始

029
163

543.4
M077

火力發電所

室住熊三著

明治專門學校教授

電氣之友社發行
社會合

929
16

序　　言

十數年來，發電所の講義をして來たが，常に氣に入る樣な良書がなくて困つて居た。

近頃は內外共に，大分よい書物が出來た樣だが，其れでも電氣關係と，機械關係と兩方纏つてよく書いた手頃の本が無い。

發電所の問題は電氣とか，機械とかに偏して考へる事は出來ないもので著者は學校などでも此れに就ては，發電工學科と云つた獨立した專門學科を設けてもよい位に思つて居る。此れで電力發生に必要なる事柄を全部研究すべきである。

講義が大分纏つたので，先づ火力發電に關し火力發電所を出版する事になつた。此の書物に記してある位の智識を得れば，大體火力發電所の設計より運轉まで，專門學校の卒業生程度には十分と思ふ。

尙此れ以上細部に亘つては實地の研究によつて收得するより外はない。尤も發電所に勤務する技術者より見れば尙ほ不十分な點が多々あると思はれるが，今後も此れを補充して其の完璧を期し度い希望である。

昭和十七年三月

戶畑にて

著　　者

火 力 發 電 所

目　　次

第1章　總　　論

1. 1. 發電所容量の豫定 …… 1
1. 2. 水力發電と汽力發電との比較 …… 5
1. 3. 將來の動力問題 …… 7
1. 4. 電 力 系 統 …… 10

第2章　罐 室 裝 置

2. 1. 石炭の運搬裝置 …… 20
2. 2. 給　　水 …… 26
2. 3. 建　　物 …… 27
2. 4. 蒸汽に就て …… 29
2. 5. 罐 …… 36
2. 6. 罐の容量及能率 …… 38
2. 7. 高壓，高溫罐 …… 45
2. 8. 罐 の 据 附 法 …… 57
2. 9. 罐 の 附 屬 品 …… 58
2.10. 通　　風 …… 79
2.11. 過剩空氣の影響 …… 85
2.12. 給　　水 …… 86
2.13. 溫 水 器 …… 94
2.14. 節 炭 器 …… 96
2.15. 空氣豫熱器 …… 102
2.16. 給水ポンプ …… 104

2.17. 蒸汽過熱器 106
2.18. 溫水溜 108
2.19. 測定器 108
2.20. 汽水分離器 110
2.21. 安全辨 110
2.22. 微粉炭燃燒法 113
2.23. 自働燃燒制御裝置 120
2.24. 汽罐の仕様書 127

第3章 配管及び附屬品

3.1. 概論 133
3.2. 主蒸汽管 133
3.3. 補助機用蒸汽管 134
3.4. 管の種類 135
3.5. 管の接續 137
3.6. 止辨 138
3.7. 伸縮接手 139
3.8. 除水器 140
3.9. 給水管 140
3.10. 管の太さ 141
3.11. 管内の壓力降下 144
3.12. 給油管 146

第4章 蒸汽原動機

4.1. 種類 148
4.2. 熱力學の基礎 148
4.3. 臨界溫度及臨界汽壓と其圖表 169
4.4. 往復機關 170
4.5. 蒸汽機關内の熱損失 173

4.6. 速度の調整 173
4.7. 蒸汽消費量 174
4.8. 給油 175
4.9. 機關容量の選定 176

第5章 蒸汽タービン

5.1. 蒸汽タービンの原理 185
5.2. 蒸汽タービンの發達 185
5.3. 蒸汽タービンの種類 186
5.4. 蒸汽タービンの利點と改良されし點 190
5.5. 蒸汽タービンの主要部分 190
5.6. 蒸汽タービンの水力學的考察 193
5.7. 動羽根になされる仕事の一般式 197
5.8. 蒸汽タービンの效率 199
5.9. 蒸汽消費量と效率 204
5.10. 反動，衝撃兩タービンの比較 209
5.11. タービンの壽命 209
5.12. 蒸汽タービン發電機の大さ 210
5.13. 特殊タービン 211
5.14. 蒸汽タービン及ターボ發電機の試驗 215
5.15. タービンの故障と檢査 216

第6章 復水器

6.1. 概說 219
6.2. 復水器の種類 220
6.3. 水管の保護裝置 222
6.4. 冷却面積と其水量 223
6.5. 復水ポンプ 224
6.6. 空氣ポンプ又は空氣抽出器 225

6. 7. 冷却塔及び冷却池 …… 225
第7章 熱 勘 定
7. 1. 概 論 …… 227
7. 2. 發電原價 …… 228
第8章 補 助 機
8. 1. 補 助 機 …… 233
8. 2. 供給電源 …… 234
第9章 內燃機關及び其附屬品
9. 1. 種 類 …… 240
9. 2. 起動裝置 …… 242
9. 3. ガス發生爐 …… 242
9. 4. 油 機 關 …… 244
第10章 電 氣 設 備
10. 1. 發 電 機 …… 251
10. 2. 交流發電機の電壓 …… 253
10. 3. 電 壓 調 整 …… 254
10. 4. タービン發電機の容量の限度 …… 257
10. 5. 發電機の冷却法 …… 260
10. 6. 勵 磁 機 …… 263
10. 7. 變 壓 器 …… 265
10. 8. 調相機として發電機の利用 …… 278
10. 9. 油入遮斷器 …… 279
10.10. 防 火 壁 …… 280
10.11. 發電機の火災防止 …… 280
10·12. 配 電 盤 …… 281
10.13. 測定計器の取附法 …… 285
10.14. 開閉器及び遮斷器 …… 289

10.15. 繼 電 器 …… 300
10.16. 豫 備 裝 置 …… 304
10.17. 監視制御式 …… 306
10.18. 發電所の配線 …… 306
10.19. 限流レアクター …… 312

火力發電所
(Steam Power Plant)

第1章 總 論
(General Description)

1.1. 發電所容量の豫定 (Predetermination of Station Capacity)

發電所とは發電機原動機其他の機械器具を設備し，電氣を發生する所であつて，現今建設運轉せられるものには**汽力發電所** (Steam Power Plant)，**水力發電所** (Water Power Plant) 及び**內燃機發電所** (Internal Combusition Engine Power Plant) の 3 種類がある。此の中，本書に於ては第1の汽力發電所に就き講述するものとす。

電氣はこれを貯藏する事が困難である。從つて，發生と同時に使用するのが原則である。故に發電所を建設する時は其の負荷の狀態及び將來の發展を十分に考察して其の容量を決定せねばならぬ。需要家の種類は色々で其の負荷は一樣でない。電鐵事業の如きは朝 7，8 時頃と夕方とが通勤者のため滿員となり多量の電氣を要す。

此の時間をとくに**雜閙時** (Rush Hour) と云ふ。深夜は無負荷狀態となる。しかるに電燈に供給する場合は其の狀況が全く異なる。

故に**第 1 圖**の如き時間と負荷とを示す負荷曲線を書き，其の負荷狀態を豫定する事が必要である。此の負荷の狀態を示すものに**負荷率** (Load Factor) と云ふものがある。此れは一日の中の平均負荷を其の間に起る最大負荷にて除したものである。此れを 100 倍したものを**%負荷率**と云ふ。此の値が 100 に近きほど負荷狀態がよい事になる。

此外に發電所設計の場合に考慮されるものに，**機械負荷率** (Machine Factor)，**發電所負荷率** (Plant Factor) 及び**不等率** (Diversity Factor)

などがある。

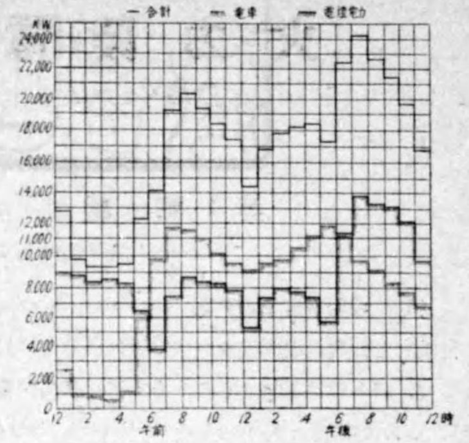
負荷狀態によらず原動力に基き容量を決定する場合がある。

此れは主として水力發電の場合である。

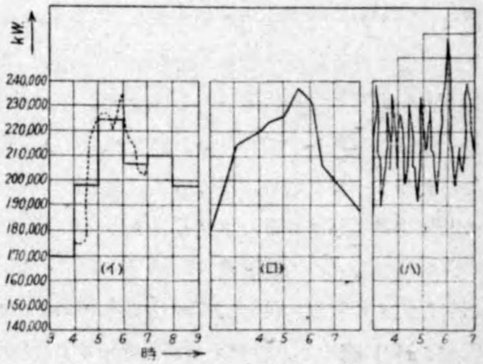
發電所の負荷率を增進する方法としては，

(1) 負荷の各種のものを組合せる事

(2) 發電所の並列運轉を行ひ，常に一定負荷をかける事である



第 1 圖 A　某市電燈電力の負荷



第 1 圖 B　負荷曲線の特種の場合

機械負荷率は發電機の平均負荷を其の發電機容量で除したものである。發電所負荷率は發電所の全出力の平均値と發電所容量との比を云ふ。此れは又**利用率**(Plant Use Factor; Utility Factor)とも云ふ。不等率は其の發電所から電力を供給する各需用家の最大負荷の和を發電所の容量で除したものである。

