

356812

交通系統中等專業學校試用教材

機 汽 蒸 船

下 冊

湖北省交通學校 編

U664.112

人民交通出版社

18419

356812

交通系統中等專業學校試用教材

船舶蒸汽机

下 冊

(河船輪机管理专业用)

湖北省交通学校 編



人民交通出版社

交通系統中等專業學校試用教材

船 舶 蒸 汽 機

下 冊

湖 北 省 交 通 學 校 編

*

人 民 交 通 出 版 社 出 版

(北京安定門外和平里)

北京市書刊出版業營業許可證出字第〇〇六號

新華書店北京發行所發行 全國新華書店經售

人 民 交 通 出 版 社 印 刷 廠 印 刷

*

1961年5月北京第一版 1962年1月北京第二次印刷

開本: 850×1168 $\frac{1}{2}$ 印張: 6 $\frac{1}{2}$ 張 插頁1

全書: 172,000字 印數: 2,026-3,425冊

統一書號: 15044·6213

定價(10): 1.15元

01.03

本書作为交通系統中等专业学校河船輪机管理专业試用教材，亦可供交通部門有关专业人員工作或业余學習的參攷。

希望使用本教材的单位或个人，多多提出改进意見，逕寄湖北省交通学校，以便再版时修改。

D231/02

目 录

第三篇 船舶蒸汽机的热力过程和配汽原理

第十二章 船舶蒸汽机的理论循环热损失及其效率	3
§ 56 理论循环及其应用	3
§ 57 郎肯循环及其热效率的计算	4
§ 58 蒸汽机理论循环的耗汽率与耗热率	8
§ 59 实际蒸汽机的各种热损失	9
§ 60 各种损失对实际示功图的影响	24
§ 61 蒸汽机的效率、耗汽率与耗热率	27
§ 62 汽缸内蒸汽在 $I-S$ 图上的假想工作过程	31
第十三章 单胀式蒸汽机的热力过程及其汽缸主要尺寸的决定	32
§ 63 单胀交流式蒸汽机的理论示功图	32
§ 64 单胀单流式蒸汽机理论示功图的绘制	36
§ 65 根据理论示功图计算, 理论功及其耗汽量	40
§ 66 根据蒸汽机的实际示功图计算平均指示压力和指示 马力	47
§ 67 单胀式蒸汽机汽缸主要尺寸的决定	53
第十四章 多胀式蒸汽机的热力过程及汽缸主要尺寸的决定	56
§ 68 多级膨胀和多级膨胀式蒸汽机	56
§ 69 多胀式蒸汽机的理论示功图	58
§ 70 多胀式蒸汽机的实际示功图及联合示功图的绘制	63
§ 71 多胀式蒸汽机汽缸主要尺寸的决定	68
§ 72 多胀式蒸汽机在 $I-S$ 图上的假想过程	70
§ 73 改变蒸汽机的蒸汽初态和进汽度对各缸功率分配的影响 及有容汽器蒸汽机功率的调节	77

§ 74	无容汽器蒸汽机的理論示功图 and 实际示功图	82
第十五章	曲柄—連杆运动学	86
§ 75	活塞运动方程式	86
§ 76	用图解法决定活塞的位置	90
§ 77	活塞的速度	92
§ 78	活塞的加速度	94
第十六章	蒸汽的分配和理論計算	96
§ 79	配汽的基本时刻	96
§ 80	滑閥运动方程式的导出	99
§ 81	极坐标配汽图	102
§ 82	标准滑閥配汽图	109
§ 83	A. G. 勃利克斯双圓心配汽图	111
§ 84	橢圓配汽图	114
§ 85	影响配汽的因素	116
§ 86	汽口內蒸汽速度、汽口尺寸、汽管及容汽器截面积的 决定	121
§ 87	設計滑閥时对配汽时刻的选择	126
§ 88	简单滑閥的計算	130
§ 89	提閥主要尺寸的决定	137
第十七章	配汽傳动裝置	140
§ 90	双偏心輪传动裝置原理	140
§ 91	单偏心輪传动裝置原理	148
§ 92	提閥配汽传动裝置主要尺寸的决定	156
第十八章	船舶蒸汽机的試驗及配汽之調整	158
§ 93	蒸汽机試驗的目的、要求及方法	158
§ 94	平均指示压力、轉速、蒸汽状态参数及耗汽量的測定	160
§ 95	示功器的构造和示功图的繪制	163
§ 96	試驗資料的整理和蒸汽机性能曲綫的繪制	171
§ 97	配汽之調整	174
附录		187

