

書叢小學工

廠 力 汽

著 硯 廷 鄭

行 發 館 書 印 務 商



工 業 概 論

汽 力 廠

鄭 廷 珣 著

務 印 書 館 發 行

中華民國二十三年四月初版

(63401)

工學叢書 汽力廠 一冊

每冊定價大洋伍角 本書減去售價二分

外埠酌加運費隨費

著者 鄭廷琰

發行人 王雲五

印刷所 上海河南路商務印書館

發行所 上海及各埠商務印書館

版 翻
權 印
所 必
有 究

汽力廠

目次

第一章	小規模之汽力廠	一
第二章	燃料	一四
第三章	燃燒	二九
第四章	汽鍋爐	四一
第五章	通風與通風器	六五
第六章	往復汽機	八〇
第七章	汽渦輪機	一二二
第八章	凝汽器	一五三
第九章	唧機	一七六

汽力廠

第一章 小規模之汽力廠

概論 各種實業所需動力 (power) 之大部分，均賴汽力廠 (steam power plant) 供給之內燃機 (internal combustion engine) 進步雖速，水力 (water power) 發展雖廣，然因種種關係，汽力廠仍未失其特殊之地位，即今後若干年間，或亦無變更也。設立動力廠之目的，自在以最低廉之代價，在適用處所發生動力，以供吾人之利用。第色爾機 (Diesel engine) 所需之燃料，較任何其他之原動機 (prime mover) 所需者為少，而水電廠 (hydro-electric plant) 則無需燃料。據此，則二者似將有替代汽力廠之趨勢，良以其過耗燃料故也。雖然，若細審之，則又不然，蓋汽力廠過耗燃料，只為影響總力價 (cost of power) 各種要素之一，而水電廠與第色爾機，

就一方面而論，固屬優良，但從他方面觀之，亦各有其弊。例如大瀑布多離實業中心甚遠，且若以水電廠與汽電廠（steam electric plant）相較，倘兩者產生之能量相等，則水電廠之初價（first cost）常高於汽電廠者。第色爾機只能適用液體燃料，且其能量較小，用於甚大之總廠，即不甚相宜，但於規模較小之處，第色爾機之應用日漸增多，因其熱效率（thermal efficiency）甚高故也。至若近時之汽渦輪機（steam turbine）廠，雖汽渦輪機之熱效率不高，然因其初價較低，佔地小而所生之能量頗大，所需之工價與管理費極廉，工廠又可設立於與需用動力相近之處，此等利益，足能抵償汽渦輪機之低熱效率而有餘，故汽渦輪機廠亦有其相當之地位。總之，各式原動機，各有其優越之價值，要在設立者將各種要素，詳細研究，然後慎加選擇可也。

汽力廠之分類 汽力廠可分為二類：一曰獨立廠（isolated station）；一曰總廠（central

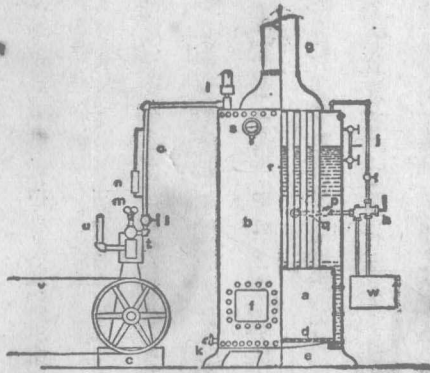
station）。如只供給動力或熱於一建築物者，謂之獨立廠；但建築物之仰給動力或熱於獨立廠者，每每不限於一。如供給動力或熱於遠近不同之多數消費者之汽力廠，謂之總廠。倘距離甚遠，常用高壓（high tension）電流傳至配電所，將電壓變低，然後分配於附近各消費者。

汽力廠又可按其廢汽 (exhaust steam) 之處理法，分爲凝汽廠 (condensing plant) 與非凝汽廠 (non-condensing plant) 二類。若汽廠之廢汽須凝結，而其目的在降低反壓力 (back pressure) 則此種汽廠爲凝汽廠。若汽廠廢汽之壓力，當放出時須稍高於大氣壓力 (atmospheric pressure) 或與大氣壓力相近，則此種汽廠爲非凝汽廠；且最後即令廢汽凝結以供應用，亦不得稱之爲凝汽廠。若以廢汽生熱，或供他種用途，則設立非凝汽廠更爲經濟；若僅利用廢汽之一小部份，或汽廠設立之目的只在供給動力，則凝汽廠尙矣。又生熱或其他用途所需廢汽之量若爲變數，同時所需之動力又甚大，則仍可設立凝汽廠；當需要多量廢汽時，可於廢汽從汽機 (steam engine) 或汽渦輪機至凝汽器 (condenser) 之過程中，抽取一部以增補之。

小規模之非凝汽廠 第一圖爲一極簡單汽力廠主要部分之略圖，諸部俱備，各附屬物 (accessories) 亦可於圖中見之。d 爲止回閥 (check valve)；e 爲給水管 (feed pipe)；s 爲汽壓表 (steam gage)；t 爲滴盅 (drip)；u 爲排洩管 (exhaust pipe)；v 爲引動電機 (dynamo) 之引帶 (belt)；及 w 爲給水櫃 (feed water tank)。若所需之動力不大，且間時

而作，如舉重機械及牽輓機 (traction machinery) 之類，則與此廠之組織極相宜。此類機器所需之動力，鮮有超過五〇馬力 (horse power) 者，動作之時間通常又短促，故對於簡單與初價低廉二點，應較燃料之經濟更為重要。此廠之主要部分有三：爐 (furnace) a，鍋爐 (boiler) b，與汽機 c 是也。爐之功用，自為燃燒燃料；燃料在燃燒時所生之熱，一部分為鍋爐中之水所吸收，以成蒸汽 (steam)。蒸汽輸入汽機之汽筒 (cylinder) 內，即施其作用於活塞 (piston) 上，推之使動；迨工作已畢，乃由一管輸入大氣 (atmosphere) 中。工作繼續進行，燃料與水乃照產生動力所需要之比例，按時添入。

在此種小汽廠內，除鍋爐與汽機等外，尚須裝設各種附屬物，操作方能圓滿進行。爐柵 (grate)



第一圖 小規模之非凝汽廠

d 爲燃燒時支持燃料之用，由許多鑄鐵 (cast iron) 條組成；兩鐵條間留有空隙，爲空氣由柵下經過燃料層之通路。不燃燒之固體物質，則墜入灰膛 (ash pit) e 中，而由灰門 (ash door) 移去之。由柵下輸入爐中之空氣，又可用灰門調節之。燃料由爐門 (fire door) f 加入爐中；燃料層上如需要空氣時，此門又可爲供給空氣之入口。燃燒房 (combustion chamber) 乃燃料層與汽鍋受熱面 (heating surface) 間之空間，爲由固體燃料所得之燃燒氣體，在未受鍋爐面冷卻之前氯化之處所。烟突 (chimney 或 stack) g 之爲用，一方面在輸出燃燒產物於大氣中，一方面在吸引空氣經過燃料層，而使爐中通風。有時用壓迫通風 (forced draft) 器輔助烟突，有時完全代替之。受熱面爲鍋爐面積之一部分，來自爐中之熱氣，一與之接觸，熱氣所含之熱，遂被其吸收，而傳於鍋爐中之水。在小汽廠如第一圖所示者內，受熱面之大部分，乃水平線下多數之火管 (fire tube) r，即熱氣經過其中之管。過熱面 (superheating surface) 爲受熱面之一部分，其內面與燃燒之熱氣接觸，外面則與蒸汽接觸。水平面上之容積，謂之汽容積 (steam space)。迫水入鍋爐之器具，以給水唧機 (feed pump) 或噴射器 (injector) h 爲之均可，惟在小汽

廠如上所述者，用唧機 (pump) 者甚鮮，通常所用者為噴射器，以噴射器之價值較低廉也。與鍋爐汽容積相通處有安全閥 (safety valve) i，蒸汽之壓力 (pressure) 過高時，能自動開啓，放蒸汽入大氣內。水管表 (gauge glass) j 為測水平面高低之用，上端與汽容積相通，下端則與水容積相通。易鎔塞 (fusible plugs) 插入水平面可至之最低處所之鍋壳 (shell) 內，以鎔點最低之合金製成，與蒸汽相遇即融，倘水平面低至危險之程度時，蒸汽可由此處逃出，發聲而告警，鍋爐因是不致爆炸而得救。噴射塞門 (blow off cock) h 在鍋爐之最低部分，為洩水或噴出沉積物而設。鍋爐之蒸汽出口，通稱曰蒸汽噴管 (steam nozzle)。

單式汽機 (simple steam engine) 之重要附屬物為調節閥 (throttle valve) l，調速器 (governor) m 及潤滑器 (lubricator) n 等。閥調節供給汽機蒸汽之量，調速器調正汽機之速度，潤滑器與汽管 (steam pipe) o 相連，給油與活塞及閥，使之潤滑。各軸承 (bearings) 所需之油，則由安放於適宜地位之油盅 (oil cups) 供給之。滴盅安置於易生水囊 (water pocket) 之處，以便將凝結之水洩出。為汽機所運轉之機器，或直接與曲柄軸 (crank shaft) 。

相連，或藉調帶與飛輪聯絡，或藉聯動裝置聯於汽機。

在此種小汽廠內，除因烟突太短，不能造成所需要之通風時，其廢汽可由烟突內放出，藉以增加通風之強度外，即無有欲用其廢汽者。若利用冷空氣與烟突內熱氣兩者不同之密度以通風，此種通風，稱曰自然通風 (natural draft)；如用廢汽輔助自然通風，此種通風，稱曰機械通風 (mechanical draft)。由一定重量燃料所實得之動力甚少，鮮有多於燃料熱值 (heat value) 11.5% 者。一座四〇馬力之汽力廠，其各種損失之分配，約如下述：

英熱單位

一磅煤之熱值

11,000

從鍋爐與爐所受之損失 (50%)

5,500

相當於一馬力小時 (horse power hour) 之熱量

11,547

生一馬力小時所用之熱 (每馬力小時用五〇磅蒸汽，壓力為八〇磅表壓力 (gauge pressure) 注入汽鍋中水之溫度為華氏六七度)

57,500

蒸汽所含之熱中，其已變成功 (work) 者之百分率 $(\frac{2547}{57500})$

四·四

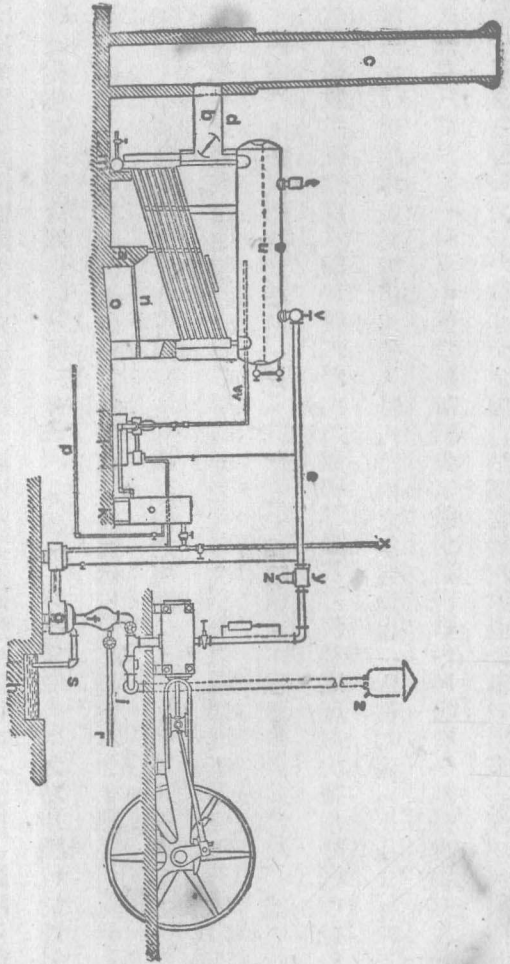
煤之熱值中，其已變成功者之百分率 $(\frac{2547}{57500 \div 0.50})$

11·11

歐洲較小非凝汽廠，因用高級過熱蒸汽 (superheated steam) 及特別設計之汽機與鍋爐，故其效率 (efficiency) 甚高，即小至四〇馬力，其效率亦可達一〇至一二%；一座一一〇馬力之汽力廠，其效率可達一五%。

小規模非凝汽廠中，用汽渦輪機者不多，因廠既小對於汽渦輪機廠之初價、管理費、維持費，及所佔之地面等，皆無特別之節省，且蒸汽之消耗又較高故也。

小規模之凝汽廠 在尋常良好條件之下，一非凝汽廠實際所得之動力，不能多於燃料熱值之七%；在大凝汽廠中，其廢汽雖用以預熱注入鍋爐之水，然燃料熱值之被利用者，亦不過一二或一五%而已，其餘大部分之熱，皆為輸出之廢汽帶去而損失。用飽和蒸汽 (saturated steam) 之非凝汽機，每馬力每小時所消耗之蒸汽為二〇至六〇磅；而凝汽機之蒸汽消耗 (steam con-



m = 泥鼓 (mud drum) n = 爐排 o = 灰盤 p = 冷水供給管 r = 噴射水管 s = 放水管
 b = 安全閥 u = 水平面 v = 停汽閥 (stop valve) w = 給水管 x = 廢汽引洩管 y = 分
 水器 (separator) z, z = 滴盅

第二圖 小規模之凝汽廠

sumption) 每馬力小時可少至一〇磅。據此，可知凝汽廠能節省燃料，實屬顯而易見。

第二圖爲以煤爲燃料之活塞汽機 (piston-engine) 凝汽廠。從汽機輸出之廢汽須凝結，故汽機之反壓力得以減低。鍋爐之式樣與第一圖所示者不同。燃燒產物亦不如第一圖所示，直接由火管而至烟突，但須藉火堰 (bridge wall) a 與障板 (baffles) 之功用，繞行於許多水管 (water tube) 間，以其所含大部分之熱，給與受熱面，然後流經烟道 (breaching, 或 flue) b 以入烟突 c 中。氣體流行之速度，可用安放於烟道內之風閘 (damper) d 以調節之。

鍋爐產生之蒸汽，由主集汽管 (main header) e 引至汽機，俟其工作完畢，乃輸出而入凝汽器 f 內。廢汽入凝汽器時，其潛熱 (latent heat) 爲噴射水 (injection water 或 cooling water) 吸收，遂凝結成水，因於凝汽器內造成一部分真空。汽機之反壓力得以降低，即此故也。由廢汽凝成之水，噴射水，及爲噴射水帶入凝汽器內之空氣，均由一空氣唧機 (air pump) g 抽出，放入熱井 (hot well) h 中。倘空氣唧機失其效力，凝汽器內不復有一部分真空存在時，大氣保安器 (atmospheric relief valve) i 卽自動開啓，廢汽遂由此器放出，斯時汽機仍能照常動作。

所異者，僅廢汽不復凝結耳。大氣保安器係一大止回器。大氣壓力直接壓於其上；如凝汽器內有一部分真空存在時，此器即關而不啓，若器內無此一部分真空存在時，廢汽之壓力遂大於大氣壓力，大氣保安器即被開啓。

注入鍋爐之水，仰給於熱井或其他之水源。第二圖所示者係取之於冷水供給處所；冷水入預熱器 (Heater) k 後，被來自空氣唧機及給水唧機之廢汽，將其溫度增高，並藉地心吸力，吸之至給水唧機 l，此給水唧機即迫之入鍋爐內。預熱器、唧機，及凝汽器聯合之法甚多，視情形而定。給水唧機，空氣唧機，汽力廠內之各小汽機，通常均稱之曰輔助機 (auxiliaries)。

設計良好之汽力廠，與第二圖所示相似者，當在優良負載量之條件下，能將燃料熱值之一〇%變為電能；熱之分配約如下表所示：

熱之損失屬於鍋爐者

損失屬於燃料墜入爐柵下者

損失屬於不完全之燃燒者

損失屬於熱爲烟突內之氣體帶去者

一六%

損失屬於輻射等者

八%

總數

三〇%

汽機及輔助機所耗之熱〔每指示馬力小時(indicated horse power

hour)消耗一六磅蒸汽,絕對壓力(absolute pressure)爲一

五〇磅,注入鍋爐之水爲華氏二一〇度。〕

一六、二五〇英熱單位

汽機及發電機(generator)之摩擦力(friction)所消耗之熱

(一〇%)

一、六二五英熱單位

漏泄(leakage)輻射等所消耗之熱(二%)

三三五英熱單位

總數

一、八二〇英熱單位

相當於一電馬力小時(electrical hp.-hr.)之熱

二、五四七英熱單位

蒸汽之熱值中,其已變成電能者之量

一四・〇%(近似值)

燃料之熱值中，其已變成電能者之量 $(\frac{2847 \times 0.7}{18200})$

九八·%

第一章 小規模之汽力廠

第二章 燃料

概論 燃料之價值，為發生汽力主要費用之一，且逐漸增漲，故為節省燃料及人工起見，常投較大之資本，以為置備之用，其關係殊重要也。如一地特種燃料之產量甚豐，所應解決之問題，只為研究燃燒此種燃料之最佳方法。但在同一地方，若有多種燃料可供利用，則應選擇其能與既定或擬建之設置相合者，方為得計；對於燃料之成分，大小，每單位之價值，熱值（Heating value），不燃燒之物，灰，與水分等，及貯藏之需要，與輕便之運輸諸問題，俱應研究，以定取舍。選擇燃料，自應以能以最低廉之價值而能生出所需之動力者為合格。能影響其用途之各事物，均須加以考慮；有時廢物（waste products）之處理，竟為選擇燃料要素之一，惟此只屬特別情形，不能一概論之。至鍋與爐之設計，應與所選擇之燃料適合，自不待言。

燃料之分類 發生蒸汽之燃料，其最通用者，可分為三類：

(一) 固體燃料 固體燃料又分爲天然者與人造者二種。前者如煤 (coal)、褐煤 (lignite)、木柴 (wood)、及泥煤 (peat) 等屬之；後者如焦煤 (coke)、木炭 (charcoal)、及煤磚 (briquette) 等屬之。

(二) 液體燃料 液體燃料亦分爲天然者與人造者二種。前者如粗油 (crude oils) 後者如蒸餾油 (distilled oils)、煤膏 (coal tar)、氣油 (gas oil) 之類皆屬之。

(三) 氣體燃料 氣體燃料亦分爲天然者與人造者二種。前者如天然燃氣 (natural gas) 後者如鼓風爐燃氣 (blast-furnace gas)、焦煤爐燃氣 (coke-oven gas)、煤氣 (coal gas)、水氣 (water gas)、發生爐燃氣 (producer gas)、油氣 (oil gas) 等皆屬之。

固體燃料 固體燃料或爲植物，或爲植物埋沒於地中變成；其形狀各異，視所遇之情形或所受之地質變化而分爲多種，從纖維素 (cellulose) 至石墨無烟煤 (graphitic anthracite) 各時期中，每經一時期，所含碳之成分即較前一時期增加，而氮之成分即較前一時期減少。各時期中化學變化之程序，約如下表所示：

從純纖維素變成石墨無烟煤各時期中之化學變化表（水分灰硫均未列入）

物 質	碳	氫	氫	氧
純纖維素	四四·五	四九·四	六·一	
木柴	五〇·〇	四三·〇	五·七	一·三
泥煤	六〇·〇	三二·五	五·五	二·〇
褐煤	六六·五	二六·五	五·五	一·五
次烟煤 (sub-bituminous coal)	七五·〇	一八·〇	五·五	一·五
烟煤 (bituminous coal)	八二·〇	一一·〇	五·四	一·六
半烟煤 (semi-bituminous coal)	八〇·五	七·〇	五·〇	一·五
半無烟煤 (semi-anthracite coal)	九一·〇	四·〇	三·五	一·五

無烟煤 (anthracite coal)	九三·二	三·〇	一一·五	一·一
石墨無烟煤	九七·三	二·一	〇·五	〇·一

固體燃料之成分 若分析各種固體燃料，可知皆為碳，氫，氮，硫，及土質所組成，但組成各燃料之比例則極不相同。若從燃燒之觀點立論，只碳與氫為有用之物，其餘皆可視為雜質；即碳氫二物，其全體亦不盡供利用，蓋碳之一部分若為碳酸鹽，氫之一部分若為水，對於燃燒即為無益之物。欲決定某種燃料之成分若何，常用之法為近似分析 (proximate analysis) 與終極分析 (ultimate analysis) 二種。

(一) 近似分析 此法簡而易行，燃料之性質已能明白顯出。水分，灰，固定碳 (fixed carbon) 及揮發物 (volatile matter) 等之百分率，均可用此法以鑑定之；若為商業之近似分析，且須鑑定硫之成分，及燃料之熱值。

決定水分之法，係將試料 (sample) 保持於華氏二二〇度之溫度中，約一小時後，其所失

之重量，即爲此試料所含水分之量；此量並非精確之數，蓋一部分可揮發之燃燒物質（combustible matter），在此溫度亦能被蒸出而損失，且所含之水分，亦未必完全蒸發也。惟用此法所測定之水分，已能表明一比較之標準，故尚適用。水分不僅增加運輸及處理燃料之費用，且燃燒時吸收爐中之熱，均爲其缺點。無水分之固體燃料，通稱曰乾燃料（dry fuel）。

灰爲燃料完全燃燒後所遺留之物，能減少燃料之熱值，增加運輸及處理費用，且常成爲可厭之鎔渣（clinker），均爲其缺點。從固體燃料中減去水分與灰之成分所遺留之物，雖其中含有不燃燒之氫與氮，通常皆稱之曰燃燒物質。

揮發物質爲將乾燃料置於密閉器中，在相當溫度中熱之，至重量不變時所失去之物。對於燃燒不可有烟之處所，揮發物質之百分率不能太大，是應特別注意者也。

固定碳爲從乾燃料中除去灰及揮發物質所剩餘之物質。燃料中若含有硫，常能生成鎔渣，又或與水分化合，造成硫酸，而有蝕壞金屬物質〔如節熱器（economizer）〕之性質。

（二）終極分析 終極分析所應爲之事，乃決定燃料中所含之碳，氫，氮，硫及灰之成分。手

續雖較繁，惟結果甚精確。燃料之熱力所受意外之損失，亦可藉是求得。

在工程上多數用途，無須用終極分析以求極精確之結果。若以下列各式從近似分析求燃料之化學成分，所得結果，已足為多數工程計劃之用。

$$H = V \left(\frac{7.35}{V+10} - 0.013 \right) \dots\dots\dots (1)$$

適用於無烟煤及半無烟煤 $\dots\dots N = 0.07 V \dots\dots\dots$

適用於烟煤及褐煤 $\dots\dots\dots = 2.10 - 0.012 V \dots\dots\dots (2)$

適用於無烟煤 $\dots\dots\dots C = F + 0.02 V^2 \dots\dots\dots$

適用於半無烟煤 $\dots\dots\dots = F + 0.9 (V - 10) \dots\dots\dots (3)$

適用於無烟煤 $\dots\dots\dots = F + 0.9 (V - 14)$

適用於褐煤 $\dots\dots\dots = F + 0.9 (V - 18)$

上列各式中：

H 為燃燒物質中氫之百分率，

V 爲燃燒物質中揮發物質之百分率，

N 爲燃燒物質中氫之百分率，

C 爲燃燒物質中碳之全量（固定碳與揮發碳）之百分率，及

F 爲從近似分析求得之固定碳之百分率。

煤中所含之硫，能增加 V 之值，故由計算所得之碳質，應較燃燒物質中所含真實之碳質爲多。煤 世界上所有熱與動力之大部分，均由煤供給之，故煤在各種燃料中，實居最重要之位置。煤之分類雖有種種，但比較通用者，係依由褐煤變成無烟煤所經變化之程序，而分爲六類：無烟煤；半無烟煤；半烟煤；烟煤；次烟煤；褐炭。茲但述數種對於發生蒸汽有重要關係者於後：

（一）無烟煤 此煤幾全由固定碳組成，燃燒時溫度甚高，且無烟，最合在城市中工廠之用。煤塊之較大者，價值甚昂，不合動力廠之用；動力廠中所用者，其直徑常小於一英寸之四分之三。

（二）半烟煤 此煤所含之揮發物質較半無烟煤爲多，熱值甚高，所含之水分、灰及硫等成分復低，火焰不長，誠發生蒸汽最佳之燃料也。

(三) 烟煤 發生蒸汽之燃料，以此煤之應用為最廣。所含之揮發物質與固定碳之成分大約相等。依其受熱或燃燒時結塊與否，而分為結塊者與不結塊者二種。結塊烟煤頗合製造焦煤之用，但如在爐柵上燃燒，則常有阻止空氣輸入之虞。

(四) 焦煤 焦煤大都由結塊之烟煤蒸餾而成。乾焦煤之成分為固定碳，灰及少量之揮發物質與硫。用之以冶金及製造煤氣者甚廣，用之以發生蒸汽者則甚少。

固體燃料之熱值 一單位重量燃料完全燃燒所生之熱，謂之燃料之熱值。決定熱值之法，或用熱量計 (calorimeter) 或基於分析所得之結果，用度隆公式 (Dulong's formula) 以求之。由前法所得之結果甚精確，後法僅近似而已。且用度隆公式以求褐煤，木柴及含氫氫成分甚多之燃料之熱值，所得結果，極不可靠。

$$hd = 14600 C + 62000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 4000 S \dots\dots\dots (4)$$

式中：hd 為熱值，每磅燃料以英熱單位計之，及 C, H, O, 及 S 順次表示每磅燃料中所含碳，氫，氧，及硫之重量成分。

煤之大小及洗滌 市上所售之煤，其大小頗不一致，從塊狀至粒屑，可別為多種，且漫無標準，常隨種類與地域而異。惟欲得最高之效率，其大小須均勻而後可。人工添煤之爐，塊狀與粒屑均無甚關係；對於裝設添煤器 (stoker) 之爐，塊狀煤即不合用。為一既定之情形，最佳之大小，常視通風之強度 (intensity of draft) 添煤氣或爐柵之種類，及添煤之方法而定。選擇若善，對於經濟方面頗有裨益。

洗滌煤之目的，乃為分離其雜質，如泥板石 (slag)，硫及灰等，以減少灰之分量，蓋此等物質於燃燒後多成為灰也。煤經洗滌後，灰分約減少一半，硫亦可被除去一部分。

煤之選擇及購入 煤之選擇，與經濟之關係至鉅，未決定用何種煤之先，不可不特別研究，後述各點，為選擇之標準：

- (一) 汽鍋與爐之式及大小；
- (二) 負載量 (Load) 條件，普通負載量與極大負載量；
- (三) 有效之通風及其節制方法；

(四) 煤之性質，如：

(甲) 水分及其對於燃燒物質之影響；

(乙) 揮發物質及其與爐式之關係；

(丙) 灰及其分量，與鎔化性，並變成鎔渣之傾向；

(丁) 硫量及其與他物如何化合；

(戊) 用熱量計決定之熱值；

(己) 燃燒時結塊之性質；

(庚) 貯藏及自焚之傾向；

(五) 煤之大小對於設備之關係。

選擇既決，第二步即為與煤商定立合同。後述各事，合同中均須載明之：

(一) 所購之煤之重量及其性質；

(二) 交付之條件；

(三) 與合同不符時之條件;

(四) 熱值, 水分及灰分如有變動, 煤之價值亦應隨以改正;

(五) 選取試料之方法;

(六) 指定由何人分析。

若為普通小廠, 欲決定煤之性質, 注意一水分, 二灰, 三煤之大小, 及四熱值四點可也。

水分之量雖變化不定, 但為安全計, 合同中應載明煤中所含有之平均數, 並應載明倘超出規定之量時, 煤商應負賠償之責, 及如少於規定之量時, 購者應將相當之值付與煤商。煤中所含土質 (於煤燃料後即成灰) 之百分率, 應加以特別注意, 以其能影響熱值故也。

所含硫之極大量, 有時亦須指定, 因某種含硫甚多之煤, 常能生成鎔渣故也。

由試料在氫中燃燒所測定之熱值, 常與煤之商業上之蒸發力 (evaporative power) 不符, 但爐之效率, 已能基於所得之結果而決定。在大廠中, 倘該地有各種煤可供利用時, 可將各種性質及大小之煤, 加以試驗, 為一定之金額, 其能蒸發最多之水量者, 即為最佳之一種。若設計新廠, 可

特別研究已設立相似之各廠所用之燃料與添煤器，採用其結果之最佳者可也。倘該地烟害取締極嚴，則燃料與添煤器之選擇，尤須慎加注意。

液體燃料 若從操作點立論，液體燃料優於固體燃料之點殊多；但礦物油（*mineral oil*）因其價值甚昂，故不合固定動力廠發生蒸汽之用。植物油與動物油，甚至酒精，以之作動力廠之燃料，雖與商業之條件相合，但僅屬特別情形。惟礦物油中之石油（*petroleum*），實為動力與發熱之主要液體燃料。油（*oil*）為船舶唯一之燃料，對於海軍之用途，尤屬重要。新油田雖可開採，而含油頁岩褐煤（*oil shale lignite*），煤及某種副產物（*by-products*）雖可製油，但其產量是否豐富，價值是否低廉，在產煤地帶之固定動力廠中，欲與煤競爭，終屬可疑之事。

燃料油之物理性化學性及其熱值 由井中取出之石油，其成分為碳、氫，及少量之氮、硫、氧、水與泥渣等；氮、氧、水分與泥渣等，均可視為雜質，而硫亦非有益之物。若將不同性質之礦物油加以比較，即知其所含化學原質之成分相差甚微，而其物理性相差則甚大；如某某數種石油，其所含碳與氫之百分率頗相似，但其揮發性、比重、及黏度（*viscosity*）等則極不相同。

