

蘇聯高等教育部審定為海上運輸部
所屬高等學校船舶機械系教科書

船舶蒸汽機的理论 與熱力計算

下 册

A. B. 高雷恩斯基著
賀亞科 馮 櫛 王今譯校
交通大學船舶動力教研室審閱

人民交通出版社

蘇聯高等教育部審定爲海上運輸部

所屬高等學校船舶機械系教科書

船舶蒸汽機的理论與熱力計算

下 冊

A. B. 高 雷 恩 斯 基 著

賀亞科 馮 桐 王 今 譯校

交通大學船舶動力教研室審閱

人民交通出版社

本書着重敘述蒸汽機的理論循環和各種熱力損失的發生，以及如何精確計算汽缸內的平均指示壓力與實用焓降問題；同時又對單脹式、多脹式蒸汽機及帶有容汽器與不帶容汽器的蒸汽機的結構和特性作了概括的說明和比較；並介紹了關於如何提高蒸汽機動力設備的經濟性的方法，汽輪機與往復機聯合裝置的使用和有關實施蒸汽機試驗工作的任務和條件等問題。

書號：6031—滬

船舶蒸汽機的理論與熱力計算(下冊)

A. В. ГОЛЫНСКИЙ

ТЕОРИЯ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

СУДОВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

ИЗДАТЕЛЬСТВО

“МОРСКОЙ ТРАНСПОРТ”

МОСКВА 1951 ЛЕНИНГРАД

本書根據蘇聯海運出版社1951年莫斯科列寧格勒俄文版本譯出

賀亞科 馮 桐 王 今 譯校
交通大學船舶動力教研室審閱

人民交通出版社出版

(北京安定門外和平里)

新華書店發行

(全國各地)

上海市工業印刷公司印刷

1955年6月上海第一版 1955年6月上海第一次印刷

開本：787×1092 $\frac{1}{25}$ 印張：18 $\frac{4}{25}$ 張(內插圖1張)

全書 417000字 印數：1—2310冊

精裝 (8)：定價 三元六角
平裝 二元七角六分

上海市書刊出版業營業許可證出字零零陸號

下 冊 目 錄

第四部 汽缸內的工作過程，熱及機械損失

第十章 蒸汽機的理论循環和熱力損失

§ 41. 蒸汽機的热力循環及其評比	1
§ 42. 實際蒸汽機內關於蒸汽完全膨脹理論循環的損失	18
§ 43. 鍋爐與蒸汽機之間蒸汽導管內的損失	20
§ 44. 由於蒸汽不完全膨脹，有害空間和蒸汽壓縮所引起的損失	21
§ 45. 具有絕熱膨脹和絕熱壓縮的汽缸理論示功圖	26
§ 46. 進汽和排汽時由於蒸汽節流所引起的損失與提早進汽和提早排汽所引起的損失	36
§ 47. 進汽時因蒸汽與汽缸壁之間的热量交換所引起的損失	40
§ 48. 補償热量交換損失的附加耗汽量	52
§ 49. 蒸汽漏洩損失和傳至外界的热損失	58
§ 50. 經滑閥和活塞的蒸汽漏洩損失的決定	61
§ 51. 乏汽管內蒸汽壓力的損失	68
§ 52. 各種損失對於示功圖的影響與汽缸的相對指示效率	70
§ 53. 船舶蒸汽機的機械損失	80
§ 54. 蒸汽機的效率，耗汽率和耗熱率	87

第五部 汽缸內相對指示效率的決定

第十一章 蒸汽在蒸汽機汽缸內的流動

§ 55. 蒸汽流動的基本公式	89
§ 56. 當進汽和排汽時蒸汽流經汽口的流量係數	94
§ 57. 蒸汽的摩阻係數（節流係數）	105
§ 58. 決定進汽時期平均壓力損失的方程式	113
§ 59. 提早排汽和排汽時期蒸汽由汽缸內排出的流動	118
§ 60. 提早排汽和排汽時期蒸汽由汽缸內排出的流動方程式	121
§ 61. 決定排汽時期汽口內按活塞衝程平均的壓力損失方程式	139