第三篇 船舶蒸汽机的热力过程和配汽原理

第十二章 船舶蒸汽机的理論循环 热損失及其效率

§ 56 理論循环及其应用

从热力学上知道；一切热机的工作都是在两个能源（即热源和冷源）之間进行的。热机在将由供热器（热源）中取得的热量轉变为功时，总是伴随着把其中的一部分热量排給吸热器（冷源），因此要完全利用加入工質的热量而使其热效率等于1是不可能的。

在实际蒸汽机中，作为蒸汽机工質的水蒸汽，在鍋爐內通过燃料燃烧而获得热能。由于在蒸汽机內将热能轉变为机械功的过程中总存在着蒸汽泄漏、散热、热交换、蒸汽不完全膨胀及在凝結器內被冷却水帶走的热量等不可避免的热損失，故在鍋爐內工質所获得的热量不能全部，而仅仅是其中的一部分轉变成有用功。这部分热量的大小須視該热力过程的完善程度而定，也就是視热損失的大小而定。

为了能对实际热力过程的完善程度加以評比，并为进一步改善热力过程提供可能的途径，必須选择符合下述条件的一个理論循环作为标准循环：它在理論上具有足够高的热效率；实现这种循环虽具有一定的假定，但又接近蒸汽机的实际过程，而且具有与各种类型的蒸汽发动机——蒸汽机、汽輪机、蒸汽—汽輪机联合装置比較的可能性。

影响热力过程的因素是很多的，如机器的型式、結構特点、

轉速的高低、精密程度等。顯然，要完全考慮上述因素是不可能的，所以為了簡化起見在研究理論循環時是撇開它們而僅從熱力學上的因素來考慮。

從熱力學上知道，理論循環有卡諾循環、郎肯循環和不完全膨脹循環（梅耶爾循環）三種。其中以郎肯循環作為蒸汽機的标准循環較為合適，因為它既具有足夠高的熱效率，又接近於蒸汽機的实际過程，且又能與不同型式的蒸汽機作比較；卡諾循環在实际蒸汽機中是不能實現的；不完全膨脹循環虽很接近蒸汽機的实际過程，但其熱效率系依機器的幾何尺寸——膨脹度而定，同時其熱效率的計算亦不如郎肯循環方便，也就是不能單靠 $I-S$ 圖來進行。所以一般都不採用卡諾循環和不完全膨脹循環來作标准循環。關於這兩個理論循環本章也不再進行討論。

§ 57 郎肯循環及其熱效率的計算

郎肯循環亦即完全膨脹循環。實現郎肯循環時需有下列假定：1. 進入汽缸的蒸汽壓力與溫度等於鍋爐內的蒸汽壓力與溫度；2. 蒸汽在汽缸內絕熱膨脹到排出壓力；3. 蒸汽從汽缸內排出時的壓力與溫度等於凝結器內蒸汽的壓力與溫度；4. 送入鍋爐的給水具有排出蒸汽的溫度；5. 除在凝結器內的熱損失外，沒有任何其他熱損失。

圖 177 為最簡單的一種蒸汽動力裝置汽水循環圖。飽和蒸汽由鍋爐 1 進入蒸汽過熱器 2，蒸汽在其中於定壓 P_1 下過熱。過熱蒸汽經主汽管 8 進入汽缸 3 後由壓力 P_1 絕熱膨脹到排汽壓力 P_2 ，然後乏汽在定壓 P_2 下沿排汽管 9 排入凝結器 4，乏汽在其中於定壓下全部凝結成壓力為 P_2 和對應於該壓力下的飽和溫度 t_2 的水。此凝結水經導