油以桶 (barrels) 計，每桶四一加倫，以在華氏六〇度時為標準；重由三三〇至三五〇磅，隨比重而異。若非精確估計，燃料油之膨脹係數，為每華氏一〇度，可視作十分之一。倘比較油與煤所佔之體積，即知油所佔者，較煤所佔者約少百分之五〇；為相等之熱值，油之重量，較煤之重量約輕百分之三五。均為燃料油之優點。

各種液體燃料之真實熱值，須用熱量計以求之。石油及其蒸餾產物，如用後式以求其熱值，所得之結果，與正確之數相差不過二%而已。式中之B為波美氏比重計 (Baumé hydrometer) 之度數。

$$\text{英熱單位 (每磅)} = 18650 + 40(B - 10) \dots\dots\dots (5)$$

氣體燃料 氣體燃料因其分子之結構簡單，故容易燃燒，燃時且無烟，與吾人理想燃料之能

完全燃燒之條件相合，並能適用簡單之自動節制法，為液體及固體燃料所不及，誠最佳之燃料也；惟不密實，貯藏殊感不便耳。汽力廠所在地若無天然燃氣或副產物之氣體燃料時，氣體燃料即不適於發生蒸汽之用，因特為發生蒸汽而製造氣體燃料，於經濟方面殊不合算故也。

發生蒸汽所常用之氣體燃料 發生蒸汽最常用之氣體燃料爲（一）天然燃氣（二）鼓風爐燃氣及（三）焦煤爐燃氣等。茲分別略述之。

（一）天然燃氣 其成分，原爲碳、氫及少量之氫、氮等物，有時且含有硫。各種天然燃氣所含碳氫化合物（hydrocarbons）中碳與氫之比例，常相差甚大，如某地所產之燃氣，其成分幾全爲一碳烷（ CH_4 ），而他處所產者，則係富於二碳烷（ C_2H_6 ）或二碳炔（ C_2H_2 ）之成分者。各種天然燃氣皆含一氯化碳（ CO ），並有多數含二氯化碳（ CO_2 ）者。每標準立方英尺（在華氏六八度，壓力每平方英寸一四·七磅時）天然燃氣之熱值爲七二〇至一、七〇〇英熱單位；平均數約爲一、一〇〇英熱單位。

（二）鼓風爐燃氣 係冶鐵爐之副產物；蓋每磅焦煤（焦煤約佔冶鐵燃料之九〇%）能生七〇立方英尺之燃氣。每標準立方英尺之熱值爲八五至一一〇英熱單位。此燃氣所含之塵灰甚多，於其入爐燃燒之先，須用適當之設備以減少之。

（三）焦煤爐燃氣 爲製造焦煤所得之副產物，常含水氣，及煤膏與碳氫化合物等物。每標

準立方英尺之熱值爲四〇〇至五〇〇英熱單位。

燃氣之熱值 欲決定燃氣之熱值，可用熱量計或計算法以求之。後法乃假定一燃氣內之各氣體，係彼此不生關係或不生妨礙者。例如一混合燃氣所含一碳烷爲八〇%，一氯化碳二〇%，則此混合燃氣每立方英尺之熱值，等於每立方英尺一碳烷熱值十分之八，加每立方英尺一氯化碳之熱值十分之二是。

第三章 燃燒

燃燒之普通原理 燃料中之可燃物質，與空氣中之氧化合時，其化合之速度，能使溫度迅速增高者，即可稱曰燃燒。當可燃物質與氧化合時，常生定量之熱；所謂某物質之熱值者，即該物質一單位之重量，完全燃燒時所生之熱也。燃燒時所起之化學反應，常以化學方程式表之。茲將與燃燒有關而最常見之各種化學原質與化合物之符號，相關之原子量，分子量，及化學反應等，列表於後，以爲計算時之參考：

與燃燒有關而最常遇之各種原質及化合物表

物 質	化學符號	相關之分子 量($O_2=32$)	化 學 反 應	熱值(每磅以英熱單 位計之)
碳	C	12	$C + O_2 = CO_2$	14,600

碳	C	1111	$2C + O_2 = 2CO$	四、四四〇
一氯化碳	CO	1118	$2CO + O_2 = 2CO_2$	四、三五四
氫	H ₂	11	$2H_2 + O_2 = 2H_2O$	六、一一、一〇〇
硫	S	11111	$S + O_2 = SO_2$	四、〇〇〇
硫	S	11111	$2S + 3O_2 = 2SO_3$	五、九四〇

與燃燒有關而最常遇之各種氣體原質及化合物表

氣體	化學符號	相關分子量 (O ₂ = 32)	密度及容積*	完全燃燒所需之空氣熱值			
			每100立方呎以磅計之	每磅氣體以立方呎計之			
一氯化碳	CO	28	9.17	13.75	2.4	3.8	
氫	H ₂	2	0.31	171.00	34.20	2.1	3.5

空氣	與 $O_2 + 3.82 N_2$ 相當	二元	七.五二	一三.三〇			
二氮化碳	CO_2	四	一一.四三	八.七五			
氮	N_2	二六	七.二八	一三.七四			
氮	O_2	三三	八.三三	一一.〇三			
二氮化硫	SO_2	六四	一六.六五	六.〇〇			

* 在華氏六八度及在大氣壓力時爲準。

空氣之混合成分 空氣爲燃燒時氮之來源，吾人欲研究燃燒問題，即不可不知其混合之成分。在工程上，空氣所含少數之水分，及二氮化碳，氮，氫，氫等與其他原質之微痕，可略而不計，而視爲由氮與氧所組成；氮與氧之比例，按重量言，爲七七比二三；按容量言，爲七九比二一。

亞佛加德羅氏定律 量各種氣體原質，混合物，及化合物等所常用之單位爲容量；欲知由重

量轉換成容量之法，即不可不知亞佛加羅德 (Avogadro) 氏定律：在同溫度及同壓力時，相等容積之各種氣體，其所含之分子數皆相等。下式即依此定律而成者。

$$\frac{PV}{T} = \frac{1544}{M} \dots\dots\dots (6)$$

式中：

P 為壓力 (以每平方英尺之磅數計之)

V 為比體積 (specific volume) (以每磅之立方英尺數計之)

T 為絕對溫度 (華氏度數)

M 為氣體之分子量 ($O_2 = 32$)

在標準溫度 (華氏六八度) 及標準壓力 (每平方英寸一四·七磅) 時，前式可簡書之為：

$$V = 385 \div m \dots\dots\dots (7)$$

而下列各氣體一磅之容積為：

$$\text{氮} = 385 \div 32 = 12.03 \text{ 立方英尺,}$$

$$\text{氮} = 385 \div 28 = 13.75 \text{ 立方英尺,}$$

$$\text{二氯化碳} = 385 \div 44 = 8.75 \text{ 立方英尺,}$$

$$\text{空氣} = 385 \div 28.92 = 13.30 \text{ 立方英尺,}$$

碳氫及硫之燃燒 (一) 碳幾為各種燃料中之主要可燃物質, 燃料燃燒後碳若成為二氫

化碳, 則燃燒已屬完全, 若成為一氯化碳, 則燃燒尚未完全, 以一氯化碳仍為可燃物質也。碳若燃燒完全, 即與氫化合成二氯化碳, 其所生之熱, 每磅碳約為一四、六〇〇英熱單位。其化學反應及分子量如下:



$$12 + 32 = 44$$

$$\text{或 } 1 + 2\frac{2}{3} = 3\frac{2}{3}$$

即一磅碳完全燃燒後, 即成三又三分之二之二磅二氯化碳, 其所需之氮為二又三分之二之二磅。而每百分空氣中含有氮二三, 故一磅碳完全燃燒所需之乾空氣為 $2\frac{2}{3} \times \frac{100}{23} = 11.58$ 磅。

(11) 氫於燃燒時與氮化合成水蒸氣 (water vapor) 之化學反應為：



$$2 \times 2 + 32 = 2 \times 18$$

$$1 + 8 = 9$$

即一磅氫燃燒成九磅水所需之氮為八磅。而所生之熱約為六二、〇〇〇英熱單位。由是求

得每磅氫完全燃燒所需之空氣為 $8 \times \frac{100}{23} = 34.8$ 磅。

氮雖可單獨存在，或與他原質化合而存於各種燃料中，但在工程上，可假定燃料中所有之氮，均係與氮化合成水而存於其內者。故燃料中可供燃燒之氮，僅為 $\text{H} - \frac{1}{8}\text{O}$ (氮與氮化合成水之比例為一比八) 而每磅氫從空氣內所取之氮為 $8 (\text{H} - \frac{1}{8}\text{O})$ 磅，所需之乾空氣為 $34.8 (\text{H} - \frac{1}{8}\text{O})$ 磅。

(三) 硫於燃燒時與氮化合，或成二氮化硫，或成三氮化硫，視爐之情形而定，但通常則成二

氮化硫：



$$32 + 32 = 64$$

$$1 + 1 = 2$$

即一磅硫燃燒成二磅二氯化硫所需之氮為一磅；所需之乾空氣為 $1 \times \frac{100}{23} = 4.35$ 磅。每磅

純硫燃燒成二氯化硫時所生之熱為四、〇〇〇英熱單位。

完全燃燒所需空氣之量 設以 C, H, O 及 S 順次代表燃料中碳, 氮, 氧及硫之重量成分。據前

節, 每磅燃料完全燃燒所需純氮之重量 (以 A_0 代之) 及乾空氣之重量 (以 A_1 代之) 應為:

$$A_0 = 2.66 C + 8 \left(H - \frac{1}{8} O \right) + S \dots\dots\dots (11)$$

$$A_1 = 11.58 C + 34.8 \left(H - \frac{1}{8} O \right) + 4.35 S \dots\dots\dots (12)$$

每磅不相同之燃料, 燃燒時所需空氣之重量雖甚不一致, 然若不以一磅燃料為單位, 而以能生 10、000 英熱單位之燃料之重量為單位, 則數百種固體燃料 (從泥煤至無烟煤) 所需乾空氣之平均重量, 每一〇、〇〇〇英熱單位為七·五磅 (最大之錯誤不能超過四%)。液體

燃料所需之空氣以重量計之；氣體燃料所需者則以體積計之。

以上及前節所論，均係燃料在理論上所需空氣之量。實際上所需空氣之量，較理論上所需者須多一·五至二倍，即每磅燃料所需之空氣為一八至二四磅。

燃燒產物及其分析 普通燃料完全燃燒後所得之產物〔通稱曰焰道氣 (Flue gases)〕

為： CO_2 、 N_2 、 H_2O 、 SO_2 、灰，及少量可燃原質之氯化物；若空氣過多，產物中尚含有遊離之氯於其內。倘燃燒不完全，產物中常含有 CO 、 H_2 、烟炭及各種碳氫化合物等。完全燃燒所得之產物係無色而不能見之氣體，故若有可見之烟（已凝結之水蒸氣與被包含之微塵除外）出現時，即為燃燒不完全之特徵。

所供給空氣之量適當與否，可由分析焰道氣所得之結果而推知。決定燃燒時熱量所受之損失，焰道氣之分析，頗關重要。某種燃料完全燃燒後，所得二氯化碳之真實體積為一常數，且與空氣過多無關，但當過多空氣之量增加時，則其體積之百分率減少；而未化合之氯之真實體積與其體積之百分率，常隨過多空氣之量而增加。故二氯化碳或未化合之氯，可視為既知燃料完全燃燒時

空氣過多之指標；惟燃燒若不完全，除知未經燃燒之可燃物質之性質與數量外，即不能視二氯化碳之百分率或氮之百分率為空氣過多之指標。雖然，在實際上，因鍋爐中生成之焰道氣，其所含之未經燃燒之可燃物質之量常小，故仍可視斯二者之一為指標也。

茲將各種燃料在理論上所需空氣之量，及完全燃燒後焰道氣內二氯化碳之最大百分率，列表於後，以供參考：

理論上所需空氣之量及焰道氣內二氯化碳之最大百分率表

燃料 (已除去水分 及灰分者)	極分					每磅 燃料 熱單位	每萬英 熱單位	二氯化碳 (體積之 百分率)
	C	H	N	O	S			
純碳	100.00	11.56	7.8	110.91
無烟煤	94.39	1.77	0.71	2.13	1.00	11.39	7.7	110.66
半無烟煤	89.64	3.97	0.63	3.33	2.53	11.59	7.6	110.00

半烟煤	八六·三九	四·八四	一·四六	五·五〇	一·八一	一一·四一	七·六	一八·六五
烟煤	七九·七一	五·五二	一·五三	九·八七	三·三八	一〇·七〇	七·五	一八·四六
次烟煤	七八·〇六	五·七〇	一·三五	一三·一〇	一·七九	一〇·二四	七·五	一八·五六
褐煤	三〇·六四	四·六一	一·三三	三三·六七	〇·八六	八·七五	七·六	一九·六八
泥煤	五九·四二	五·五〇	一·五〇	三三·三三	〇·二五	九·三〇	七·六	二〇·七九
粗油	八四·九〇	一三·七〇	〇·六〇	〇·八〇		一四·四五	七·四	一五·九〇

燃料燃燒時所受之各種損失 操作甚佳之鍋爐所吸收燃料熱值之量，平均在八〇%左右；

其能吸收八五%者，乃屬例外。汽鍋與爐之熱平衡 (Heat balance) 乃各種損失之熱與被利用之熱所構成。各種損失中，其屬於已產生之熱而由烟突逃出者為：(一) 乾焰道氣所攜去之熱，(二) 蒸發燃料中所含水分所需之熱，(三) 燃料中之氫，於燃燒時所造成之水 (逃走之初，已變成過熱蒸汽) 所攜去之熱，及 (四) 過熱空氣中所含水分所需之熱；其屬於燃燒方面者為：(一) 逃

走之一氯化碳，(二)墜入爐柵下之全未燃燒或僅部分燃燒之燃料與灰燼 (cinders) 及(11)未燃燒之燃料(一氯化碳以外者，如烟氣)；此外尚有由輻射作用及未被計及之損失等。以上所述各種熱之損失，其中有可以防止者，有不能避免者，一切詳情及計算等，因限於篇幅，不具論，惟附一可為模範之熱平衡於左，藉資參考焉。

熱平衡

(烟煤——以所燒之煤為根據者——無節熱器者)

項	別			
	優越	優良	普通	劣等
汽鍋吸收之熱	八〇・〇	七五・〇	六五・〇	六〇・〇
損失之屬於蒸發煤中水分者	〇・五	〇・六	〇・六	〇・七
損失之屬於蒸發由氫燃燒時造成之水分者	四・二	四・三	四・三	四・四
損失之屬於乾焰道氣所攜去之熱量者	一〇・〇	一三・〇	一七・五	二〇・〇

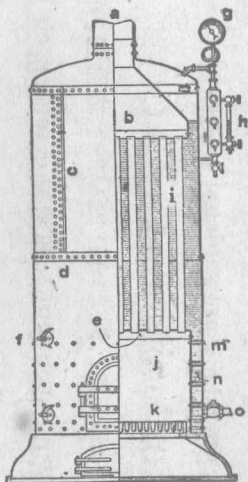
損失之屬於一氯化碳所帶走者	0.2	0.3	0.5	1.0
損失之屬於墜入爐柵下未經燃燒之可燃物質者	1.5	2.4	4.5	5.5
損失之屬於熱空氣中所含之水分者	0.2	0.2	0.3	0.4
損失之屬於未被燃燒之氫，碳氫化合物，輻射，及未計及之各種損失者	3.4	4.2	7.3	8.0
煤之熱值	100.0	100.0	100.0	100.0

第四章 汽鍋爐

鍋爐之分類 (一) 就爐之設置而論，可分爲內燃鍋爐 (internally fired boilers) 與外燃鍋爐 (externally fired boilers) 二種；(二) 就水與熱氣流過之地位而論，可分爲水管 (water-tube) 鍋爐與火管 (fire-tube) 鍋爐二種；(三) 就管之排列而論，可分爲直立 (vertical) 平置 (horizontal) 與斜置 (inclined) 三種；(四) 就管之曲度而論，可分爲直管 (straight tube) 式與曲管 (curved tube) 式二種；(五) 就鍋爐之用途而論，可分爲固定 (stationary) 船舶 (marine) 與機車 (locomotive) 各式；及(六) 就蒸汽之壓力而論，可分爲高壓 (high-pressure) 與低壓 (low-pressure) 二式，此外分類之法尙多，不具論。鍋爐分類之法雖多，但均不完善，今只擇其最普通者，分別述之。

直立火管鍋爐 (vertical tubular boilers) 第一圖與第三圖均爲內燃式可移火管鍋

爐之可為模範者。圓筒鍋殼之下端為火室 (fire box)；火管位於鍋殼內，經爐之頂板 (crown



- a = 烟突 b = 管板 c = 縱結合 d = 周接合 (ring seam) e = 頂板 f = 手孔 (hand hole) g = 汽壓表 h = 水柱 (water column) i = 火管 j = 爐 k = 爐柵 l = 灰腔 m = 支柱螺桿 (stay bolts) n = 水脚 (water leg) o = 噴射塞門

第 三 圖

沒管式直立火管鍋爐

sheet) 而達於在鍋爐頂之上管板 (tube sheet)。此式鍋爐之大小不一，直徑二四至四八吋，長六〇至一二〇吋；受熱面五〇至五〇〇平方呎 (五至五〇馬力)。火管之直徑通常為二吋，工作壓力 (working pressure) 每平方吋鮮有超過一〇〇磅表壓力者。火管對稱排列，而中留間隙；間隙與火管之切面則成直角，以容易清潔。普通所用者有二種：露管式 (exposed-tube type) 與沒管式 (submerged-tube type) 是也。前者 (第一圖) 之上管板與火管之上部皆暴露於

蒸汽中後者（第三圖）則全沒於水中。頂板與爐柵頂相間之距離，雖極小之鍋爐，亦不能小於二
四吋；欲燃燒優良，則此距離非使之至可能之長度不為功。

此式鍋爐之優點：

- （一）佔地不廣，可以搬移；
- （二）基礎無須十分堅固；
- （三）發生蒸汽甚速；
- （四）初價不高。

其缺點：

- （一）不易進入其內，檢查與清潔均感困難；
- （二）汽容積不大，在重負載量下頻發生汽水迸出之事；
- （三）火管不長，燃燒產物逃出時之溫度甚高，除在輕負載量下外，損失之熱太多，殊不合

算；

(四) 如以烟煤爲燃料，欲達無煙燃燒之目的，卽爲事實所不許；

(五) 水容量不大，如所需蒸氣之量變動不定，則蒸汽壓力亦必隨之迅速變動。

第四圖爲蔓寧 (Manning) 鍋爐，屬直立火管式。對於上屬各種不良之點，可以免去許多，而

能與任何式他種第一等鍋爐並列。此式鍋爐

與前二式主要不同之點，在其下部分（屬爐

之部分）之直徑較上部分之直徑爲大，爐柵

可以獲得適當之比例（此爲前二式所不能

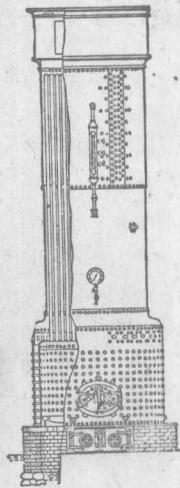
者）。此式鍋爐之受熱面有達六〇〇〇平方呎者。蒸汽壓力有至二〇〇磅表壓力者。如地價昂，高

度不受限制，與平置式相較，其所佔之地面較小，是其優點。

機車式鍋爐 此式鍋爐屬於平置式內燃鍋爐類，間有用之於農場上與鋸木廠內者。通用者

有二式：水底 (water-bottom) 式與乾底 (open or dry-bottom) 式是也。前者之火室之各側

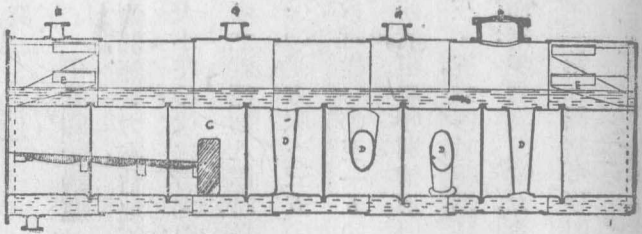
皆爲水所包圍，後者（第五圖）之火室除底部外，其餘各側亦悉沒入水中。此式鍋爐之標準大小：



第四圖 蔓寧鍋爐

物出爐後，先入燒房內，由燒房流入回管中。爐與回管之四周全爲水，除燒房之後端外，各受熱面皆不致受過高之熱。單爐鍋爐之大小，在下述二者之間：小者之直徑爲三五吋，長爲五二吋，受熱面爲六〇平方呎（六馬力）。大者之直徑爲九六吋，長爲一七呎，受熱面爲一五〇〇平方呎（一五〇馬力）。雙爐固定鍋爐之殼之直徑爲一二〇吋，長爲二〇呎，馬力三〇〇。若供船舶之用，此式鍋爐之爐可以多至四個；鍋殼之直徑可至二〇呎，全長可至一一呎。限制其大小之因素，僅運輸一問題耳。爲固定用途，此式鍋爐之工作壓力每平方吋爲一〇〇至二〇〇磅；其大小可至三〇〇馬力。在鍋殼底部之水，因不甚流動，（此式鍋爐之另一式，在爐之後端外有短管一組，與燒房相通，火焰由其中向下流出，熱在鍋爐後部與在低處之水，水之循環，因是得以激增。）致爐壁與回管常生不相等之漲縮，而發生漏洩之事。圓筒爐之所以造成波紋狀（第六圖）者，即在應付爐與鍋殼不相等之膨脹也。此式鍋爐適用較多之處，係在低頂房屋，如辦公之建築物，旅館等之固定汽廠中。若爲蒸發蒸汽以生動力，其關係則不甚重要。

科泥士（Cornish）鍋爐（第七圖）爲無回管之單爐蘇格蘭式，在近時內燃鍋爐中，其設



第七圖 科泥士鍋爐

計係最舊者。

蘭加邑 (Lancashire) 鍋

爐 (第八圖) 係由科泥士鍋爐

改良而來，共有二爐 (科泥士鍋

爐只有一爐)。

加羅威 (Galloway) 鍋

爐亦有二爐，但越火煖以後，此二

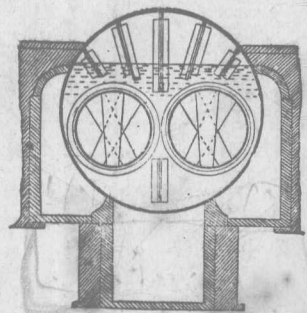
圓筒爐即合而成一大焰道。此焰道復有錐形水管數個橫穿而過之，藉

以增加受熱面之面積及水之循環，其設計較舊式之科泥士鍋爐為佳。

以上三種鍋爐，除內焰道外，其底與兩側之外，復有底焰道一與側

焰道二 (見第八圖)。當焰道氣流出爐後，由內焰道之後端流入底焰

道內，又由此倒行，至鍋爐之前端，然後分入兩側焰道內。復前行，始達烟



第八圖 蘭加邑鍋爐

突。

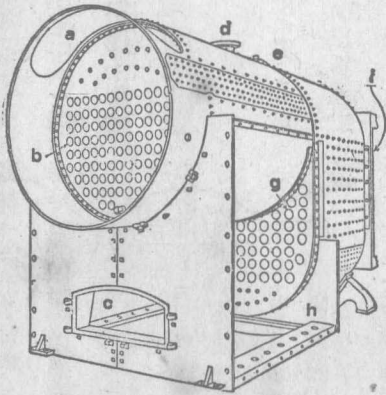
平置回管鍋爐

平置回管鍋爐 (horizontal return-tubular boiler) 屬於外燃式; 因其初

價低, 蒸發力高, 佔地不廣, 低頂房中即可裝設, 故在美國採用之者甚多, 直可視為美國式鍋爐。標準大小在後述二者之間: 小者之直徑為三六吋, 長為八呎; 受熱面為一五〇平方呎 (一五馬力)。大者之直徑為八四吋, 長為二〇呎; 受熱面三五〇〇平方呎 (三五〇馬力)。壓力, 普通每平方吋從一〇至一五〇磅; 亦有設計為一七五磅者, 但屬特別情形。回管之直徑通常為三、三·五, 或四吋, 視燃料所含揮發物質之多寡而定; 多者其徑較大, 少者其徑較小。

第九圖為可移回管火室鍋爐 (return-

tubular fire-box boiler)。鍋殼之前端為圓



a = 烟囪 b = 回管 c = 爐門 d = 蒸汽出口 e = 人孔 f = 燒房 g = 短管 h = 火室

第九圖 可移回管火室鍋爐

筒形，其後端（越爐以後）則為橢圓形；橢圓形之下部伸至圓筒形部之下，以便安放短管於其中，使爐與燒房相通。此式鍋爐之標準大小從二〇至一五〇馬力；每平方吋之壓力不多於一〇〇磅。

縱汽鼓平置水管鍋爐 第

十圖為最著名，而適用最廣之縱

汽鼓 (steam drum) 巴布科

克與尉爾科克斯 (Babcock

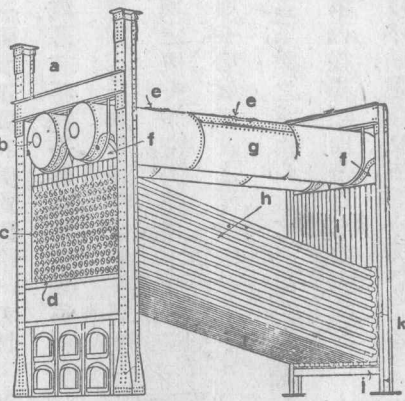
and Wilcox) 水管鍋爐；其大

小為七五〇平方呎受熱面（七

五馬力）至八〇〇〇平方呎受

熱面（八〇〇馬力）。

此鍋爐之主要部分為：(一) 平置汽鼓；(二) 斜聯箱或立聯箱；及(三) 斜置直管。管之直徑通常為四吋，長從一八至二〇呎。排列成豎行與橫行，而與鑄鐵或鋼質之聯箱相聯。每聯箱有豎

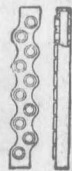


a = 鋼質托架 (supports) b = 人孔 c = 前聯箱 (header) d = 手孔 e, e = 蒸汽噴嘴 (nozzle) f, f = 聯管箱 (cross box) g = 汽鼓 h = 斜管 i = 聯管 (connecting tubes) j = 泥鼓 k = 後聯箱

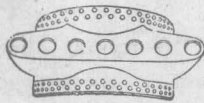
第十圖

縱汽鼓巴布科克與尉爾科克斯水管鍋爐

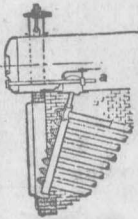
行斜管兩行與之聯合，交錯排列，使斜管有霽板之功用，如第十一圖斜聯箱所示情形。聯箱與汽鼓之聯合，用插入釘於汽鼓上之聯管箱（第十二圖）內之短管為之。第十圖所示之聯箱為立聯箱；第十三圖所示者，則係斜聯箱（a 為給水管）。聯箱上與各斜管相對之處，各有手孔一個，以為插入或移去斜管時之用。立聯箱上之手孔係橢圓形，以管係斜置之故；在斜聯箱上者，則成圓形，以便斜管插入時與之成直角交。斜管與水平所成之角約為二二度。各後聯箱之下端，與一以鋼鍛成之泥鼓相聯；水中如有不純物質，皆集於其內，故易除去。所需之水，由汽鼓之前端輸入（見第十三圖）。水之所以能循環，則因後聯箱內全為水，前聯箱內則為水與蒸汽之混合物，兩者之密度不同，遂生交流，而水因是循環無已時。三二五馬力以下之縱汽鼓式巴布科克與尉爾科克斯鍋爐只有汽鼓一個，較此更大者，其汽鼓之數則為二或為三焉。有少數特



第十一圖
斜 聯 箱



第十二圖
聯 管 箱

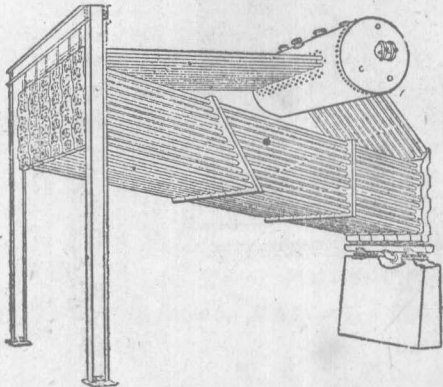


第十三圖
鍋爐前端之切面圖

別設計之此式鍋爐，其汽壓每平方吋有高至五〇〇磅者；但在大多數動力廠中，工作壓力每平方吋鮮有超過二七五磅者。

凡水管鍋爐皆由各分部組合而成，故其大小在運輸上，不若他種整個鍋爐之須受限制也。

橫汽鼓平置水管鍋爐 在近時動力廠中，若所設鍋爐之單位須大者，常以此式替代縱汽鼓平置式水管鍋爐。如斯勃林菲爾德 (Springfield)，巴布科克與尉爾科克斯，及海奈 (Heine) S 式等，均此式中之較著名者也。第十四圖為斯勃林菲爾德鍋爐。與縱汽鼓式主要不同之點，在汽鼓之安置與支持之方法（見圖）。汽鼓與聯箱之聯合，以循環管 (circulating tubes) 為之。此式鍋爐，大小不一，受熱面從一二〇〇至二〇〇〇〇平方呎（一二〇至二〇〇〇馬力），工作壓力每平