第十二章 汽缸內平均指示壓力和實用焓降的決定

§ 62. 汽缸理論示功圖	150
§ 63. 汽缸內的平均理論壓力	159
§ 64. 汽缸內平均指示壓力的決定	162
§ 65. 汽缸內的實用或指示焓降和相對指示效率的決定	166

第六部 船用單脹式和多脹式蒸汽機

第十三章 單脹式蒸汽機

§ 66. 概述	179
§ 67. 單脹式蒸汽機內每指示馬力小時的耗汽量	186
§ 68. 輔助蒸汽機的汽缸平均指示壓力和汽缸基本尺寸的決定	190
§ 69. 單脹式主機的計算程序	199

第十四章 多脹式有容汽器蒸汽機

§ 70. 多脹式蒸汽機的優點和缺點	200
§ 71. 聯合示功圖和多脹式蒸汽機的輔助示功圖	210
§ 72. 多脹式蒸汽機各缸直徑之間與各缸容積之間的關係	217
§ 73. 多脹式蒸汽機在 I—S 圖上蒸汽的假定工作過程；蒸汽機及各缸的效率	220
§ 74. 汽缸內的分配焓降和耗汽係數	226
§ 75. 汽缸的進汽度和蒸汽機前的蒸汽形態對於各缸馬力分配的影響，主機馬力的調節	230
§ 76. 由實際示功圖決定蒸汽機的耗汽量	235
§ 77. 多脹式有容汽器蒸汽機的第一近似計算	237
§ 78. 蒸汽機在 I—S 圖上按汽缸的確定計算	245
§ 79. 預定示功圖的繪製	262
§ 80. 滑閥蒸汽機性能曲線的繪製	266

第十五章 容積的壓力圖

§ 81. 活塞所經歷的行程和容積圖	272
§ 82. 容積壓力圖的繪製	273

第十六章 無容汽器蒸汽機

- § 83. 無容汽器蒸汽機的優點和缺點及無容汽器蒸汽機的基本型式 281
- § 84. 蒸汽在無容汽器蒸汽機內的流動 294
- § 85. 半單流汽缸內實際所需排汽口截面積的決定 302
- § 86. 無容汽器蒸汽機預定示功圖的繪製 307
- § 87. 無容汽器蒸汽機的熱力計算 316

第十七章 提高蒸汽機動力設備經濟性的方法

- § 88. 自容汽器抽汽以預熱給水的蒸汽機 334
- § 89. 蒸汽在容汽器內補充再熱的蒸汽機 345
- § 90. 高壓蒸汽機 354

第十八章 汽輪機—往復機聯合裝置

- § 91. 採用聯合裝置的理論基礎和聯合裝置的基本型式 370
- § 92. 汽輪機經減速齒輪而工作於螺旋槳軸的汽輪機—蒸汽機聯合裝置（第一類）之構造特點 374
- § 93. 汽輪機工作於螺旋槳軸的聯合裝置的熱力過程及其計算 384
- § 94. 船舶上聯合裝置馬力的決定 398
- § 95. 第二類汽輪機—往復機聯合裝置的構造特點 399
- § 96. 汽輪壓汽機與三脹式蒸汽機聯合裝置的熱力計算 411

第十九章 蒸汽機的試驗

- § 97. 實施試驗的任務及條件 416
- § 98. 示功圖的繪製及由於示功器不良、使用不善及傳動機構的誤差而引起的示功圖變形 419
- § 99. 按照示功圖研究蒸汽機之功及配汽 426
- § 100. 轉數、蒸汽形態參數、耗汽量及有效馬力的測定 431
- § 101. 試驗資料的整理和蒸汽機性能曲綫的繪製 438

第四部 汽缸內的工作過程，熱及機械損失

第十章 蒸汽機的理论循環和熱力損失

§ 41 蒸汽機的热力循環及其評比

在蒸汽機的汽缸內，由於一系列的熱力損失，故僅有部分蒸汽熱能被轉變為有用功。

為了蒸汽機內實際過程的熱力損失的分析與評比，必須選擇一種標準的理論過程，此種過程容許蒸汽的熱能在蒸汽機內作極限的利用。

標準理論過程（即循環）的選擇應遵循下列規定：

- 1) 標準循環雖具有一定的假定，但應當接近蒸汽機的實際過程；
- 2) 標準循環應具有可以比較各種型式的蒸汽發動機——蒸汽機、汽輪機、汽輪機—蒸汽機聯合裝置的可能性。