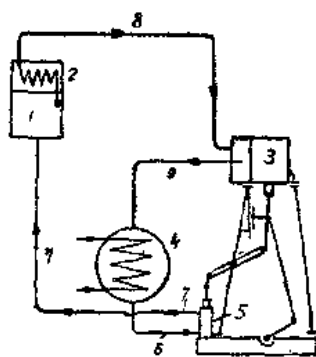


圖 177

管6吸入水泵5內，并将其压力提高到 P_1 后沿导管7送入鍋爐。給水在鍋爐內被加热而汽化，如此完成一封閉循环。如为非凝結式的蒸汽机，則泵入鍋爐的这部分水，可視為乏汽进入水池放热而获得的，因此循环仍可認為是封閉的。

为討論簡化起見，現以一公斤蒸汽作工質求出郎肯循环的热效率。

图178为郎肯循环在 $P-V$ 图上的表示。面积1 2 3 4表示1公斤蒸汽在汽缸內所作的理論功，其中面积1 4 5 6表示水泵在該循环中所消耗的理论功，則面积2 3 5 6表示循环的可用功。

此循环由下列各过程所組成：

1—2——压力为 P_1 、温度为 t_1 的新蒸汽由鍋爐进入汽缸；

2—3——蒸汽在汽缸內由压力 P_1 絕热膨胀至排汽压力 P_2 ；

3—4——蒸汽自汽缸在定压 P_2 下排入凝結器并逐渐凝結，到点4时全部变成压力为 P_2 及温度为 t_2 的水；

4—1——汽缸中压力自 P_2 升高到进汽瞬間的压力 P_1 。

水泵的循环由下列过程組成：

4—5——水泵自凝結器吸入給水；

5—6——水泵將給水压力自 P_2 提高到鍋爐压力 P_1 ；

6—1——將給水輸入鍋爐；

1—4——給水泵压力降低到吸入冲程开始时的压力，如此完成一个循环。

图179为郎肯循环在 $T-S$ 图上的表示。

1—2——爐水在定压 P_1 和定温 T_1 下进行汽化，其所消耗

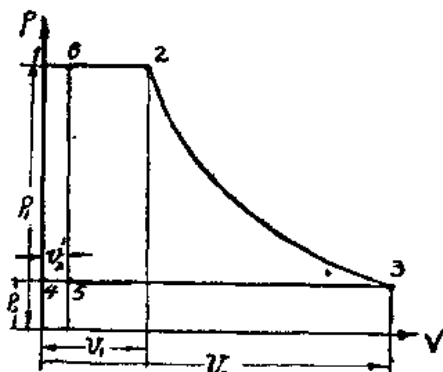


图 178

的热量按比例相当于面积 1 2 B A 1。

2 — 5 —— 饱和蒸汽在蒸汽过热器内于定压 P_1 下进行过热，其所消耗的热量按比例相当于面积 2 5 B₀ B 2。

5 — 6 —— 蒸汽在汽缸内由压力 P_1 温度 T_1 绝热膨胀至排气压力 P_2 和温度 T_2 ；

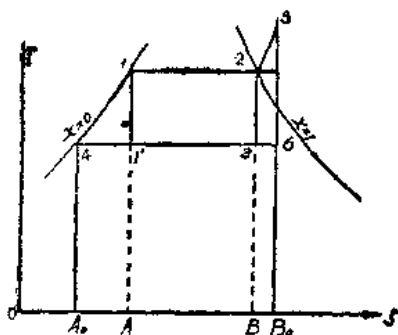


图 179

6 — 4 —— 蒸汽自汽缸排至凝結器，并在其中于定温定压下进行凝結，到点 4 时，全部凝結成压力为 P_2 温度为 T_2 的水，其所放出的热量按比例相当于面积 6 4 A₀ B₀ 6；