第十四圖 橫汽鼓斯勃林菲爾德水管鍋爐

方吋從一〇〇至一二〇〇磅。在大多數橫汽鼓鍋爐之聯箱上，每一斜管即有一手孔；在斯勃林菲爾德鍋爐之聯箱上，四斜管方有一手孔。

直管直立水管鍋爐 (vertical water-tube boiler) 威克斯 (Wicks) 直立鍋爐乃一

著名之垂直直水管，垂直汽鼓鍋

爐，第十五圖為其縱切面圖。汽鼓

h 位於泥鼓 e 之上。水管則安置

於上下管板上，並用火磚砌成之

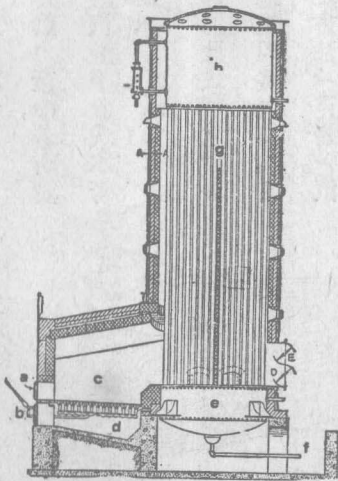
折氣隔 g 區分之為二部分。汽鼓

中之水面，高於管板二呎餘，距汽

鼓之頂約為五呎。故此鍋爐有巨

大之汽容積。水從汽鼓中之水平面下輸入，並向下流經第二部分之水管。鍋爐全體為一以磚砌成

或鋼製成之殼所包圍，殼內並襯以不傳熱物質及火磚。此式鍋爐之設計簡單，檢查與清潔均易，初



a=爐門 b=灰門 c=爐 d = 灰腔 f = 噴水坑 (blow-off pit)

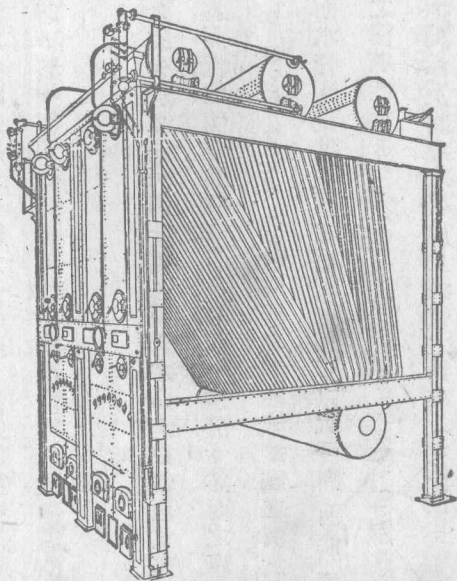
第十五圖

直立威克斯水管鍋爐之縱切面圖

價低佔地不廣均為其優點；然因只有兩級，故其定額不能甚高。威克斯直立鍋爐大小俱備；大者之受熱面有至五〇〇〇平方呎者。工作壓力每平方吋從一〇〇至二〇〇磅。

曲管直立水管鍋爐 此式鍋爐

中之著名者為斯忒林 (Stirling)，啓德衛爾 (Kidwell)，亞當斯 (Adams)，海奈V式，巴登豪辛 (Badenhausen)，康涅力 (Connelly)，拉德 (Ladd)，直立伊利西替 (Erie City)，及拉
斯忒 (Rust) 等式。第十六圖為標準式斯忒林鍋爐。有平行汽鼓三，泥鼓一。汽鼓與泥鼓之聯絡，以彎曲水管為之。水管共分三組，其曲度以當插入鼓內時，適與鼓之半徑重合為合宜。中鼓與前鼓之聯絡，用蒸汽與



第十六圖 標準式斯忒林鍋爐

水二種循環管爲之；中鼓與後鼓之聯絡，則只用蒸汽循環管爲之。蒸汽由後汽鼓中輸出。水由後汽鼓中（此汽鼓內之溫度爲鍋爐各部分溫度中之最冷者）輸入；由此向下流入泥鼓中，向上經水管之前組而至前汽鼓，橫流入中汽鼓，又向下經中組水管而復入泥鼓中。鼓端有人孔，如需清潔與檢查，可由此入內以爲之。

鍋爐受熱面與熱之傳達 無論鍋殼或火管之任何部分，其一面爲水所淹益，他面爲熱氣所籠罩者，皆受熱面也。無論任何面，其一側爲蒸汽，他側爲熱氣者，皆過熱面也。估計受熱面之廣狹，若依美國機械工程師學會鍋爐規程（A. S. M. E. Boiler Code），應在與熱氣接觸之面爲之。是故火管應量其內面之面積（area），而水管應量其外面之面積也。每平方呎受熱面所傳達（transmission）熱量之多寡，視物質之傳導性（conductivity），面性（character of surface），熱氣與金屬面相差之溫度，管之地位與排列法，及熱氣之密度與流行之速率（velocity）等而定。

受熱面與水接觸之面，常生水垢（scale），或敷有脂肪；與此側相對之面，其上常堆積煙灰與

塵土二者均能減少熱之傳達效率。故不良之水，於未喂入鍋爐之先，須加以精製，將其所含之雜質除去，藉以減少水垢造成之機會，但不幸如有水垢沉積在鍋爐之表面上，即須將其除去。同時，受熱面之他側，如有煙烟與塵土堆積其上，亦須時時掃除，然後熱之傳達效率，始能獲得相當之增進。

來自燃料層之熱，由兩種方法傳達於受熱面：（一）來自燃料層與爐壁之熱，由輻射達受熱面；（二）流動熱氣所含之熱，由對流（convection）達受熱面。熱達受熱面後，純由傳導（conduction）之作用，從鍋板（boiler plate）之此面傳達於彼面；最後復從鍋板之彼面，由對流傳諸鍋爐中之水。在近時之鍋爐內，熱之三種傳達方法（輻射，對流，與傳導），常同時進行，故工程家為便利比較起見，只計全面所傳之熱之總量，而不計其傳達之方法為如何也。

計算傳達之熱量，其法較繁，限於篇幅，不具論；惟將鍋爐製造者之主張，略述於後，以見一斑。每鍋爐馬力（boiler horsepower）——解說詳後——所應有之受熱面之大小，對於回管鍋爐與直立火管鍋爐為一〇至一二平方呎；對於水管鍋爐為一〇平方呎；及對於蘇格蘭船舶鍋爐為八平方呎。茲並將對於相異之蒸發速度（rates of evaporation）鍋爐馬力與受熱面間之關係，列

表於次，以供參考：

蒸發率與受熱面間之關係

華氏二一二度恆溫時，每平方呎每小時之蒸發率。

二〇 二·五 三〇 三·五 四〇 五〇 六〇 七〇 八〇 九〇 一〇〇

每鍋爐馬力所需受熱面之面積（平方呎）

一七·三 一三·八 一一·五 九·八 八·六 六·八 五·八 四·九 四·三 三·八 三·五

受熱面每平方呎每小時所吸收之熱（以一〇〇〇英熱單位為單位）

一·九 二·四 二·九 三·四 三·九 四·八 五·八 六·八 七·七 八·七 九·七

鍋爐之工作情形 (performance of boilers) 依照一九一五年版之美國機械工程師學

會鍋爐規程，鍋爐之產量，可示之如次：

(一) 在實際條件下每小時喂入鍋爐之水之重量，所謂實際條件者，即舉行試驗時查得之

壓力、蒸汽濕度 (quality of steam) 或溫度，及喂入鍋爐之水之溫度也。(蒸汽濕度者，水蒸汽與水之混合物——即濕蒸汽——中所含水蒸汽之百分率也。例如濕度為 0.95，則此濕蒸汽全重之 95% 為水蒸汽，5% 為水也。)

(二) 在華氏二一二度恆溫時，每小時之相當蒸發量 (equivalent evaporation) 及
(三) 鍋爐馬力。

在實際條件下每小時喂入鍋爐之水之重量，於舉行鍋爐試驗時，可直接測得之。

蒸發量之單位，通常採用者為：在標準大氣壓力 (每平方吋一四·七磅，指絕對而言) 下，一磅蒸汽常氣化 (vaporization) 時所需之潛熱。此潛熱等於在華氏二一二度之水一磅，蒸發成同溫度之乾蒸汽時所吸收之熱量。若將在實際條件下蒸發之水之重量，換算成在絕對壓力一四·七磅，輸入鍋爐之水之溫度為華氏二一二度時所能蒸發之水之重量，謂之相當蒸發量。倘以九七〇·四 [馬克斯 (Marks) 與大衛斯 (Davis) 所定在大氣壓力時氣化之潛熱之值] 乘相當蒸發量所得之值，與在實際條件下蒸發之水所吸收之熱之全量完全相等。計算時如用蒸發

因素 (factor of evaporation) 頗屬便利。蒸發因素者，即「在實際條件下輸入鍋爐之水一磅氣化時所吸收之熱」與「在絕對壓力一四·七磅，輸入鍋爐之水之溫度為華氏二一二度時，一磅蒸汽於其氣化之際所需之熱」之比；亦即「相當蒸發量」與「實際蒸發量」之比也。

華氏二一二度恆溫之水，倘每小時能被蒸成蒸汽三四·五磅，即與一鍋爐馬力相當；又若以熱單位表之，一鍋爐馬力應與：

$$34.5 \times 970.4 = 33479 \text{ 英熱單位 1 小時}$$

相當。欲知鍋爐有若干鍋爐馬力，可由下述二法之一以求之：(一)以三四·五除相當蒸發量；(二)以三三四七九除每小時供給與水及蒸汽之全熱量。各所得之商，均鍋爐馬力也。在用高級過熱蒸汽最優良之凝汽機，每馬力時所消耗之蒸汽為五·五磅；在非凝汽之小汽機，每馬力時所消耗之蒸汽從六〇至七〇磅。由是，可知鍋爐馬力與汽機馬力之間，初無一定之關係。

與發生蒸汽有關之各種效率 鍋爐吸收之熱量，常少於燃料之高熱值；熱之損失之原因不一，故效率亦有種種。在實際上，工程家之所重視者，乃鍋爐過熱器 (superheater)，節熱器，空氣預

熱器 (air heater) 爐及爐柵等之聯合效率。若依照一九二三年版美國機械工程師學會鍋爐規程，此效率乃以熱單位表之之產量，與乾燃料或所燒燃料之高熱值之比；在近時之普通汽廠內，即用尋常器具，亦能決定之。倘欲增進效率，對於第三章末節——燃料燃燒時所受之各種損失——所述，應加以考慮，尋出損失之來源，然後將真實所受之損失與不能避免之損失比較，其應改良之處，從可知矣。比較鍋爐工作情形之標準，其較通用而稍含有經驗性質者為：「蒸發二一二度恆溫之水成蒸汽一〇〇〇磅時所需之燃料之價值」。此價值為燃料之總價值，轉運費，處理費，灰之成分（如燃料為煤）等，均係包括在內者。每一設置，自成一問題；一切局部情形之影響，均須加以研討，始可達最經濟之目的。概言之，如汽廠設置有處理煤與灰之機械，且廠地與鐵路相近，或與運輸之水路為隣者，則每磅燃料之價值較廉，而水之蒸發所需之費用亦較少焉。

鍋爐之式與大小之選擇法 從研究各式鍋爐之許多試驗所得之結果，可知無論何式鍋爐，倘爐與汽鍋之設計適當，則其效率相同。是故於購置鍋爐時，所當研究而有足供參考之價值者，厥為：（一）鍋爐之耐久性；（二）為便利修理之可能性；（三）清潔與檢查須易；（四）所佔地面

之廣狹；(五)須與擬購之爐與添煤器之式相合；(六)過負載能量 (overload capacity) 及 (七)鍋爐與其座基 (setting) 之價值。

至鍋爐之安全，所用之材料，製造之工作諸問題，製造家已預爲之計，購置者固無需顧慮也。若馬力在二〇〇以上，壓力每平方吋在一五〇磅以上，則水管鍋爐或內燃鍋爐（此二種鍋爐之鍋板，不暴露於高溫度中）較平置火管鍋爐爲安全。此因較大之鍋爐，後者之鍋板與接合處須甚厚，始能抵抗蒸汽之壓力；厚度既大，其暴露於火中最熱之部，易生弊害，尤以在無良水之地爲甚故也。回管鍋爐與固定機車式鍋爐，其馬力鮮有超過二五〇者。故對於較大之單位而言，此二式鍋爐即無有重大之價值。在二〇〇馬力以下（直徑七八吋，長二〇呎），除壓力須高，頂房須低，以設置內燃蘇格蘭船舶式鍋爐或平置汽鼓水管鍋爐——如柏吞 (Burton) 鍋爐——爲宜外，最普通之設置爲回管鍋爐。水管鍋爐適用於大規模之總廠中，因其壓力既高，馬力復大（從二〇〇至三〇〇馬力）故也。如所需動力不大，且間時而作，若選用小號直立或平置火室鍋爐，因其初價低廉，頗合經濟。外燃鍋爐之價值，與其座基及基礎建築費之總和，雖能與內燃鍋爐之總價值相當，然後

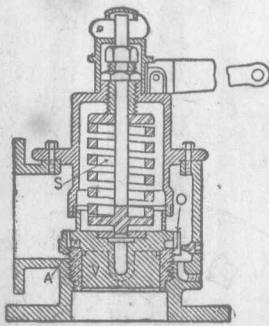
者終較前者昂貴。額定能量倘在三〇〇馬力以上，在固定動力廠內，採用內燃鍋爐者，即屬不多。

所設各個鍋爐之大小與其個數之多寡，關係重要，不可忽視。爲保持操作法與器具之劃一，廠內所有鍋爐之大小與式，若爲事實所許，務宜使之相同爲要。爲供給一既定之能量，所設鍋爐之個數，須與廠之大小及操作之條件適合，不可過少，亦不可過多。當其餘各鍋爐如需清潔或修理時，若有備用鍋爐，此等備用鍋爐即能代之而執行其職務，工作不致因以停頓。在一個五〇〇至二五〇〇馬力之普通汽廠內，如所用之燃料與喂入鍋爐之水均佳，所設鍋爐之數，通常爲三；以二發生蒸汽，以一保留備用。但如須常常清潔，工作又不可間斷時，即應增加一備用鍋爐，所得之成績，當更屬優良。

鍋爐附屬物 爲達到保護鍋爐之安全，及其操作之能圓滿進行起見，故有種種用具及配件之置備。此等用具及配件通稱曰鍋爐附屬物。各物之構造不同，用途亦異。或與鍋爐之構造直接聯合；或與其操作之工作有關，或負有管理之責，或爲表示符號之用。要皆爲達上述之目的而設矣。茲將各附屬物之名線錄列於後，以供進而研究之用；其較重要者，並略加以解釋。

(一) 安全閥。當鍋爐內之汽壓超過一定限度時，此閥即啓，蒸汽由此逃出，汽壓遂降，而鍋爐不致有爆裂之虞。其種類繁多，最普通者為負重安全閥 (dead-weight safety valve)，槓桿安全閥 (lever safety valve)，及彈力安全閥 (spring-loaded safety valve) 等。後者較前二者優甚；為高汽壓之船舶鍋爐，在某等國，且禁用前二者。

第十七圖為標準式突開安全閥 (pop safety valve)。汽壓直接施其壓力於V閥之下端，但V閥同時又為S彈簧所遏制，故關而不啓。當鍋爐之壓力大於彈簧之抵抗時，V閥即被舉起而離其座，蒸汽遂由O處逃走，直至鍋爐內之壓力較V閥被舉起時之壓力低五磅時，V閥又為S彈簧壓下，而鍋爐與外面之交通遂又斷絕。



第十七圖
標準突開安全閥之切面圖

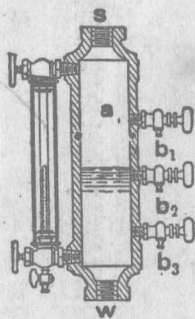
(二) 汽壓表。

(三) 停汽器。

(四) (甲) 水管表；(乙) 探水塞門 (try cocks)；及 (丙) 水柱。甲與乙或單獨，或同時與鍋爐聯合（如第一圖），又或與水柱聯合（如第十八圖），要皆為測探鍋爐內水平面之目的而設。圖中 a 為水柱， b_1 、 b_2 、及 b_3 均為探水塞門。S 與蒸汽相通，W 與水相通。水管表與水柱安置之地位，須使二者之一之中心，適與鍋爐之標準水平面相近為合度。探水塞門 b_1 與最高水平面相當， b_3 與最低水平面相當； b_2 之位置，則與標準水平面相當。水柱中常置浮標，當水平面達過高或過低之點時，其相符之浮標，即能使蒸汽由汽笛逃作出聲，而示警於人。

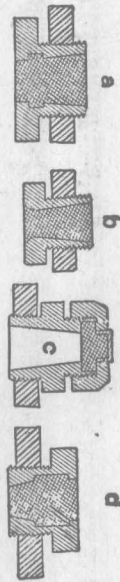
(五) 噴射器 (blow-off valves)。

(六) 易鎔塞，或稱曰安全塞。如第十九圖所示，a 與 b 為內式易鎔塞，c 與 d 為外式易鎔塞，皆為黃銅 (brass) 造成，中心實以易鎔金屬，插入水平面可達之最低處之鍋殼或管內。當水



第十八圖 單式水柱

平面低至危險之程度時，易鎔塞不復爲水所淹沒，鎔解點不高之合金即被鎔解，蒸汽由此噴出



第十九圖 易鎔塞

而告警。易鎔塞有時無一定之鎔解點，間或又無因而被噴出，他時又或失其作用，致鍋殼受熱過甚，而無所表示。故不爲極可靠者。

- (七) 風閘調整器 (damper regulators)。
- (八) 除灰器 (soot blowers)。
- (九) 潔管器 (tube cleaners) 等。

第五章 通風與通風器

概論 通風之目的有二：(一)在供給已燃燒之燃料以適當之空氣；(二)在使燃燒之產

物經爐、管及節熱器等而輸出鍋爐座基。常用之通風法有二：(一)人工通風 (artificial draft)

——如煽風機 (fans)、運風器 (blowers) 及噴汽嘴 (steam jets) 所生之風；(二)自然通

風——如烟突所生之風。燃燒產物，必在空中相當之高度釋放之，庶不為公共衛生之防礙，或受法律之取締。烟突之功用，除通風以外，且能履行此條件，故在大多數小規模及中等規模之汽力廠內，人咸樂用烟突以通風者，即此故也。但在小汽廠內，若所用之燃料（如骨炭之類）需強度之通風始能燃燒者，則烟突殊難有足夠之高度，以勝燃料層之阻力。又在許多大實業廠，及近時之大中央廠內，壓迫空氣流經燃料層，及燃燒之產物流經鍋爐與其座基二者所生之阻力，非任何合理高度烟突所生之風之壓力所能勝。復次，當產量增加時，欲增強自然通風（烟突所生之風）之壓力，除

加添烟突之高度外，別無他法。雖然，倘以人工通風器與烟突相輔並用，則上述諸問題均不難解決矣。

壓力降低之量 以克勝鍋爐之一切阻力，壓力乃大為降落 (drop)，此降落之總量，約為四數所組成：(一) 克勝燃料層之阻力時所生之降落；此量視煤塊之大小，種類，燃料層之厚薄，灰與融渣之性質，及加添燃料之方法等而定；(二) 經過鍋爐各通路時之降落；此量視各通路之長度與橫切面，障板之排列法，及管之排列法等而定；(三) 克勝焰道阻力時所生之降落；及(四) 克勝其餘任何通路（如節熱器等）之阻力時壓力降落之量。通風器（包括烟突在內）所生之風之強度，以能產生最高之燃燒速度為適宜；因當用劣等燃料時，風之強度方不致有不足之虞。至較小之燃燒速度，可變更風閘及空氣之進口，減少空氣供給之量以造成之。

烟突通風 當操作時，烟突內熱之平均溫度，較四周空氣之溫度為高；結果烟突內熱氣之密度，較烟突外空氣之密度為小，而在熱氣柱底部之密度尤小。理論上烟突最強之靜力通風 (static draft)，即烟突內熱氣柱之重量，與烟突外等高空氣柱之重量相差之數。此最強之靜力通風，僅當

氣體不流動，熱不傳遞，或空氣不漏入烟突時，始能實現。

若以：

D 代最強之理論靜力通風（以水柱若干吋計之。水柱一吋與每平方呎 62.5 ÷ 12 = 5.2 磅相當；又每平方呎一磅與水柱 0.192 吋相當）；

H 代烟突之有效高度（以呎計之）；

d_a 代烟突外空氣之平均密度（每立方呎以磅計之）；

d 代烟突內熱氣之平均密度（每立方呎以磅計之）；及

C 代變壓力（每平方呎以磅計之）或水柱吋之因數。得式如次：

$$D = 0.192H (d_a - d) \dots\dots\dots (13)$$

用前式以決定最強通風之壓力，不僅手續簡單，且常可得精確之數；惟因影響密度之變數甚多，故應用於實際方面，殊非易事。故若特種與件（ d_a 及 d）不適用時，通常將變數中之比較不重要者略去不計，而以後式（此式之證明從略）代前式：

$$D = 0.255 P \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_0} \right) H \dots \dots \dots (14)$$

式中：

P 為氣壓計 (barometer) 所示之壓力，在華氏三二度時，以銖柱若干吋計之。高度每增加一〇〇〇呎，P 之值約降低銖柱一吋；當氣象變化極甚時，在一定高度下，亦有降低至二吋者。

T_a 為空氣之華氏絕對溫度。其值約從華氏負一〇度 (或較低) 至一一〇度 (或較高) 。

T₀ 為烟突內氣體之華氏絕對平均溫度。其值約在華氏八〇〇度 (或更高) 與二〇〇度之間。但除設置節熱器者外，鮮有低於三五〇度者。

細管前式，可知對於一組既定條件，最強之靜力通風與烟突之直徑無關，僅隨烟突之高度而變。用前式設計動力廠之烟突時，P 之值通常為當地氣壓計所示壓力之平均數；T_a 通常為烟突外空氣之平均溫度。T₀ 之值，若特種與件不適用時，可視作焰道氣入總焰道 (breaching) 時之溫度之十分之八。

後表中所列各數，係假定烟突內氣體之密度與烟突外空氣之密度相同，根據前式求得者。

氣體一經流動，靜力通風之強度 (intensity) 即減，蓋靜能 (potential energy) 之一部分，須賦與氣體以得速率，又須克勝烟突之壁所生之阻力 (resistance) 以便氣體前行，且總焰道，鍋爐，風閘，障板，與焰管，及燃料層與爐柵等，一切均為氣體通行之阻礙，故烟突所通之風，設非克勝此等障礙所生之阻力，則氣體不克前行。如設有節熱器或收爐器 (cinder catcher) 則壓力須再降落。若忽略漏洩及較小之影響，壓力所受之各種損失，可以下式表之：

$$D = D_g + D_b + D_v + D_d + D_r + D_e + D_r, \dots \dots \dots (15)$$

前式中 D 為理論上最強之靜力通風； D_g 為產生欲得之燃燒速度，通風經過燃料與爐柵時，壓力下降之量； D_b 為通風經過鍋爐時之降落量； D_v 為增加氣體之速率，使從在總焰道內時之速率，變成在烟突內時之速率，所需之通風之壓力；及 D_d, D_r, D_r 順次表示通風經過風閘，總焰道，烟突，及直角變向 (在入總焰道處) 時壓力降落之量。若將前式移項，得式如後：

$$D_g + D_b + D_d = D - (D_e + D_r + D_r + D_v) \dots \dots \dots (16)$$

($D_g + D_b + D_d$) 為在風閘之烟突側所需之靜力通風，($D - D_e$) 為烟突之有效通風，及 ($D -$

($D_0 + D_1 + D_2 + D_3$) 爲在風閘之烟突側可利用之通風。

下表中所列各數，係通風經過烟突時，遇襯磚受阻，根據社濟 (Chezy) 公式求得之損失 (此損失即 (15) 與 (16) 兩式中 D_0 之值)。

從試驗許多操作優良之高烟突所得之結果，可知在最大能量時，有效壓力 (effective pressure) 與理論上最大靜壓力 (static pressure) 八〇% 相差不遠。對於一般之烟突，如認此爲確實，則決定烟突高度之問題，遂變爲比較的簡單。又因許多能生影響之因素均不確實，故根據此假定所求得之結果，或與用各種公式計算求得者完全相同，至少，對於普通汽廠當能一致。若欲確定某種通風之限度，可將烟突所通之風，略多於最大之需要可也。至未來增加之需要，亦應顧慮及之。

(14) 與 (15) 兩式，若稍加研究，可知所需要之任何有效通風，從不同高度及不同直徑之各種結合，均可得到。但此等結合中，何種高度與何種直徑結合之建築費最少？在實際上，因與計算高度及直徑問題有關之各種因素不易確定，故欲預決此特別結合，直爲不可能之事。較合理之方

法，乃先假定一速率，試算烟突之面積，然後按此面積以決定其適宜之高度；適宜之高度者，即能將產生之氣體之最大重量，克勝假定之摩擦阻力（frictional resistances），放之以入空中之謂也。經多種計算後，何種結合之建築費最少，不難抉擇。對於較小之烟突，即無需經此種精確之手續。尋常所採用者，不過先計算其高度（須與假定之各種壓力損失適合，自不待言），次按略本經驗的規定，決定其適當之面積之方法是也。對於八〇〇馬力（或較多）之汽廠，倘採用自然通風，以煤為燃料，則其烟突之高度，不論所用煤之種類如何，絕不應低於一五〇呎。強度若大於水柱一·五吋，用自然通風者，即屬不多；較高之強度，如用壓迫通風（forced draft）或引誘通風（induced draft），則更為經濟。對於大於水柱一·五吋之強度，烟突之高度約為二二五至二五〇呎。

用各種經驗式以決定烟突之大小，在假定範圍以內，常能得滿意之結果，然有時亦難免謬誤，因應用此等公式所得結果之精當與否，全視可供利用之特種與件是否精確而定。有時烟突之高度須受實際及局部情形之支配，而與理論之推斷無關。用經驗式決定烟突之大小，為發生動力之目的，最通用者為肯德方程式（Kent's equation）：

$$H.P. = 3.33 (A - 0.6 \sqrt{A}) \sqrt{H} \dots\dots\dots (17)$$

前式中 H.P. 所代表之馬力，係以「每額定馬力 (rated H.P.) 每小時所消耗之煤為五磅」為根據者。A 為烟突之實面積 (平方呎)。H 為烟突之高度 (呎) 及 $(A - 0.6 \sqrt{A})$ 為烟突之有效面積 (通常以 E 代之)；係假定上升氣體遇摩擦阻力所生之影響，不啻將烟突之面積減小。所減小之部分，係與烟突內周圍厚二吋之氣體層之面積相等者，此層氣體，因係假定其不流動者。

後表中所列各數，係根據肯德式求得者。

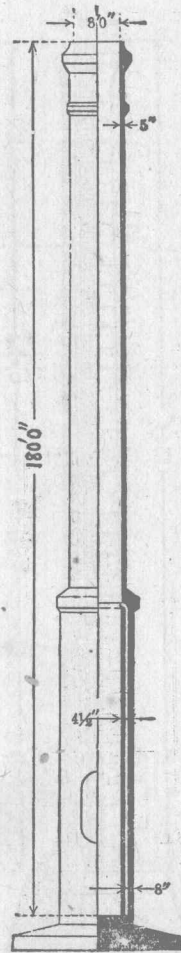
依所用建造之材料，可分烟突為下述三類：

(一) 磚烟突；

(二) 鋼烟突；及

(三) 鋼骨三和土 (reinforced concrete) 烟突。

第二十圖，第二十一圖，第二十二圖，及第二十三圖依次為磚烟突，弧磚 (radial brick) 烟突，鋼烟突，及鋼骨三和土烟突 (第二十二圖中，a, b, c 與 d 各表示該段鋼板之厚度)。各烟突之



第 二 十 三 圖
鋼 骨 三 和 土 烟 突

高度相同，其內直徑亦相同；若加以比較，並可得知各烟突相互間之厚度，重量，及其所佔之地面等。

動力廠中所建之烟突，大都以磚爲之，因所用之材料與技精之泥水匠各地均易尋得故也。如

以普通磚建造（第二十圖），其內必須襯以火磚。較大之烟突，常以特別設計用適宜材料製成之弧磚造，因此磚本具耐火性，故內襯可省。世界上最高之烟突，（在坎拿大之蒙大拿（Montana）

大瀑布（Great Falls）城，高五〇六呎，其頂部之直徑爲五〇呎。）卽用此種弧磚造成。

爲抵禦風力計，鋼烟突常以鐵線或鐵索繫於地面上，又或用螺桿將其申展出之底釘於其基礎上；後者稱曰自支烟突。內部須襯以磚，藉以防止金屬受熱及受熱氣之腐蝕。鋼烟突優於磚烟突之點爲：（一）建造易而且速；（二）重量較輕；（三）暴露於風中之面積較小；（四）建造費較

少；(五)所佔之地面較小；及(六)塞縫如佳，空氣不易漏入。其主要劣點爲：須常加塗料，以免生鏽或受熱氣之腐蝕作用（煤中所含之硫，燃燒後與水氣化合，卽有腐蝕性），致所耗之費用，頗屬不貲。

鋼骨三和土烟突優於磚烟突或鋼烟突之點甚多，惟其建造須以精於三和土及其應用之工人爲之，否則不能得良好之結果；且以少數大設計之失敗，故工程家有不喜用之者。

人工通風 在新設立之動力廠內，人工通風器在後列情形，常以之替代高烟突，或以之輔助短烟突：

- (一) 烟突氣體之溫度低（如設有節熱器時）；
- (二) 燃燒之速度須高；及
- (三) 需強烈之通風始能燃燒之燃料。

至若在已設立之動力廠內，添設人工通風器之目的，乃在後述情形之下，以之輔助原有之烟突：

(一) 當產量增加，超出自然通風之能量時；

(二) 當採用異常之燃燒速度時；及

(三) 當短時期意外之過額負載量或峯形負載量 (peak loads) 出現時。

此外，人工通風器尚有後述優點：

(一) 容易設置；

(二) 可以搬移；

(三) 佔地少；及

(四) 可以調節空氣供給之量，而使燃燒更爲完全。

人工通風可分爲二類：(一) 引誘通風；(二) 壓迫通風。其產生之法，通常以 (一) 噴汽嘴

或 (二) 煽風機爲之。引誘通風係在爐火之上，造成一吸引作用，藉以將熱氣抽出；鍋爐座基內之

壓力，常小於大氣壓力。其效果則與自然通風同。壓迫通風係在燃料層之下，造成大於氣壓之壓力，

迫空氣通過燃料而助燃。壓迫通風與引誘通風或烟突通風聯合應用時，謂之平衡通風 (neutral)

or balanced draft)