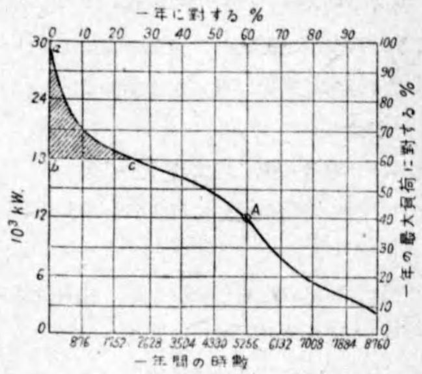
負荷曲線を作成するには，次ぎの如き三つの方法がある。

(1) 積算電力計にて毎時間其の讀みを取る場合

(2) 電力計の讀みを毎時間記錄する場合

(3) 指示電力計の讀みを取る場合

此等の方法により得たキロワットを縱軸に，時間を橫軸に取つて畫く曲線が負荷曲線を表はす。此れは各時間に於ける負荷を示す。故に此の曲線と縱，橫軸とに包まれる面積がキロワット時電力量を示す。此は全體の系統に付きても，一部分に付ても作製する事が出來る。橫軸には時，日，月，年を用ゆる事が出來る。此の外に，一年間の負荷の狀態を表はす曲線がある。此れを**積算負荷曲線** (Load Duration Curve) と云ふ。**第 2 圖**が此れを示す。縱軸には 0 より最大負荷を取るか，0 から最大負荷の百分率を取る。橫軸には 0 時間より一ケ年間 8760 時間を取つて此の間の最大負荷より其の繼續時間を表はして行く時は圖の如き曲線が得られる。此れは毎日の負荷曲線から得られる。此の曲線上の *A* 點に付き考へれば，12,000kW が一年中 5256 時間繼續した事を示す。卽ち一年中の 60% は最大負荷の 40% が掛つた事を表はす。此の曲線の包む面積が一年間の全電力量を表はす。故に面積 *abc* に付きて考へれば此れは 18,000 kW 以上の尖頭負荷を示し，此の面積 *abc* が其の電力量であり，此の面積を *ab* の電力卽ち 12,000 kW に時間 *bc* をかけたもので割れば此の尖頭負荷の負荷率を表はす事になる。尙一ケ年平均の負荷率も明り，發電所の容量を決定するには重要な要素をなす曲線である。



第 2 圖

以上の事柄によつて，發電所の容量を決定する際に

(1) 負荷の狀態よりするもの

(2) 原動力に基くもの

とに分けられる。(1) は需用電力狀態を考慮する場合で，火力發電に多く (2) は水力發電の場合が多く，其の原動力が自然に出力を決定して居るからである。

負荷の狀態が定まる時は，此れより全負荷に於ける送電線の能率 90%，配電線は 95%～97%，柱上變壓器は 95～98% として，全發電容量を決定する事が出來る。

負荷の最大値を供給する容量を決定する事が必要である。交流發電所の容量は kW で表はし，發電機の容量は kVA で表はす。從つて正しく云ふには力率を定めて云ひ表はす樣にせねばならぬ。

力率は

(1) 電燈負荷に於ては 95～100%

(2) 廻轉變流機を使用する電車負荷又は同期電動機を使用するものは 100%

(3) 誘導電動機を使用する工場動力は 70～85% が大體の値である。

發電所は其の使用目的により

(1) 營業用と自家用

(2) 基底負荷用と尖頭負荷用

(3) 常時供給用と渴水其他補給用並びに機械豫備用

とに分類する事が出來る。

尖頭負荷用の電源としては一般に次ぎの如き事柄が考へられる。

(1) 建設費の低廉なる事，送變電及び配電の建設費も安き事を要す，此れがためには成る可く需用地に近接して建設する事

(2) 起動及び停止が迅速なる事

(3) 起動及び無負荷運轉の場合の損失の少なき事

(4) 過負荷能力の大なる事

(5) 取扱の簡單なる事

(6) 火力發電の時は材料の熱膨脹の小なる事

(7) 出來れば動力の貯藏設備を設ける事

此れを行うには汽力發電所，水力發電所，ディーゼル機關發電所，蓄電池の利用の四方法がある。

◇汽力發電所による場合

(イ) 常用汽力發電所の使用（渴水補給用もかねる）

(ロ) 舊汽力發電所を流用する事

(ハ) 特殊設計の尖頭負荷用汽力發電設備の採用

此の時は特に建設費を安くする事が必要である。短時間の出力增加手段の採用，設計及び配置を簡略にして定格出力に於ける發電能力を或程度迄犧牲にして kW 當り建設費を低下する事。

前者に於ては，發電機に對しては，冷却用空氣の溫度及び通風器を調整する裝置の採用に依り，（冷却設備に依る送風氣溫の低下が特に有效）

汽機に付ては，尖頭負荷時に於ける，蒸汽量の側路制御 (By-pass Control) に依る方法，過負荷能力を附與する樣設計する事，既設の低壓機關に高壓機關〔前置タービン (Top Turbine)〕を追加して其の尖頭出力を得る方法。

汽罐に對しては，爐の容量を大ならしめ，尖頭時出力を增加する方法補助的燃燒裝置を併用する。又罐胴を大にして蒸汽の貯藏量を增す。

此れ等が特種設計に屬するものである。

(ニ) 蒸汽又は水を貯藏する裝置を設ける事

◇水力發電所の場合

(イ) 貯水池或は調整池の設置

(ロ) 揚水貯水發電

デーゼル發電所としては 11,700 馬力—15,000 馬力のものが出來て居る.

1.2. 水力發電と汽力發電との比較 (Comparison between Steam Power Plant and Water Power Plant)

電力を得るに水力によるか，汽力によるかは其の運轉の信賴度による外建設及運轉に要する經費を考へねばならぬ。尙ほ石炭を使用する場合はこれをガスとして用ゆる內燃機關による發電をも場合に依つては考へねばならぬ。一般に考へて，水力發電の場合は其の動力の基となる水の値段は問題にならないが有效落差及び多量の水量を得るための土木工事費が大である。故に建設費が大となり此の資金に對する利子及減價償却が汽力發電の場合の建設費に對する利子及び減價償却に石炭の消費値段を加へたものより大なる時は不經濟となる。此外に水力發電の方は大概發電所が都市より遠隔の地にあるため其の需要地まで電力を輸送するに長き送電線を要し，此の費用が增加する事になる。此の點は汽力發電の場合は需要地に接近して建設するから便利である。又建設費も比較的少ない。

昭和13年初の調査によれば發電設備だけにて大體 1kWh に付き，最低 150 圓—最高 255 圓となつて居る。

第 1 表　汽力發電所工事費概數

項　　目	1,000 kW	10,000 kW	50,000 kW	100,000 kW
	圓	圓	圓	圓
準　備　費	5,000	44,000	185,000	340,000
建　設　費	93,500	637,000	2,240,000	3,730,000
原 動 機 費	171,000	1,043,000	4,006,000	6,630,000
電氣機器費	31,300	287,000	1,316,000	2,212,000
運　搬　費	3,500	20,000	40,000	60,000
据　付　費	10,500	65,000	250,000	400,000
雜　　費	17,500	100,000	330,000	400,000
合　　計	332,300	2,196,000	8,367,000	13,772,000
1kW 當 り	332.0	219.65	167.34	137.72

建設費の 100 分率を取ると大體，

建　物	13.7%	汽機設備	40.2%
汽罐設備	37.4%	電機設備	8.7%

1.3. 將來の動力問題 (Power Problems in Future)

水は循環して使用されるが，石炭は一度燃燒する時は再び回收する事は出來ない。故に石炭の量が減ずるに從ひ水力開發は益々急務を告げる事になる。現在の狀態に於ては石炭使用の方が利益とする場合が多い。又水力を充分利用するため，水力汽力兩發電所の並列運轉が必要であつて，此のため汽力發電所の建設が盛んに行はれて居る。此れは水力發電所の豫備發電所となる。遞信省の調査によれば我國の水力は

渴水時　7,000,000 H.P.　　平水時　10,000,000 H.P.

となつて居る。

昭和 11 年末の調査によれば既設發電力は

水力發電出力（最大尖頭出力）　3,651,547 kW（自家用 74,828）

火力發電出力（常時出力，補給出力及び豫備出力の和）

2,142,425 kW（自家用 674,459）

こゝ數年間の發電容量の增加狀態を示せば**第 3 圖**の如く又發電々力量は**第 3 表**の如し。

第 2 表　出力別發電所出力（昭和 10 年末）

出力別 (kW)	水力發電所				火力發電所			
	發電所數		發電所出力		發電所數		發電所出力	
	實數	%	キロワット數	%	實數	%	キロワット數	%
99 以下	289	21.0	11,138	0.3	101	23.1	4,199	0.2
100～ 499	334	24.3	82,123	2.4	68	15.5	14,067	0.6
500～ 999	192	14.0	134,944	4.0	31	7.1	19,735	0.8
1,000～ 2,999	314	22.8	528,547	15.6	97	22.2	166,825	7.0
3,000～ 4,999	79	5.7	293,454	8.7	48	11.0	174,025	7.3
5,000～ 6,999	61	4.4	355,881	10.5	16	3.7	91,240	3.9
7,000～ 9,999	28	2.0	227,850	6.7	25	5.7	204,484	8.6
10,000～14,999	31	2.3	375,180	11.1	18	4.1	208,200	8.8
15,000～19,999	13	1.0	217,983	6.5	6	1.4	101,850	4.3
20,000～29,999	18	1.3	425,512	12.6	7	1.6	152,750	6.4
30,000 以上	17	1.2	730,150	21.6	20	4.6	1,237,500	52.1
合　　計	1,376	100.0	3,382,762	100.0	437	100.0	2,374,875	100.0

第 3 表　發電々力量 (1,000 kWh)

年　代	水　力	火　力	合　計 (1,000kWh)	平均電力 (kW)
昭和 9 年	16,382,050	3,517,800	19,899,850	2,270,000
昭和 10 年	18,651,990	3,690,420	22,347,970	2,551,100
昭和 11 年	19,651,100	4,661,220	24,312,390	2,767,800

主要列國との比較

1 ケ年間發電々力量 (10^6 kWh)

國名 / 年代	アメリカ合衆國	ドイツ	本邦 (內地)	イギリス	ソ聯邦	フランス
1935 年	99,398	35,000	25,000	20,690	26,000	15,900
1936 年	113,473	41,800	27,238	26,270	32,700	15,910