4 — 1 —— 将給水由压力 P_2 提高到鍋爐压力 P_1 （假定在压力增高过程中，水的温度没有改变，并設定压加热綫与液体綫 4 — 1 重合），温度从 T_2 加热到汽化温度 T_0 。

任何一种循环的完善程度是由它的热效率来衡量。热效率即循环中轉变为可用功的热量与工質所获得的总热量之比。

在郎肯循环中，（如图 179 所示）轉变为可用功的热量 q_0 用面积 1 2 5 6 4 1 量度，且由工質在鍋爐内获得的热量 q_1 与蒸汽排入凝結器的热量 q_2 之差值来决定即：

$$q_0 = q_1 - q_2$$

工質在鍋爐内获得的热量为点 5 与点 4 处焓的差值，即：

$$q_1 = i_1 - i_2'$$

式中 i_1 和 i_2' 分别为新蒸汽的焓和凝水的焓。

在凝結过程中放出的热量为点 6 与点 4 处焓之差值，即：

$$q_2 = i_2 - i_2'$$

式中: i_2 为排汽的焓。

因此转变为可用功的热量为:

$$\begin{aligned} q_0 &= q_1 - q_2 \\ &= (i_1 - i'_2) - (i_2 - i'_2) \\ &= i_1 - i_2 \end{aligned}$$

所以郎肯循环的热效率为:

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} \quad (10)$$

郎肯循环热效率的精确公式为:

$$\begin{aligned} \eta_h &= \frac{(i_1 - i_2) - A(P_1 - P_2)V'_2}{(i_1 - i'_2) - A(P_1 - P_2)V'_2} \\ &= \frac{(i_1 - i_2) - AL_m}{(i_1 - i'_2) - AL_m} \quad (11) \end{aligned}$$

式中: V'_2 ——凝結水的比容或水泵容积;

L_m ——給水泵所消耗的功。

由公式10及11看到, 增加絕热焓降 $H_s = i_1 - i_2$ 或减少循环中所消耗的热量 $q_1 = i_1 - i'_2$ 都可以提高循环热效率。絕热焓降 H_s 的

增加可通过提高蒸汽初参数 P_1 、 t_1 和降低排汽压力 P_2 来达到。

1. 图180所示为 $t_1 = 400^\circ\text{C}$ 时, 压力 P_1 与 P_2 对热效率的影响, 从图上可以看出, 大約在20大气压以下时, η_t 随 P_1 的增加而迅速增加, 但如 P_1 再增加时, η_t 的变化就緩慢了, 尤其是 $P_1 > 80 \sim 100$ 大气压以后, η_t 的变化就更为緩慢。

2. 采用过热蒸汽也可提高热效率。

图181所示为 $P_1 = 20$ 绝对大气压时，在不同的 P_2 下所得的两条效率曲线。由此不难看出， η_t 并不随过热度 Δt 的增加而有显著的提高。但在实际蒸汽机中，过热度的高低对蒸汽与汽缸壁的热交换损失有较大的影响，故它对热效率的影响程度甚大。