噴汽嘴或置於燃料層之下，迫空氣通過燃料而產生壓迫通風；或置於總焰道內（或烟突之

底部），以生引誘通風，其作用與烟突

相似。第二十四圖中之j爲噴汽嘴之

一種；圖中a爲空氣入口，s爲蒸汽供

給管，j爲噴汽嘴，g爲爐柵，及p爲灰

腔。噴汽嘴所生之引誘通風，若以廢汽

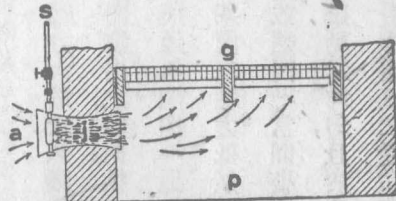
爲之——如在機車（locomotive）

上，——操作費用並不昂貴，倘須以活

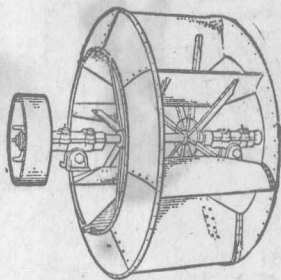
汽爲之，則太不經濟矣。噴汽嘴爲引誘

通風所生之吸力，不可超過水柱一吋之四分之三，否則放出之焰道氣所耗之蒸汽，卽有過多之慮。

第二十五圖爲煽風機之一種。煽風機一如噴汽嘴，視其設置之不同，而其所生之風，亦分爲引



第二十四圖 噴汽嘴運風器 (jet blower)

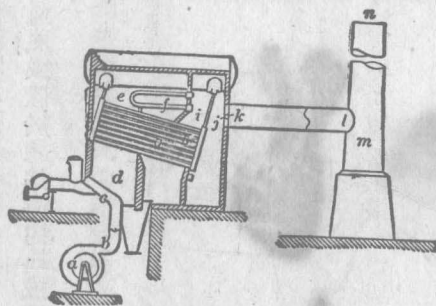


第二十五圖 標準鋼片煽風機輪

誘與壓迫二種。壓迫通風通常只用以克勝燃料層之阻力，而克勝其餘通路之阻力，則以引誘通風為之。引誘通風與節熱器常有連帶之關係，因設置有節熱器之鍋爐，其阻力甚大，廢氣之溫度復低，如以烟突通風，其高度必有過甚之弊。

在壓迫通風鍋爐之座基內，氣體之壓力大於大氣壓力，故熱氣與火焰有從座基之罅隙或爐門逃出之傾向；欲避免火焰不由爐門射出，當爐門開時，須將通風關閉（通常為自動的）。在引誘通風之鍋爐，其座基內之壓力低於大氣壓力，故冷空氣有從座基之漏洩處或爐門（當開啓時）侵入之勢；但在此種爐內，燃料之燃燒更為均勻，且於開爐門或灰門之先，無須將通風關閉，均引誘通風之優點也。

近時總廠之採用平衡通風者極多，以其優點甚多之



第 二 十 六 圖

壓迫通風器與烟突合組之平衡通風法之圖

故第二十六圖爲平衡通風組合法之一種——壓迫通風器與烟突之聯合應用。壓迫通風之壓力，須足勝燃料層之阻力；引誘通風（自然的或人工的）之功用，則在將燒房中之氣體抽出，惟其強度，須能保持燒房中之壓力，使等於或稍低於大氣之壓力而後可。壓迫通風與引誘通風間適當之平衡，倘添煤器與煽風機之速度，及烟突之風閘，均以自動方法管理之，常能達到目的。茲將平衡通風之優點列後：

- (一) 向爐內或從爐內漏洩之傾向，可以避免；
- (二) 爐門開時，火勢不受影響；
- (三) 可以利用須在高燃燒速度時始能燃燒，而又不能應用壓迫通風之較小燃料；及
- (四) 用甚高之燃燒速度，而不生多大影響於經濟方面。

第六章 往復汽機

導言 爲既定之設置，原動機最適宜之式樣，必求其以最低之費用而能產生所需之動力者；此項費用包含固定費（fixed charges），如利息、税金等；及操作費（operating costs），如燃料之價值、工價等。關於蒸汽壓力及溫度之條件，各機之大小、業務（service）之種類、動力廠負載量曲線之性質，及廢汽之處理等，均爲選擇者應加研究之要素。所佔之地面與操作之繼續性，常爲極重要之問題，而能影響原動機之式樣與補助器之選擇。在某種情形，如選用氣機（gas engine）與煤氣發生爐（producer），頗爲經濟；在他種情形，則適當之選擇，在往復汽機（reciprocating steam engines）與汽渦輪機二者之間；水電廠有時爲最合經濟之設置；然就中究以何種設置爲最適當，則因每一設置自成一問題，故無一般之規定也。

往復汽機爲適用於發生動力最廣之原動機，雖其用途之一部分近年爲汽渦輪機與內燃機

取而代之，但仍不失其重要之地位，即今後若干年，諒亦無特殊之變更。就一般而論，爲變化不定之速度，低旋轉速度及初動扭力（starting torque）大者，活塞汽機較優於汽渦輪機；爲在總廠中發生大力與充作高旋轉速度之輔助機二種用途，則以採用汽渦輪機爲宜。若純從熱之觀點而論，內燃機之第色爾式，較汽機爲優。

注意 本書因限於篇幅，及汽機另有專書研究之故，各式逆流活塞汽機（counterflow piston engines）與其構造，均不在討論範圍之內，以後只對於理想機（ideal or perfect engine）之可能性，能影響真實機構動作之各種因素，與少數最合於選擇之特性等，略加以討論而已。

理想機 在各熱力機（heat engine）內，工作流體（working fluid）經動作之一循環，而復歸於其原始之狀況者，謂之循環（cycle）。其始也，流本在一特殊之狀況，繼而流體經壓力，容積，及溫度之連續變態，而仍返於初態。爲一既定之循環，理想機之能將熱變爲機功而得最高之效率者，常以之作比較真實機之工作情形之標準。有數種循環與蒸汽在真實機內之動作相似；其中

郎肯 (Rankine) 循環因與多數活塞機之條件相合，故以之為標準。如欲理想之郎肯循環見諸事實，則汽筒之壁與活塞須不傳熱；在停止輸入後，流體之膨脹須為等熱的 (adiabatic)，且須完全；各閥 (valves) 之開關，其間不可有瞬息之間隔；及各蒸汽通路須夠大，以免發生抽線 (wire drawing) 現象。在實際上，以真實機履行此等條件，竟無一能成功者。各種損失（即真實機與理想機之效率相差之數），與「汽機內熱之損失」至「失卻在廢汽中之熱」各節所述者略同。

關於供給與依郎肯循環動作之理想機之熱，及此機所消耗之熱，與其效率，與水率 (water rate) 等，請參閱熱力學，或革布哈特 (Gebhardt) 蒸汽動力廠工程學 (Steam Power Plant Engineering) 第二十三章，茲將重要公式彙集如次：

$$\text{所供給之熱} = H_1 - Q_n \dots\dots\dots (18)$$

$$\text{變為功之熱} = H_1 - H_n \dots\dots\dots (19)$$

$$\text{效率 } E_r = (H_1 - H_n) \div (H_1 - Q_n) \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{水率 } W_r = 2547 \div (H_1 - H_n) \dots\dots\dots (21)$$

上列各式中

E_r 爲完全膨脹之郎肯循環效率；

W_r 爲此循環之水率，每馬力時以磅計之；

H_1 爲蒸汽之初熱量 (heat content)，每磅以英熱單位計之；

H_n 爲蒸汽經等熱膨脹後，從初態至終態 n 時之終熱量，每磅以英熱單位計之；及

Q_n 爲液體所含與輸出溫度相當之熱，每磅以英熱單位計之。

普通汽機，輸入其內之蒸汽，鮮有完全膨脹者；且所作之功，恆較膨脹完全所作者爲少。爲不完全膨脹之各種理論量，可用後列各式計算之：

$$\text{所供給之熱} = H_1 - Q_n \text{ 英熱單位 1 磅} \dots\dots\dots (22)$$

此熱量與爲完全膨脹所供給之熱量相同，應注意。

$$\text{被吸收之熱} = H_1 - H_0 + V_0 (P_0 - P_2) / 778 \dots\dots\dots (23)$$

$$\text{效率 } E'_r = (H_1 - H_0 + V_0 (P_0 - P_2) / 778) \div (H_1 - Q_n) \dots\dots\dots (24)$$

$$\text{水率 } W'_r = 2547 \div [H_i - H_o + V_o (P_o - P_2) / 778] \dots\dots\dots (25)$$

上列各式中：

E'_r 爲不完全澎漲之郎肯循環效率；

H_o 爲經等熱澎漲後在釋放壓力 (release pressure) P_o 時蒸汽之熱量，每磅以 B. t. u. 計之；

P_o 爲釋放壓力，每平方呎以磅計之；

P_2 爲反壓力，每平方呎以磅計之；

V_o 爲流體在釋放狀態下之比容積 (specific volume) 每磅以立方呎計之；

W_r 爲此循環之水率，每馬力時以磅計之。

(H_i 與 Q_o 之值，各與在完全澎漲時之值相同。)

全程 (full stroke) 輸入蒸汽之直動汽唧機 (direct-acting steam pumps) 與汽機在

理論上之各種可能量，可用後列各式計算之：

$$\text{所供給之熱} = H_i - Q_o \dots\dots\dots (26)$$

被吸收之熱 = $V_1 (P_1 - P_2) / 788$ 英熱單位..... (27)

效率 $E'_r = V_1 (P_1 - P_2) \div 778 (H_i - Q_n)$ (28)

水率 $W'_r = 2547 \times 778 \div V_1 (P_1 - P_2)$ (29)

前列各式中：

V_1 爲蒸汽在壓力 P_1 時之比容積，每磅以立方呎計之；

P_1 爲初壓力 (initial pressure) 每平方呎以磅計之；

P_2 爲反壓力，每平方呎以磅計之；

E'_r 爲不膨脹之郎肯循環效率，及

W'_r 爲此循環之水率，每馬力時以磅計之。

(H_i 與 Q_n 之值，各與在完全膨脹時之值相同)。

效率之標準 爲便利比較往復汽機之工作情形，並避免表示此種工作情形之名詞之意義

混淆起見，所有試驗及應注意之事項，悉以往復汽機試驗規程 (Test Code on Reciprocating

Engines) 爲準。茲述往復汽機之工作情形於次：

- (一) 水率 (每單位產量每小時所消耗之蒸汽，以磅計之)。
- (二) 所供給之熱 (每單位產量每小時所消耗之熱，以英熱單位計之)。
- (三) 熱效率 (百分率)。
- (四) 機械效率 (mechanical efficiency) (百分率)。
- (五) 郎肯循環效率 (百分率)。

指示器 (indicator) 爲測活塞機之產量最簡便之器具；因其適用簡便，故汽機之工作情形，常以指示馬力 (indicated horsepower) 表之。指示馬力較可供利用之有效馬力爲大；所大之量，與機構之磨擦力相當。欲以輪掣 (brake) 直接測算大汽機實際所生之力，或稱輪掣馬力 (brake horsepower)，殊非易事，普通乃間接從汽機在既定負載下測得之指示馬力內，減去在空動時所測得之指示馬力，所得之數，卽爲近似之輪掣馬力；此近似輪掣馬力非真實有效馬力，惟在商業上對於多數之用途，已可視爲精確。轉動電機之汽渦輪機與活塞汽機之產量，如以電馬力

(electrical H. P.) 或瓩 (kilowatts) 表之。因電之測量甚易，故頗便利。從廢電機測得之電力產量，因各種機械上損失，業已自動減去，故能表示有效之淨功。

水率 以水率表示汽機之工作情形，極屬普通；水率者，即在實際條件下供給與每單位產量之蒸汽量（以磅計之），且蒸汽之濕度或過熱度 (superheat) 均未曾改正者。若為有殼汽機或複式 (compound type) 汽機，且包含在汽殼 (jackets) 接受器 (receivers) 及復熱器 (re-heater) 之螺管等內凝結之蒸汽。用指示器估計產量，其法甚簡，故工作情形常以指示馬力表之。除小汽機之馬力能用輪掣決定外；較大汽機每輪掣馬力時之水率，乃以假定之機械效率乘指示水率，以求其近似值。轉動發電機之汽渦輪機與活塞汽機，每電馬力時或每瓩時 (kw-hr.) 之水率，若從電力產量計算求之，甚屬易為。倘初壓力、濕度，及反壓力等對於操作之一切條件均為常數，則水率確為熱效率真實之估計。惟徵諸事實，殊不盡然，故在實際條件下以水率比較工作情形，本無甚價值。如必以水率為比較之標準，則壓力與濕度二者，須加以適宜之改正；惟手續非尋常，應改正之處，且須得雙方當局之同意，斯可舉行。

所供給之熱 供給與汽機及汽渦輪機之熱，乃指從所供給之蒸汽之總熱量內，減去液體（水）在輸出壓力（exhaust pressure）時所含之熱而言。非凝汽機之廢汽，如在標準大氣壓力時輸出，則液體之相符溫度為華氏二一二度；凝汽機之絕對反壓力如為二磅，則液體相符之溫度為華氏一二六度。所供給之熱，如欲下一定義，即每單位產量所消耗之熱之謂，例如：每指示馬力時若干英熱單位，每瓦時若干英熱單位等，是為估計熱經濟真實之標準。在輸出壓力時液體所含之熱，僅視壓力而定，故與從汽殼或復熱接受器之螺管內所取回之熱無關；此取回之熱，雖可增進全廠之經濟，但不可與供給汽機之淨熱相混。

熱效率 汽機之熱效率，乃與汽機所作之功相當之熱，與所供給之熱之比（液體在輸出壓力時所含之熱，係已減去者）。熱效率視所做之功以指示負載量，輪掣負載量，或汽機與發電機之聯合產量中何者為根據，而分別以指示，輪掣，或聯合熱效率表之。因一馬力時與二五四七英熱單位相當，故指示，或輪掣熱效率 E_t 可以表之如次：

$$E_t = 2547 \div W (H_1 - Q_a) \dots\dots\dots (30)$$

式中 W 爲每指示馬力時或輪掣馬力時所消耗之蒸汽，以磅計之。 H_1 與 Q_2 與在式 (18) 中相同。

因一瓦時與三四一五英熱單位相當，故汽機與發電機之聯合熱效率 E_t 爲：

$$E_t = 3415 \div W_1 (H_1 - Q_2) \dots\dots\dots (31)$$

式中 W_1 爲每瓦時所消耗之蒸汽 (磅)；餘與前式相同。

真實機之熱效率，從百分之五 (以飽和蒸汽爲工作料之最劣等，非凝汽，單筒，單罨機) 至百分之三一 (以具有高壓力，過熱甚高之蒸汽爲工作料之最高等多漲機) 爲今日工作情形最高之記錄。就熱效率而論，在二〇〇〇馬力以下，以非凝汽活塞機與非凝汽渦輪機相較，前者仍居領袖之地位。

機械效率 汽機之機械效率，乃輪掣馬力與指示馬力之比；汽機與發電機聯合之機械效率，

乃電馬力與指示馬力之比；及汽機與唧機聯合之機械效率，乃唧機之馬力與汽機之指示馬力之比。故由磨擦力損失之功之百分率，乃一〇〇% 與機械效率之百分率之差。在額定負載量 (rated load) 時，活塞機之機械效率，在百分之八五 (不甚優良之汽機) 與百分之九五甚，或百分之九

八（較優良之汽機）之間。除潤滑組織甚佳者外，以過熱甚高之蒸汽爲工作料之機械效率，較之以飽和蒸汽爲工作料之機械效率，頗易降低。汽機之大小增加，磨擦馬力（Friction horsepower）可隨之略爲減少；而新設置汽機之磨擦馬力，較已設置約一年以上者爲高。在滿負載量（full load）時，發電機之效率，在百分之八六（一五瓩之發電機）與百分之九四（額定能量爲二〇〇〇瓩之發電機）之間。在額定負載量時，聯合效率在百分之七五（小者）與百分之九三（較大者）之間。甚大之渦輪交流發電機（turbo-alternators）額定能量爲二五〇〇〇瓩或更多，其效率約爲百分之九七。

郎肯循環效率 汽機在理論上之可能，而能成爲事實之範圍（即汽機之優良程度），乃真實機之熱效率，與郎肯循環工作完全膨脹之理想機之熱效率之比，稱曰郎肯效率或郎肯循環比率，可以指示馬力，輪掣馬力，或瓩爲根據而表出之。郎肯循環爲比較汽機工作情形之標準。

若以 E 代表郎肯循環；

E_t 代表真實機之熱效率；及

E_r 代表依郎肯循環工作，完全膨脹之理想機之效率。

得式：

$$E = E_t / E_r \dots\dots\dots (32)$$

從式 (30) $E_t = 2547 \div W (H_1 - Q_n)$

及式 (20) $E_r = (H_1 - H_n) \div (H_1 - Q_n)$

故 $E = 2547 / W (H_1 - Q_n) \div (H_1 - H_n) / (H_1 - Q_n) \dots (33)$

$$= 2547 \div W (H_1 - H_n) \dots\dots\dots (34)$$

在普通蒸汽條件下及在額定負載量時，各式汽機之郎肯循環效率(以指示馬力為根據者)，

約如後表所示：

郎肯循環效率(%)表

汽機種類	飽和蒸氣過熱蒸氣			
	非凝汽	凝汽	非凝汽	凝汽
*單式, 單罈	五〇—六五	三八—四五	六五—七五	五〇—六五
*單式, 複罈	六五—七五	四二—六三	七二—八二	六〇—七五
單式, 順流 (uniflow) 汽機	七〇—八〇	六五—七〇	七五—八五	七〇—八〇
*複式	七〇—八〇	六三—七三	七五—八五	六八—八〇
*三漲 (triple expansion)	七二—八二	七〇—七六	七五—八六	七〇—八二

*逆流汽機

活塞汽機內之蒸汽, 鮮有澎漲完全者, 故凝汽機之釋放壓力為二至五磅, 非凝汽機之釋放壓力為一五至二〇磅。與此相符之理想循環為不完全澎漲之郎肯循環。真實機之熱效率, 與依不完全澎漲循環工作之理想機之熱效率之比, 確為在既定條件下估計汽機優度之標準; 此比例有時稱曰汽筒效率 (cylinder efficiency), 並可以後式表之 (式中 X 、 U 等於 V 。參看式(30))

及(25)

$$E' = \frac{W(H_1 - H_0) + (P_0 - P_2) X_0 U_0}{2547} \dots\dots\dots (35)$$

茲將從「所供給之熱」至「郎肯循環效率」四節對於飽和蒸汽與過熱蒸汽所論列之各種效率列表如後，以資參考：

汽機效率表

絕對壓力(每平方吋以磅計之)	飽和蒸汽	過熱蒸汽
初壓力	一五〇	二〇〇
釋放壓力	四	二
凝汽器壓力	二	〇·五
過熱度(華氏)	* 〇·九八	二五〇

* 溫度

蒸汽消耗（每輪掣馬力時以磅計之）

真實機

一二·〇〇

八·五〇

理想機依不完全澎漲之郎肯循環工作者

九·六九

六·四六

理想機依完全澎漲之郎肯循環工作者

九·一六

六·〇〇

理想機依噶爾諾（Carnot）循環工作者

一〇·五九

熱效率（百分率）

真實機

一九·六

二二·三三

理想機依不完全澎漲之郎肯循環工作者

二四·三

三〇·七

理想機依完全澎漲之郎肯循環工作者

二五·八

三三·三三

理想機依噶爾諾循環工作者

二八·三

熱消耗（每輪掣馬力時以英熱單位計之）

蒸汽消耗（每輪掣馬力時以磅計之）		
真實機	一二·〇〇	八·五〇
理想機依不完全澎漲之郎肯循環工作者	九·六九	六·四六
理想機依完全澎漲之郎肯循環工作者	九·一六	六·〇〇
理想機依噶爾諾（Carnot）循環工作者	一〇·五九	
熱效率（百分率）		
真實機	一九·六	二二·三三
理想機依不完全澎漲之郎肯循環工作者	二四·三	三〇·七
理想機依完全澎漲之郎肯循環工作者	二五·八	三三·三三
理想機依噶爾諾循環工作者	二八·三	
熱消耗（每輪掣馬力時以英熱單位計之）		

真實機	一二九八五	一〇九一四
理想機依不完全膨脹之郎肯循環工作者	一九〇・四	一五四・六
理想機依完全膨脹之郎肯循環工作者	一七四・八	一三八・四
理想機依噶爾諾循環工作者	一五二・五	
郎肯效率（百分率）	七六・三	七〇・六
汽筒效率（百分率）	八〇・八	七六・一

商業效率 汽機或汽渦輪機之商業效率，無一可為一般之標準者。所用之各種單位，如每馬力時或瓩時所耗之燃料之熱量（英熱單位），每輪掣馬力時所耗標準煤之重量（磅），及每年每馬力所耗之銀數等，因含有鍋爐與輔助機之經濟狀況在內，故不能表示汽機單獨之工作情形。從商業上之觀點而論，求知每馬力時所需之煤之重量（各種損失，如傳達等，均包括在內），與從電鑰板（switchboard）至煤堆之總效率，雖均關重要，惟此等事項僅為估計汽廠經濟之標準。

而不能以之比較原動機之工作情形。

汽機內熱之損失 減低汽機之效率，使汽機不能實現理想機之工作情形之各種主要損失，

- 係由後述各原因而生：（一）汽筒內之凝結；（二）洩漏；（三）餘隙容積（clearance volume）；（四）不完全膨脹；（五）抽線現象；（六）機構之磨擦力；（七）蒸汽在輸入時含有水分；及（八）輻射對流，與各種較小之損失。茲分別略述之。

汽筒內之凝結 從指示圖上決定之每旋轉所需蒸汽之重量（或稱指示蒸汽消耗），較實

際所供給之重量大為減少。兩者相差之數，即失去之量；造成此損失之主因為汽筒凝結（cylinder condensation）。當蒸汽入逆流汽機之汽筒內時，其所含熱量之大部分，即為汽筒壁較冷之表面所吸收；若為飽和蒸汽，遂發生凝結，稱曰起首凝結（initial condensation），若為過熱蒸汽，其溫度亦必降低。及蒸汽在汽筒內膨脹時，汽筒壁繼續吸收蒸汽之熱，在飽和蒸汽，能發生凝結，在過熱蒸汽，雖不若前者之甚，但汽筒壁與蒸汽間，亦必發生相當之熱之傳達。逆流汽機之廢汽，於未出汽筒之前，須逆行至汽筒之端，然後由排洩閥（exhaust valves）輸出，故餘隙之面為其冷卻，及新

汽輸入時，遇此冷卻之面，其一部分遂凝結。此種凝結，在順流汽機（構造見後）可以免去，因其排洩孔（exhaust ports）在汽筒之中間，故澎漲後冷卻之蒸汽，並不流經餘隙之面。汽筒凝結與洩漏之多寡，視種種情形「如汽機之式與大小，斷汽點（cut-off）出現之早遲等」而定。在逆流機內從百分之一八至六〇；在順流機內從百分之一二至二五。

蒸汽之洩漏 由洩漏所受之損失，視汽機之設計與情形而定；用飽和蒸汽所受之損失，較用過熱蒸汽所受者為大。巴刻（M. T. Barker）謂三機中，約有一機之汽罈係不漏汽者。估計經過罈與活塞之洩漏所用之尋常方法，當舉行試驗時，若汽機在停止中，易得錯誤之結果，蓋汽機在停止中，經過罈與活塞之洩漏，無關重要，但若在動作中，從汽櫃（steam chest）之洩漏，則足堪注意。經罈之洩漏，與滑面之速度無關，惟直接比例於兩側壓力之差。優良汽罈，其洩漏亦決不少於入汽筒內蒸汽之容積之百分之四，且常大於百分之二〇。

餘隙容積與擠壓 當活塞在死點（dead point）上時，其端與正蓋着汽孔之汽罈之內面兩者間之空隙，謂之餘隙容積。逆流機之餘隙容積約為活塞排汽量（piston displacement）百

分之二至一〇；順流機之餘隙容積爲百分之〇·五至五。餘隙中面之廣狹，對於汽筒凝結之量，殊有影響，因活塞近汽筒端時，行動緩慢，蒸汽暴露於此等面之時間較長故也。汽筒凝結之較大部分，常出現於餘隙內；故蒸汽通路與餘隙之面，設計時應使之爲最小，倘能有適當之軟墊功用，俾動作得進行無阻，已視爲滿意。大而行緩之汽機，由餘隙所受之損失，較高速短程汽機所受之損失爲大，以蒸汽暴露於餘隙面之時間較長故也。

斯圖姆夫 (J. Stumpf) 以「爲一既定之初壓力，平均有效壓力，及餘隙容積，倘擠壓 (compression) 之長若使之爲百分之一〇〇，與反壓力之效力，若能使當膨脹時總熱之變化等於當擠壓時總熱之變化，則最低之蒸汽消耗可以得到」。

由不完全膨脹所受之損失，在理想機內，最高之經濟，由完全膨脹雖可獲得，但平均有效壓力由完全膨脹所增加之數則較小，且爲一已定之產量，須用極大之汽筒，方能做到。爲相同之條件，平均有效壓力在真實機內者，較在理想機內者爲小，故以合理大小之汽筒，欲得更多之力，蒸汽固不必膨脹至反壓力線，但至高於此限度之某點即可。況在真實機內，膨脹比率 (ratio of expansion)

gorn)——即汽筒內在程之末端時蒸汽之容積，與汽筒內在停止點時蒸汽之容積之比——愈大，由汽筒凝結所受之損失亦愈大；蒸汽膨脹至某點時，所失與理論上之所得適成平衡，越此點續漲，即甚不經濟。以飽和蒸汽爲工作料之普通單筒非凝汽逆流機，與此點相符之點，約在停止點四分之一處。

由反壓力所受之損失 在理想機內，爲一既定之初壓力與蒸汽之濕度及一定膨脹比率或平均有效壓力，反壓力若減，馬力即增（直接與平均有效壓力成比例），反之，反壓力若增，馬力亦依之相符的減少。故爲一定重量之蒸汽，反壓力如減，可以得更多之動力；或爲一定量之動力，供給與汽機之蒸汽可以較少。真實機內，此律僅在某限度內保持真確，過此等限度，即不足憑矣。據斯圖姆夫之推論，謂爲每組之動作條件，每活塞機有一能實現最大經濟之反壓力。此反壓力乃餘隙容積、初壓力、負載量、及擠壓長度等之函數。

由抽綫現象所受之損失 抽線現象（即蒸汽遇汽孔與通路之阻力時，所顯示壓力降低之事實）可以減少汽機之產量與經濟至某種範圍，因汽筒內之壓力，較當輸入時在調節器處之壓

力爲小，而較輸出壓力爲大故也。當輸入時，蒸汽固可略被乾燥，但因壓力低落，遂致失去一部分可供利用之熱。抽線所生之影響，對於單瓣汽機，頗爲顯著，對於他種汽機，如科力斯（Corliss）汽機，則不甚顯著。

由機構之磨擦力所受之損失 指示馬力與輪掣馬力相差之數，即克勝磨擦力所消耗之力；爲指示馬力百分之四至二〇，視汽機之式及滑潤法而定。汽機磨擦力可被分爲無負載磨擦力與有負載磨擦力二種。阻洩函（stuffing box）與活塞環（piston ring）之磨擦力與負載量無關，導體（guides）與抽承（bearings）等之磨擦力，則隨負載量而增減。

水分 汽管內存在之水分，乃因熱力由輻射散失，由蒸汽凝結而成，或由鍋爐內噴入者。除在鍋爐與汽機間用分離器具已將水分除去者不論外，水分入汽筒之量，爲蒸汽總重量百分之一至百分之五；而每磅流體所作之功亦因是減少。惟此損失不應視作汽機之損失，因汽機之工作情形係以乾蒸汽爲標準也。汽筒內如有多量水分存在，汽機易被撞毀，故不可不除去之。至蒸汽內所含之水分，宜用分離器（separator）以除之。

輻射 熱從汽筒、汽櫃、活塞桿及鞴柄散失所受之損失，通稱曰「輻射」，其影響能增加汽筒凝結。如以所供給之總熱量為標準，汽機由輻射失去之熱，為百分之〇·二至二。

廢汽中之熱 供給汽機熱量之最大部分，皆為廢汽帶走；其值在百分之七〇（式樣最佳之原動機）與九五（式樣較劣者）之間。若用廢汽以生熱，或供其他有益之用途，則動力所需之熱，乃所供給之熱量，與廢汽熱量中被利用之部分之差，其量：每指示馬力時為二八〇〇英熱單位，每貳時為四〇〇〇英熱單位。

增進經濟之法 (一) 增加初壓力；(二) 增加旋轉速度；(三) 用凝汽法減低反壓力；(四) 用過熱蒸汽；(五) 用汽殼；(六) 用復熱接受器；(七) 應用複脹之原理；(八) 用順流汽筒；及(九) 用複蒸氣 (binary vapors)。以上為增進活塞機經濟之法，茲分別略論之。

增加初壓力 依郎肯循環工作之理想機，若以飽和蒸汽為工作料，其熱效率隨初壓力之增加而增進。真實機之熱效率亦有同樣之增加，惟不若理想機之多耳。除高壓汽機外，初壓力到某點時，即不能再增，否則由經過活塞與鞴之漏洩及汽筒凝結等所受之損失，勢必將所得抵銷；此最高