我國に於て電力を發生するために消費する石炭量は 1,116,696 噸. 1 噸を 16 圓とすれば 18,747,123 圓である。

1 kWh を發生するに要する石炭の量

昭　和	7	8	9	10	11
kg/kWh	0.86	0.81	0.85	0.83	0.82

此の電力に消費する石炭量は全石炭消費量の僅かに 3.2% である。10,000,000 H.P. は前述の如く現在の經濟狀態にて近き將來に利用し得る水力である。之れを需要地の變電所迄送れば 5,000,000 kW となる。之れを石炭にて供給すれば大凡 1 年間絕えず電氣を起すとして 40,000,000 噸を要す。然るに 1 年間の石炭の產額は內地にて 20,000,000 噸であつて，現在利用されて居る水力は 3,726,357 kW である。此の外に風力，太陽熱，火山熱，潮流，海水の干潮，溫泉等も將來の動力として使用さるべきものである。1 kW year の水力電氣を石炭で得るために約 8,000 kg を要す。

石炭年產額　　昭和 5 年　　昭和 10 年

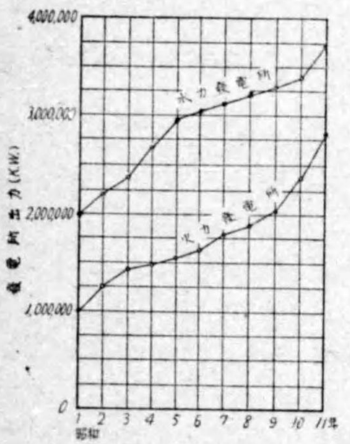
我國……33,000,000 噸　　37,500,000 噸

撫順炭が入つて來るから出炭量を此位に制限した。

我國に於ける總埋藏量

1,000,000,000 噸	確定
3,000,0000000 噸	推定
5,000,000,000 噸	豫想
9,000,000,000 噸	合計

我國の石炭消費量 1 年 33,000,000 噸，每年 4% 增加す。故に外國より此不足を補はねばならぬ。滿州國は石炭埋藏量 150 億噸と稱せられてゐる。



第　3　圖

第 4 表　世界石炭埋藏量
(單位百萬噸)

國　名	埋藏量	%
世　界	7,685,000	100.00
亞細亞	1,900,000	24.72
日　本	9,000	0.11
支　那	1,100,000	14.31
シベリヤ	192,000	2.49
歐　洲	522,000	2.79
イギリス	166,000	2.16
ドイツ	148,000	1.92
其　他	208,000	2.71
阿弗利加	62,000	0.81
北　米	4,871,000	63.38
合衆國	3,536,000	46.01
カナダ	1,325,000	18.54
南　米	130,000	1.69
大洋州	200,000	2.60

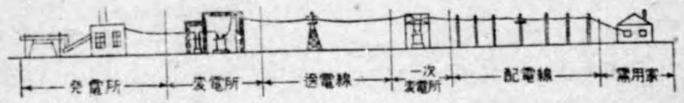
【附記】 人間の取扱ふ機械的の力は莫大なものであるが人間の直接肉體より出し得る力は實に僅かなものである 1 日 8 時間勞働する場合に 1/10 HP 位の割合である。ボートを漕ぐ時など最大の力を出して 1/8 HP 位である。故に心臟が 25 分位つゞける時は 11,550 呎-封度を出す。普通は

3,000 (呎-封度/毎分) 位である。或は次ぎの如く云つて居る人もある。瞬間には 750 W, 10 分間なれば 200 W, 連續すれば 83 W 出せる。

一日中の最大出力は 0.6～0.7 kWh

1.4. 電力系統 (Power System)

發電所に於て發生された電力は，此れを各需要地に輸送せねばならぬ。此のためには送電線及び配電線の建設が必要となる。著者は既に電力輸送工學を出版して此の問題を委しく取扱つて居るのでこゝでは此の問題には觸れないが發電所より需要者までの電力系統の概要を圖示すれば**第4圖**の如し。



第 4 圖

一般に發電所の位置を決定するには水力の場合は水源に近い事，火力の時は燃料運搬，土地の値段，冷却水が容易に得られるか否か，送配電の關係等が其の主要なる要素となる。

此れが經營は電力供給事業會社で行つたが，公共事業であるため市營，縣營等もある。最近我國に於ては政府の統制のもとに日本發送電株式會社にて行ひ最も經濟的施設と運轉をなす事になつた。

1.5. 需要率と不等率 (Demand Factor and Diversity Factor)

(イ) **需要電力** (Demand):— 或る一定の設備に於ける需要電力 (Demand) とは其の設備で消費する總電力量を其の使用時間數で除したものである。時間には一時間，一日，一月，一年を用ひ，單位には kW, kVA, 及び A を採用す。此れは平均負荷に相當す。

(ロ) **最大需要電力** (Maximum Demand)。— 全需要電力中の最大値を云う。故に例へば或一ケ月の需要 150 kW の需要家が其の月の中 15 分間連續 150 kW を使用したとする時は其の最大需要を 150 kW と

云ふ事になる。從つて發電所側に於ては此の最大需要に應ずるだけの容量を所有する事が必要である。此の點から云へば容量と同樣最大需要も kVA で表はした方がよい事になる。

(ハ) **需要率** (Demand Factor):— 最大需要電力と此れに連結された總負荷との比を云ふ．故に最大需要電力が 5,000 kVA で連結總負荷が 10,000 kVA の時は需要率は 50% となる。此れは kW で表はした方が便利である。

(ニ) **不等率** (Diversity Factor):— 一般の需要者相互間，變壓器相互間，或はフイーダー相互間等に於て，各個別々の最大需要電力は同時に起るものでなく，夫々時間的に異なるものである。故に各負荷を總括したときの最大負荷は，各個の最大負荷の和より小さいのが常である。一般に

$$\text{不等率}=\frac{\text{各負荷の最大需要の和}}{\text{總括した時の最大需要}}>1$$

例へば 3 個の配電線があり，各々の最大負荷を 1,000 kW とし，此の全體の最大需要電力は 2,000 kW となるとすれば，此の時の不等率は 3,000/2,000＝1.5 となる．

第 5 表

需要者種別	需要率%
住宅(10燈以上)	10～30
商　　店	40～100
事　務　所	57～87
工　　場	53～56
教　　會	56～85
ホ　テ　ル	28～55
ク　ラ　ブ	28～55
學　　校	37～52
劇　　場	49～89
小　工　場	55
機　械　工　場	37～54

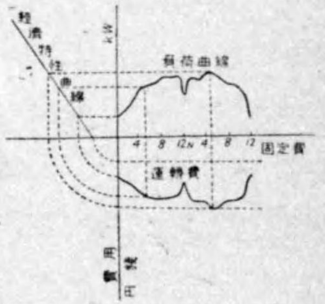
第6表 不　等　率

區　　間	住宅電燈	商業地電燈	一般動力	大口動力
需要者相互間	3.35	1.46	1.44	—
變壓器相互間	1.30	1.30	1.35	1.15
フイダー相互間	1.15	1.15	1.15	1.15
變電所相互間	1.10	1.10	1.10	1.10
需要者と變壓器間	3.35	1.46	1.44	—
同　フイダー間	4.36	1.90	1.95	1.15
同　變電所間	5.02	2.19	2.24	1.32
同　發電所間	5.52	2.41	2.46	1.45

此の不等率は各變壓器相互間，變電所相互間發電所相互間等に付きて求められる。

故に各需要者の取付電力に需要率を乘する時は實際の需要電力が得られる。次ぎに一變壓器で供給する區域の實際需要電力の合計を需要者相互間の不等率で割つたものが此の變壓器の容量となる。此れより低壓配電線の太さが算定出來る。同樣の方法により，一つのフイダーで供給する變壓器各個の最大需要電力の和を變壓器間の不等率で除したものが，實際其のフィーダーが輸送する最大電力と成り，各フイーダーの輸送する電力の合計をフイーダー間の不等率で除したものが變電所に於ける需要電力と成るものである。

(ホ) **燃料特性** (Thermal or Fuel Characteristic):— 縱軸に消費石炭量を kg にて表はし，橫軸に各 kW を取りて曲線を畫く時は此れを燃料曲線と云ふ。發電所運轉狀態を知るには重要な資料となる。



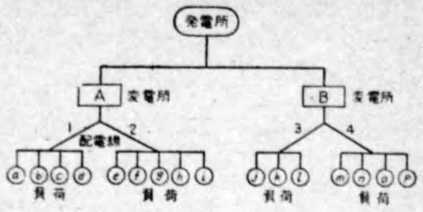
第 5 圖

(ヘ) **經濟特性** (Economic Characteristic):— 負荷を縱軸に，發生電力料を橫軸にして此れを圖示すると**第5圖**に示す如く直線となり，其の橫軸と交はる點が負荷0の場合の費用をあらはす故，此れが固定資本に對する利子及減價償却となる。此の負荷の變化に對して作圖して行く時は下の曲線の含む面積より一日中の運轉費と固定費の和が求められる。

(ト) **ウイラアン線** (Willans Line):—蒸汽の總消費量を縱軸とし，橫軸に kW 負荷を取つて畫いた線圖をウイラァン線と云ふ。發電所及び原動機の熱效果を研究するに必要な曲線である。

例 1. 圖の如き送配電系統あり

配電線 1 は *a*, *b*, *c*, *d* なる一般電力供給を行ひ，配電線 *2* は住宅電燈負荷 *e*, *f*, *g*, *h*, *i* に供給，配電線 3 は商用電燈區域 *j*, *k*, *l* に電力を送り，最後の配電線 4 は *2* と同樣住宅地の電燈配線 *m*, *n*, *o*, *p* に給電す。其の連結負荷及需要率，不等率は次ぎの如し。送電線の能率を 95% とする時發電所の尖頭負荷を決定すべし。



第 6 圖

1		2		3		4	
a	100 H.P.	*e*	5 kW	*j*	20 kW	*m*	35 kW
b	58 〃	*f*	4 〃	*k*	37 〃	*n*	5 〃
c	120 〃	*g*	8 〃	*l*	40 〃	*o*	2 〃
d	10 〃	*h*	15 〃			*p*	5 〃
		i	20 〃				

住　宅　照　明

容　量	需要率%	種　類	不等率
¼ kW	100	需用家に付	3.3
½ kW	60	變壓器に付	1.33
1 kW 以上	50	配電線に付	1.18
		變電所に付	1.11

一般商用照明

種　類	需要率%	種　類	不等率
一般照明	60	需用家に付	1.43
店舖，飮食店，事務所	70	變壓器に付	1.33
劇場及小工場	60	配電線に付	1.18
學校及教會	55	變電所に付	1.11
旅館	50		