3. 背压力降低时热效率便显著上升，尤其是当真空度颇大的时候。

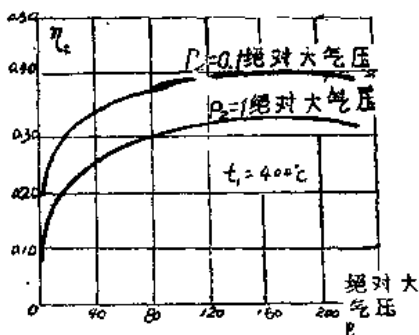


图 180

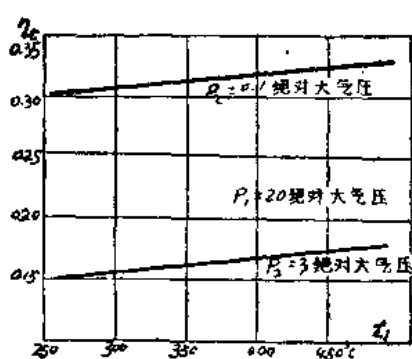


图 181

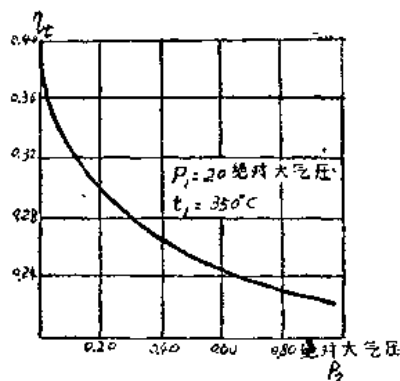


图 182

图182所示为 $P_1 = 20$ 绝对大气压、 $t_1 = 350^\circ\text{C}$ 时， η_t 与 P_2 的关系曲线。由图中得知，蒸汽膨胀终了压力愈低，则 η_t 愈高。但是在实际蒸汽机中，蒸汽并不会膨胀到很低的压力。这是因为：

- 1) 过小的 P_2 将使活塞冲程和低压汽缸的容积增大。
- 2) P_2 值的减小受到循环水量及其温度的限制。

§ 58 蒸汽机理论循环的耗汽率与耗热量

单位时间（小时）内单位功率（马力）所消耗的蒸汽量和热

量分別称为蒸汽机的耗汽率与耗热率。

在郎肯循环的理想蒸汽机中，一馬力小时的耗汽量的计算公式可通过下列方法导出：

一馬力为75公斤-米/秒，則相当于每馬力小时的功为：

$$75 \times 3600 = 270000 \text{ 公斤-米}$$

相当于一馬力小时的热量为：

$$\frac{270000}{427} = 632.3 \text{ 仟卡/馬力-小时} \quad (12)$$

式中： $\frac{1}{427}$ ——热功当量，仟卡/公斤-米

令 d_1 为每馬力小时的理論耗汽量（理論耗汽率）， $i_1' - i_2'$

表示郎肯循环中一公斤蒸汽的絕热焓降，則可导出如下的关系式：

$$632.3 = d_1(i_1' - i_2')$$

所以

$$d_1 = \frac{632.3}{i_1' - i_2'} \text{ 公斤/馬力-小时} \quad (13)$$

郎肯循环的耗热率为：

$$q_1 = d_1(i_1' - i_2') \text{ 仟卡/馬力-小时} \quad (14)$$

式中： $i_1' - i_2'$ ——在郎肯循环中产生一公斤蒸汽所消耗的热量。

由公式13可知，理論循环的耗汽率与絕热焓降 $H_s = i_1' - i_2'$ 成反比。由公式14可知理論循环的耗热率与 $i_1' - i_2'$ 成正比。

§ 59 实际蒸汽机的各种热损失

在研究郎肯循环时，曾假定循环中除了凝結器內的热损失以

外再无其他损失，但实际蒸汽机在将热能转变为机械功的过程中，同时产生了其他各种热损失和机械损失。

实际蒸汽机中，热损失是由于机器在结构上的不完善所引起的。由于热损失的存在，1公斤蒸汽在实际循环中所作的功要较理论循环中所做的功为小。实际蒸汽机的热损失有：1.主汽管损失；2.乏汽排入凝结器的损失；3.蒸汽不完全膨胀、有害容积及蒸汽压缩的损失；4.热交换损失；5.进汽和排汽时的节流损失及提早进汽和提早排汽损失；6.洩漏和散热损失等。

从实践中知道，要完全消除上述损失中的任何一项是不可能的，但力求将其减少到最低限度则是完全可能而且必要的。这对降低营运成本、提高机器的经济性，有着重要的意义。因此必须对各种热损失进行研究，从而找出减少热损失的途径。