之熱經濟點，視汽機之式與構造而定，在絕對壓力一六五磅（中等壓力，普通式之逆流機）與四一五磅（最優式之單動順流機）之間。若以過熱蒸汽為工作料，熱經濟所受之限制，僅為材料所能勝任之最大壓力與最高溫度二事而已。近時進行製造之汽渦輪機，有建議採用初壓力每平方吋為一二〇〇磅者；至小汽機，每平方吋超過四〇〇磅之壓力，亦常被採用。後表所列壓力，係美國所通用者。

汽機壓力表

汽 機	式 表	壓 力	普 通 習 見 者
單式低速（標準式）		六〇—一二〇	九〇
單式高速（標準式）		七〇—一二五	一〇〇
單式順流（非凝汽）		一一五—一二五	一六〇
單式順流（凝汽）		一二五—一二五	一七五

複式高速非凝汽	一〇〇—一八〇	一五〇
複式高速凝汽	一〇〇—一八〇	一五〇
複式低速凝汽	一二五—二〇〇	一七〇
三漲凝汽	一四〇—二五〇	二〇〇
四漲凝汽	一七五—三〇〇	二五〇

增加旋轉速度 高旋轉速度非高活塞速度 (piston speed) 之謂：一徑八吋，程一〇吋，每分三〇〇旋轉之汽機，其活塞速度每分僅五〇〇呎；而一徑三六吋，程七二吋，每分六〇旋轉之科力斯汽機，其活塞速度每分竟達七二〇呎之多。速度高低之分，僅指旋轉速度而言，大概以每分一五〇旋轉爲界限，高於此者謂之高速，低於此者謂之低速。增加旋轉速度，其效力對於全程輸入蒸汽之汽機與唧機之經濟，有顯著的增加；對於非全程輸入蒸汽之汽機之經濟，有謂能增加者，有謂不能者，各人試驗所得之結果不同，故結論亦異。每分有六〇〇旋轉或更多之單動汽機

(single-acting engines) 其速度並非不尋常，而每分三〇〇旋轉大約已為程逾一二吋之雙動汽機 (double-acting engines) 之極限。若比較由試驗歐美高速與低速汽機所得之結果，可知效率各殊。在美國，前者恆不若後者之經濟；在歐洲，則高速汽機之工作情形，竟能與最優良之低速汽機相頡頏。

高速汽機之利在密實，故佔地不廣；構造簡單，所以初價亦較廉。惟折舊 (depreciation) 較速，震動太強，且蒸汽消耗通常不甚經濟，是其弊也。

減低反壓力 非凝汽機之反壓力，最低者與大氣壓力相當；凝汽機之反壓力，則僅為凝汽器內真空度所限制。若活塞，器及阻洩函均不洩汽，蒸汽通路之面積復大，當反壓力減時，一定重量之蒸汽所生之動力將增加，或為一定量之產量，水率將隨反壓力之減低而減小也。就汽機之式，等級，及初蒸汽條件而論，必有某反壓力，對於經濟為最有益者；惟此反壓力僅能由實驗決定之。額定馬力在二〇〇以下之汽機，因產生真空之費（固定費與操作費）常多於在熱經濟中之所得，故鮮有適用凝汽者。倘為生熱或其他之實業用途需用大量之廢汽時，普通均採用非凝汽機，但如僅需

要廢汽之一部分時，則複式凝汽機較爲合宜。

過熱蒸汽 用過熱蒸汽，在理論上之所得較小，若與附加之過熱器具之設置費與維持費相提並論，恐反得不償失。雖然，在實際上如採用過熱法，則活塞機之熱經濟將大爲增進。此因在理論上係假定汽機除作工而外無凝結發生，然在實際上不能使汽筒不傳熱，即起首凝結不能避免，而且頗爲顯著故也。因用過熱蒸汽而汽筒凝結得以減小，此爲增進真實機經濟之主要原因。若只求近似數，過熱每增加華氏一〇度，蒸汽消耗減少之量約爲百分之一，但確實之價值，須視汽機之式與大小及蒸汽之初條件而定。若就每單位產量之蒸汽消耗而論，無論何式與何種大小之汽機，均顯示用過熱蒸汽較用飽和蒸汽爲經濟。

汽殼 若干年以前，將汽筒之壁造成雙層，以具有與鍋爐壓力相等之蒸汽填充其間之事，頗爲習見。某種設計，汽筒蓋亦有造成雙層者。汽殼 (steam jacket) 之功用，在減少汽筒凝結，並略減由表面損失之熱。某某數式汽機，供給其每單位產量之淨熱，有殼時較無殼時爲少；然對於他式之汽機，汽殼之功用又甚微。甚或毫無益處。若將速度增加，澎漲比率減小，馬力加大，固可以減少表

面損失，但殼之效用，因此遂受其影響。汽殼對於低壓汽筒，功效極大。又蓋殼通常均較汽筒殼更有效。自普洛斯耳（Prosser）「高級經濟」汽機製成後，小單筒逆流機適用汽殼之事，又有復興之傾向。此機之汽筒，筒蓋，活塞，汽孔，及汽櫃均有汽殼，而以活汽填充其間。

復熱接盪器 在多漲機（multi-expansion engine）汽筒間之接受器，其中常裝設煖管（heating coils），煖管之功用，在廢汽未入次一汽筒之先，將廢汽之溫度增高，藉以減少由汽筒凝結所生之損失。煖管中予以具有與鍋爐壓力相同之活汽，故水分之一部分可被蒸發或蒸汽可被過熱而輸入於次一汽筒內。復熱器對於飽和蒸汽是否合宜，因關於其用途之與件少而且不一致（或顯示有益，或反而有損），故今尙爲一待決之問題。復熱器過熱之溫度，至少應爲華氏三〇度，完全有效，須在一〇〇度以上，否則，對於汽機之熱力毫無增進，或反而有損。

複漲 在單汽筒內之全澎漲，若使之在二或二以上之汽筒內出現時，則此汽機稱曰複式

（或複漲）汽機；惟「複式」一名詞，僅指二汽筒而言。澎漲若爲三級（stages）則此汽機稱曰三漲汽機；若爲四級澎漲之汽機，則稱曰四漲汽機。當高壓蒸汽輸入普通雙流式（double-flow

type) 單汽筒內後，若澎漲至較低壓力點，一大部份即被金屬面凝結；至程之終點當輸出時，一部份水分雖可重行蒸發，但如此造成之蒸汽，並不作有用之功，即被放出。然若以與上等重之蒸汽，在多漲機內澎漲，經同一範圍內之壓力時，則每汽筒內溫度之差較小，起首凝結亦將減少；且在第一汽筒內由漏洩與餘隙 (clearance) 失去之熱之一部份，將在第二汽筒內作有用之功；其餘各級類推。溫度之差愈大，由複漲所得之熱力利益亦愈多。級數愈多愈佳，但因初價複雜，滑潤費，管理費，及維持費諸問題，故不能不加以限制。

高速單器複式汽機之汽筒比率，約爲一比二·五 (壓力一〇〇磅) 至一比三 (壓力一五〇磅)；低速凝汽機約爲一比三 (壓力一二五磅) 至一比四 (壓力一七五磅)。略克武德 (G. I. Rockwood) 謂一比七最好；許多依此比率設計之汽機，均得優良之成績。爲變動負載量之操作，兩級澎漲似最合經濟。甚大之凝汽機，其末級最好用兩汽筒組成，藉以免去用一笨重汽筒而減少費用。爲恆數之負載量——如在抽水廠 (pumping station) 與大船舶設置 (marine installations) 內——三級與四級似屬最佳。多漲機之澎漲比率，乃低壓汽筒內蒸汽在釋放時

之容積，與在高壓汽筒內蒸汽在停止點時之容積之比。在商業上，此比率通常視作大汽筒容積與小汽筒容積之比，再除之以高壓汽筒內停止點出現時爲全程幾分之幾之分數所得之商。如一複式機，其兩汽筒之直徑一爲二四吋，一爲四八吋，程爲四八吋，高壓汽筒內停止點出現在程之三分之一處，則此機之澎漲比率爲：

$$\frac{\pi D^2 \times 48}{\pi r^2 \times 48} \div \frac{1}{3} = 4 \div \frac{1}{3} = 12$$

多漲凝汽機在額定負載量時之澎漲比率極不一致，從一〇至三三，但普通與一六相差不遠。茲將複漲之優劣點列後：

優點：

- (一) 適用高級澎漲之可能；
- (二) 減少汽筒凝結；
- (三) 減少餘隙與漏洩損失；

(四) 平衡曲柄 (crank) 之推力 (effort)

(五) 減少蒸汽消耗。

劣點：

(一) 機件加多，故初價增加；

(二) 機身 (全體) 增大；

(三) 增加汽機之繁雜；

(四) 增加磨蝕；

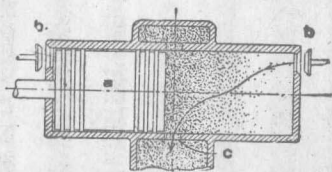
(五) 增加由輻射所受之損失。

順流汽筒 將排洩孔置於汽筒之中間，如第二十七圖 (此圖表示

順流汽筒之原理) 所示情形，則蒸汽流過汽筒時，僅依一方向而流動。近

今順流汽機之特點：即在應用此原理與高級不漏進汽閥 (inlet valves)，

最小餘隙容積，及有殼筒蓋。因順流汽機有顯著之熱經濟，故無論何種業



第二十七圖 順流汽筒

務，倘注重低水率者，此種汽機已漸取逆流式而代之。觀第二十七圖，雙動順流汽機有二汽缸 b, b ，每端一個，只供蒸汽之輸入。此機之活塞 a 兼執行排洩器之職務，故無排洩器。活塞頗長，實際為全程十分之九，故汽筒較同徑回程之逆流汽機之汽筒為長。 c 為排洩孔，有一寬廣之面積，約三倍於其他任何式汽機之排洩孔，故抽線現象可以減至最小。蒸汽經過蓋殼後，即入汽筒內，迫活塞至程之末端，並由中部之排洩孔釋出。汽殼有保溫之效力，故汽筒內之溫度，直至停止點均無變化，及蒸汽開始膨脹，溫度隨亦低落。廢汽並不經過汽筒之蓋及納汽端之任何面（逆流汽機與此相反），故此等面不被冷至與廢汽同一程度。當排洩孔未為活塞所覆蓋時，凝結之水即由汽筒內洩出，故在回程（return stroke）之始，汽筒內關閉之蒸汽乾而不濕，擠壓所生之熱，即不為重行蒸發之水分所吸收（逆流汽筒與此相反）而賦予蒸汽，益以得自蓋殼之熱，擠壓線（compression line）實為等熱的。從由面所受之損失減少之事實，能使一單順流汽筒內膨脹之程度，與複脹或三脹逆流汽筒內膨脹之程度相等，而得相同或較佳之熱經濟。

順流汽筒內之擠壓，起始時約在回程百分之一〇處，繼續進行，至末端為止。擠壓之起始點係

固定而不能變更者，故終壓力之高低，全視餘隙容積之全量與擠壓起始時之壓力而定；欲得最佳之經濟，擠壓所得之結果壓力，應供之與初壓力相等。順流汽機因在低凝汽器壓力時擠壓起始所關閉蒸汽之重量甚小，在擠壓之終，雖最小之餘隙，終壓力亦較初壓力為小，故吾人之本意，原在其能執行凝汽機之職務。但當操作時，如欲其廢汽不凝結，或反壓力增高，則在擠壓之終，壓力有過高之虞，欲免此弊，可增加餘隙容積——用輔助孔（auxiliary ports）以遲延擠壓之起始——及當某預定之壓力達到時，抽去蒸汽之一部分以救正之。

複蒸氣 擴張工作流體之有效熱之範圍，即可增加熱力機之效率。在實際上，此範圍常為工作流體之壓力與溫度所限制；每流體有一壓力與溫度之範圍，越此範圍，雖欲其再事擴張，亦為事實所不許。有人曾設計一複蒸氣機，以錄為高溫流體，蒸汽為低溫流體，所得商業上之熱經濟甚高，將來或有發展之餘地焉。

高速單容單式汽機 此式汽機之大小，從一〇至五〇〇馬力。汽筒之大小，從直徑四吋長五吋至直徑二四吋長二四吋。旋轉速度每分四〇〇至一七五轉。如地面有限或地價昂貴，及廢汽百

分率之大部分，須用以生熱或供製造之用，如所需之動力僅爲二〇〇馬力（或更小），則高速非凝汽機甚爲相宜，因其密實，操作與構造簡單，及初價復廉故也。若所需之力較此更大，則設置複式或順流汽機，所得之結果當屬更佳。小高速汽機多爲非凝汽機。汽機之負載量，通常額定爲汽機最大產量百分之七五。高速單罌非凝汽機在滿額負載量時之蒸汽消耗，每指示馬力時爲二六至五〇磅，視各個之大小與操作之條件而定；但普通與三〇磅相差不遠。若爲過熱蒸汽，蒸汽消耗每馬力時可以低至一八磅。如汽機之產量與其額定產量相近，則蒸汽消耗頗屬經濟。爲尋常適用之蒸汽條件，單式汽機最經濟之停止點，當汽機在凝汽行動時，約在程之三分之一至四分之一處，當汽機在非凝汽行動時，約在六分之一處。就一般言之，倘所需之廢汽太多，致單式非凝汽機之蒸汽消耗過甚，則選用合於經濟之高級汽機，是無意義。

高速複罌單式汽機

單罌汽機爲在極小範圍內之負載量，其蒸汽之分配，頗合於經濟，但爲

廣大之範圍，則與滿意之條件相去甚遠。唯範圍不可不廣，因輸入（admission）停止，釋放（release）及擠壓均爲單罌之函數，一有變更，餘均受影響故也。爲避免單罌之此種限制，故有多

罨汽機之設計。雙罨汽機之停止點已能獨立而不影響其餘事項，至四罨汽機之各事項，則能各自調整而不涉及其他。四罨汽機之罨動機關（valve gear）富有伸縮性，汽罨能直接置於汽孔上，餘隙容積因之得以減少，是爲此機之主要特點。罨式或爲普通滑動式，或爲旋轉式，均無不可。高速科力斯非凝汽機在滿額負載量時之蒸汽消耗，若爲飽和蒸汽（表壓力一二五至一四〇磅），每指示馬力時從二一至二七磅，普通與二五磅相差不遠。若爲中級過熱蒸汽，每指示馬力時之水率，可以低至一七磅。揚罨式（poppet valve type）之蒸汽消耗，似較科力斯更爲經濟；若爲飽和蒸汽，其水率每指示馬力時有低至一八·九磅者。揚罨式又能適用甚高級之過熱蒸汽；在此種情形之下，每指示馬力時低至一六磅（初壓力一五〇磅表壓力，過熱溫度華氏二五〇度）之水率，亦屬尋常。高速四罨汽機之廢汽，尋常皆係不凝結者。工作料爲飽和蒸汽或過熱蒸汽，卽肯循環效率，有在百分之八〇以上者。概言之：單罨單式汽機之大小，不可超過四〇〇馬力；複罨式之大小，雖至一〇〇〇馬力，非不普通。

中等及低速複罨單式汽機

比較從試驗高速與低單罨汽機所得之結果，可知前者不及後

者之經濟。四罈汽機則無此種相異之點，高速式所示之經濟，一如低速式所示者然。在各式單式中，等或低速四罈汽機中，揚罈式對於熱之消耗似較經濟，然亦視工作之等級而定，一般之比較，容易引入錯誤之途。

複式汽機

利用複漲之主要目的在應用高壓力與大澎漲比率，故每平方吋低於一二五磅

表壓力之複式汽機，無須研究（但亦有例外）。在額定負載量時複漲所增進蒸汽之經濟，若為非凝汽機，約從百分之一〇至二五；若為凝汽機，約從百分之一五至四〇。複式汽機之大小，從一〇〇馬力之貫聯式（tandem type），單罈，自動，高速，非凝汽機至四〇〇〇馬力（或更多）之複罈，並列複式（cross compound）凝汽機。複式汽機雖有大至一〇〇〇〇額定馬力者，但實際上，為發生電力之用，馬力若在二〇〇〇以上，則汽渦輪機優於活塞汽機。就蒸汽消耗言，以過熱蒸汽為工作料，完全揚罈式之高級非凝複式汽機與順流汽機，較同能力之非凝汽渦輪機更為經濟。就初價，大小，及管理費言，則汽渦輪機須處於優越之地位，至少為在二〇〇〇馬力以上之大小。汽渦輪機對於低旋轉速度與倒轉性（reversibility）則又不及汽機之佳，但汽渦輪機之旋轉速度如

果過高，可以適當之減速裝置以降低之。以在普通條件下之飽和蒸汽爲工作料之標準單罨複式非凝汽機，在額定負載量時之水率，每指示馬力時從二二至二七磅。因普通構造之此式汽機只能適用中等過熱蒸汽，故以過熱蒸汽爲工作料，其水率每指示馬力時鮮有少於二〇磅者。廢汽倘在二六吋之標準真空下凝結，水率約可減少百分之二〇。四罨複式非凝汽機之滿額負載量水率：若爲飽和蒸汽，每指示馬力時從一七至二二磅；若爲過熱蒸汽，每指示馬力時可以低至一二磅。郎肯循環效率：爲飽和蒸汽，可以高至百分之八三；爲過熱蒸汽，可以高至百分之九〇。至凝汽操作，全視初壓力，真空度，及初溫度而轉移，列舉一般之數目，全無意義。最佳之工作情形，若爲飽和蒸汽，與理論郎肯循環效率之百分之七五相近，若爲高級過熱蒸汽，爲郎肯循環效率百分之八五。

三 漲與四漲汽機 多筒複漲汽機之水率，較二筒汽機之水率爲佳，一斯密特 (Schmidt)

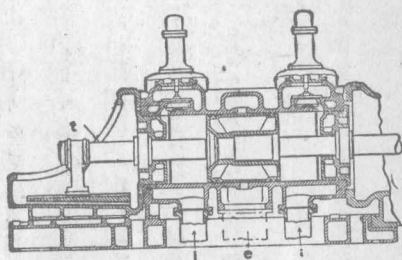
四漲汽機效率之高，誠爲任何蒸汽原動機所不及，但熱經濟僅爲與發生動力總費用有關之因素中之一而已。汽筒愈多，則單個愈大，機構愈增複雜，初價與維持費亦愈高矣。爲發生電力之用，大汽渦輪機優於大活塞汽機；單個若在四〇〇〇馬力以下，單筒順流汽機與二筒複式逆流汽機，今已

取多筒複漲汽機之位而代之。直立三漲抽水汽機 (pumping engine) 因其熱經濟高，可靠，及維持費低，故在大規模之水工廠內，執抽水機之牛耳者已數十年；但今已漸為汽渦輪機轉動之齒輪傳動離心唧機 (geared centrifugal pump) 所替代。蓋後者所佔之空間小 (約為前者之五分一至六分一)，重量輕 (不過為同能力之前者之十分一)；且設備，建築物，與基礎之初價較低，及因空間減小所節省之費，在在足以抵償往復汽機在熱力上之所得。初壓力與初溫度如高，中途又將蒸汽過熱，對於多筒複漲汽機固屬有益，但多於二筒之複漲汽機，今已不適用。

順流汽機 單筒逆流汽機與複式汽機，近已漸為順流汽機所替代。在能適用逆汽機之條件——凝汽者，或非凝汽者，高，或中等 (但非低) 蒸汽壓力，過熱蒸汽，或非過熱蒸汽，高速或低速，及帶聯者或直聯者——中，順流汽機亦與此等條件之太半適合。若以順流汽機轉動輾壓機 (rolling mills)，運風機 (blowing engines)，紡織機，與破碎設備 (crusher plants)，及發電機，尤屬特別相宜，蓋此等處所所需要者，仍一中等大小，經濟，及可靠之原動機也。順流汽機所含之材料，較同能力之單式科力斯汽機為多；汽筒亦較大較長。且為求合於最佳之經濟起見，其初壓力與

溫度不能不比尋常適用於普通單筒逆流機者為高；是以其初價要高百分之一五至二五。惟蒸汽消耗之低，為任何式單筒逆流汽機所不及，即極佳之複式汽機，亦不過與之相等，甚或不及。水率曲線平坦，故在寬廣範圍內之負載量，均顯示良好之經濟。單筒逆流機之標準停止點在程之百分之二〇至三〇處；順流汽機之停止點在百分之八至一〇處，且順流機之調整器能使停止點在百分之六〇與七〇之間出現。由是，可知當需要沉重之過類負載量 (overloads) 時，順流機亦能勝任愉快。順流機對於活塞鞴 (piston valve)，科力斯鞴，或揚鞴均能適用，惟美國大多數之設計則皆為揚鞴式。

第二十八圖為通過麥斯塔 (Mesta) 凝汽順流機汽筒之切面圖。t 為尾桿，i i 為進口，e 為出口。此特別設計之單筒順流汽機，其馬力在五〇〇與六〇〇之間；雙筒順流汽機可至一二〇〇馬力。進汽鞴為彈力雙座揚鞴式 (resilient double-seated



第二十八圖 麥斯塔凝汽順流機汽筒之切面圖

poppet-valve type) 卷動機關由一轉軸與一傳動子 (cam) 組成，用副軸 (lay shaft) 上之偏心輪 (eccentric) 以轉動之。二餘隙閥 (clearance valves) 與在汽筒各端之輔助餘隙相通，當真空度不足時，餘隙閥即自動開啓，擠壓不致有過甚之弊。餘隙閥之自動開啓，乃由一與凝汽器及與活汽管相通之導閥 (pilot valve) 司之。真空不足，餘隙閥即自動開啓，真空重行恢復後，此閥又自動關閉。以此控制餘隙，汽機由凝汽行動變為不凝汽行動時 (反之亦然)，不致干涉汽機之動作。此機之沉重活塞係浮式，為活塞桿之延長端所支持，如圖所示。

旋轉汽機 旋轉汽機 (rotary engine) 與往復汽機不同，蓋前者之活塞係繞汽筒軸旋轉，而不作往復動作也。此機之動作，與汽渦輪機亦迥異，汽渦輪機係藉蒸汽之運動量 (momentum) 推動其旋轉部，而旋轉汽機係利用蒸汽之靜壓力以運轉其活塞，故二者全不相同。旋轉機之優點甚多，故發明家咸運用其腦力，欲將此機施諸實用，不幸今所造成者，對於蒸汽經濟一問題，竟無一能與往復機相競爭者，其在商業上之成功，尚須期諸發明家來日之努力。

機式之選擇 近今之操作條件甚不一致，同時又甚專門，使達到選擇合於預先設計之活塞

汽機之式樣，愈增困難。操作條件即使相同，但工程師之意見每每相異，故所選擇汽機之式亦異。至一般之規定，全無用處，以每一特別之設置自爲一問題故也。地面能力，旋轉速度，燃料費，水率，蒸汽壓力，水之供給，負載量之特性，廢汽之需要，基礎之大小，振動，初價，管理費，及維持費，一切對於式樣之選擇，俱有密切之關係。決定各個大小之主要因素爲動力廠負載量曲線。或負載量曲線。負載量曲線既決，則問題較簡，但普通新設計每與舊設計不同，故不得不憑經驗以決定之。

倘各個未超過二〇〇馬力，而廢汽之大部分又用以生熱或供其他之用途，爲密實，初價低，簡單，及維持費低起見，以單罨，單筒，高速，非凝汽機較爲適宜。雖然，當不需熱之時，大量之廢汽若棄而不用，則以單筒，高速，四罨，非凝汽機或有輔助輸出罨（或與此有相當之設計）之非凝汽順流機更爲合算。在不利用廢汽時期中，若負載量爲常數，且略與經濟之負載量相近時，在四罨逆流汽機與順流汽機二者之間，則寧願選擇前者，蓋前者之初價低，所佔之地面與基礎又皆合於經濟之原理也。然負載量若變動甚劇，四罨汽機之低初價與所需地面之利益，又不能與順流機之平坦水率曲線同日而語。順流機需有大而堅固之基礎，在小規模之汽廠內，成爲一嚴重問題。普通製造之單

器單筒汽機，對於蒸汽之溫度在華氏四五〇度以上者，即不適宜，而順流機之標準設計，係按華氏六〇〇度設計者。單筒高速逆流汽機，鮮有以之作凝汽運轉者，此因凝汽設置所需之費，以之與增加之熱經濟相較，不合經濟之故。

爲非凝汽業務而大小在二〇〇與一〇〇〇馬力之間，吾人之選擇，落於單筒低速科力斯，複式逆流機，與單筒順流機三者之間。爲低初壓力，並爲速度之限制所許，單式科力斯乃一良好之被選者；然設爲高初壓力，則複式逆流機與單式順流機對於蒸汽消耗，更爲經濟。順流機之水率曲線較任何其他式之水率曲線平坦，故負載量若與標準定額相去甚遠，如採用順流汽機，不爲無益。緊壓科力斯式（non-releasing Corliss type）乃低速汽機，故若用直聯法，與其配合之發電機必重而價值昂貴；地面與基礎因是增加，而建築物之費用與大小亦不能不隨以增漲。壓力每平方吋若在一二五磅以上，被選擇者應爲複式逆流機或順流機。

凝汽機各個之額定馬力如在一〇〇〇匹以上，尋常所選用者爲科力斯式，但初壓力不可超過一〇〇磅表壓力。壓力如高，以複式逆流機或單式順流機較爲適宜。壓縮機（compressors）

起重機 (hoisting engines) 及輾壓汽機 (rolling mill engines) 工程家樂用單筒順流汽機以爲之者雖有增漲之趨勢，但尋常皆以複式逆流機爲之。轉動額定能量在五〇〇瓩以上之發電機之汽機仍爲活塞式，惟新設置之大多數，則皆已採用渦輪發電機 (turbogenerators) 因汽渦輪機之初價與維持費俱較少故也。

交流發電機 (alternating-current generator) —— 渦輪發電機大半皆爲此式 —— 每分旋轉數視電極 (poles) 之數目與所發電流之周波率 (frequency) 而定 (周波率等於每分旋轉數與電極數相乘之積，再除以一二〇所得之商)。電極之數較大，電機之直徑勢必加大，所需之材料與構造費亦隨以增加。故低速電機每較能量相同之高速電機昂貴。渦輪發電機爲高速機器，故總廠多採用之。

第 七 章 汽 渦 輪 機

概 論 在三十餘年前，汽渦輪機尚不能供實際上之應用，降至今日，在「動力界」中——至少在大規模之總廠內，——此機已成爲最重要之原動機。爲某某類業務，如軋鋼之軋壓機，壓縮機，及非凝汽小發電設備等所任之業務，活塞汽機常居於較優之地位，但有聯動裝置之渦輪機（geared turbine）與爲渦輪發電機所轉動之變速可逆電動機（reversing motor）有時亦侵入其應用之廣場中。爲發生動力，活塞汽機仍將繼續爲一要素，可無疑義，但在大規模之總廠內，則已無復有其地位。汽渦輪機之構造已臻完善，所尙待改進者，只在保障其動作之可靠耳。單筒各個之大小，從小於一額定馬力之輔助汽渦輪機，至五〇〇〇〇瓩額定能量之大汽渦輪發電機。總廠內設置之多筒各個，有大至最大能量爲七〇〇〇瓩者。

汽渦輪機一般之分類俱有未妥；後表亦不過將少數著名汽渦輪機，依其動作所包含之基本

原理列成。若將汽渦輪機分爲下述三類，適與製造家之意見相合：(一)衝動式 (impulse type)；(二)反動式 (reaction type)；及(三)衝動式與反動式之合併式。此外尚有依業務之種類，蒸汽流動之方向，運轉之方法，或圓筒之多寡與排列之不同，而分類者。除將上述三類略事述敘外，餘不具論。

衝動式 在衝動式內，蒸汽之澎漲發生於一個或許多個固定噴管 (nozzles) 中。澎漲之際，從壓力低落所拋卻之熱，遂賦予噴射汽 (jet) 以速率。噴射汽出噴管後，即衝擊輪葉 (vanes, or buckets)，而將動能 (kinetic energy) 給與葉輪。在輪葉對側之汽壓，彼此相同。壓力低落之全量如在一組噴管內完成，噴射汽只衝擊一單葉輪時，此種汽渦輪機屬於單級 (single stage) 單速類。噴射汽之速率甚高，每秒自二〇〇〇至四〇〇〇呎，故葉輪之周速率 (peripheral velocity) 亦須甚高 (每秒從七〇〇至一四〇〇呎)，方合經濟。今已不復製造之得喇伐爾 A 種，即爲單級單速渦輪機。

壓力低落之全量如在單組噴管內完成，而渦輪機又只有一單葉輪時，若用複速率，葉輪之旋

轉速度可以較低，以期合於經濟之原理。欲達到用複速率之目的，須以一系固定反向輪葉，導引由噴管噴出具有甚高速率之蒸汽，往復衝擊轉動部（rotor）上之輪葉，直至噴射汽之所有可供利用之動能賦與葉輪而後止。在此種渦輪機輪葉兩側之汽壓，彼此係相同者。武立單級渦輪機爲此類之代表。

如用複壓力，低周速率與高效率俱可由是得到；複壓力者，即澎漲發生於多組噴管之內之謂也。在每組噴管內，可供利用之熱能，只有一部分變爲動能。有一組固定噴管，即有一相符之轉動部。故此類渦輪機實由多數單速衝動式並列而成者，通常稱之曰拉托式。每級中之汽壓，皆較其前一級之汽壓爲低。刻耳與大刻替斯汽渦輪機均爲此類之代表。

所謂多速多壓式者，即兼用複速率與複壓力之渦輪機也。刻替斯汽渦輪機爲此類渦輪機一有名之例。

反動式 在此式內，靜能（potential energy）變爲動能，發生在轉動輪葉與固定輪葉二者之中。賦與蒸汽以速率之熱能，在第一組固定輪葉中，僅爲一小部分。從此組噴管射出之蒸汽，其