一 般 動 力 用

容 量	需要率%	種 類	不等率
10 H.P. 以下	75	需用家に付	1.43
10 より 20 H.P.	65	變壓器に付	1.33
20 より 100 H.P.	55	配電線に付	1.18
100 H.P. 以上	50	變電所に付	1.11

解 配電線 1 に付きて考へるに此の各個の最大需要は

$$100\times0.55 = 55$$
$$58\times0.55 = 32$$
$$120\times0.50 = 60$$
$$10\times0.65 = 6.5$$
$$153.5\ \text{H.P.}$$

電動機の能率を 70% とすれば最大需要の總和を kW で表はせば

$$153.5\times0.746/0.70 = 164\ \text{kW}$$

となる。

從つて最大負荷は不等率が 1.43 となる故此れで割れば得られる。

$$164\div1.43 = 115\ \text{kW}$$

同樣に配電線 *2* に就て

各最大需要の和 $= (5+4+8+15+20)\times0.5 = 26$ kW

故に此の最大負荷 $= 26\times\frac{1}{3.3} = 7.7$ 即ち 8 kW

配電線 3 も

各最大需要の和 $= (20+37+40)\times0.6 = 58.2$ kW

最大負荷 $= 58.2\times\frac{1}{1.43} = 40.7$ 即ち 41 kW

同樣の配電線 4 に就き

各最大需要の和 $= (35+5+2+5)\times0.5 = 23.5$ kW

最大負荷 $= 23.5\times\frac{1}{3.3} = 7$ kW

此れにより變電所を考へるに

A 變電所の最大需要は

$$(115+8)\times\frac{1}{1.18} = 104.5\ \text{kW}$$

B 變電所の最大負荷

$$(41+7)\times\frac{1}{1.18} = 40.8\ \text{kW}$$

發電所に於ける最大負荷は不等率が 1.11 であるから

$$(104.5+40.8)\times\frac{1}{1.11} = 131\ \text{kW}$$

此れは送電線の能率が 100% の場合であるから能率を 95% とすれば

發電所の最大負荷は

$$131\times\frac{1}{0.95} = 138\ \text{kW}$$

となる。

例 2. 或電力系統の積算負荷曲線が**第 2 圖**によりて表はさる。 此れを新舊二ヶ所の 發電所にて 供給するに 新發電所は一年の最大負荷を 分擔し *1* kW に對する建設費を 150 圓にして 1 kWh の電力量を作るに要する費用 2 錢，舊發電所は 130 圓にて費用を 3.5 錢とす。 一年の總電力量を K kWh，ob を底負荷として此れ以上を新發電所が負ひ此れを X kW，bc 線以上の電力量を A kWh とすれば最も經濟的兩發電所の出力を求む。 P を最大負荷とす。

解 K kWh を發生する總費用を C 圓とすれば

$$C = (150\,X+0.02\,A)+\{130(P-X)+0.035(K-A)\}$$

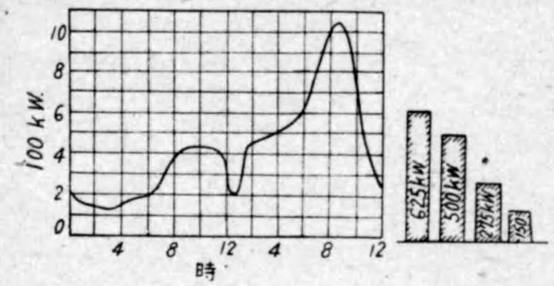
此れを X に付き微分して零とすれば

$$\frac{dC}{dX} = 150+0.02\frac{dA}{dX}-130-0.035\frac{dA}{dX} = 0$$
$$dA = 1{,}334\,dX$$

即ち横軸に沿ひて細長き矩形を考へる時は $dX=1$ とすれば 1334 を横

軸に取ると *bc* の位置が定まる。

例 3. 圖の如き負荷曲線と標準の發電機がある場合，此れを如何に取合せるが一番有利なりや。



第 7 圖

發電機の容量は 150 kW，275 kW，500 Wk，625 kW とす。

解 第一の場合は 625 kW 1 臺，275 kW 2 臺を圖 Plant A の如く運轉す。

第二の場合は 150 kW 1 臺，500 kW 2 臺を Plant B の如く運轉する。

兩者の比較

Plant A に於ては發電機の總容量は $625+2\times275=1{,}175$ kW

一日中の全負荷は此の曲線の面積より 10,620 kWh となる。

故に

平均負荷は $\dfrac{10{,}620}{24}=442$ kW

尖頭負荷＝1050 kW（圖より）

負 荷 率＝$\dfrac{442}{1050}\times100=42.0\%$

Plant A の發電所負荷率＝$\dfrac{1{,}620}{1{,}175\times24}=37.7\%$

Plant B の發電機總容量＝$500\times2+150=1{,}150$ kW

故に

此の發電機利用率＝$\dfrac{10{,}620}{1{,}150\times24}=38.4\%$

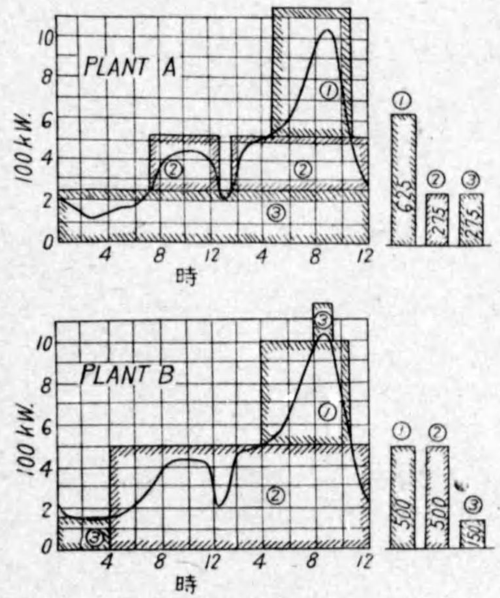
Plant A の發電機利用率

(Use Factor of Plant A)＝$\dfrac{10{,}62}{14{,}890}=71.0\%$

Plant B の發電機利用率

(Use Factor of Plant B)＝$\dfrac{10{,}620}{14{,}340}=73.8\%$

(1)(2)(3) の面積の和より發電機の出力が得られる。



第 8 圖

第1章 練習問題

(1) 發電所を建設する場合に其の容量は如何にして定むべきや

(2) 負荷率を增進する方法

(3) 水力發電と汽力發電との比較を述べよ

(4) 負荷曲線は如何にして作るか

(5) 尖頭負荷の電源に必要なる事項

(6) 將來の動力問題を論ぜよ

(7) 需要率，不等率とは如何なるものか．又此の利用される場合を說明せよ

(8) 電力の賣價同一なるべき水力，火力發電所，の工事費竝に石炭價格の相互關係を述べよ但し下記條件に依るものとす

(イ) 火力發電所の場合

工事費一キロワツトに付き	C 圓
石炭價格一萬斤に付	K 圓
石炭消費高一キロワツト時に付	3 斤
石炭費以外の運轉費一キロワツト時に付	2 厘
減價消却費一ケ年に付	工事費の 100 分の 3

(ロ) 水力發電所の場合

工事費一キロワツトに付	C' 圓
送電線路損失	1 割
運轉費一キロワツト時に付	1 厘 2 毛
減價消却費一ケ年に付	工事費の 10,000 分の 115

(ハ) 水力，火力兩發電所に共通の場合

一ケ年の發生總電力	10^8 キロワツト時
荷重率 (Load factor)	7 割

諸雜費一ケ年に付	工事費の 1,000 分の 25
法定積立金	利益金の 100 分の 5
純利益金一ケ年に付	工事費の一割

(9) 5,000 キロワツト蒸汽タービン一臺を有する發電所の發電所負荷率（平均負荷と發電所出力との比）と一キロワツト時發電費との關係を示す曲線圖を作成せよ。但し負荷率 30 パーセントの時の石炭消費量は負荷率 100 パーセントの時より 3 割多く其の他の負荷率に於ては，之れに準じ適增適減するものとし，建設費，配當率，償却率，石炭消費量及同單價竝燃料費以外の諸經費等は適當に見積り計算すべし。

第2章 罐 室 裝 置

(Boiler Room Equ ipment)

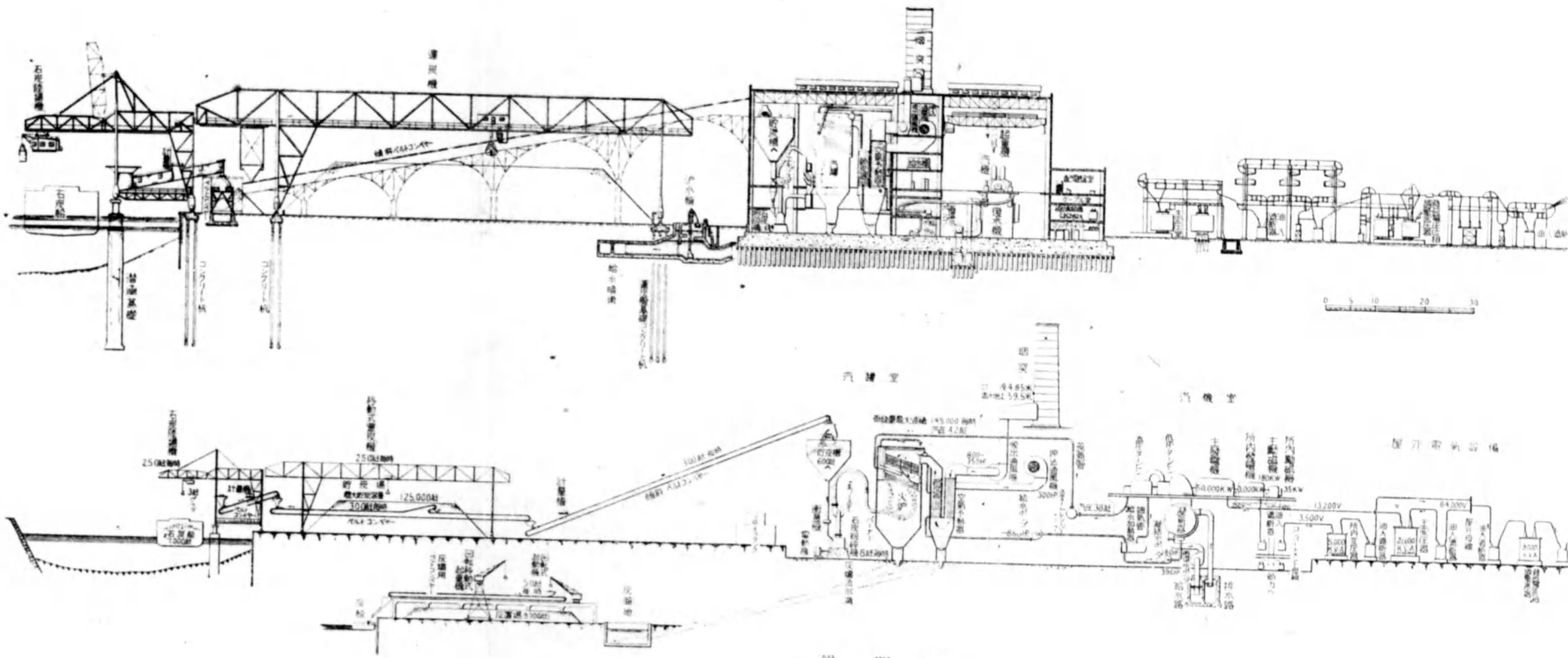
2.1. 石炭の運搬裝置 (Coal Handling)