熱力學上研究蒸汽機的三種理論循環：卡諾循環、郎肯循環和不完全膨脹循環。

今研究此三種理想循環中何者可採用為標準循環以評定蒸汽機內實際過程。大家知道，理想循環要求有定量的工質和閉口的循環；同時假定所有過程是可逆的且在發動機汽缸內進行；工質可與無窮多的高溫熱源（以後簡稱熱源——譯者）或與無窮多的低溫熱源（以後簡稱冷源——譯者）相接觸，或可與此等冷源或熱源完全隔離。

卡諾循環 卡諾循環在熱力觀點上是最完善的循環。當 1 尅工質在蒸汽機汽缸內進行形態改變的條件下，採用飽和水蒸汽在溫度範圍 T_1 和 T_2 (t_1 和 t_2) 內的卡諾循環係由下列諸過程所組成（圖 161）：

- 1) ab —當沸騰溫度 t_1 ，壓力 p_1 與容積 ea 時水的等溫汽化過程，

此過程發生在汽缸和熱源 t_1 (T_1) 接觸之時，汽化的結果仍獲得溫度 t_1 和其相應壓力 p_1 ，並具有體積為 cb 的蒸汽。

2) bc —蒸汽絕熱膨脹（當汽缸和熱源隔離時）至最後壓力 p_2 ，其相應溫度為 t_2 ，體積為 mc ；

3) cd —在定壓 p_2 和定溫 t_2 之下放熱的等溫過程，由於汽缸與冷源 t_2 (T_2) 接觸而發生。大部分蒸汽凝結成水，過程終了時具有體積 md ；

4) da —絕熱壓縮過程，係當汽缸和冷源隔離時發生，其結果使容積為 md ，壓力為 p_2 ，溫度為 t_2 的汽水混合物完全轉變為容積為 ca ，壓力為 p_1 及溫度為 t_1 的水。

所作之功由循環面積 $abcd$ 量度之。

在 $T-S$ 圖內卡諾循環（圖 162）用矩形 $ABCD$ 表示。其中 AB —等溫汽化過程，消耗了由熱源所給的熱量 $Q_1 = \text{面積 } D_1ABC_1$ ； BC —蒸汽的絕熱膨脹； CD —蒸汽的等溫凝結過程，係由於熱量 $Q_2 = \text{面積 } D_1DCC_1$ 排入冷源的結果； DA —水汽混合物的絕熱壓縮至蒸汽全部凝結為止，壓縮終點水的形態如 A 點所示。

轉換為有用功的熱量用面積 $ABCD = Q_1 - Q_2$ 來量度。

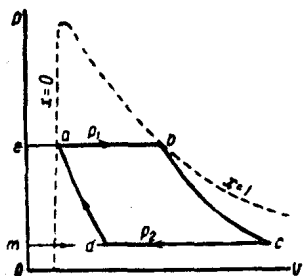


圖161

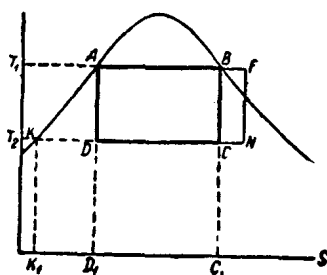


圖162

循環的熱效率即指示轉換為有用功的熱量與供給循環中的熱量的比值，將為：

$$\eta_i = \frac{\text{面積 } ABCD}{\text{面積 } D_1ABC_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

此效率對於任何工作於上述溫度範圍內的熱機而言是最高效率，此僅在理想的蒸汽機中才可達到。

卡諾循環可以由鍋爐 1、汽缸 2、凝汽器 3 和汽水壓縮機（壓汽機）4 所組成的汽力裝置（圖 163）來完成，壓汽機係由蒸汽機機軸帶動以壓縮水汽混合物。

茲假定此種動力裝置，在其導管內無壓力損失，亦無實際蒸汽機所具有之各種熱力損失。

在這種情況下， $mecm$ 圖形（圖 161）代表蒸汽發動機汽缸的理論示功圖，而 $mdaem$ 圖形則代表壓汽機的理論示功圖。在汽缸內所獲得的功用面積 $mecm$ 量度，消耗於壓汽機之功用面積 $mdaem$ 量度，而蒸汽的有用功則為面積 $abcd$ 所決定，即由蒸汽發動機汽缸所作之功與壓汽機所耗之功的差值來量度，此即蒸汽在卡諾循環內的有用功。