衝擊第一組轉動輪葉之速率，與此組轉動輪葉之速率無異，故噴射汽入此組轉動輪葉時，並無衝擊作用。轉動輪葉依據部分膨脹之設計製成者，蒸汽膨脹，速率即增，而此增加之速率，在轉動輪葉上遂生出反動作用。膨脹之發生也甚漸，欲其完全，須有多數錯綜排列之固定與旋轉輪葉，方能達到目的。每級中壓力低落之量小，故周速率低，而總效率因以加高。阿利斯·卡爾麥爾斯汽渦輪機屬於此式。

衝動式與反動式之合併式 此類汽渦輪機之高壓部分為衝動式，低壓部分為反動式。單筒，高壓，凝汽衛斯亨豪斯汽渦輪機為此類汽渦輪機之模範，實一聯合刻替斯與帕孫斯 (Parsons) 兩種設計之汽渦輪機也。

初等理論 一既定重量之蒸汽，在既定壓力與溫度時，所佔之容積係一定數，所含熱能之量亦係一定數。蒸汽如能膨脹至較低之壓力，無論其在往復活塞汽機之汽筒內，旋轉活塞汽機內，或汽渦輪機之噴管與輪葉內膨脹，所做之功，在理論上係相等者。

以W代表蒸汽流動之速度，每秒以磅計之；

E 代表蒸汽從較高壓力澎漲至較低壓力時每磅所拋卻之能，以呎磅 (foot pound) 計之；

H_1 代表蒸汽之初熱量，每磅以英熱單位計之；及

H_2 代表蒸汽之終熱量，每磅以英熱單位計之。

則低落之熱量，即供作有用之功之熱量，每秒為 $W (H_1 - H_2)$ 英熱單位。

若蒸汽從含有初條件 H_1 澎漲至含有終條件 H_2 ，則可供作功之能 E_1 為

$$E_1 = 777.5W (H_1 - H_2), \text{呎磅/秒} \dots\dots\dots (36)$$

在理想活潑汽機或旋轉汽機內，所有是能 (E_1) 幾全賦與活潑或賦與與活潑相當之物，賦與蒸汽以生速率者，只無足重輕之一小部分耳。

若不使蒸汽直接動作於往復汽機或旋轉汽機之活潑，但使其完全澎漲發生於於無磨擦力之噴管或與噴管相當之物內，則低落之熱量遂賦與蒸汽以生速率，而噴射汽所生之動能 E_2 可計之如次：

$$E_2 = W V_1^2 \div 2g, \text{ 呎磅/秒} \dots\dots\dots (37)$$

前式中 V_1 為噴射汽之速率，每秒以呎計之，當由噴管噴出時，其方向與葉輪轉動之方向相同。

若將此噴射汽導向汽渦輪機之輪葉，其施於輪葉上之力為 $W V_1/g$ 磅。噴射汽離輪葉時之速率若為 V_2 ，每秒以呎計之，則其在運動方向所生之力為 $-W V_2/g$ 磅。 V_2 之方向與 V_1 相反，故其符號為負。施於輪葉在運動方向之總力 P （以磅計之），乃二力之代數差，以式表之於次：

$$P = W V_1/g - (-W V_2/g) = W (V_1 + V_2) \div g \dots\dots\dots (38)$$

在完全衝動式汽渦輪機內，噴射汽離輪葉時之速率為零，故 $W V_2/g = 0$ 。而噴射汽施於輪葉在運動方向之力為：

$$P = W V_1/g \dots\dots\dots (39)$$

若假定無損失，輪葉所吸收之功 E_3 ，乃周力 P 與周速率 u （每秒以呎計之）相乘之積：

$$E_3 = P U = W U (V_1 + V_2) \div g \dots\dots\dots (40)$$

在理論上欲得最大效率，周速率應為噴射汽速率之半—— $U = 1/2 V_1$ ——若吸收之能僅

屬一部分，則 $U = 1/2(V_1 - V_2)$ 。將 U 之值代入前式，並簡單之，得：

$$E_3 = W (V_1^2 - V_2^2) \div 2g \dots\dots\dots (41)$$

完全衝動式汽渦輪機之 V_2 等於零，故吸收之功 E_4 爲：

$$E_4 = W V_1^2 \div 2g \dots\dots\dots (42)$$

在反動汽渦輪機內低落之熱量，其在固定噴管內出現者，並非全體，而僅爲一部分，其所餘之部分，則在轉動輪葉內出現，即轉動輪葉亦無異一種使蒸汽在其內膨脹，與在固定輪葉或噴管內膨脹之情形相似之噴管。

若以 V_1 與 V_2 各代表在運動方向，進轉動輪葉與出轉動輪葉對於轉動輪葉之速率，則施於轉動輪葉上在運動方向之力 P_1 爲：

$$P_1 = W (V_2 - V_1) \div g \dots\dots\dots (43)$$

被轉動輪葉所吸收之功 E_5 爲：

$$E_5 = W (V_2^2 - V_1^2) \div 2g \dots\dots\dots (44)$$

在完全反動式汽渦輪機內，噴射汽從固定噴管入轉動輪葉之速率，與轉動輪葉之速率相等，即 V_1 等於零，故被吸收之功 E_6 為：

$$E_6 = W V_n^2 \div 2g \dots\dots\dots (45)$$

若將轉動輪葉視作固定不動，則為一已定低落之熱量， $V_n = V_1$ ， $E_4 = E_6$ ；換言之，無論在固定或轉動噴管內膨脹，一已定低落之熱量所作之功皆相等。

但 $E_1 = E_4$

即 $777.5 W (H_1 - H_n) = W V_1^2 \div 2g$

由是 $V_1 = 223.7 \sqrt{H_1 - H_n} \dots\dots\dots (46)$

式 (42) 若稍加以研究，可知倘低落之全熱量在單噴管或一組噴管內出現，則噴射汽之速率甚高，若僅以單組輪葉吸收噴射汽所含有之能，則轉動部之周速率亦應高而後可。欲得高效率，同時有關之周速率又須低者，則可將汽渦輪機造成多級式（複式）實施之法，即（一）低落之熱量，可以逐漸在許多組噴管內出現（使壓力成為複壓力）；（二）噴射汽之動能，可以多組交

互排列之固定與轉動輪葉吸收之（使速率成爲複速率）或（三）同時應用多壓多速之原理（使壓力與速率成爲複壓力與複速率）。

若壓力只有 n 級，則理論之級速率（stage velocity） V_s ，假定其等於每級中低落之熱量，應爲：

$$V_s = 223.7 \sqrt{(H_1 - H_n)} \div n \dots\dots\dots (47)$$

欲得最高之理論效率，轉動部之周效率 V_p 應爲級速率之一半：

$$V_p = V_s \div 2 \dots\dots\dots (48)$$

倘速率只有 n' 級，爲得最高之理論效率，周速率 V'_p 爲：

$$V'_p = V_1 \div 2 n' \dots\dots\dots (49)$$

聯合以上四式，令 $n = n'$ ，並簡單之，得：

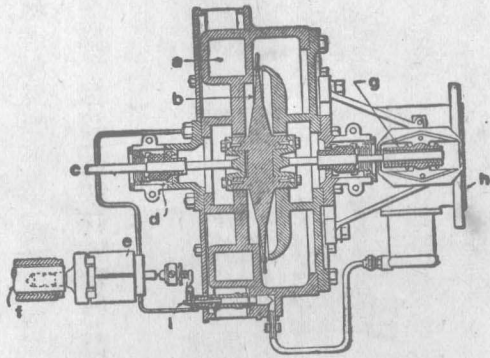
$$V_p = V'_p \sqrt{n} \dots\dots\dots (50)$$

即是，低落之熱量與級數均相等時，用複速率較用複壓力所得之周速率更低。

所供給之熱，變為功之熱，理論水率，及關於應用之各種循環效率，均與往復汽機關於此等事項之情形相同，不詳述焉。

(36) 至 (50) 各式乃普通公式，無論何式汽渦輪機俱適用之。

得喇伐爾 A 種汽渦輪機 第二十九圖為經過著名單壓單速衝動式得喇伐爾 A 種汽渦輪機之輪殼與葉輪之切面圖。a 為汽櫃，b 為葉輪，c 為傳動至減速聯動裝置之軸，d 為適動軸承 (flexible bearing)，e 為調速器，f 為減速聯動裝置之軸，g 為自動固位軸承 (self aligning bearing)，h 為排洩管，i 為真空洩漏管 (vacuum breaker valve) 轉動部 (即葉輪) b 係以含碳甚富之鋼圓盤製成，裝於適動軸上，其周圍裝以單行鋼質輪葉。在甚

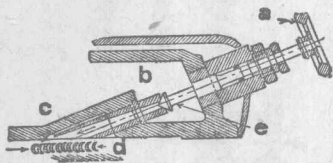


第二十九圖 得喇伐爾 A 種汽渦輪機

高之速度時，欲轉動部保持平衡旋轉，在機械上為不可能之事：用適動軸之目的，即在使葉輪繞其重心（centre of gravity）以替代繞其幾何之中心而旋轉，若軸為無柔性之剛體構造，即不克達此目的。輪殼用鑄鋼（cast steel）造成，葉輪置於其內。噴管插於殼內，如第二十圖所示。圖中 a 為手輪，b 為汽櫃，c 為噴管，d 為葉輪，e 為噴管套（nozzle valve）。葉輪之莖（即末端）造成球狀，以便固定於葉輪緣之槽內，至其上端之凸緣，則互相接觸，造成一無縫之圈。如第三十一圖所示。調速器為離心式，其功用在於調節蒸汽輸入之多寡，而控制渦輪機之速度。

此渦輪機之操作情形，述之於次：蒸汽經調速

器入汽櫃內後，由此分配於各噴管。噴管之數從一至一五，視汽渦輪機之大小而定；其與葉輪之面所成之角度為二〇度。當蒸汽未以高速率衝擊輪葉之先，已在噴管內膨脹，直至其壓力達可以實



第三十圖 噴管之裝置



第三十一圖 渦輪葉

現之反壓力及將其所含之能給予葉輪後，乃輸出殼外。

已造成之A種得喇伐爾汽渦輪機，其大小從一七到七〇〇馬力。葉輪之直徑從四吋（極小者）至三〇吋（極大者）。速度每分從一〇六〇〇轉（極大者）至三〇〇〇〇轉（極小者），依次相符於周速率每秒一三一〇呎至五二〇呎。此汽渦輪機之速度甚大，常不能用直接聯合，而須以減速聯動裝置將其速度減至一〇與一之比。

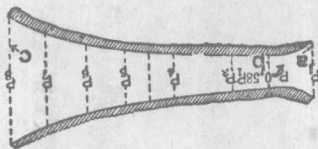
第三十二圖為一各部按理論大小製成之澎漲噴管之切面圖，a為入口，b為管喉，c為管口。在噴管任意一點n之橫切面，可用後式以計算之：

$$A_n = WS_n \div V_n \dots\dots\dots (51)$$

前式中：A_n為面積，以平方呎計之。

W為射出蒸汽之最大重量，每秒以磅計之；

S_n為蒸汽在壓力P_n時之比容積，及



第三十二圖
按理論大小製成之澎漲噴管

$$V_n = 223.7 \sqrt{H_1 - H_n}$$

代替 H_n 與在式 (40) 與 (51) 中之壓力 $P_n = 0.58P_1$ 相符之熱量 (據試驗與數學上之研究, 蒸汽在噴管最狹之切面處即噴管之喉——蒸汽由此流過——之壓力, 大約須為絕對初壓力之 0.58 倍——合成速率 (resultant velocity) 每秒約為一四〇〇至一五〇〇呎;——至壓力之繼續低降, 須越過此最狹切面以後), 則在此管喉處之面積容易決定。至在噴管其餘各點之橫切面積, 可用同一之方法, 指定 H_n 相當於各壓力之值而決定之。

摩業耳 (Mayer) 謂一適當比例之噴管, 在喉 a 處之面積, 與在其他任何點 a_n 之面積之比, 略與在 a_n 點之壓力與初壓力之比成比例:

$$\frac{a_0}{a_n} = \frac{P_n}{P_1} \dots\dots\dots (52)$$

噴管之進口, 其縱切面形成一任便對稱之兩曲線形。

噴管之長, 與用後式決定之值近似:

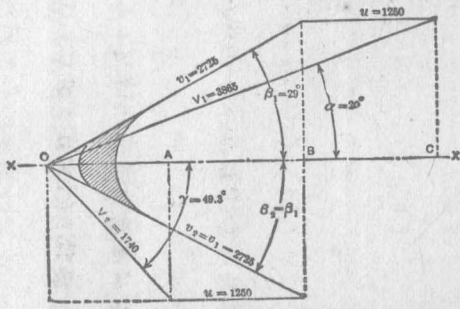
$$L \sim \sqrt{15a_0} \dots\dots\dots (53)$$

前式中 L 爲噴管喉與噴管口間之長度，以吋計之，及

a_0 爲在喉處之面積，以平方吋計之。

注意 式(40)與(51)乃普通公式，對於任何濕度，濕蒸汽，乾蒸汽，或過熱蒸汽俱適用之。

第三十三圖爲一單級得喇伐爾汽渦輪機之速率圖表。假定噴管導蒸汽向輪葉之絕對速度爲 V_1 ，與葉輪之面 XX 所成之角爲 α ，因葉輪轉動之速率每秒爲 u 呎，則蒸汽對於葉輪之速率 v_1 ，應爲 V_1 與 u 之合成速率。而輪葉之適當入角應爲 v_1 與 XX 間之角 β_1 。倘輪葉之曲線能使此 β_1 角與葉輪轉動之方向一致，當蒸汽入輪葉時，即無激衝發生。爲製造便利起見，故使出角 β_2 與入角 β_1 相等。如忽略在輪葉槽內由磨擦所受之損失，則相對輸出速率 (relative exit velocity)



第三十三圖 理想之單壓單速渦輪機之速率圖表

v_2 將等於 v_1 ，而 v_2 與 u 之合成速率為絕對速率 V_2 。噴射汽衝擊輪葉時所生之衝擊力為 $W v_1 / g$ ，而其在運動方向之分力 (component) 為 $W v_1 \cos \beta_1 / g = W (V_1 \cos \alpha - u) / g$ ；及噴射汽離輪葉時所生之衝擊力為 $-W v_2 \cos \beta_2 / g = -W (V_2 \cos \gamma + u) / g$ 。故施於輪葉上之全壓力 (即真實之轉動衝擊力) 為：

$$P = W/g \times \{ V_1 \cos \alpha - u - [- (V_2 \cos \gamma + u)] \} \dots\dots\dots (54)$$

$$= W/g \times (V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \gamma) \dots\dots\dots (55)$$

式 (54) 又可表之如次：

$$P = W/g \times 2 (V_1 \cos \alpha - u) \dots\dots\dots (55a)$$

與軸平行之合成力——即橫推力 (end thrust) ——為：

$$F = W/g \times (V_1 \sin \alpha = V_2 \sin \gamma) \dots\dots\dots (56)$$

若 $\alpha = \gamma$ ， $V_1 = V_2$ ，將無橫推力發生蓋 $V_1 \sin \alpha - V_2 \sin \gamma$ 將等於零也。

所作之功為：

$$P_u = W u (V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \gamma) / g \dots \dots \dots (57)$$

若以式 (55a) 代式 (84) 則

$$P_u = W / g \times 2u (V_1 \cos \alpha - u) \\ = W / g \times 2 (u V_1 \cos \alpha - u^2) \dots \dots \dots (58)$$

求前式之第一微分係數 (derivative) 而使其等於零

$$\frac{d}{du} [\frac{W}{g} 2 (u V_1 \cos \alpha - u^2)] = V_1 \cos \alpha - 2u = 0$$

$$\text{即 } u = \frac{1}{2} V_1 \cos \alpha \dots \dots \dots (59)$$

即是所作之功 P_u 對於任何噴管角 α 當 $u = \frac{1}{2} V_1 \cos \alpha$, or $\gamma = 90^\circ$ 時, 達其最大之值, 由

是:

$$P_u = W / 2 g \alpha V_1^2 \cos^2 \alpha \dots \dots \dots (60)$$

當 $\alpha = 0$, $u = \frac{1}{2} V_1$ 時, 對於任何初速率 V_1 所得之功變為極大。但此種情形, 只能為一有完

全倒對之噴射汽, 而噴射汽之終速率等於零時, 始能出現。將在式 (59) 內 $\alpha = 0$, $u = \frac{1}{2} V_1$ 之

值代入前式而簡單之得：

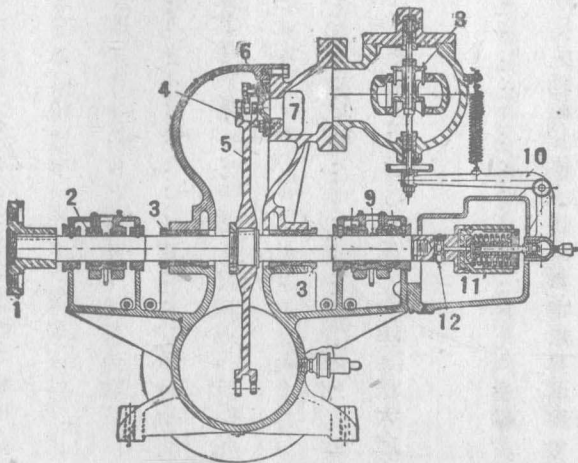
$$P_u = E_1 = W V_1^2 \div 2 g$$

此式與式(42)相同，固係應相同者。

在真實汽渦輪機內，由於輪葉內有磨阻力之故，故各種速率應較以上由理論上所得者為少，而速率圖表所示者，自亦一致的減少，無待煩言。

得喇伐爾 C 種汽渦輪機 第三十四圖為

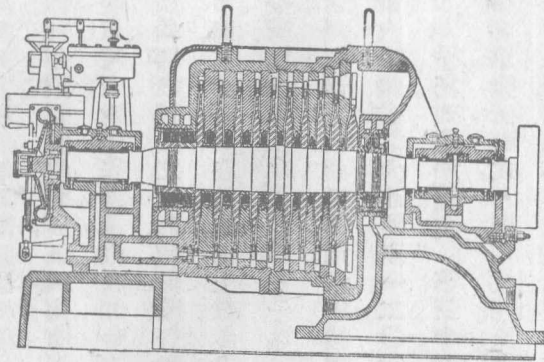
一單壓，複速，非凝汽之得喇伐爾 C 種汽渦輪機之切面圖；此汽渦輪機乃根據著名之刻替斯原理造成者。圖中 1 為接合器 (coupling)，2 為軸承，3 與 3 為阻洩函蓋 (packing gland)，



第三十四圖 得喇伐爾 C 種汽渦輪機

4 爲導葉 (guide vanes) 5 爲葉輪 6 爲噴管座 (nozzle block) 7 爲汽櫃 8 爲調速器汽卷 9 爲抵力軸承 10 爲調速器槓桿 11 爲主調速器 12 爲保安柱狀活塞 (emergency plunger) 轉動部用鋼質圓盤製成，其四周有青銅，鍛鋼，或鎳，銅，與鋼之合金製成之輪葉兩行：製造輪葉之材料，究以何者爲佳，須視蒸汽起始時之條件如何爲斷。輪葉之設計，與有聯動裝置之單級得喇伏爾汽渦輪機之輪葉之設計相似。噴管爲發散式，其直徑逐漸增大，故有是名。導葉位於兩行轉動輪葉之間，其設計與在轉動部上輪葉之設計無異。調速器爲離心式，裝於汽渦輪機之主軸上，職司雙座平衡器 (double-seated balanced valve) 開啓之大小。高速機器，可以直接聯結於此汽渦輪機之接合器上；低速機器，則汽渦輪機與被轉動機器之間，須安置減速聯動裝置而後可。C 種得喇伏爾汽渦輪機，其大小可至一二〇〇馬力。

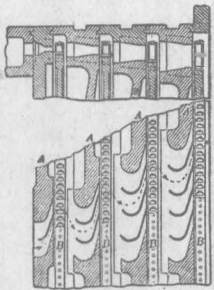
拉托式汽渦輪機 第三十五圖爲一個一〇級里哲威汽渦輪機之切面圖。此汽渦輪機屬於複壓單速衝動式，乃應用拉托原理造成者，故又稱曰里哲威·拉托汽渦輪機。轉動部由許多緊箍於剛軸上，並以楔 (key) 穩固之鋼質圓盤所組成；圓盤之間，隔以鋼圈。圓盤之四周，則以特種合



第三十五圖 里哲威·拉托高壓汽渦輪機

金製成之輪葉安置其上，而完成完全之葉輪，含噴管之間隔固定於渦輪機殼上，將殼分離成若干部分，以便每葉輪佔有其一殼與間隔均從水平分為二部分，以便檢查時容易折開。

第三十六圖為里哲威·拉托汽渦輪機之噴管與輪葉之裝置圖。A，A為間隔，B，B為葉輪。蒸汽從第一級至最末一級時，其壓力逐級低落，其容積則逐級增漲，故噴管之面積與輪葉間之面積，從第一級至最



第三十六圖 渦輪葉與噴管之裝置

末一級，亦須逐漸增大，方能適合蒸汽澎漲後之容積。

刻替斯汽渦輪機

第三十七圖為一個三級刻替斯汽渦輪機之噴管與輪葉之裝置圖。此汽

渦輪機屬於複壓複速衝動式。圖中1, 1為轉動輪葉, 2, 2為固定輪葉, 3為間隔 (diaphragm), 4

為固定部, 及5為轉動部。蒸汽從汽管至A處後, 通過一或

一以上之輸入罅B而入C內 (輸入罅之多寡, 視負載量

為斷; 其動作則以調速器控制之) 由此從第一級之噴管

D噴出, 衝擊轉動輪葉之第一行, 而給其一部分動能與輪

葉。蒸汽出第一行轉動輪葉後, 即入相隣之反向固定輪葉

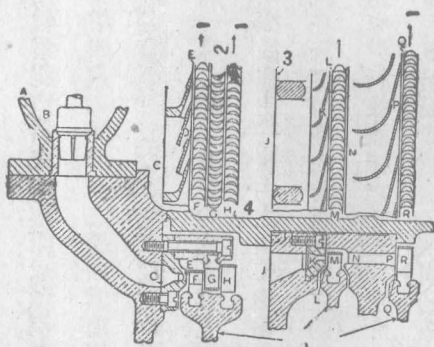
內, 將其流動之方向變易後, 遂流入轉動輪葉之第二組內,

並將其餘存之動能拋棄而給與輪葉。蒸汽從此級流至第

二級之噴管K (噴管之個數與大小務宜適合, 其面積之

總和須大, 以應增大後之容積) 時, 其壓力已逐漸降低; 及

其在K噴管內澎漲時, 得一新生速率, 從K內射出, 將其動能授與第二級之轉動輪葉, 一如以上所



第三十七圖 噴管與渦輪葉之裝置

述情形。蒸汽如此繼續動作，直到最末一級爲止。

轉動部由裝於一橫軸上之多數鋼圓盤所組成，圓盤之個數由一至二三（或更多），而其面則彼此相對。昔時之設計有採用立軸式者，但今已廢棄不用。輪葉視汽蒸之情形，而以鎳鋼、青銅與鎳，或鎳、銅與鋼各種合金製成之；其莖形如鳩尾，以便嵌入圓盤四周相同形狀之槽內；其頂端有筭，互相啣接，用釘釘合，造成一覆環（shroud ring）。反向固定輪葉固定於葉輪之殼上，如圖所示。旋轉葉輪之間，有一固定不洩汽之間隔，蒸汽從前一級至次一級必經之噴管，均安置其上，或鑄合其內，新舊設計，各有不同。蒸汽之壓力低落時，其容積隨以增漲，故在次一級內之噴管與輪葉之大，亦須較在前一級內者爲大，以適應增漲後之容積。又蒸汽在每壓力級內，其所拋卻之動能約爲 n 分之一， n 表級數。級數與每級內輪葉之數，視膨漲度、周速率，與利便機械之各種情形而定。在第一級內之噴管，環葉輪之周列成一短弧形，其數目以次迭加，至最末級時，葉輪之四周，已全爲噴管所包圍。

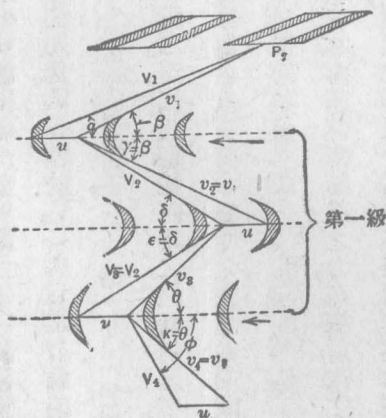
較小汽渦輪機之速度，用一裝於主軸之末端，藉聯桿之功用而與單平衡調節器相聯之遠心

調速器控制之；較大者之速度，則以利用水力之間接組織法以控制之。

第三十八圖爲一模範單壓複速刻替斯汽渦機輪之輪葉與噴管之速率圖表。此汽渦機輪由一單組固定噴管，單轉動部上之兩行轉動輪葉，與一反向固定輪葉所組成。

蒸汽在固定噴管 P_2 內膨漲完全後，從 P_2 內以絕對速率 V_1 噴出，打擊第一組轉動輪葉；其與葉輪面所成之角爲 α 。 V_1 與周速率 u 之合成速率 V_1 爲蒸汽對於輪葉之速率； V_1 與葉輪面造成之角 β 爲第一組輪葉之適當入角。若忽視磨擦力，則出角 γ 將與入角 β 相等。對於輪葉之輸出速率 V_2 與周速率 u 之合成速率 V_2 ，是爲絕對輸出速率。

輪葉之第二組固定不動，其功用在於變易汽流之方向；入其內之絕對速率爲 V_2 。 V_2 與固定輪葉



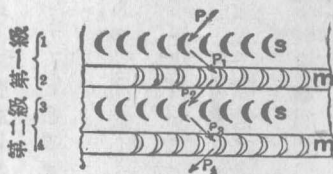
第三十八圖 速率圖表

之中心線造成之角 S 爲適當之入角。若將磨擦力忽略不計，則絕對輸出速率 V_3 將等於 V_2 ，而出角 E 將等於 S 。蒸汽從固定輪葉噴出打擊轉動輪葉之第二組（即第三組輪葉）時，其絕對速率爲 V_3 ，與葉輪面所成之角爲 E （等於 S ）。聯合 V_3 與周速率 u ，即得蒸汽對於第二組轉動輪葉之速率 V_4 。與葉輪面所成之角 θ 爲第二組轉動輪葉之適當入角。 V_4 （等於 V_3 ）與 u 之合成速率 V_1 爲第一級之絕對輸出速率。

無論壓力有多少級，俱可用與上相同之方法以分析之。蒸汽入每級內時之絕對初速率，係與在本級之噴管內低落之熱量相符者；估計低落之熱量，係從蒸汽在前一級內之終熱量內，減去蒸汽在本級之噴管之口時之終熱量，所得之數，即爲所求之低落熱量。

反動汽渦輪機 反動汽渦輪機屬於複壓單速類。在其內運轉轉動部之力，乃噴射汽之反動力（reaction），而非噴射汽之衝擊力（impulse）。蒸汽之膨脹分爲許多級，故其壓力在每級中低落之量殊微，且其膨脹在固定與轉動輪葉中均逐漸發現。每級由一行固定輪葉與一行轉動輪葉組成；各級配合之情形，除因噴射汽與輪葉之動力關係，從入口至出口所生較低之速率外，能

使所得之全膨脹，與從發散噴管 (divergent nozzle) 所得之效果相似。蒸汽施其動作於輪葉之狀況，以第三十九圖說明之。圖中， S 為固定輪葉， m 為轉動輪葉。蒸汽在第一行固定輪葉內從壓力 P 膨脹至壓力 P_1 時，其速率亦相符的增加，但當其入相隣之轉動輪葉時，並無衝擊動作發生，蓋二種速率相差甚有限也。及蒸汽流經第一行轉動輪葉時，壓力即由 P_1 低落至 P_2 ，並在此行轉動輪葉上生出反動作用，推葉輪使之旋轉。蒸汽由第一行轉動輪葉以殘餘之低速率射入第二行固定輪葉內，即在其內膨脹，壓力遂由 P_2 降至 P_3 。及出第二行固定輪葉，以與第二行轉動輪葉之速率相同之速率，打擊第二行轉動輪葉。蒸汽繼續前進，此種現象即在渦輪機之各級中一再重演，直至最末一級為止。當噴射汽打擊轉動輪葉時，雖發生少許衝擊力，但推動轉動部之旋轉力，主要屬於反動力。壓力在各處均不突然變易（在任意一行輪葉內，低落之量，鮮有超過三磅者），蒸汽之速率是以較低。蒸汽從入口至出口流行之方向，有與軸成爲平行，及與軸成爲直角兩種；帕孫斯（英國式），衛斯亭

