減少的時候，自機內放出熱量。這些熱量大部份傳於外面空氣或冷卻水中，其餘部份則儲蓄起來，又在機內熱量不應增加時加入機內。這種牆壁放熱加熱的作用，違反了規則，很厲害的減低了優良度，特別是在點火及燃燒的瞬間，與標準循環相差很大，差不多加進去的熱量 Q_1 的 10% (還可能更多!) 都不能應用而消失，不參加工作循環了。如果氣體在燃燒室內所發生的渦流 (Wirbelung) 愈大，汽缸壁的面積愈大愈冷，氣體溫度愈高，則損失就愈大。

使優良度降低的其他因素尚有：

3. 不完全的燃燒：由於氧供給不夠，汽缸壁太冷，或其他不良的影響，以致燃料不能產生按照它的熱值所應供給的熱量 Q_1 。

4. 氣體流進與流出所發生的節流作用 (Drosselwirkung)：這種壓力的損失，是會影響到圖形裏的面積。

5. 活塞與活門的漏氣：工作氣體的一部份因此就跑到外面去了。

這項損失，雖然在壓力和燃燒壓力愈高時，汽缸壁磨損愈甚時也愈大。