机械损失系克服运动零件的摩擦力所引起的能量损失，它由蒸汽机的机械效率来致虑。

下面对各种热损失逐一进行研究。

1.主汽管损失：

由鍋爐至蒸汽机前的蒸汽管路称主汽管。蒸汽在管内流动时，由于要消耗位能来克服管内的各种阻力，它的压力就降低了，所以到达高压缸滑阀室前的蒸汽的压力 P_1 小于鍋爐內的蒸汽压力 P_k 。此外，由于汽管和附件向外传热，使蒸汽机前的蒸汽温度 t_1 小于过热器后的蒸汽温度 t_k （过热蒸汽），或使蒸汽机前的蒸汽干度 X_1 小于鍋爐后的蒸汽干度 X_k （饱和蒸汽）。

主汽管内的压力损失系根据管内的蒸汽速度、蒸汽比重、汽管长度、弯头和附件的数目及其内表面的粗糙度和流动断面积等因素而定。而热损失系根据主汽管及附件的长度、材料及其辐射表面的大小，蒸汽的比重和温度、外界温度和絕热材料的性质等因素而定。

由于蒸汽机汽缸内的間歇进汽和活塞运动的不均匀，蒸汽在主汽管内的速度并非固定不变，也就是說，它的运动是不規則的。在此情况下要准确地計算主汽管内的压力损失是很困难的，

同时在近代蒸汽机中此项损失数值不大，故当决定蒸汽机前的压力损失时，通常取用实用上的标准。

蒸汽在主汽管内的压力损失 ΔP_n 。（不计蒸汽过热器内的压力损失）一般在下列范围内：

$$\Delta P_n = (0.02 \sim 0.05) P_k \text{ 公斤/厘米}^2$$

蒸汽在主汽管内温度的降低，大都在下列范围内：

$$\Delta t_n = 5 \sim 15^\circ\text{C}$$

要减少这些损失，必须使汽管有足够大的直径和相同的断面积，汽管应尽可能的直、内表面光滑、少装接头与附件，尽量使蒸汽机与锅炉接近，并在管外包以良好的绝热材料等。

2. 乏汽排入凝结器的损失：

乏汽由蒸汽机排入凝结器时，沿途必须克服汽道、汽口和汽管内由于壁的摩擦、截面收缩和转弯等所引起的阻力，因而使得汽缸和凝结器之间产生了压力差，其值为：

$$\Delta P_2 = P'_2 - P_2 \text{ 公斤/厘米}^2$$

式中： P'_2 ——排汽时汽缸内的平均压力；

P_2 ——凝结器内的压力。

图 183 中的 P'_2 即为排汽时汽缸内的平均压力， P_2 为凝结器内的压力，面积 $d' de e'$ 则相当于排汽期间所损失的功。

双胀式和三胀式蒸汽机当其乏汽排入凝结器时，低压缸内的平均压力为：

$$P'_2 = (1.2 \sim 1.4) P_2 \text{ 公斤/厘米}^2$$

即压力损失为：

$$\Delta P_2 = (0.2 \sim 0.4) P_2 \text{ 公斤/厘米}^2$$

如蒸汽机乏汽是排入大气的，则汽缸内的平均压力为：

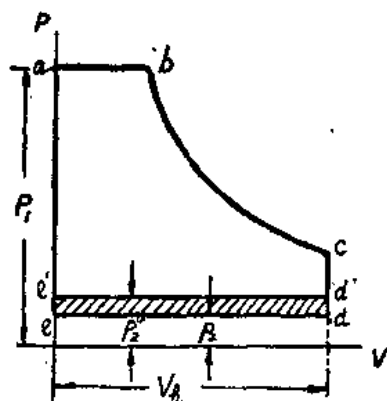


图 183

$$P_2' = 1.10 \sim 1.15 \text{ 绝对大气压}$$

即压力损失为:

$$\Delta P_2 = 0.1 \sim 0.15 \text{ 绝对大气压}$$

3. 蒸汽不完全膨胀, 有害容积和蒸汽压缩所引起的损失, 其间有着密切的联系, 并相互影响。例如当有害容积不变而压缩度增加时, 一方面增加了蒸汽压缩损失, 但另一方面又减少了填充有害容积的蒸汽消耗量和蒸汽不完全膨胀损失。因此这三种损失在下面一併进行研究。