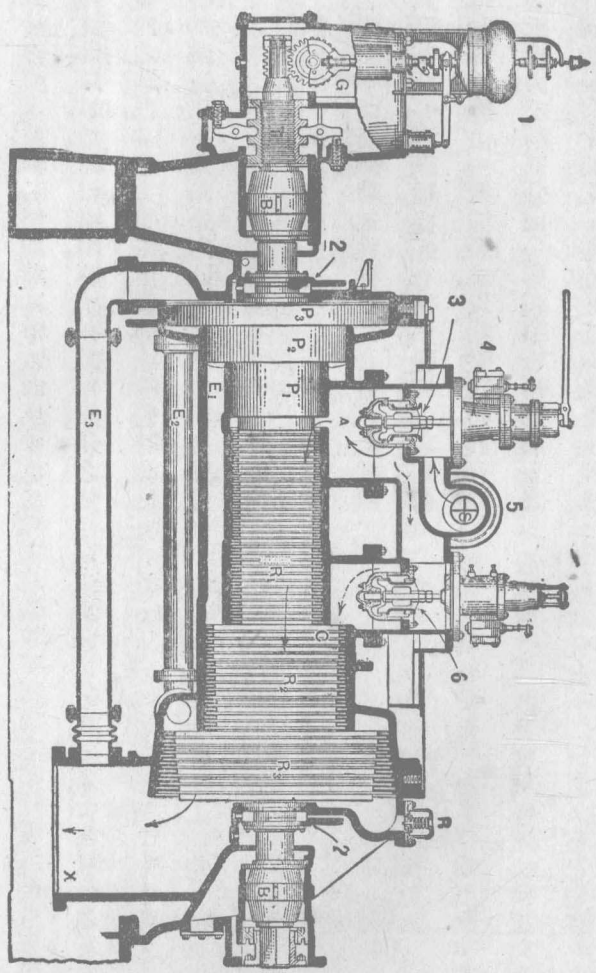


第三十九圖 渦輪葉之裝置

豪斯（美國式），及阿利斯·卡爾麥爾斯（美國式）各式汽渦輪機均屬於前種，而瑞典式之力允斯特綸（Ljunstrom）汽渦輪機則屬於後種。

第四十圖爲一衛斯亨豪斯反動汽渦輪機之切面圖。圖中：1爲調速器；5爲蒸汽之入口；2爲水封裝置（water seal），其功用在於阻蒸汽之外洩；B爲軸承（餘見後）。蒸汽經過調速器汽窰3後，從A處入圓筒 R_1 內，經過圓筒 R_1 、 R_2 ，與 R_3 上之各輪葉，然後達於輸出口X。與均衡管 E_1 、 E_2 ，及 E_3 相通之平衡活塞 P_1 、 P_2 ，及 P_3 ，乃爲平衡推力而設；抵力軸承T則在保持轉動部在其固有之位置上。調速器司啓閉導窰4之職；而導窰4之職司，則在控制調速器汽窰3上升量或下墜量之多寡，務使通過蒸汽之重量，適合當時負載量所需要之情形。若遇汽渦輪機之需要，多於能通過圓筒 R_1 上各輪葉間蒸汽之重量時，汽渦輪機之速度將略減，而過額負載量汽窰6勢必爲調速器開啓。此汽窰6被開啓以後，因在C處之輪葉間之面積較大，故較多量之蒸汽，能由此輸入，以供意外之需要。惟效率須較前爲低，自不待言。

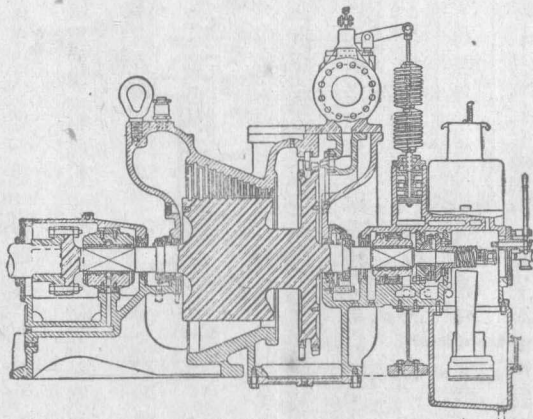
第四十圖 衛斯豪斯 輪 機



衝動式與反動式合併汽渦輪機 若將反動汽渦輪機之轉動部之第一級膨脹部分造成衝動式，於經濟上並無若何顯然之犧牲，而反動汽渦輪機最低效率級內之多行輪葉，卻可省去不用，轉動部因以較短而較堅固。關閉在衝動部分之噴管室內之蒸汽，其壓力與溫度，當經過噴管時，均已因膨脹減低。在衝動部分內，低落之熱量為全熱量百分之二〇至五〇；正確之量，視初蒸汽條件而定。

第四十一圖為一個一五〇〇瓩，表示尋常設

計之衛斯亨豪斯衝動式與反動式合併汽渦輪機（簡稱某合併汽渦輪機或合併渦輪機）之切面圖。轉動部全體由一鋼塊煅成，以期堅固而具有強大之抵抗力。衝動部分由一單組噴管，轉動部上之兩行輪葉，及在中間之一組固定反向輪葉所組成。



第四十一圖 衛斯亨豪斯衝動式與反動式合併渦輪機

衝動部分吸收之能，約佔所生之全能之百分之四五。反動部分由一二反動級組成，其旋轉部分裝於一圓筒形之鼓形軸上。此汽渦輪機無平衡活塞（balance pistons），如有與軸平行之不平衡力發生，平衡環（balance or dummy rings）與抵力軸承（thrust bearing）可以抵消之。調速器藉主軸上之蝸齒聯動裝置（worm gear）動作之，而直接控制蒸汽輸入閥（steam admission valve）開闔之量。

雙流式之衛斯亨豪斯汽渦輪機，今已不復製造，僅供歷史上之研究而已。

汽渦輪機之效率與經濟 若將活塞汽機與汽渦輪機之水率加以比較，所得之結果，自不能使吾人滿意，因二者操作之情形各不相同之故。惟就一般而論，爲非凝汽業務，活塞汽機所耗之蒸汽，較汽渦輪機所耗者更爲經濟；爲高壓力，高真空，凝汽業務，則二者與上所言者適又立於相反之地位。順流式或揚畚式凝汽機在優良之情形下，大小如至三〇〇〇馬力（在某某情形，且有至五〇〇〇馬力者），其所顯示之經濟，較汽渦輪機爲優，惟熱經濟僅爲與總力價有關多數因素中之一耳。爲與「以電力轉動有聯帶關係」之高壓凝汽業務，馬力如在三〇〇〇以上，汽渦輪機自有

其專霸之地位；又超於此大小之活塞汽機，在近今之總廠內，卽不嘗見。若將複式單罈，單筒四罈，與非凝複式四罈各式活塞汽機，及相等大小之汽渦輪機之顯示工作情形之諸曲線加以比較，卽知活塞汽機在經濟上有顯著之增加。爲在二〇〇〇與六〇〇〇馬力間之大小，最高級之活塞汽機與汽渦輪機之蒸汽經濟，並無若何之區別。多於七五〇〇瓩之活塞汽機，無有製造之以供總廠業務之用者；故欲以之與汽渦輪機比較，自不克實行。

除依郎肯循環工作之原動機外，卽不能以水率，或供給與每單位產量之熱量，估計互有關聯之熱經濟，因在調節罈與凝汽器間加入或取出之熱量亦須計及故也。唯一真實之比較，須包含全廠之熱平衡，而非僅原動機之工作情形所能代表。

購置汽渦輪機時，出賣者常擔保該汽渦輪機在特定條件下，以某種蒸汽消耗交付所需之動力；但裝置以後，蒸汽之情形往往與合同中載稱者相異，欲知汽渦輪機實在工作之情形是否與合同中所規定者符合，對於壓力，過熱溫度，與真空，卽不能不加以部分之改正。此部分改正之實施，或借鑑於與此汽渦輪機之大小與設計相似之他汽渦輪機之真實試驗，或間接從效率計算以求之；

然無論何種情形，在舉行試驗之先，擬用之改正因素，須得買賣雙方之同意。

任何原動機之過額負載量，全視所指定之額定負載量而定。普通活塞機合於最佳經濟之操作在〇·七與滿額負載量之間，故額定負載量者，尋常乃指此合於最佳經濟之負載量而言。若指定汽機之最大可能之產量為其額定負載量，無此汽機無過額負載量，甚屬顯然。就現時之定額法（system of rating）言之，普通逆流活塞汽機可負百分之二五至五〇之過額負載量，而某種設計之順流汽機，儘可負至百分之一五〇。若依照舊時之定額法，汽渦輪機可負百分之一〇〇至二〇〇之過額負載量。又依通行之汽渦輪機操作法，係將汽渦輪機在二四小時內所能繼續擔負之最大負載量，視作該汽渦輪機之標準定額。

因汽渦輪機之用途各異，設計又極不相同，倘欲估定其價值，自無通用準則。根據額定能量估定之價值，以範圍甚廣，故易得錯誤之結果。但就一般言之，不論大小如何，汽渦輪機之初價，較額定能量相等之汽機之初價為低。

組成汽渦輪機各部之機件，雖較組成同能量之汽機各部之機件多甚，然前者之運轉部分與

磨擦面反較後者爲少。轉動部與固定部 (stator) 接觸之處僅在主軸承內，故潤油問題，殊爲單簡。又因汽渦輪機無活塞，阻洩函等，故維持費與管理費亦可以減至最小。

各式汽渦輪機所佔之地面，較活塞汽機所需者大爲減少。若以需地面最少之低速往復大汽機所佔之地面，與近今同大小之汽渦輪機設置所佔之地面相較，汽機所佔者亦約大二倍。惟高速非凝汽機所佔之地面，與汽渦輪機所佔者相差之數，則不若他式汽機需要之地面與汽渦輪機所需要者相差之甚。

如以馬力相等之汽渦輪機與往復汽機比較，即知汽渦輪機之重量，較汽機輕甚。例如一紐約愛迪生式之汽機與發電機，其重量多於一能量相等之汽渦輪機設置之重量之八倍。因此理由與因汽渦輪機全無往復運動部分，故汽渦輪機之基礎，不必如汽機之基礎之須十分堅固也。

第八章 凝汽器

概論 使廢汽凝結成水，以備重供鍋爐之用，雖能有相等之重要，但凝結之主要目的，仍在減低反壓力。關閉在一封閉器內定容積之飽和蒸汽，若設法將其所含之熱吸出一部分，結果水蒸氣之一部分將凝結成水，同時溫度與壓力亦將相符的降低。事實上，所有水蒸氣決不能完全凝結，因其凝結須溫度降低至絕對零度（即在華氏冰點下四九二度）故也；因之，壓力亦決不降至於零也。如以水為冷凝媒介物，水蒸氣能被降低至華氏三二度；此溫度為最低之限度，與每平方吋○·○八八六磅或與錄柱○·一八○四吋之壓力相當。此與三二度相當之壓力，即代表實際上可能之最低之凝汽器壓力。凝結時壓力之降低，僅當水蒸氣禁錮在一封閉器內時始能實現；設該器與大氣相通，將熱吸出後雖能發生凝結，但壓力則不降低至大氣壓力以下。

在海平面上緯度四五度處之標準大氣壓力，每平方吋為一四·六九六三磅，此壓力與在華

氏三二度時之錄柱二九·九二一吋之高度相當。因錄熱漲冷縮之量為常數，故在其他任何溫度，錄柱恆有一相符之高度。蒸汽表 (steam tables) 乃根據在華氏三二度時錄柱二九·九二一吋之標準壓力製成，若將查驗氣壓表與錄真空表 (mercurial vacuum gage) 所得之數，依三二度之標準溫度換算之，於事實上殊多便利。

對於任何溫度，若用後式以改正錄柱所示之數，所得結果，甚為近似：

$$h = h_1 [1 - 0.000101 (t_1 - t)] \dots\dots\dots (61)$$

前式中：

h 為按溫度 t 改正後錄柱之高度，

h_1 為查驗時錄柱所示之高度，

t_1 為查驗時錄柱之溫度，及

t 為錄柱之指定溫度。

在凝汽工程中，真空表所示之數，普通均對於氣壓表三〇吋而言——故實際驗得之數，即須

依此標準換算，免與一般之規定歧異——大氣壓力既有增加（由二九·九二二吋增至三〇吋），錄之標準溫度亦應相符增加，即由華氏三二度增至五八·一五度，自不待言。從氣壓表與真空表驗得之數，若均已依華氏五八·一五度之溫度改正，則二者相差之數，將為在該溫度時之絕對壓力（以錄柱若干吋計之）；又若將二者相差之數從三〇吋內減出，所得之數，將為對於氣壓表三〇吋之真空度（以若干吋表之）。若依一九一五年版動力規程（A. S. M. E. Power Code）之規定，氣壓表三〇吋（取其無奇零數）之數，乃對於錄在尋常溫度華氏六八度時之標準大氣壓力而言，不可不知也。

依照道爾頓定律（Dalton's laws）之規定：

（一）某種蒸氣，無論此蒸氣為純粹之本蒸氣，抑或與無蒸氣的氣體（vapourless gases）之混合物，在一定溫度時，所需充滿一定空間之質量，均相同；

（二）某種蒸氣，無論此蒸氣為純粹之本蒸氣，抑或與無蒸氣的氣體之混合物，在一定溫度時之最大張力（tension）均相同；

(三) 氣體與蒸氣之混合物之總壓力，等於分壓力之和。是以終壓力 P_c 乃空氣壓力 P_a 與蒸氣壓力 P_v 之結合壓力，倘二者混合完全，可以式表之如次：

$$P_c = P_a + P_v \dots\dots\dots (62)$$

假定空氣與水蒸氣之容積，壓力，與溫度，在大氣情形之下與在凝汽器情形之下，均與完全氣體之定律符合，則得後式：

$$P_a V_a / T_a = \text{常數} = 0.754 \dots\dots\dots (63)$$

上式中：

P_a 等於乾空氣之壓力，在華氏三二度時以錄柱若干吋計之，

V_a 等於一磅乾空氣之容積，以若干立方呎計之，及

T_a 等於乾空氣之絕對溫度，以華氏若干度計之。

聯合前二式，並移項，得：

$$V_a = 0.754 T_a / (P_c - P_v) \dots\dots\dots (64)$$

按照道爾頓定律， V_1 又爲一磅乾空氣當飽和以水蒸氣後在凝汽器壓力 P 時之容積，換言之， V_1 乃空氣與蒸氣之混合物在壓力 P 時之容積，亦即欲除去一磅乾空氣時必須抽出之容積也。

凝汽器之分類 凝汽器可分爲後述二大類。

噴射凝汽器 (jet condensers) 在此器內，蒸汽與冷水互相混合，故蒸汽係由直接接觸而凝結。

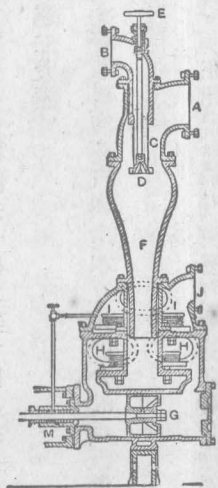
表面凝汽器 (surface condensers) 在此器內，蒸汽與使汽冷凝之媒介物隔離爲二不相混合，故此器係藉傳導作用，將蒸汽內所含之熱吸出而使其凝結也。

噴射凝汽器又可分爲低面 (low-level) 與氣壓 (barometric) 二式。在前者中之凝結水 (condensate) 與凝汽冷水 (cooling water) 係用唧機抽出，而後者中之凝結水與凝汽冷水，則係利用一長管 (三四呎長，或更長) 名尾管 (tail pipe) —— 又名氣壓柱 (barometric column) —— 者以洩出之。又低面式所需之凝汽冷水，係藉真空之吸力，將其從冷井 (cold well) 中升入凝汽器內，而氣壓式所需者，則需用唧機將其升入凝結室內。此爲二式噴射凝汽器迥異之

點。

表面凝汽器又可依冷汽煤介物之性質而分爲水冷式 (water-cooled type)；空氣冷凝式 (air-cooled type)；及蒸發式 (evaporative type) 等式。在蒸發式凝汽器內使蒸汽凝結之法，係利用流過管面細如烟霧之水流之蒸發，將蒸汽所含之熱吸去，而使其凝結之原理，故有蒸發式之名。

低面噴射凝汽器 第四十二圖爲一經過低面，低真空，同向式（蒸汽與冷水流行之方向相同；此外有所謂逆向式者，其內之汽與水各向相對之方向流行）凝汽器（此器之真空唧機爲直動式）之切面圖。此凝汽器適合凝結小量之蒸汽（每小時二五〇〇〇磅，或更小），因在此種情形，不需高於二六吋之真空，而低初價又爲主要因素之故。從唧機輸出之廢汽所含之熱，除用



第四十二圖

低面，低真空噴射凝汽器與其
蒸汽運轉之直動真空唧機

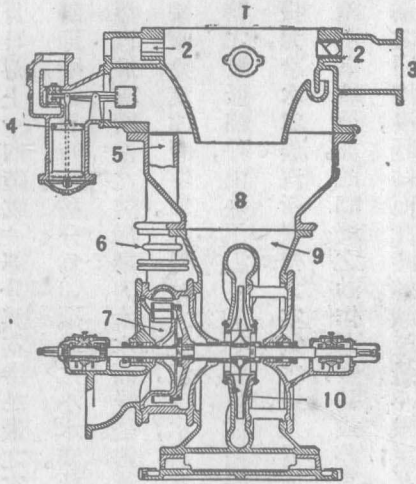
以熱注入鍋爐之水或作其他之用途外，所需運轉凝汽器蒸汽之量，可在禁止之列，因直動式唧機之水率極高故也。

唧機初動時，在圓錐F之吸入室（在H，H，卷上）內造成一部分真空。待足量之空氣排出後，凝汽冷水即由B處被吸入，經過鋸齒形之調節圓錐D時，遂被分爲如烟霧之小水滴。此小水滴與由A輸入之廢汽混合，一同向下流行；同時蒸汽將其所含之熱拋棄與冷水而凝結。當蒸汽向下流行，速率即逐漸減小，以至於零；水之速率，則按墜物定律而增加。已凝結之蒸汽，冷水，及空氣（或爲冷水帶入，或由罅隙侵入）均集聚於凝汽器之較低部分，由是用濕空氣唧機G從通路J排入熱井內。F室內之真空，視在井底熱水之蒸氣張力，冷水與蒸汽所攜帶之空氣之量，及卷與接合處之嚴密與否爲斷。倘有水聚集在圓錐F內，不論由供給增加，或唧機之動作遲緩，甚或停止工作所致，待水平面達到水霧管，水霧（spray）即爲其所淹沒，凝結面此時遂減至最小限度；又暴露於廢汽之水面，斯時亦僅一環形之小面積而已。至是，凝汽器內之真空立即被毀，廢汽遂向冷水管，唧機之卷，及通路J各處流去，迫在其前之水向外流行，汽機之汽筒因之得以不致爲水所充溢。此式凝

汽器只能適用於冷水噴口距供給水面之高度少於一八至二〇呎之處所。

第四十二圖所示之噴射凝汽器，因其活塞式真空唧機之容積有限，近今採用之者已不普通，而樂以離心式或旋轉式代之矣；且近今空氣與水之抽出，尋常皆分別為之，與前之混同抽出者，亦有不同。

低面噴射凝汽器若分別裝以空氣唧機與循環唧機 (circulating pump)，亦可獲得高度真空。第四十三圖即為此種噴射凝汽器之一例，而屬於勒布蘭克式 (Leblanc type) 者。c 為冷水之入

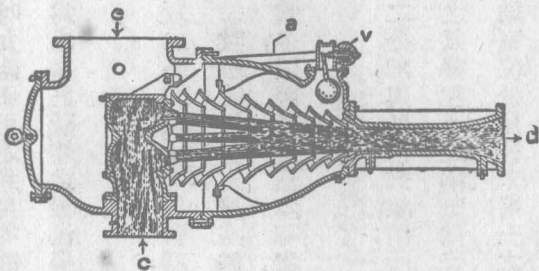


第 四 十 三 圖
衛 斯 亨 豪 斯 · 勒 布 蘭 克 高 真 空 複 式 噴 射 凝 汽 器

口，4 為真空洩漏器，6 為澎漲接合，及 9 為唧機室。蒸汽由入口 1 輸入凝結室內，即與由噴管 2 噴出之水霧相遇，因變冷而凝結。已凝結之蒸汽與凝汽冷水下墜至器底時，隨即為離心唧機 10 抽出。

空氣與蒸氣之混合物，則用空氣唧機7，從近凝汽器之本體8之頂部（此處之溫度最低）抽入吸口（suction inlet）5中而排出之。

第四十四圖所示者，係庫耳廷（Koerling）複式噴射凝汽器（multi-jet condenser）。凝結管由許多同中心而直徑逐漸減少之噴管組合而成；因此等噴管有特別之設計，故在此器內之凝氣冷水，凝結水，及空氣與蒸氣之混合物，不藉氣壓柱或真空唧機之幫助，能自行排於器外，是為此器之優點。蒸汽由噴管間之環狀通路流入；藉噴管之導引作用，使之衝擊凝汽冷水時，恰成一適當角度。如欲與汽渦輪機或汽機相聯之複式噴射凝汽器，在汽渦輪機或汽機之一切變動負載量之下，工作均須滿意，只須使供給凝汽器之冷水，在冷水入口



第 四 十 四 圖

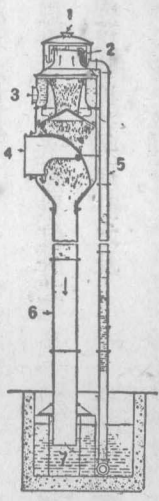
庫耳廷複式噴射凝汽器凝結室之切面圖

之摺緣之水平面上時之壓力，等於二一呎之水柱，或每平方吋九磅，便可達到目的。圖中。爲廢汽之入口，c 爲冷水之入口，a 爲空氣管，V 爲真空洩漏器，及 d 爲冷水，已凝結之蒸汽，與空氣等之出口。

近今之複式噴射凝汽器，對於能量未超過一〇〇〇瓩之各種大小之原動機，均適用之；凝汽冷水之溫度如爲華氏七〇度，此凝汽器對於氣壓表爲三〇吋所能保有之真空爲二八至二九吋。又此器所需之水，較設計優良之低面噴射凝汽器所需者爲多，但因不用真空唧機，足以抵償用水過多之弊。

氣壓凝汽器 噴射凝汽器中之氣壓式，其冷水與蒸汽之分配，與低面式相同；所異者，在氣壓式排出冷水與凝結水之方法，因氣壓式係利用一足夠長度之氣壓柱（或稱曰尾管）克勝大氣之壓力，而將冷水與凝結水洩出於器外也。此式凝汽器之凝結室位於尾管末端上之高度，大約需有四〇呎而後可。所用升水入凝結室之唧機，只要適宜，不拘何式俱可；所生之真空縱能起水至甚大之高度時，實際上亦以一八呎爲限。空氣與蒸氣之混合物，可用任何式乾空氣唧機，或放射器

(ejector) 或放射器與空氣唧機二者聯合抽出之。第四十五圖係一逆向式之英革索爾·藍德 (Ingersoll-Hand) 氣壓凝汽器，蒸汽由 4 入凝結室內，冷水則由 3 而入。空氣與蒸汽之混合物，由器之預部抽出。水氣與空氣被分離器 2 析離後，水氣即由洩水管 (drain pipe) 5 放入熱井中。



第四十五圖

逆向式之英革索爾·藍德氣壓凝汽器

中所示數目字：1 代表與真空唧機相聯之出口；6 表示尾管；及 7 表示熱井。此式凝汽器之構造簡單，不需設置真空洩漏器（若遇需要時，蒸汽能直接由尾管中噴出）均為此器之優點。其主要之劣點，則為其極端之高度。

噴射凝汽器所需凝汽冷水之量 所需凝汽冷水之量，視冷水之初溫度，排洩水 (discharge

water) 之溫度，與入凝汽器內蒸汽所含之總熱量而定。倘低壓汽機內之蒸汽，在輸出時係乾飽和蒸汽，且不含有空氣，則輸入凝汽器內之熱量，將與飽和蒸汽在凝汽器壓力時所含之總熱量相符；但實際上，此種情形不易有，蓋廢汽常帶大量之水氣，且包含或多或少之空氣於其內也。兼之，加

以冷水所含之空氣，則輸入凝汽器內之空氣，料必不少。故若將由輻射與洩漏所受之損失略而不計，則冷凝媒介物所吸收之熱，必等於蒸汽與蒸汽包含之空氣所拋卻之熱。惟事實上，常將空氣對於廢汽與凝汽冷水之熱量之影響略而不論，而所得之結果，已認為足夠精確；又水之平均比熱 (mean specific heat) 在凝汽器內所遇情形之下，可以視之為一根。據上述各條件，因得式如次：

$$R = (H - t_2 + 32) \div (t_2 - t_0) \dots\dots\dots (65)$$

前式中：

R 為冷卻並凝結一磅蒸汽所需冷水之重量，

H 為廢汽之熱量，在華氏三二度以上每磅以英熱單位計之，

t_2 為凝結水與冷水混合後之溫度，以華氏若干度計之，及

t_0 為冷水入凝汽器時之溫度，以華氏若干度計之。

式 (65) 中廢汽之熱量 H，可以式表之如次：

$$H = H_1 - H_2 - A \dots\dots\dots (65)$$

前式中：

H₁ 爲輸入原動機內之蒸汽之初熱量，在華氏三二度以上每磅以英熱單位計之，

H₂ 爲在原動機與廢汽管系內由輻射損失之熱量，每磅蒸汽以若干英熱單位計之，及

A 爲變爲功之熱量，每磅蒸汽以若干英熱單位計之。

水冷表面凝汽器 除特種外，所有水冷表面蒸汽器均爲水管式 (water-tube type)；水管

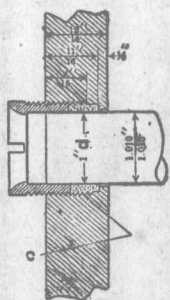
式者，卽水在管內流行之謂。管之大小，從外徑一吋之八分之五至一又四分之一吋，視水之純潔與否與凝汽器之設計而定；其質料爲各種合金，如爲純潔之水，以曼咨 (Muntz) 金屬 (銅六〇分，

鋅四〇分) 或普通黃銅爲管料，如爲海水或不純潔之江水，則以阿得米拉的 (Admiralty) 黃

銅 (銅七〇分，鋅二九分，錫一分) 爲之。水管安置於管

板上，其一端用擴大法緊固之，他端則插入於嵌在另一

管板上有螺紋之黃銅套筒 (ferrule) 內，如第四十六圖所示情形。環狀空隙，則以棉繩、金屬填料等填充其



第四十六圖

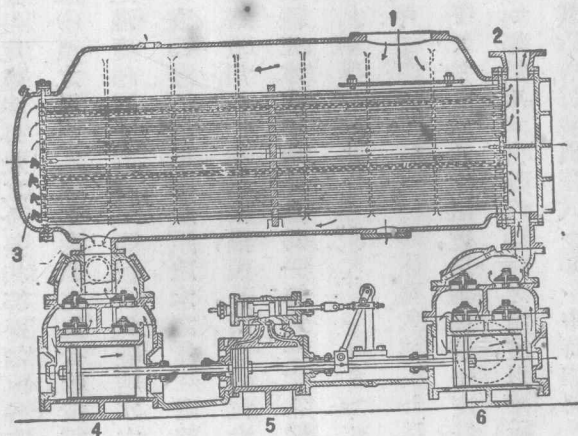
凝汽器管端之包裝

內，以防洩漏。亦有兩端均用擴大法固定於兩管板上者；但此種方法對於水管因受熱發生膨脹之事，則須預爲之計。凝汽器外殼之形狀不一，以鑄鐵或鋼製成。單水路（single-pass）凝汽器只有水箱一（在管板與凝汽器蓋之間）；雙水路凝汽器則有水箱二，冷水經過一組水管後，再折向流過其他之一組。由汽機或汽渦輪機輸出之廢汽，從外殼之頂部輸入凝汽器內後，繞行於各水管間而至器底。凝結水從殼底抽出；空氣與蒸氣之混合物被抽出之處，視各器之設計如斷。

第四十七圖爲一惠勒（Wheeler）·阿得米拉的表面凝汽器設置之切面圖。1爲廢汽之入口，2爲水之出口，3爲水箱，4爲濕空氣唧機，5爲汽筒，及6爲循環唧機。此設置頗著名，適用於所需之真空不高於二六吋之小汽機或小汽渦輪機；凝汽器爲兩水路式，裝於相聯之活塞式循環唧機與濕空氣唧機上。因設計此器之主要目的在密實與單簡，故對於其效率即不特別重視。若裝以獨立之循環唧機與熱井唧機，並供給一適當之空氣放射器（參閱第五十圖），則此器之真空可以大爲增進。

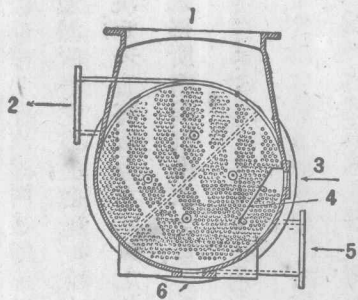
第四十八圖表示一阿爾柏革耳（Alberger）表面凝汽器之水管排列之情形。此器之兩端

各分爲二部，故冷水由第一水路之入口5進器內流過第一組水管後，又折向流經第二組水管，然



第四十七圖

惠勒·阿得米拉的表面凝汽器設置(輔助唧機爲活塞式)



第四十八圖

管之排列情形(阿爾柏革耳凝汽器)

後從第二水路之出口2流出。蒸汽由長方形之蒸汽分配室1入器內，其流行之方向與冷水相反；室之長度，幾與外殼之全長相等，兩側面各向殼旁伸出，與殼相切，使暴露於蒸汽之管面，幾成一個一八〇度之弓形。空氣與蒸汽之混合物，於被空氣唧機從吸口3抽出之先，其溫度已減低至與冷水之溫度相同。4為空氣隔板。6為凝結水之出口。

表面凝汽器所需凝汽冷水之量 若略去由輻射與洩漏所受之損失，則凝汽冷水所吸收之熱，必等於廢汽所拋卻之熱，由是，所需凝汽冷水之量，不難決定；若並將所含之空氣之熱量略而不計，又假定水之平均比熱為一等於一之常數，則可用次式求得所需凝汽冷水之量：

$$R = (H - t_1 + 32) \div (t_2 - t_0) \dots\dots\dots (66)$$

前式中：

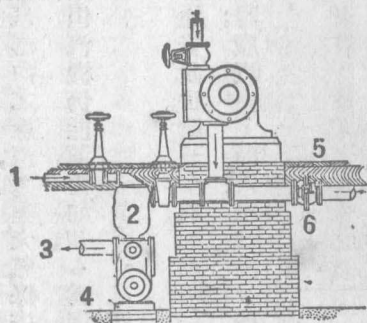
t_1 等於凝結水之溫度，以華氏若干度計之，及

t_2 等於冷水出凝汽器時之溫度，以華氏若干度計之；

其餘各符號與在式(65)中時相同。

凝汽器與其附屬物之安置法 在近今之汽力廠中，凝汽器與其附屬物之安置法，常見者有二：(一)獨立組織法：每一汽機或汽渦輪機有其自屬之凝汽器，空氣唧機，及循環唧機。(二)中央組織法：所有凝汽器與附屬物係依次分爲若干部分者；一凝汽器常供各汽機之公用。中央組織法除鋼廠或其他之實業廠因有多數之蒸汽用具外，在近今之汽力廠中，無有採用者；且因其與汽機或渦輪發電機不相聯屬，茲故略而不論。獨立組織法在所有電力廠內，不論大小如何，幾盡採用之。爲免去壓力低落過甚之弊，凝汽器與汽機或汽渦輪機之聯合，以愈直接爲愈佳。凝汽器被置於原動機之下若爲可能，則所有凝結水皆可墜落其內。茲述獨立組織法之二例於後。