汽力發電所は一般に市街地の附近に建設されるから土地を選定する場合に，將來の發展と云ふ事を考へて設計せねばならぬ。給水の狀態，石炭の運搬，灰の棄地の選定等を考慮して其の土地を選定せねばならぬ。普通石炭は陸路列車によるか，水路船舶によりて發電所に輸送される。例へば，日發小倉發電所の如きは列車により，大阪の春日出發電所，福岡市外名島の發電所の如きは船舶によりて石炭を供給す。輸送された石炭は，先づ發電所内にある**貯炭場** (Coal Storage: Coal Yard) に置かれる。貯炭場は石炭運搬人のストライキや運搬機の破損等の原因により石炭の供給が止まつた場合にも發電所の運轉に支障を來たさない樣に石炭を貯藏しておく場所である。此の容量は發電所の容量，負荷の狀態及運搬の便，不便によつて定めるが一般に年消費量の 10% を貯へるものとす。運搬の便利な所では 2 週間分位として居る所もある。屋根を設けて雨水のあたらぬ樣にした所もあるが大容量の所で露天の場合が多い。廣き面積に自由に石炭を運び得るため**起重機** (Crane) 又は**バケット・スクレーバー**の如きものを使用する。

此れを罐室 (Boiler Room) の上部に運搬するために**運炭機** (Coal Conveyer) を使用す。運炭機には**鎖狀バケット運炭機**と**ベルト運炭機** (Belt Conveyer) とがある。**第 8 圖**に示す如く，此れにより石炭を罐室の屋根裏に運び，上部に設置する**石炭槽** (Coal Bunker: Coal Bin) と云ふ容器に入れる。之より**配給管** (Chute) によりて石炭を各罐の**給炭機** (Stoker) に入れる。貯炭槽は一罐に一個とするがよい。一日石炭消費量 20 噸以上なれば給炭機を用ゆるがよい。燃燒した殘滓は罐の後方下部より取出され，

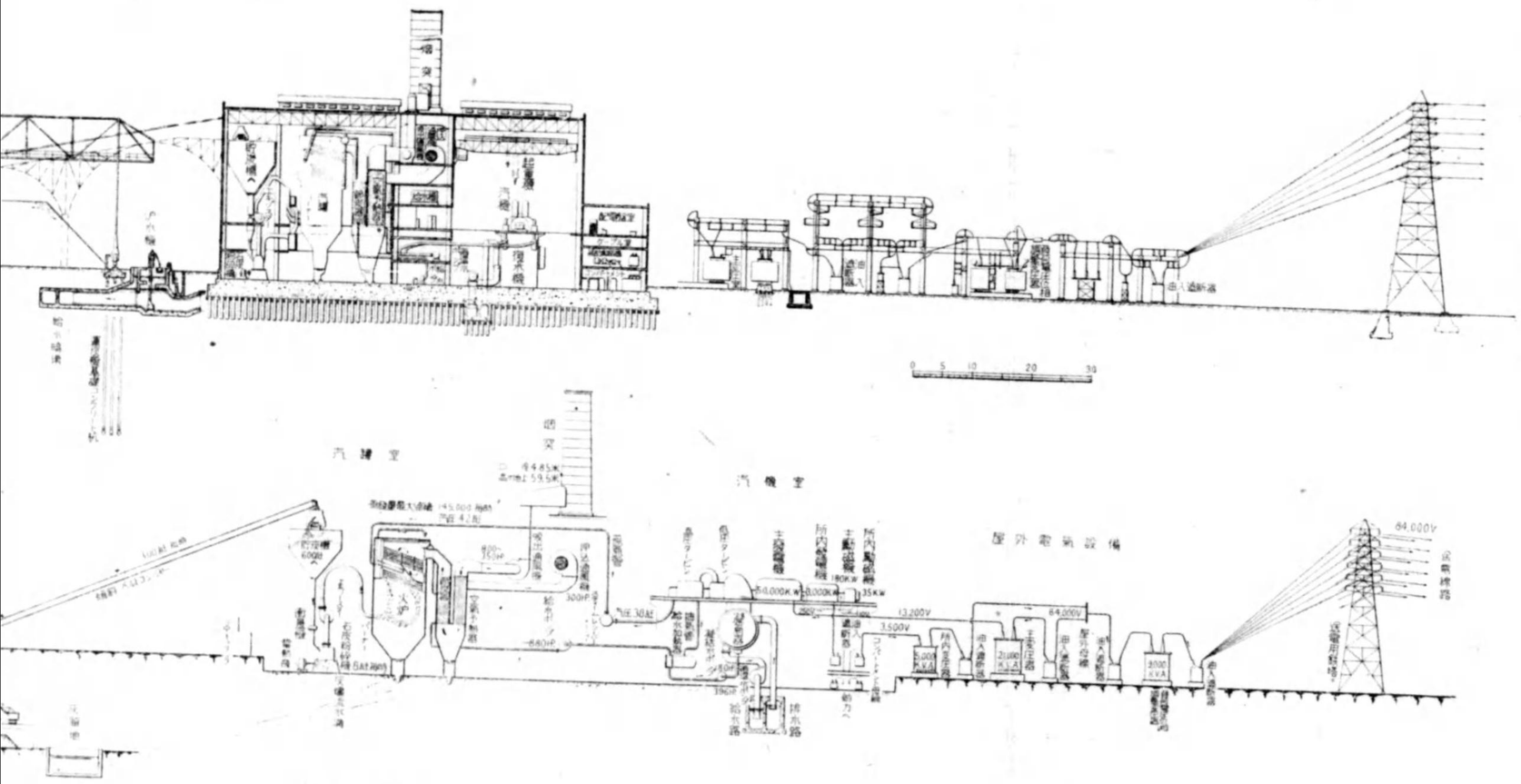
定する場合
線，石炭の
ね。普通石
例へば，
郊市外名島
は，先づ發
貯炭場は
給が止ま
しておく場
便によつ
利な所で
様にした
炭を運び
のを使用

(Coal
炭機 (Belt
室の屋根
云ふ容器
toker) に
順以上な
出され，



說　明　圖

發電所一般設備及說明圖



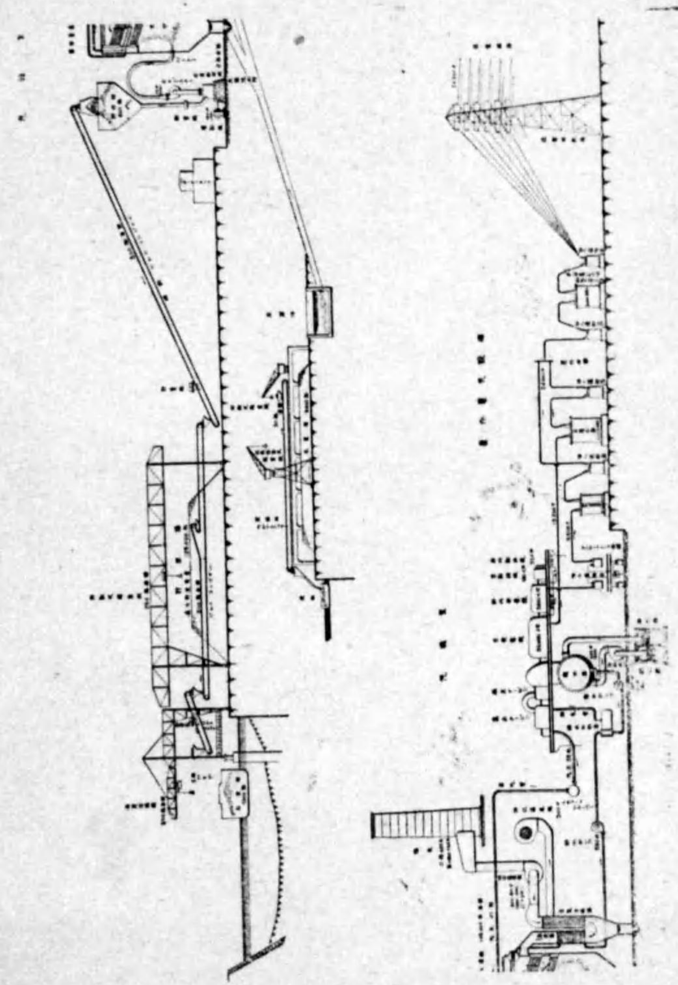
說明圖

2.1

汽力發
に，將來
運搬，灰
炭は陸路
日發小倉
の發電所
電所内に
石炭運搬
つた場合
所である
て定める
は 2 週間
所もある
得るため
する。

此れを
Conveye
Conveye
裏に運び
に入れる
入れる。貯炭槽は一罐に一個とするがよい。一日石炭消費量 20 噸以上な
れば給炭機を用ゆるがよい。燃燒した殘滓は罐の後方下部より取出され，