在 $T-S$ 圖上（見圖 162），在蒸汽發動機汽缸內轉變為有用功的熱量用面積 $ABCK$ 量度，而消耗於壓汽機之功則用面積 DKA 量度之。

蒸汽在蒸汽機汽缸內工作的各個時期（見圖 161）： eb —蒸汽自鍋爐進入汽缸； bc —蒸汽在汽缸內絕熱膨脹至排汽壓力； cm —蒸汽排入凝汽器； me —進汽瞬間汽缸內壓力的升高。

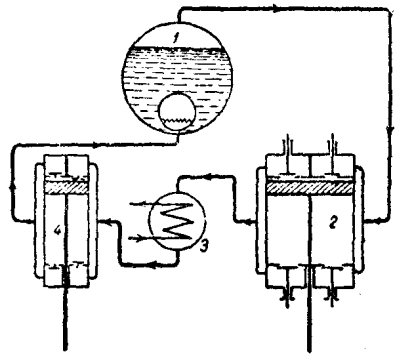


圖163

對於壓汽機的理論示功圖有： md —汽水壓縮機從凝汽器內吸取體積為 md 的汽水混合物； da —汽水混合物的絕熱壓縮，且在壓縮終了時獲得體積為 ea 的水； ae —由壓汽機送水進入鍋爐； em —壓汽機內開始吸汽瞬間的壓力降。

因為蒸汽在進汽時期和排汽時期的壓力保持不變，故蒸汽機的進汽綫 eb 應該與鍋爐進水綫和汽化綫一致；及蒸汽機排入凝汽器的排

汽綫 cm 應該與蒸汽部分凝結的凝汽綫及壓汽機從凝汽器吸取汽水混合物的吸汽綫一致。

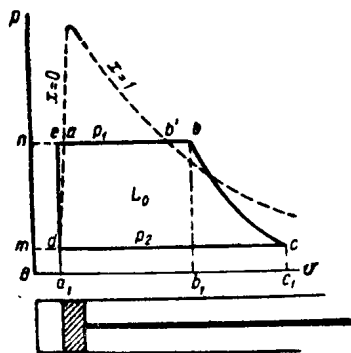


圖164

因為汽水壓縮機（壓汽機）的效用是壓縮汽水混合物，它必須具有相當大的尺寸。由於壓汽機的效率低（它具有很大流體阻力損失和機械損失），則帶動壓汽機必須消費頗大的動力，故整個動力裝置的機械效率因而降低，而顯然降低其總效率，因此，蒸汽動力裝置內不宜裝置汽水壓縮機，卡諾循環也因而不被採用為蒸汽機的標準循環。

不管上述原因，卡諾循環不被採用於用過熱蒸汽工作的蒸汽機是由於卡諾循環內蒸汽的過熱祇能按等溫綫 BF 進行（見圖 162），而不能與鍋爐過熱器一樣按定壓進行過熱。

為了設法不用壓汽機而仍使實際過程接近理想過程，郎肯建議另一循環，其特性在使凝汽器內的定壓過程維持進行直至全部蒸汽轉變為溫度 t_2 的水為止，然後用給水泵送水入鍋爐及在鍋爐中將水加熱至溫度 t_1 。