在研究郎肯循环时, 曾假定蒸汽在汽缸为绝热膨胀到凝结器压力 P_2 。但在实际蒸汽机中, 蒸汽并不膨胀到如此程度, 因此时蒸汽的比容很大, 使得汽缸尺寸也很庞大。例如 $P_1 = 16$ 绝对大气压, $t_1 = 300^\circ\text{C}$ 的过热蒸汽绝热膨胀到凝结器压力 $P_2 = 0.16$ 绝对大气压时, 蒸汽比容从开始的 $V_1 = 0.16$ 米³/公斤增加到终了时的 $V_2 = 3.20$ 米³/公斤。由此可见蒸汽比容增加了 51.25 倍。汽缸尺寸的增大, 使机械摩擦损失及整个机器的重量、体积和造价也同时增加。为此, 在低压缸中, 蒸汽膨胀到压力还大大超过凝结器压力时就停止。这样就产生了不完全膨胀损失。

图 184 中的阴影部分面积 $3-4-6$ 表示不完全膨胀所损失的功。

图185中的阴影部分面积 3 5 6 表示不完全膨胀所损失的热量。

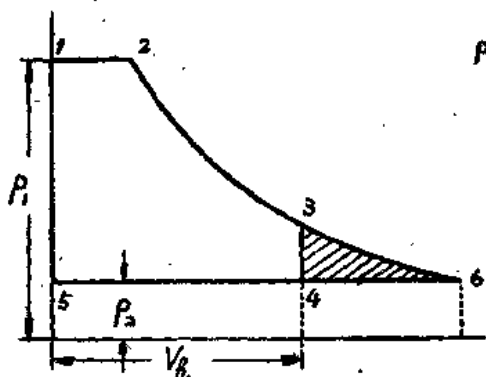


图 184

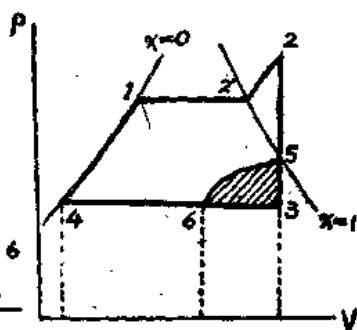


图 185

在给定初始压力和终了压力的情况下，决定不完全膨胀损失的主要因素是汽缸的进汽度或膨胀度。在船舶蒸汽机中，此项损失约占有10~18%的分配功。

这里必须注意，在实际蒸汽机中，不完全膨胀并非纯粹是损失，因其存在而减少了排汽时的压力损失和蒸汽与汽缸壁的热交换损失。因为排汽开始时压力突然降低，使大部分蒸汽在此瞬间流向凝结器或容汽器，从而减少了排汽期间由汽缸流出的乏汽量，因此减少了排汽时的压力损失。热交换损失的减少是因为不完全膨胀减少了汽缸容积，使其有害表面也随之减少。此外，漏汽损失和运动部分的摩擦损失也因此而减少了。

当活塞到达上下极端位置时，活塞与汽缸盖或汽缸底之间的容积和滑阀室通入汽缸空间的汽道容积之总和称为有害容积或余隙容积。其所以称为有害容积，是因为由于该容积的存在而降低了蒸汽机的经济性。其原因有二：

1) 这个容积需要附加的新蒸汽来填充，而这部分蒸汽在进汽期间是不作功的，仅在膨胀期间作功，也就是说，由于这个容积的存在减少了蒸汽的实际膨胀度。

2) 余隙容积的存在增加了汽缸的冷却表面，这就会导致蒸汽