灰容器(Ash Hopper)に入れ，**灰道** (Ash Pit)を通つてベルト・コンベヤ又は貨車にて外部に運搬棄捨せらる。**第 8 圖**は微粉炭燃燒發電所を示す。**第 9, 10 圖**は貯炭場，**第 11 圖**は石炭槽の上を走るベルト・コンベヤを



第 8 圖

示す。バケツト・コンベヤーは一個の容積 0.2 立方米毎分 10～25 m の速度である。故に一時間に 20～200 噸の石炭を搬ぶ。

ベルト・コンベヤーは幅 0.3～1.5 m 位ゴム引木綿無端ベルトよりなる。船より石炭を揚げる時**捲揚機** (Skip Hoist), **掴機** (Grab Digger) が用ひられる。後者は 1 噸位づつ運ぶ。

石炭の消費量は大體**第 7. 8. 表**の如し。**(第 9 表參照)**

昭和 9 年には本邦全事業用汽力發電所を總括した平均石炭消費量は 0.874 kg/kWh。

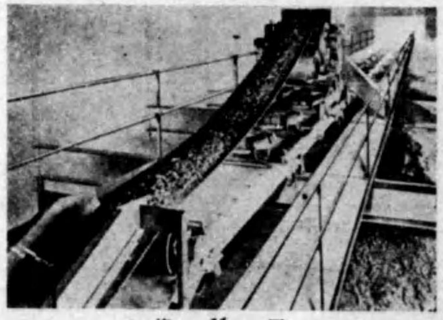
年發電々力量 10,000,000 kWh を超過せる發電所の平均石炭消費量は 0.859 kg/kWh。

出力 20,000 kW 以上の發電所では 0.801 kg/kWh となる。

イギリスでは 1934 年に 0.718 kg/kWh, 又最高熱能率を上げたるバーキング發電所に於ては 0.495 kg/kWh となる。

第 9 圖

第 10 圖



第 11 圖

第 7 表　昭和 7 年度罐の石炭消費量 (kg/kWh)

(發電所よりの出力に對するものである)

會社名	出力 (平均) (kW)	石炭消費量 (噸)	石炭の價 (圓/噸)	消費量 / (kg/kWh)	石炭代 (錢/kWh)	運轉時間 (時)
東京電燈鶴見第一發電所	15,900	152.9	8.9	1.2	1.1	8
宇治川電氣，福崎發電所	7,440	2,013.1	7.5	0.9	0.7	301
大同電力，春日出第二	35,400	70,982.3	9.3	0.7	0.7	2866
日本電力，尼ヶ崎	26,000	115,132.4	7.6	0.8	0.6	5540
神戸市電，淺川	4,950	18,279.6	9.0	1.1	1.0	3355
山陽中央水電，飾磨	16,250	62,095.9	6.9	0.6	0.8	6373
山口縣電，宇部第二	5,560	68,188.7	4.0	1.4	0.5	8745
熊本電氣，高瀬	6,760	1,151.7	5.6	1.1	0.6	155
東邦電力，名島	9,440	91,197.3	6.4	1.1	0.7	8777
山口縣電，下ノ關	5,660	44,840.5	5.0	0.9	0.5	8784
九州電氣軌道，大門	11,400	17,059.4	4.7	1.1	0.5	1075
同　小倉	34,700	88,961.3	3.7	0.7	0.3	3665

第 8 表　ドイツ公共發電所の石炭消費量

年次	石炭 (1,000 t)	褐炭 (1,000 t)	合計 (石炭に換算) (1,000 t)	發電々力量 (10^8 kWh)	1kWh當り (石炭消費量) (kg)
1922	5,625	14,859	8,375	79.8	1.048
1926	3,596	16,459	2,275	—	—
1930	4,523	22,916	9,714	159.0	0.611
1932	3,116	16,486	6,911	134.0	0.516
1934	3,959	23,713	9,341	165.0	0.566

アメリカでは 0.664 kg/kWh を示して居る。

發電所の負荷率の變化は此の石炭消費量に影響す。

發電所に於ては其の使用石炭の種類に依り發熱量が違ふから此れを知る事が必要である。**(第 9 表參照)**

此等の成分が明る時は實驗式より其の發熱量を計算する事が出來る。

$$\frac{1}{100}\left\{8{,}080\cdot C+34{,}460\left(H-\frac{O}{8}\right)+2550\cdot S-600\,W\right\}$$

瓩カロリー (Dulong 式)

又は $\left\{8{,}080\cdot C+15{,}000\,V\left(1-\dfrac{1}{\dfrac{C}{V}+0.5}\right)\right\}\div 100$

瓩カロリー (Lucke 式)

但し，此れは石炭 1 kg を燃した時生ずる全熱量

C, H, O, S は各元素の重量百分率にして W は水分，V は揮發分を示す。

例 或石炭を分析して炭素 80.43，水素 5.89，酸素 4.59，硫黄 0.58，窒素 1.76，水分 0.50，灰 3.25% を得たりと云ふ。其の發熱量幾何なりや。

解 $\left\{8{,}080\times 80.43+34{,}460\left(5.89-\dfrac{4.59}{8}\right)+2{,}550\times 0.58-600\times 0.5\right\}\dfrac{1}{100}=8{,}355$ 瓩カロリー

第 9 表 産地別石炭分析表

産地及鑛山名	水 分 (%)	揮發分 (%)	固有炭素 (%)	灰 分 (%)	1 瓩の燃料より發する熱量(瓩カロリー)
石狩空知	1.93	41.14	54.83	2.05	—
同 夕張	1.89	45.38	49.17	3.56	8,120
磐城入山	6.03	43.31	39.80	10.86	5,480
常陸茨城	10.06	55.98	14.71	19.25	4,860
長門宇部	12.75	46.41	39.42	1.42	5,850
豐前赤池	2.88	39.22	53.23	4.67	5,660
同 伊田	1.96	51.93	40.43	5.68	7,370
同 方城	2.42	26.98	65.38	5.22	—
筑前新入	1.11	33.28	51.02	19.59	5,670
同 大ノ浦	3.39	30.24	38.95	27.42	5,620
同 明治	1.83	33.97	53.29	10.91	6,795
筑前目尾	1.38	41.70	53.02	3.90	6,760
同 忠隈	2.18	30.17	34.09	33.56	5,363
同 鉱田	1.69	33.72	50.81	13.78	7,400
肥前相知	2.92	41.51	48.69	6.90	6,430
同 高島	0.84	42.71	53.43	3.02	7,085
撫順老虎臺	7.21	38.11	50.50	4.18	6,817

(九軌發電所にて使用する石炭 熱量 5,200～5,300 瓩カロリー/kg)

石炭の種類:——此の分類は困難であるが大體次の如し。

(1) **無煙炭** (Anthracite)

最も良質の石炭にして殆んど全部炭素より成る。少量の水分を含む、燃える時煙を出さず火がつきがたし。

(2) **半無煙炭** (Semi-anthracite)

短かい焔にて高熱を出す。クリンカー及灰少し。非常に膨脹するが粘らない。

(3) **半瀝青炭** (Semi-bituminous)

外見は (2) に似たるも稍柔かく揮發分多し。熱量は相當に高く，濕氣，灰分，硫黄分，等が少くて且つ燃え易く無煙である。

(4) **瀝青炭** (Bituminous)

多量の揮發分を有し良く燃え煙多し。

(a) 乾燥炭 (Dry bituminous)

點火し易く，短かい焔にて良く燃える。粘らない。

(b) 粘結炭 (Bituminous coking)

燃燒中膨脹して糊狀になり熔結し易い。固定炭素分が少く揮發分多し。

(c) 長焔炭 (Long-flaming bituminous)

(5) **亞瀝青炭** (Sub-bituminous)

瀝青炭の中にて炭素分のやゝ少なきもの，長き焔を生ず。

(6) **褐 炭** (Lignite or Brown Coal)

泥炭より石炭化の進みたるものにして水分多く風化し易し。褐色のものと黒色のものとある。

(7) **泥 炭** (Peat)

最も若き石炭，植物質が水の存在に於て分解して生じたもの，海綿狀，纖維狀，土塊狀及びピッチ狀がある。

尙ほ，第 12 回世界地質會議報告書によれば**第 10 表**の如し。

石炭が自然に酸素を吸つて變化する。此れを**風化**と云ふ。50°C 以上に

第 10 表

商品名稱	燃燒狀況	揮發分(%)	燃燒比=固定炭素分/揮發分	發熱量(kcal)	平均成分(%) 炭素	水素	酸素及窒素
無煙炭	短青焰	3~5	12 以上	8060~8340	93~95	2.0~4.0	3.0~5.0
半無煙炭	短焰僅少	7~12	7~12	8340~8620	90~93	4.0~4.5	3.5~5.0
	光輝及煙	12~15	4~7	8450~8900	80~90	4.5~5.0	3.5~12.0
高炭素瀝青炭	短光輝焰	12~26	1.2~7	7780~8900	75~90	4.5~5.5	6.0~15.0
瀝青炭	光輝焰	35 迄	——	6670~7780	70~80	4.5~6.0	18.0~29.0
低炭素瀝青炭	長焰	——	——	5560~7230	60~75	6.0~6.5	20.0~30.0
亞瀝青炭	——	——	——	3890~6120	45~65	6.0~6.8	30.0~45.0
褐炭	——	——	——				

なると其の作用が著しくなる。80°~140°C になれば酸素吸收力が大となる。此の溫度に於て發生炭酸ガス及水分が適當にあると此の作用は益々盛んになり，230°C に至ると外熱の助けがなくとも加速され 350°C になる時は普通の燃燒狀態となる。此れを**自然發火** (Spontaneus Combustion) と云ふ。之れは採掘後 90 日以內の石炭に最も多く，主として粉炭の酸化に基く故，貯藏には塊炭の方がよい。大體石炭一噸の容積は 3.3 立方米位である。普通汽力發電所に用ゆるものは，石炭 1 kg に付き 5,000~9,000 kg. cal. の發熱量にて灰分が 4~24% のものにて硫黃及水分の少なきものである。