郎肯循環在圖 164 上的 $p-v$ 圖表示 1 尅蒸汽的郎肯循環，對於熱能轉變為機械功的熱力分析與卡諾循環相同，即認為工質形態的改變係在蒸汽機的汽缸中進行。

設想汽缸內活塞之下方存有當壓力為 p_2 和溫度為 t_2 （ t_2 為蒸汽在壓力 p_2 下的凝結溫度）時體積為 $v_2 = md$ 的水 1 尅。

用活塞提高汽缸內水的壓力至 p_1 。提高水壓的過程用平行壓力軸的直綫 dc 表示。在理論上，水係在水泵內自壓力 p_2 被絕熱壓縮至 p_1 ，其結果水的比容微有縮小，而溫度則稍有增加。但可認為水在壓縮時其體積和溫度可以視為不變，即認為水的壓力增高係在定溫 t_2 和定容 v_2 之下進行。然後由於無窮多的熱源在定壓 p_1 （沿定壓綫 cb ）下給熱。水的溫度自 t_2 升高至相應於壓力 p_1 的沸騰溫度 t_1 的過程係

按定壓綫 ca 進行。水的汽化——按定壓綫 ab' 和蒸汽的過熱——按定壓綫 $b'b$ 。蒸汽在過熱終點 (b 點) 的比容 $v_1 = nb$ 。在 b 點汽缸和熱源隔離之後，過熱蒸汽按絕熱綫 bc 膨脹至壓力為 p_2 和比容為 mc ，而後蒸汽經汽缸壁而與無數的冷源相接觸 (在飽和蒸汽的情況下即在 c 點與一溫度為 t_2 的冷源相接觸) 而凝結，並沿定壓綫 cd 放出熱量直至全部凝結 (d 點) 為止，如此完成一閉合循環。

在熱力學上，對於 1 尅蒸汽在郎肯循環內所作之功以熱的單位表示時，曾導出下列的方程式：

$$AL_0 = (i_1 - i_2) - A(p_1 - p_2)v_2' \quad (164)$$

式中： L_0 ——1 尅蒸汽的有用功，尅米；

$$A = \frac{1}{427} \text{——熱功當量，千卡/尅米；}$$

i_1 及 i_2 ——蒸汽在絕熱膨脹的始點 b 和終點 c 時的焓量，千卡/尅。

v_2' ——1 尅水的比容。

今觀察 1 尅蒸汽的熱量在最簡單的蒸汽動力裝置內工作中熱的轉變，此最簡單的汽力裝置係由裝有過熱器 2 的鍋爐 1，蒸汽機 3，凝汽器 4 和由蒸汽機經槓桿帶動的凝水—給水泵 5 所組成。茲假定在此種裝置內並無實際汽力設備所具有的熱與機械的損失 (圖 165)。

凝水—給水泵自凝汽器 4 由管 6 吸取壓力為 p_2 ，溫度為 t_2 的給水。加壓給水至壓力 p_1 並沿給水導管 7 輸送至鍋爐 1 (熱源) 其中水在定壓下被加熱至沸騰溫度 t_1 而汽化，然後進入過熱器 2 內在定壓 p_1 下被過熱。過熱蒸汽由過熱器 2 沿管 8 經配汽室進入蒸汽機汽缸 3，在此絕熱膨脹至壓力 p_2 ，然後在壓力 p_2 下經乏汽管 9 進入有海水流過的凝汽器 (冷源)，其中蒸

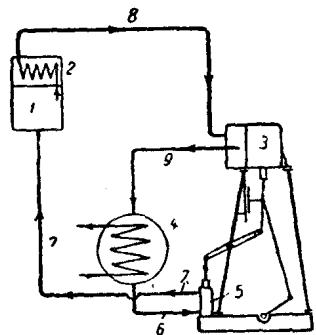


圖 165

汽在 $p_2 = \text{常數}$ 下轉變為溫度 t_2 的水，如此完成一閉合循環。

當蒸汽工作而不予凝結時，其乏汽則由汽缸排入大氣中，而以新的水供給鍋爐。在此種情況下若假定這部分新的水是由於乏汽及其凝水進入水池放熱後而獲得，則循環仍可認為是閉合的。今求出 1 尅蒸汽在閉合可逆循環內所作之功及由 1 尅蒸汽在理想汽力裝置中所獲得之功兩者間的關係。