第四十九圖示一在設計較舊之活塞汽機廠（在此廠內，高真空係次要因素）內低面噴射凝汽器與其附屬物之普通安置法。來自總冷水管之冷水，由1入凝

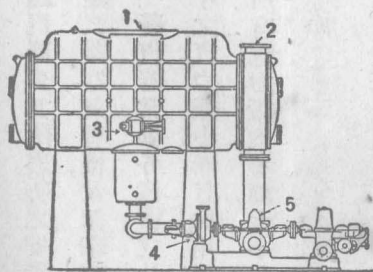


第四十九圖
中等真空低面噴射凝汽器
與其附屬物裝置之情形

汽器 2 內；及其出凝汽器後，由 3 放入總放水管中。導入凝汽器內之廢汽，又與大氣保安器 6 相通，遇真空被毀或凝汽器被隔離時，汽機之廢汽雖不復凝結，但汽機仍能運轉如初。4 為濕空氣唧機，5 為地面。全部設置單簡而密實。

第四十七圖表明一小表面凝汽器與其附屬物之普通安置法。第五十圖則表明一更普通之安置法。此圖中之凝汽器為惠勒·阿得米拉的表面凝汽器；廢汽由 1 而入，冷水由 2 而出，3 為單級放射器式之空氣唧機，4 為熱井唧機，及 5 為循環唧機。在此等小設置內，凝汽器與汽機或汽渦輪機之間，或凝汽器與附屬物之間，尋常均不設備應付膨脹之裝設，但在大表面凝汽器，則此種膨脹裝設為不可少者。

三種水冷凝汽器之利弊 茲將表面凝汽器，氣壓凝汽器，及噴射凝汽器之優點與劣點，分別列舉於後，以供選擇時之參考。



第 五 十 圖

惠勒·阿得米拉的凝汽器設置

(輔助唧機為離心式)

(一) 表面凝汽器：

(甲) 優點：

(子) 凝結水可重供鍋爐之用，

(丑) 舉行試驗時，容易測得凝結水之重量，

(寅) 略高之真空可以獲得，

(卯) 利用虹吸管 (siphon) 作用升水，有低水頭 (head) 之利，及

(辰) 真空被毀之機會較少。

(乙) 劣點：

(子) 初價昂貴，

(丑) 維持費高，

(寅) 建築物之空間須大，更換水管時方不生妨礙，

(卯) 酸性水與含有大量物質之水，均能影響表面凝汽器之用途，及

(辰) 爲在熱井唧機上得足夠高度之水頭，需要較多之頂屋。

(二) 氣壓凝汽器：

(甲) 優點：

(子) 凝汽器之本體並不昂貴，但加以管系 (piping) 之價值，則殊高貴，

(丑) 不若低面噴射凝汽器有能以水將汽渦輪機充溢之可能，

(寅) 維持費低，

(卯) 可以應用酸性水，

(辰) 所需之冷水，較表面凝汽器所需者爲少，

(巳) 所佔之地面不大，及

(午) 設備簡單，不需裝設熱井唧機，在某式，真空唧機亦可略而不用。

(乙) 劣點：

(子) 輸出管甚長，致增高凝汽器之初價，洩入空氣之量，亦有增加之可能，

(丑) 汽渦輪機與凝汽器間真空損失之量，可以達半吋或更多，

(寅) 因凝汽器之圓錐體普通均伸至屋頂之上，當鍋爐房與渦輪機房平行且接近時，採用此式凝汽器，對於廠之設計，即不合經濟原理，及

(卯) 凝結水棄去不用。

(三) 噴射凝汽器：

(甲) 優點

(子) 此式凝汽器之初價極廉，

(丑) 所佔之地面較小，

(寅) 因不需熱井唧機，故設備較簡，

(卯) 所需之冷水，較表面凝汽器所需者為少，

(辰) 維持費低，及

(巳) 應用酸性水為可能之事。

(乙) 劣點:

(子) 若唧機因阻礙停止工作時，汽渦輪機將爲水所充溢（可用真空洩漏器以防止之）。

(丑) 凝結水棄而不用，

(寅) 排水所耗之動力高，及

(卯) 空氣唧機所耗之動力亦高（約二倍於表面凝汽器所需者）。

熱水冷却法 倘無一來源不竭之冷水源可供利用，宜用適宜之法，使已熱之水變冷，如是，循環水可以一再被用，而無缺乏冷水之慮。實際上所用冷水之法，最普通者有四：

(一) 冷池 (cooling pond or tank)

(二) 噴霧池 (spray fountain)

(三) 冷塔 (cooling tower) 及

(四) 冷却器 (coolers) —— 表面式 (surface type)

前三種之用途在冷水；設計第四種表面式冷却器之目的，決不在冷却凝汽器之循環水，而在用之以冷從內燃機外殼內流出之水，潤滑油與變壓器（transformer）油，或密閉式渦輪發電機之空氣等。茲爲篇幅所限，只述第二種於後：

噴霧池 如水池之面積不大，可使熱循環水由水管之噴管噴出，成爲水霧而落於池面，以收容易蒸發之效，蓋水由噴管噴出時，能產生風流（draft），益以天然風力，足使蒸發之量與所需者適合也。由蒸發失去之水量，殊難超過循環水之重量之百分之四。在各噴管處所需之壓力，每平方吋約爲六磅；在許多情形下，凝汽器唧機之能力，已足能供給所需要之壓力。在普通情形下，所需創造水霧之動力，平均少於原動機所生動力之百分之一。五。倘凝汽器排洩之水之溫度，超過用單噴霧法所能減低之限度時，可用雙噴霧法將溫度再行減低，以達所希冀之境地。

無噴霧之天然冷池所需之面積，較噴霧冷却法所需者約多五〇餘倍。倘非極精確之計算，噴霧池所能冷却之熱量，每平方呎每小時溫度每差一度爲一三〇英熱單位。

第 九 章 唧 機

唧機之分類 與汽力廠有連帶關係之各種唧機，可依其動作之原理而區分之爲五類。

(一) 活 塞 唧 機 (piston pump) 在此式唧機內，流體之流動與其所有之壓力，乃受之於往復行動之活塞，柱狀活塞 (plunger) 或有畚活塞 (bucket)。此式唧機之動作爲正，蓋在預定之壓力與速率之條件下，其所排出流體之量，每程爲一定數也。

(二) 離 心 唧 機 (centrifugal pumps) 流體之初速率與壓力，乃受自旋轉之推送器 (impeller)。此式唧機之動作不必爲正，因被排出流體之量，不須與推送器所排除之容積成爲比例故也。

(三) 旋 轉 唧 機 (rotary pumps) 流體之運動與壓力，係受諸旋轉之推送器者。排出流體之容量，與推送器所排空之容積相等，但與壓力之強弱無關。

(四) 噴射唧機 (jet pumps) 流體之速率與壓力，乃相同或他種噴射流體之運動量所賦與。普通蒸汽噴射器即爲此類一著名之例。

(五) 直壓唧機 (direct-pressure pumps) 在此式唧機內，甲種流體直接施其壓力於乙種流體之表面，將其全能或能之一部分授與乙種流體。汽壓唧機 (pulsometer) 即爲此式之一例。

上述五大類，復可照後表（中英對照）分爲若干小類：

活塞唧機（或稱柱狀活塞唧機）對於多種業務，均能適合。小廠中之鍋爐灌水唧機，凝結水排洩唧機與真空唧機，城市水廠中之唧機，及高壓加壓唧機，普通均屬此式。直動式（第五十二圖）之水柱狀活塞與汽活塞同固定於一活塞桿上，故蒸汽之壓力能直接傳之於水。屬於直動式之唧機無飛輪，無聯桿（connecting rod），無曲柄。爲常數之初蒸汽壓力，其所排洩之容量，反比例於水所呈現之阻力；又當阻力等於蒸汽壓力之向前之推力時，唧機即停止運轉。此類唧機適用於水頭爲常數，容量爲變數之場所，蓋其運轉可慢可速，故能調節放出之量，而使與所需要之量適合也。

應用之蒸汽，因不令其澎漲，故此唧機之水率甚高。

飛輪唧機普通均列入抽水汽機類內。此機所用之蒸汽可以澎漲，蓋當蒸汽澎漲時，汽壓雖降落，但因飛輪儲有足量之能，故汽機仍能照常行動。此類唧機適用甚廣之處，乃在城市水廠 (water works)，升降廠 (elevator plants) 等內，蓋此等廠內所需之唧機，其功率 (duty) 須高也。又此類唧機在江船中，亦有其相當之地位，惟鮮有用之以灌水入鍋爐者。

活塞唧機之為齒輪或調帶所轉動者，尋常均稱之曰動力連轉唧機；視筒之多寡而分為單筒，雙筒，或三筒各式（餘類推）。所需運轉之動力，常自汽機，電動機 (motor)，或氣機而來。其主要之用途在實業廠內；前此之用直動汽唧機者，今已逐漸採用此式唧機。

為壓力須高，而容量不大之業務，活塞唧機之用途，已大為離心唧機所攘奪，此因後者有密實，旋轉運動平衡，無罣與活塞，壓力與水流均一，無震撞，穢水亦能適用之，及旋轉速度高，故能直接聯於電動機或汽渦輪機種種之優點故也。離心唧機之機械效率，較普通活塞唧機之機械效率為低，但離心唧機之初價與維持費皆低，足以抵償此缺點。

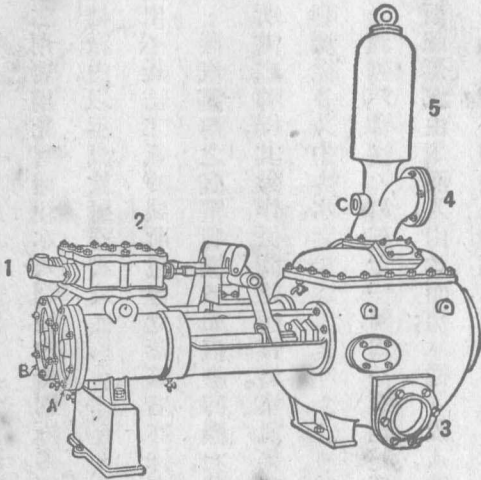
旋轉唧機適用之處所與離心唧機相同，惟其範圍有限耳。旋轉唧機之動作爲正；流體被排出時之壓力若相等，此唧機之旋轉速度可以大爲減低。

噴射唧機之效率極低，除間有以之排洩聚水坑（sumps）中之水外，鮮有以之當作普通唧機之用者。用此唧機注水入鍋爐內者則極多，因以之作此種工作，其總熱效率甚高之故。在近今之凝結廠內，以蒸汽放射器式（steam-ejector type）之噴射唧機單獨抽出，或輔助主空氣唧機抽出不凝結之氣體與所包含之蒸汽者亦殊多。

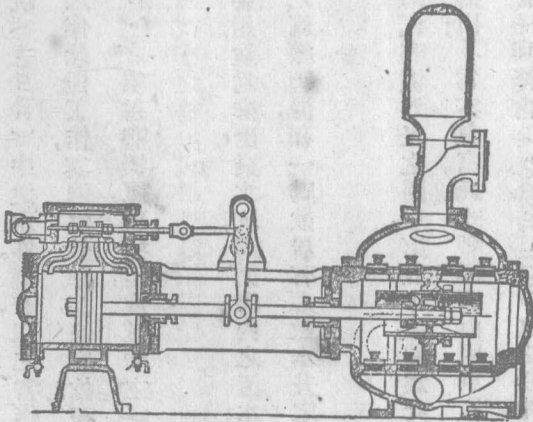
蒸汽運轉之直壓唧機（如汽壓唧機），其主要用途爲排出聚水坑、溝渠等內之污水；此等處所所需之唧機，其動作係間時而作者。空氣揚起式之直壓唧機，在一處散居有多數水井之地，常以此唧機從各井中排水。

直動汽唧機 第五十一圖爲一模範雙筒直動汽唧機外表之圖形，第五十二圖爲此唧機之切面圖。蒸汽由1而入，由2而出；水從3吸入，從4排出；5爲空氣室。此式唧機實由兩單筒唧機併成，平行而列。一唧機之活塞桿，藉曲拐（bell cranks）與搖臂（rocker arms）之功用，推動他

唧機之汽罨。活塞交互動作，此唧機或他唧機常在行動之中，而水之流出，因得續而不斷。汽罨與汽活塞之普通構造，與汽機之汽罨與活塞之構造相似，惟雙筒唧機之罨無餘面(air)。



第五十一圖 模範雙筒直動汽唧機



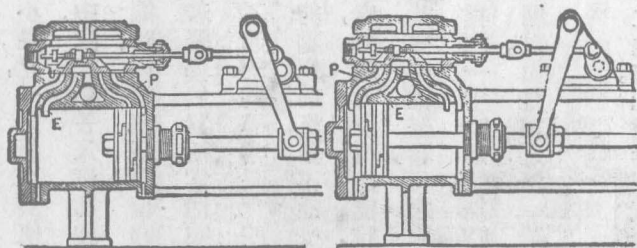
第五十二圖 模範雙筒直動汽唧機之切面圖

此其不同之點。一方面須減少鞞程 (valve stroke) 至最小限度，一方面又須使蒸汽輸入孔與主排洩孔間有足量之面積，以便阻止蒸汽由此孔漏入彼孔中，故在與各入汽孔相近之處，各造出汽孔一，以與筒之內部相通。如此設計，當活塞達其程之末端時，因活塞與筒頂間有廢汽少許，活塞衝擊筒頂之事，由是得以避免。雙筒唧機之鞞因無餘面，若緊聯於鞞柄，當活塞約行至其程之中間時，此孔一被關閉，他孔立被開啓，若是，停止點出現之處，不過約爲尋常長度四分之一。欲除去此弊，鞞桿上須有滑動裝置，當推動汽鞞之活塞未達其程之終點以前，汽鞞不能受活塞些微之推動。且唧機因有此種滑動裝置，當停止時，無論其活塞止於何處，如放入蒸汽，卽能行動，是以雙筒唧機無死點。當甲活塞達其程之末端時，與其相對之乙鞞亦被其拖或推至鞞程之末端；及甲活塞反向始動時，乙鞞因有滑動裝置，穩定不動，直至甲活塞約達其程之一半時爲止。斯時與甲活塞相對之乙活塞已走一全程，甲鞞因受乙活塞之動作，而將入汽孔開啓。由是言之，當一鞞將二入汽孔關閉時，他鞞適在鞞程之末端。

第五十三圖 (a) 顯示在程之起點時，鞞與活塞所處之地位。此時鞞在汽櫃之一端，入汽孔

P 全開，他端之出汽孔 E 亦全開。但當活塞行近程之他端，如第五十三圖（b）所示之地位時，出汽孔 E 遂被活塞封閉，餘存筒內之蒸汽，即不能繼續向筒外輸出，又因入汽孔已早被關閉，此殘餘在活塞與筒蓋間之蒸汽，遂不能不受擠壓，活塞之運動因得逐漸停止而無衝擊發生。

上述之雙筒直動汽唧機，為一般之起水業務，只要排出時之壓力不超過二〇〇磅表壓力，每分排出之容量為一〇〇〇加倫，則採用之者極多，因其初價不昂，維持費低，操作簡單，及其功效為正之故。惟水率甚高，是其劣點。但如增加其汽筒之數，使變為複式雙筒唧機，則水率可以降低。

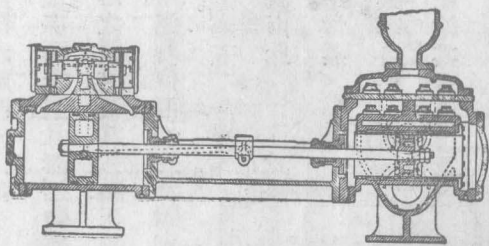


(a) (b)

第五十三圖

- (a) 表示在程之起點時竪與活塞所在之地位
 (b) 表示活塞將到程之彼端時排洩孔 E 被關閉之情形

在單筒直動汽唧機與雙筒式二者之間，人常喜用單筒式，且爲一般之業務，雙筒式已逐漸爲單筒式所替代。單筒式與雙筒式所不同者，僅在汽筒端之構造，與單筒式只有一汽筒與一水筒（water cylinder）而已。各式單筒唧機，如美國馬許（American-Marsh），坎麥綸（Cameron），諾而斯（Knowles），布來克（Blake）等，其設計之基本原理，大略皆同，卷之構造，則各不相同。第五十四圖爲一美國馬許唧機之縱切面圖，釋明在程之末端時，唧機可以倒動之理。導卷（或稱輔助卷）爲半旋轉之圓盤式（disk type），其開闔以裝於主活塞桿之十字頭（cross head）上之搖臂司之，如圖所示；導卷調節供給主汽卷（此卷爲平衡活塞式）之蒸汽，主汽卷之職司，則在允許蒸汽之輸入與輸出汽筒。互相關聯，功效乃見。程之長度，可以在導卷柄槓桿旁之兩調整螺釘（regulating screws）變易之，而



第五十四圖

美國馬許汽唧機

使適於變化之情形。單筒唧機之餘隙容積因已減小，故其水率較雙筒式為低。

噴射器

此器為一有效而便利之灌水入鍋爐之器具，不特價廉而密實，且無運動部分；灌入

鍋爐之水，無須預熱，經過此器後，其溫度即已增加；又無廢汽；皆此器之優點。至其劣點：在不能抽熱水；若負載量變動甚大，殊難保持水流繼續不斷；及在某種情形之下，運轉復無一定。為固定之操作，

此器只適用於小鍋爐或單鍋爐；但其在機車上之用途，則甚為普遍。第五

十五圖為一極單簡之單管噴射器 (single-tube injector)。蒸汽由此

器之A管引入，經過噴管C與聯合管D，然後經管G而入於大氣中。當蒸

汽流行各管內時，B管內之空氣被其帶出，冷水因由B管上升，而與來自

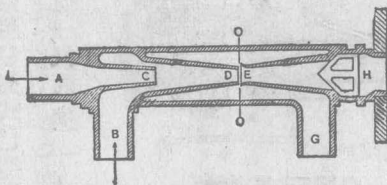
噴管C具有高速率之蒸汽相遇。冷水一與蒸汽接觸，蒸汽即凝結，並給其

運動量於水。水之質量獲得此能後，其運動甚速，能越過管口O，並迫止回

卷H離卷H因得入於鍋爐內。斯時由G逃走之蒸汽即行停上。

旋轉唧機

旋轉唧機在凝汽器設備內，有時以之循環凝汽冷水；在

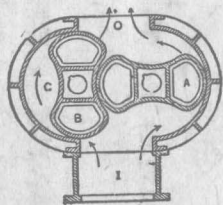


第五十五圖 單管蒸汽噴射器

相似運轉條件之下，其效率與離心唧機略同。對於需要中等壓力及大容量之處所，旋轉唧機有低旋轉速度之利；又因其旋轉速度低，故能直接聯於低速汽機。但在高速時，則震聲甚大，殊為可厭。又其所佔之地面，較離心唧機所佔者為多，較活塞唧機所佔者則大為減少。

第五十六圖為一雙葉擺線形唧機之切面圖。其軸 (shafts)

與輪相聯，運轉之動力即施於二軸之一上。水由1吸入後，迫之由O放出；每一旋轉排出之量，等於A室容積之四倍。此式唧機排出之水之壓力之高低，與旋轉速度之快慢無關，但排出之水之容量，則幾全隨旋轉之速度而變。



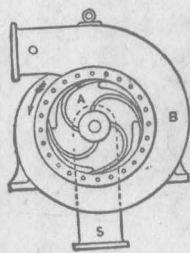
第五十六圖
雙葉擺線形唧機

離心唧機 在小動力廠內及為某種實業用途，採用活塞唧機者仍甚多，尤以在所排流體之量小與水頭高之處所為甚；又在某種情形，如設置旋轉式或螺旋式之唧機，亦殊有益。然就一般而言，離心唧機因有種種優點，已如前述，故在實際上，其他各式唧機之地位，已被其攘奪無遺。試觀現今大動力廠內所用之鍋爐灌水唧機，循環唧機，凝結水唧機，及其他輔助唧機，莫不為離心式，尤足

徵信。

組成離心唧機之主要部分有二：(一)為旋轉推送器，其功用在於從其中心吸水使入；(二)為固定外殼，其功用在於導水到來與離去推送器。當推送器轉動時，遂發生離心力 (centrifugal force)，將小水滴向外拋擲，並賦之以能，故水能運動前行。離心唧機之外殼，其設計成螺旋形者，謂之螺旋形唧機；如在外殼之內設計有導葉 (guide or diffusion vanes) 者，謂之渦輪唧機。二者 (螺旋形與導葉) 之功用，皆在使動能 (速率) 變為靜能 (壓力)；且由動能變成靜能之量，以愈多為愈佳，蓋欲得最高之效率，非如此不為功也。

第五十七圖為一模範螺旋形唧機之橫視圖 (end view)，其側板業已移去，故可窺見其內之推送器。螺旋形唧機雖不受低水頭與單級之限制，然尋常均為單級式，並只適用於高一五〇呎與更低水頭之處所。對於需要速度高容量甚大之處所，可以數推送器並列運轉，以替代一旋轉部單獨工作，藉以保持唧機之大小。唧機之有兩推送器者，謂之兩旋轉部



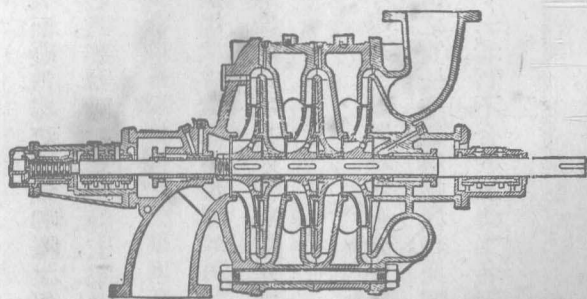
第五十七圖
模範離心唧機

唧機 (bi-rotor pump) 有三推送器者，謂之三旋轉部唧機 (tri-rotor pump) 餘類推。

第五十八圖爲一衛定吞 (Worthington) 三級唧機之切面圖，屬於渦輪式 (渦輪唧機普通多爲多級式)。多級唧機不啻由多數單級唧機在一外殼內併合而成者；由第一唧機排出之水，直接放入第二唧機之吸口內，餘類推。最末一級之交付壓力，約等於每級水頭之和。

真空唧機 汽力廠內應用之各式真空唧機，可分爲四類：(一) 濕空氣唧機 (wet-air pumps) (二) 尾唧機 (tail or removal pumps) (三) 乾空氣唧機，及 (四) 凝結水唧機 (condensate pumps)。

(一) 設置濕空氣唧機之目的，在從器具內在低於大氣



第五十八圖 衛定吞三級渦輪唧機

壓力之壓力下，抽出水與不凝結之氣體。標準低面噴射凝汽器濕空氣唧機同時處理循環水，凝結水，及被包含之空氣，實一聯合循環唧機與真空唧機之唧機也。表面凝汽器濕空氣唧機之用途，則僅在抽出凝結水與被包含之空氣。濕空氣唧機可為往復式，離心式，旋轉噴射式，旋轉式，正置換式，或蒸汽噴射式。

(二)「濕真空唧機」，「濕空氣唧機」及「尾唧機」諸名詞，在實際上雖常可互用，然為區別處理噴射水 (injection water) 凝結水，及空氣之唧機，與僅處理噴射水與凝結水之唧機起見，應稱前者曰「濕空氣唧機」而稱後者曰「尾唧機」。

(三)乾空氣唧機之用途，在從器具內在真空之下，抽出不凝結之氣體與被包含之蒸汽，並將氣體之壓力變為與大氣壓力相等或高於大氣壓力，然後釋出之，實一空氣壓縮機也。此唧機所抽出之氣體，常為水蒸汽所飽和，幾為不變之事，「乾空氣唧機」云者，實不合於邏輯之名詞也。此唧機可為往復式，旋轉式，正置換式，水力離心式，或噴汽式。

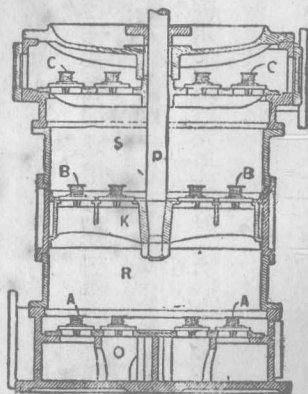
(四)凝結水唧機之用途，在從表面凝汽器內抽出已凝結之蒸汽。尋常均為往復式，旋轉式，

或離心式。

噴射凝汽器之濕空氣唧機 第五十九圖爲

一適用於標準低面噴射凝汽器之第因雙筒濕空氣唧機 (Dean twin-cylinder wet-air pump) 之切面圖。此唧機爲往復式，有卷三組，卽吸入卷 (suction valves) A, A, 斥卷 (bucket valves) B, B, 及放出卷 (discharge valves) C, C 是當

活塞上行時，在活塞與室底之間造成一部分真空，在吸入卷下之水與空氣，故能將吸入卷升起而流入筒內。及活塞下行時，吸入卷早已關閉，在活塞下之空氣，因受壓而將斥卷開啟，在筒之下部 R (筒底與活塞之間) 內之水與空氣，遂逃入筒之上部 S (筒頂與活塞之間) 內。及活塞第二次上行時，水與空氣因被擠壓，遂由放出卷流入熱井中。



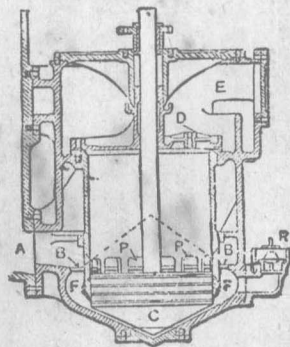
第五十九圖
第因雙筒濕空氣唧機

表面凝汽器之濕空氣唧機 愛德華滋 (Edwards) 空氣唧機 (第六十圖) 爲往復式濕

空氣唧機之模範，已凝結之蒸汽因受地心吸力之作
 用，繼續從凝汽器由唧機之通路A與空隙B流至唧
 機之底部。當活塞下行時，水因受壓，遂經孔P，P而入
 筒內。當活塞上行時，孔P，P已關閉，空氣與水因受壓，
 故通過頂罈D，而由輸出孔E放入熱井內。愛德華滋
 空氣唧機無罈，在活塞與頂罈座間之餘隙容積，已
 被縮至極小，其容量已較普通空氣唧機之容量為大；又因其無吸入罈，故其容量尙可再增。

尾唧機與凝結水唧機 無論何式水唧機，幾可當作尾唧機之用，惟採用離心唧機者，似更普
 通耳。凝結水唧機又名熱井唧機；近時以離心唧機為熱井唧機者，十分普遍。

乾空氣唧機 乾空氣唧機又稱曰乾真空唧機，應用於高真空之噴射凝汽器或表面凝汽器，
 乃特為抽出其中之飽和而不凝結之蒸氣而設。

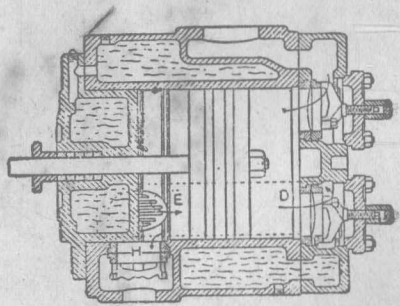


第 六 十 圖
 愛 德 華 滋 空 氣 唧 機

第六十一圖為一雷德羅 (Laidlaw) 兩級單筒乾真空唧機之切面圖。當活塞向筒之後端

行動時，空氣即被抽入筒之前部內。及活塞反向行動時，此被抽入之空氣（其壓力與凝汽器壓力相等）遂由通路D與電氣流入筒之後部內。當活塞第二次向後端進行時，遂擠壓力由電氣流入筒之後部內之空氣，使其壓力略高於大氣壓力，而由口電氣放出之。雷德羅唧機為活塞式，雖只有一筒，但有兩級效力之優點；雖為單動式，然其較高之容量效率，實可等於尋常單級唧機之雙動之特點。

第六十二圖為一模範單級單噴管放射器之切面圖。蒸汽從入口2入其內後，即以每秒二〇〇〇至四〇〇〇呎之速率（視蒸汽之初條件與反壓力而定），由噴管內噴入壓縮管內，同時並將空氣與蒸汽之混合物由吸口1吸入，而由壓縮管內放出之。斯時空氣與蒸汽之壓力已較初被吸入時



第六十一圖
兩級單筒乾真空唧機



第六十二圖
模範單級單噴管放射器

略高矣。如用多數噴管替代一噴管時，即能以相同重量之蒸汽，抽出較多量之空氣，凡有多數噴管之放射器，謂之多噴管式。

近今之噴汽放射器 (steam-jet ejector)，其式雖多，然可分之爲單級與雙級二類。壓縮作用在一組噴管內完成者，謂之單級式。如第一級釋出之物，被放入第二級之吸口內者，謂之雙級式。第六十二圖所示者，乃單級放射器也。

近今之噴汽空氣唧機（即進步之放射器）不特密實，且完全無運動部分，操作簡單而效率高，皆其優點。若以之應用於蒸汽凝結器，斷非其他各式唧機所能與之競爭。