2.2. 給 水 (Water Supply)

發電所に於ては水を十分供給する事は最も重要な事である。罐の**給水** (Feed Water) 及復水器 (Condenser) の**冷却水**等に多量の水を必要とす。土地の氣候により給水量に非常な差異がある。熱帶地方に於てはとくに多量の水を要す。水量を表はす場合にガロン單位を用ゆるが，此れはリツトルに對して次の如き關係がある。

1 リツトル=0.2199 ガロン (gallons)

最近の記錄によれば復水器の冷却水は**凝結水** (condensate) に對して 70 倍より 90 倍位の割合である。

2.3. 建 物 (Building)

火力發電所は市內又は市街地に接近して建設するから或場合には相當の美觀を與へ，其の周圍の建造物との調和を取る事が必要である。又震動，騷音，煤煙及蒸汽の障害などを少なくする樣にせねばならぬ。一般に煉瓦造，鐵筋コンクリート，鐵骨構造等にて丈夫に造らる。

例 1. 日發小倉發電所 (54,000 kW)

敷地面積 16,500 m²(5,000 坪)
建物鐵骨建 4,500 m²(1,361 坪)
內譯 罐室 2,845 m²(710 坪)
內譯 發電室 1,570 m²(475 坪)
內譯 (電氣室 580 m²(176 坪)

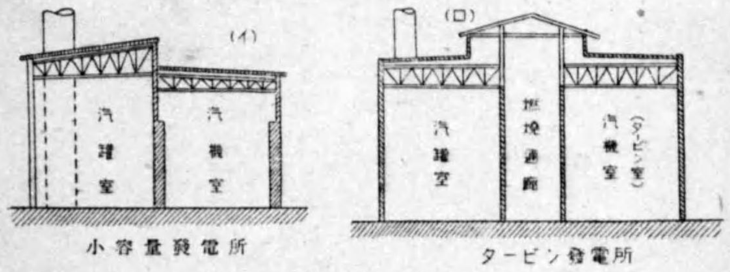
2. 日發尼ヶ崎火力發電所 (140,000 kW)

建物 鐵骨鐵筋コンクリート
罐室 4,150 m²(1,257 坪)
汽機室 2,380 m²(720 坪)
配電盤室 1,310 m²(397 坪)

尙各室の配置の概要を示せば**第 12 圖**の如し。

基 礎 (Foundation)

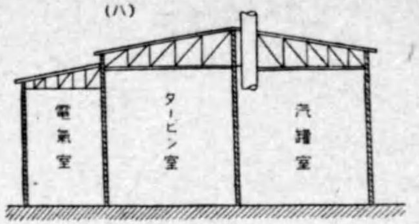
建造物に對する基礎は土地の種類によりて其の荷重に堪へる樣に設計せねばならぬ。土地の許容支持力は**第 11 表**の如し。



小容量發電所　　タービン發電所

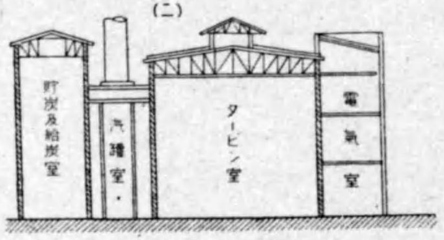
第 12 圖

(ハ)



中容量タービン發電所

(ニ)



大容量タービン發電所

第　12　圖

第　11　表

地　盤　の　種　類	許容支持力 (t/m²)
硬質岩盤	500 以上
硬岩(硬質切石として使用し得る程度のもの)	300～400
中硬岩 (上等煉瓦程度の硬度のもの)	180～240
軟　岩 (並煉瓦程度のもの)	60～120
膠着せる砂利及び細砂	60～80
固き粘土及び膠着せる粗砂	40～60
乾燥せる粘土	30～40
乾燥せる砂層(清淨なもの)	20～40
眞土(水分少いもの)及び砂質粘土	10～20
眞土及び粘土 (水分多いもの)	5～10

發電所建物の荷重は大體

罐室燃燒床　　5.45 (t/m²)

汽機室床　　5.45 (t/m²)

配電室床　　1.63 (t/m²)

土地が其の荷重に堪えない時は次の如き方法を行ふ。

(1) **基礎地盤の改良**

(i) 壓縮法　(ii) 排水法　(iii) 固結法

(2) **基礎段の作成**

(i) 石材，コンクリート，煉瓦の石段を設ける事

(ii) 鐵筋コンクリート段の設置

(3) **杭材基礎を作る事**

(i) 木　杭

(ii) コンクリート杭及鐵筋コンクリート杭

此等の方法により其の强度を增す。

2.4. 蒸汽に就て (Steam)

(A) **熱の單位** (Unit of Heat) : ——

(1) **熱と溫度** (Heat and Temperature)　物體の冷暖を感ずるのは熱のためである。溫度は此の冷暖の度合を示すものである。熱は物質にあらずして分子運動のエネルギーの一態である。大氣壓 760 mm.Hg のもとに於て純粹な水の氷結する溫度を零度と定め，沸騰する溫度を 100 度と定め此の間を 100 等分して此れを攝氏の單位とする。瓦斯體は一定氣壓の下では溫度 1°C の變化により體積が 1/273 增減し，−273°C にて體積 0 となる。此の溫度を**絕對溫度**の零度と云ふ。單位としてケルビン (K) を用ゆ。故に攝氏 t°C は °K では $T=(t+273)$°K となる。

(2) **メートル式** (Metric System)　大氣壓の下にて純水 1 瓦を溫度 1°C 高めるに要する熱量を 1 **カロリー** (Calorie) と云ふ。工業上にはこれを 1000 倍した**瓩カロリー** (kcal.) を用ゆ。

嚴密に云へば熱し始める時の溫度及壓力によりて多少異なる。故に 1 瓩の水を水銀柱 760 mm の壓力の下にて 14.5°C より 15.5°C に上げるに

要する熱量を **15°C 瓦カロリー**と稱す。0°C の純水 1 kg を 100°C に上げる熱量を 100 で割つたものを平均瓦カロリーと云ひ，前者との間に多少の違ひがあるが，工業上にはこれを同様に見て差支へなし。

(3) **イギリス式** (English System)　大氣壓の下で純水 1 封度を溫度華氏 1 度高めるに要する熱量を，熱量の單位としたものにて **1 B.T.U.** (British Thermal Unit) と呼ぶ。

1 kcal = 3.968 B.t.u. = 427 kg−m.

1 B.t.u. = 0.252 kcal. = 778 ft.−lb.

1 HP.h. (馬力時) = 2,545 B.t.u = 642 kcal.

1 kWh (キロワット時) = 3,412 B.t.u. = 860 kcal

1 kW = 1.34 H.P. = 102 kg−m/秒 = 44,232 呎封度/分

1 kWh = 1.34 H.P.h = 367,200 kg−m = 2,654,200 呎封度

(4) **比　熱** (Specific heat)　或る一定重量の物質の熱容量と同一重量の水の熱容量との比を其の物質の**比熱**と云ふ。

水の比熱を 1 とすれば他の C なる比熱の物質 M kg を t_1 より t_2 に高めるに要する熱量は

$$Q = M.C.(t_2 - t_1)$$

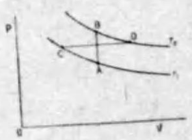
液體及固體は 100°C 迄は比熱殆んど一定なるも瓦斯體の比熱は其の狀態によりて變化す。一定壓力のもとに於ける比熱を**定壓比熱** (Specific heat at constant pressure) C_p，一定容積のもとに於ける比熱を**定積比熱** (Specific heat at constant volume) C_v と云ふ。

C_p が C_v より大であつて 0～200°C の間では大體 $\frac{C_p}{C_v} = 1.4$ となる。

水は液體の時 1，固體の時 0.5，氣體の時 (蒸汽) 0.48 の比熱を有す。

等壓比熱と等積比熱との關係。(完全瓦斯の場合)

$dH = C_p.dT$ (等壓の場合) **第 13 圖に於て，**



第 13 圖

CD に加へられた熱は內部エネルギー增加に用ひられる外に尙ほ一定壓力に逆ひ膨脹するため外部仕事としても消費される。故に明かに C_p は C_v より大となる。$pv = RT$　p を一定とすれば

$$pdv = RdT$$

エネルギーの一般式に代入すれば

$$dH = C_v dT + A pdv = C_v dT + ARdT = (C_v + AR)dT$$

故に　$C_p = C_v + AR$　　$\therefore\ C_p - C_v = AR$

今　$\frac{C_p}{C_v} = K$　とすれば

$$C_p = KC_v \qquad C_v = \frac{C_p}{K}$$

故　$$C_p = \frac{K}{K-1}AR \qquad C_v = \frac{1}{K-1}AR$$

氣體の比熱は普通の溫度の範圍では變りないものと看做す。0～200°C に於ける C_v，C_p の値は**第 12 表**の如し。

第　12　表

比熱 ＼ 瓦斯	空　氣	水　素	窒　素	酸　素	酸化炭素
C_p	0.240	3.424	0.2438	0.2175	0.2426
C_v	0.171	2.446	0.174	0.155	0.162
$\frac{C_p}{C_v}$	1.4	1.4	1.4	1.4	1.3

(B) **蒸　汽** (Steam):——

水を熱すると氣化する。これを**蒸汽**と云ふ。この蒸汽には 3 種ある。

(1) **飽和蒸汽** (Saturated Steam)

(2) **濕り蒸汽** (Wetted Steam)

(3) **過熱蒸汽** (Superheated Steam) である。

水を大氣壓即ち絕對壓力 1.033 kg/cm² の壓力の下にて熱するときは，

100°C までに加えられた熱は，其の溫度を高めるために用ひられ，これを**感熱**又は**顯熱** (Sensible Heat) と云ふ。これは分子運動のエネルギー增加のために用ひらる。水の溫度が 100°C になると沸騰し，盛んに蒸發する。この分子聚合狀態の變化，卽ち固體より液體，又は氣體に變化するため，分子相互の引力に反抗して分離せしむるに必要なるエネルギーを**潛熱** (Latent Heat) と云ふ。この時は運動のエネルギーの變化なきため溫度の變化なし。尙ほ潛熱を細別すれば