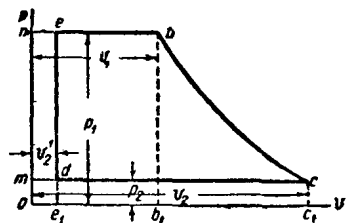


圖 166

在圖 166 上，圖形 $mnbcm$ 表示 1 尅蒸汽在 $p-v$ 座標上的蒸汽機汽缸理論示功圖，而 $mndenm$ 為凝水—給水泵的理論示功圖。

蒸汽在蒸汽機汽缸內工作的各個時期： nb —壓力為 p_1 的蒸汽自鍋爐進入汽缸； bc —蒸汽在汽缸內絕熱膨脹至排汽壓力 p_2 ； cm —蒸汽在壓力 p_2 下自汽缸排入凝汽器； mn —汽缸內壓力自 p_2 升高到開始進汽瞬間的壓力 p_1 。

對於給水泵的理論示功圖，其工作的各個時期如下： md —自凝汽器吸入給水（凝水）； de —提高水的壓力至鍋爐壓力 p_1 ； en —輸送給水進入鍋爐； mn —給水泵壓力降低至吸入衝程開始的壓力。

蒸汽沿 nb 綫進入汽缸係伴隨着水的送入鍋爐、及在其中加熱、汽化和過熱，而乏汽至汽缸沿 cm 綫排出，則伴隨着蒸汽的凝結和凝水—給水泵從凝汽器吸取凝水。

為了決定 1 尅蒸汽在此種理想汽力裝置中所作之功，須由蒸汽在汽缸內所作之功 L_u （用面積 $mnbcm$ 量度）減去給水泵所耗的功 L_N （用面積 $mndenm$ 量度）：

$$L_0 = L_u - L_N = \text{面積 } mnbcm - \text{面積 } mndenm = \text{面積 } debcd$$

1 尅蒸汽在蒸汽機汽缸內所作之功為下列諸功之和：

1) 進汽所作之功 l_{en} ，用面積 $Onbb_1$ 量度，

$$L_{en} = p_1 v_1$$

2) 膨脹功 L_{pac} ，用面積 $b_1 b c c_1$ 量度，

$$L_{pac} = \frac{1}{A}(u_1 - u_2)$$

式中： u_1 和 u_2 —— 蒸汽在絕熱膨脹開始和終了時的內能；

3) 排汽功 L_{obn} ，用面積 $c_1 c m O$ 量度：

$$L_{obn} = -p_2 v_2$$

取所有功的代數和，可得 1 尅蒸汽在汽缸內所作的總功：

$$\begin{aligned} L_u &= L_{en} + L_{pac} + L_{obn} = p_1 v_1 + \frac{1}{A}(u_1 - u_2) - p_2 v_2 \\ &= \frac{1}{A}[(u_1 + A p_1 v_1) - (u_2 + A p_2 v_2)] \end{aligned}$$

因爲

$$u_1 + A p_1 v_1 = i_1$$

$$u_2 + A p_2 v_2 = i_2$$

故

$$L_u = \frac{1}{A}(i_1 - i_2) \quad (165)$$

本式內 i_1 及 i_2 —— 蒸汽當絕熱膨脹開始和終了時 b 和 c 點的焓量。

凝水——給水泵的功亦可由用面積 $e_1 c m O$ 量度的排出功 L_{na1} ：

$$L_{na1} = p_1 v_2'$$

和用面積 $e_1 d m O$ 量度的吸入功 L_{oc} ，

$$L_{oc} = -p_2 v_2'$$

合成之取其代數和，即得消耗於凝水——給水泵的功爲：

$$L_n = L_{na1} + L_{oc} = p_1 v_2' - p_2 v_2' = (p_1 - p_2) v_2' \quad (166)$$

1 尅蒸汽在所論汽力裝置內的可用之功等於：

$$L_0 = L_u - L_n = \frac{1}{A}(i_1 - i_2) - (p_1 - p_2) v_2' \quad \text{尅米}$$

或以熱的單位表示；

$$AL_0 = (i_1 - i_2) - A(p_1 - p_2)v'_2 \text{ 千卡/尅} \quad (167)$$

將此方程式與 1 尅蒸汽在閉合可逆循環中功的方程式 (164) 相比較，可見二者完全相同。

今研究在 $T-S$ 圖上的郎肯循環 (圖 167)。令曲線 RKP 表示飽和液體和飽和蒸汽綫， $MAB'B-p_1$ 定壓綫和 $NDF'F-p_2$ 定壓綫。 D 點決定工質在循環中的初態 (即表示水進入給水泵時的形態)，其壓力為 p_2 ，溫度為 t_2 。茲假定凝水在凝水—給水泵內受到絕熱壓縮，其壓力自 p_2 升高至 p_1 。凝水壓縮過程按絕熱綫 DE 進行，同時水被加熱，其溫度自 t_2 增高至 t_e (點 E)，其焓量自 i'_2 增至 i'_e 。定壓綫 EA 部分為水在鍋爐內進行加熱，其溫度自 t_e 升高至 t_1 (A 點)；加熱給水所耗的熱量用面積 D_1EAA_1 量度。定壓綫 AB' 部分為水在鍋爐內在壓力 p_1 下進行汽化部分，其中 B' 點為乾飽和蒸汽；汽化給水所耗的熱用面積 $A_1AB'B_1$ 量度。在定壓綫 $B'B$ 部分為蒸汽在鍋爐過熱器內進行過熱部分，其中 B 點為具有焓量 i_1 的過熱蒸汽；因使蒸汽過熱而消耗的熱量用面積 $B_1B'BC_1$ 量度。蒸汽在 $EA'B'B$ 過程中所獲得的熱量 Q_1 (即鍋爐中由熱源而獲得的熱量) 可用面積 $D_1EAB'BC_1$ 量度之。

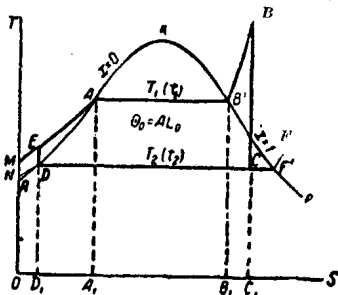


圖 167

蒸汽進入蒸汽機汽缸後沿絕熱綫 BC 膨脹至凝汽器壓力 p_2 ；膨脹終點 (C 點) 蒸汽之焓等於 i_2 。乏汽的凝結按壓力為 p_2 的定壓綫 CD 進行，及至 D 點乃獲得壓力為 p_2 ，溫度為 t_2 和焓量為 i'_2 的凝水，如此完成一閉合過程。乏汽排入凝汽器中 (冷源) 的熱量 Q_2 由面積 $C_1D_1D_1$ 量度之。

轉變為有用之功的熱量 $Q_0 = AL_0$ 用面積 $DEAB'BCD$ 量度，且按蒸汽在鍋爐內所獲得的熱量 Q_1 與蒸汽排入凝汽器的熱量 Q_2 之差決定之，即

$$Q_0 = \text{面積 } DEAB'BCD = \text{面積 } D_1EAB'BC_1D_1 \\ - \text{面積 } C_1CDD_1C_1 = Q_1 - Q_2$$

今決定在 $p-v$ 圖和 $T-S$ 圖上 1 尅蒸汽所作之功，其間的關係。工質在鍋爐內沿 p_1 定壓過程綫 $EAB'B$ 所獲得的熱量 Q_1 一用面積 $D_1EAB'BC_1D_1$ 量度—等於蒸汽在 B 點的總熱 λ_1 與工質在 E 點的液體熱 q_e 之差：

$$Q_1 = \text{面積 } D_1EAB'BC_1D_1 = \lambda_1 - q_e$$

在等壓過程內，蒸汽所獲得的熱量等於過程起點和終點的焓差。所以

$$Q_1 = \lambda_1 - q_e = i_1 - i'_e$$

蒸汽沿 p_2 定壓綫 CD 所放出的熱量 Q_2 用面積 $C_1CDD_1C_1$ 量度，等於 C 點的總熱量 λ_2 與 D 點的液體熱 q_2 之差或此兩點的焓量 i_2 和 i'_2 之差，即

$$Q_2 = \lambda_2 - q_2 = i_2 - i'_2$$

轉變為有用之功的熱量等於：

$$Q_0 = Q_1 - Q_2 = (i_1 - i'_e) - (i_2 - i'_2)$$

或

$$Q_0 = (i_1 - i_2) - (i'_e - i'_2) \quad (168)$$

此為 1 尅蒸汽在郎肯循環內精確的作功公式。

由於液體的壓縮性小，可取 $v'_2 = v'_e$ ，則 E 和 D 兩點的液體焓 i'_e 和 i'_2 可寫成下列關係式：

$$i'_e = i'_2 + A(p_1 - p_2)v'_2$$

即

$$i'_e - i'_2 = A(p_1 - p_2)v'_2$$

將 $(i'_e - i'_2)$ 之值代入 (168) 式得：

$$Q_0 = (i_1 - i_2) - A(p_1 - p_2)v'_2$$

或

$$Q_0 = (i_1 - i_2) - AL_N \quad (169)$$

因為 $A(p_1 - p_2)v'_2 = AL_N$ 給水泵所耗的功。

因而在 $T-S$ 圖上獲得和前述由 $p-v$ 圖上所求出的相同公式。

循環的熱效率，由轉變為有用功的熱與循環中所給工質的熱量之比來決定，即

$$\eta_t = \frac{Q_0}{Q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - A(p_1 - p_2)v'_2}{(i_1 - i'_2) - A(p_1 - p_2)v'_2} = \frac{(i_1 - i_2) - AL_N}{(i_1 - i'_2) - AL_N} \quad (170)$$

因為

$$Q_1 = i_1 - i'_e = (i_1 - i'_2) - A(p_1 - p_2)v'_2$$

此為決定郎肯循環熱效率的精確公式。

對於普通蒸汽壓力，液體容積遠較蒸汽容積為小，常可予以略去，並在 $p-v$ 圖上可取液體飽和綫與縱座標軸相重合。在此種情況下 $p-v$ 圖上的郎肯循環如圖 168 所示之形狀。對於所論的汽力裝置，此種假定即等於略去水泵所耗之功。

當略去給水泵所耗之功時，每尅蒸汽的有用之功用面積 $abcd$ 來量度。以熱的單位表示時，等於：

$$Q_0 = AL_0 = i_1 - i_2$$

而循環的熱效率：

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} \quad (171)$$

在此種情況下， $T-S$ 圖上的郎肯循環因為實際上其定壓加熱給水綫和液體飽和綫相重合，可以圖形 $ABCD$ 表示（圖 169）。

實際上，若略去水在絕熱壓縮過程中溫度的改變（見圖 167），則 E 點和 D 點相重合，而定壓綫 MEA ，亦即定壓綫 ND 與液體飽和綫相重合。如此，則循環成為圖 169 所示的形狀。在此種情況下液體加熱綫和飽和綫 EA 重合。

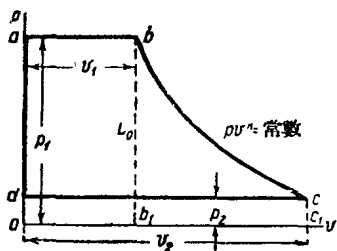


圖168

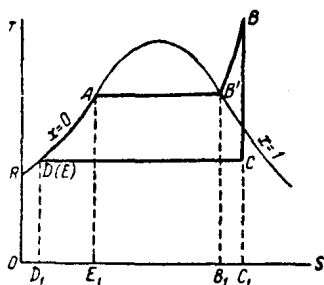


圖169

1 尅蒸汽當其完全絕熱膨脹至排汽壓力時的功 ($AL_0 = i_1 - i_2$)，稱為蒸汽的分配功 (可用功)。

郎肯循環的蒸汽分配功及其熱效率可藉 $v-p$ 圖及 $S-I$ 圖決定之。

在 $v-p$ 圖上蒸汽的分配功 $L_0 = \frac{1}{A_0} (i_1 - i_2)$ 或 1 尅蒸汽在郎肯循環內用面積 $abcd$ 量度之功 (見圖168)，等於

$$L_0 = \text{面積 } Oab b_1 + \text{面積 } b_1 b c c_1 - \text{面積 } c_1 c d O$$

$$= p_1 v_1 + \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2$$

即

$$L_0 = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ 尅米} \quad (172)$$

式中: $\frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$ —— 蒸汽絕熱膨脹功，用面積 $b_1 b c c_1$ 量度

k —— 絕熱膨脹指數

利用絕熱方程式 $pv^k = \text{常數}$ ，可寫出

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (173)$$