內部潛熱＝液體の分子運動の振動を增加するために費さるゝもの。

外分潛熱＝液體の容積を增大するために費さるゝもの。

大氣壓の下に於ては 0°C の水 1 kg を熱し 100°C になるには 99.12 kcal の熱を要す。更らにこれが蒸汽となるためには，潛熱＝539.85 kcal を要す。從つてこの時蒸汽の保有する**全熱量** (Enthalpy)＝638.97 kcal である。

氣壓が增して 2 氣壓となる時は水は 119.6°C にて沸騰し，感熱は119.9°C にして潛熱＝526.6 kcal　故にエンタルピーは 646.5 kcal となる。

10 氣壓の時は 179°C にて沸騰，　感熱＝181.2

潛　熱＝481.7

故に　エンタルピー＝662.9 kcal となる。

卽ち，壓力によつて蒸汽發生狀態が變る。この蒸汽を**飽和蒸汽**と云ふ。その蒸汽の溫度がその壓力の時の沸騰點に等しいもので，壓力と溫度との間に必ず一定の關係を保つて居る。故に其の熱量は

i''＝熱量＝(液體熱)＋(蒸發熱)＝$i'+r$

濕潤飽和蒸汽 (W.t Saturated Steam):——

これは水分を含んだ蒸汽である。水分と蒸汽との割合を表はす係數を**濕り度** (Wetness Factor) と云ふ。例へば 2% の濕り度を有する蒸汽と云へば水分 2%，蒸汽 98% の割合の蒸汽の事を云ふ。又**クオリチー** (Quality) にて表はせば 98% を以て表はす。卽ち此の場合クオリチー 98% の蒸汽と云ふ。密閉した容器內に水を入れ加熱する時は，其の時發生する飽

和蒸汽の壓力及び溫度が上り，壓力 225.5 kg/cm² 溫度 374°C が限界となる。この時は潛熱を要せずして，水が直接蒸汽に變化する。これ以上壓力なり溫度なりを上げる時は，飽和蒸汽でなくなる故これを**臨界壓力**及び**臨界溫度**と云ふ。

過熱蒸汽 (Super-heated Steam):——

飽和蒸汽を水のない所に導き熱を加へる時はその壓力に關係なく溫度を上げる事が出來る。斯くして出來た蒸汽を過熱蒸汽と云ふ。例へば壓力 10 kg/cm² の溫度 279°C は過熱蒸汽である。飽和蒸汽なれば溫度が 179°C である。故 100°C だけ過熱した事になる。この溫度の差 100°C を過熱度と云ふ。

飽和蒸汽は溫度が下る時は，濕潤となり水滴を生じ，蒸汽タービンの羽根に有害にして，其の壽命を短かくし且能率を下げる事になる故，過熱蒸汽を使用する。過熱蒸汽は其の過熱を全部失ふまでは水滴を生じない。

〔利　益〕

(1)　蒸汽機關に於ては汽筒內の蒸汽の凝縮による熱の損失少く，蒸汽タービンに於ては過熱蒸汽の密度小なるため羽根が回轉する時の摩擦及衝擊に依る熱の損失少なき事

(2)　水滴の爲タービンの羽根が腐蝕されたり，その他の水滴による障害の一切を排除することが出來る

(3)　保有熱量多きため飽和蒸汽より蒸汽の消費量が減少する

蒸汽發生に要する全熱量（水 1 kg を蒸汽にかへる場合）

(1)　**飽和蒸汽の場合**:——

(イ)　乾燥飽和蒸汽

感熱＝$i'=C_m t$　Kcal.

但し　C_m＝水の平均比熱　t＝攝氏溫度

今　$C_m \fallingdotseq 1$　とすれば　$i'=t$

r＝潛熱　i''＝保有全熱量とすれば

$$i''=i'+r. \quad \text{kcal.}$$

内部潜熱$=\rho$　外部潜熱$=\psi$　とすれば

$$r=\rho+\psi$$

故に　$i''=i'+\rho+\psi$

(ロ)　濕潤飽和蒸汽

濕り度$=\omega$

とすればこの部分だけは潜熱を必要とせず，故に

$$\text{保有全熱量}=i'_1=i''-\frac{\omega}{100}r=i'+\left(1-\frac{\omega}{100}\right)r=i'+xr$$

$x=$クオリテー　　$i''=$乾燥飽和蒸汽の保有全熱量

(2)　**過熱蒸汽**:——

保有全熱量$=i=i'+r+ct=i'+\rho+\psi+ct$ kcal.

$t=$過熱溫度　$c=$過熱蒸汽の比熱

c は壓力溫度によりて大した變化なし

$$c\fallingdotseq 0.48$$

蒸汽機關は熱のエネルギー其物を直接機械的エネルギーに變換するものでなく，一度熱により水を變化し，其の物理的現象を間接に利用するものである。

水以外の蒸汽としては，

(1) 水銀蒸汽，(2) アンモニア蒸汽，(3) ダィフ.ニール (Diphenyle) 蒸汽が用ひらる。

水の利益とする點は

(1)　無限にして最も安價に得られる事

(2)　蒸發が簡單な事

(3)　膨脹收縮の强大なる事

(4)　侵蝕性少なき事

(5)　危險性なき事

(6)　衛生上無害な事等である。

例　70°C の水 100 kg を汽罐に給水して壓力 (Gauge) 15 kg/cm² 濕り度 2% の飽和蒸汽にするに要する熱量並びに蒸汽溫度 300°C の過熱蒸汽にするに要する熱量如何。尙ほ汽罐の能率を 80% とし石炭 1 kg の發熱量を 7,500 kcal とすれば何程の石炭を要するか。

解　Gauge pressure 15 kg/cm² = 16 kg/cm² (絶對)

然るに表より，　$i'=204$　$r=462.6$

$$\therefore \quad x=\left(1-\frac{2}{100}\right)=0.98$$

從つて　$i_1'=i'+xr=204.0+462.6\times 0.98=657.00$ kcal.

然るに 0°C より水 1 kg を 70°C にするには 70 kcal を要す故に 70°C の水より濕り度 2% の蒸汽にするには　657−70=587

100 kg に對しては $587\times 100=58{,}700$ kcal.

絶對氣壓 16 kg/cm² の 300°C の過熱蒸汽を得るためには　$C=0.585$ とすれば

$$i=58{,}700+(0.585\times 300)\times 100=77{,}750$$

故に　所要石炭$=\dfrac{77{,}750}{7{,}500\times 0.80}=12.95$ kg

例　83°C の水 36 kg を gauge pressure 11 kg/cm² quality 0.98 の飽和蒸汽となすに要する熱量竝に所要石炭量如何。但し石炭 1 kg の發熱量を 7,200 kcal 汽罐能率を 68% とす。

解　絶對壓力$=11+1=12$ kg/cm²

蒸汽 1 kg に要する熱量$=(xr+i')-h$

$h=$給水の熱量

蒸汽表より　12 kg/cm² の蒸汽は

$$i'=189.5 \quad r=476.9 \quad x=0.89 \quad h=83$$

故に　36 kg　に對する熱量は

$$36[(0.98\times 476.9+189.5)-83]=20{,}656.8\ \text{kcal}$$

過熱蒸汽の比熱は表より $C=0.642$ 故に 100°C に過熱するには

$$H_s=36\times 100\times 0.642=2{,}311.2$$

全熱量 $H=20{,}656.8+1{,}311.2=22{,}968\ \text{kcal}$

$$\text{所要石炭量}=\frac{22{,}968}{7{,}200\times 0.68}=4.7\ \text{kg}$$

(C) **沸水作用** (Primming):——

汽罐から取り出す蒸汽が水と分離する際，沸騰が激しく蒸汽中に多量の水分を含む場合がある。此の現象を**沸水作用**と云ふ。

此の現象は罐水に不純物が多量に含まれて居る場合，即ち泥滓，有機物，石鹸化性の油等が罐水中に浮游し或は浮泡となつて發生し蒸汽泡が水面に上昇するのを妨げる場合，或は負荷急増して一時に多量の蒸汽を取出す場合，又は給水過多のため蒸發面積の減少，或は一部より蒸汽を多量に取出す時，部分的に壓力差を生じ沸騰が激しくなり沸水作用を生ず。

此れを防ぐために板を設けて水の出るのを防ぐ。

2.5. 罐 (Boilers)

石炭を燃し，水を蒸汽に化する機器である。從つて石炭の少量を用ひて多量の水を蒸汽に變化する樣に設計せねばならぬ。1882 年にアメリカの紐育にパール，ストリート發電所が建設され罐が初めて發電所に用ひられた。此の罐には其の種類は色々あるが如何なる型の，如何なる容量のものを使用すればよいかは此れによりて運轉するタービンの大さ及負荷の狀態，發電所の廣さ等により決定せねばならぬ。

火力發電所に使用するものを大別すれば

(i) **水管型** (Water tube type)

(ii) **煙管型** (Smoke tube type)

(iii) **圓筒型** (Drum tube type) となる。

(i) は 1825 年に Evans 氏が考案したものにて，汽力發電所罐として

は主として此れを使用す。此れを更らに分類すれば

水管型
- 1. 直管式 (Straight tube)
  - Babcock and Wilcox (1867 年)
- 2. 曲管式 (Bent tube)
  - Sterling

又水管の配列の具合から**横型**と**縱型**とに分類出來る。曲管は竪型に主として用ゆ。横型直管には B&W 罐，三菱セクショナル，竪型直管にはガルベ，ヤロー，田熊，竪型曲管にはスターリン，三菱三胴型等が用ひらる。

水管型の利害:——

〔利 點〕

(1) 高壓に耐える事。ドラム及水管の徑が小く眞圓であるから壓力に耐える力が大である。20~85 kg/cm² に用ひらる。

(2) 蒸汽の發生が迅速なる事。罐內の容量が小く，用ひらる水の循環が良好であり，加ふるに加熱面積を自由に大きくする事が出來るから他種の罐が 3~4 時間も要するのに此の型による時は 1 時間內外で蒸汽が出る。

(3) 發電機の急激なる過負荷に對し强壓通風にて之に應じ得る事

(4) 大容量になるも比較的輕い事

(5) 過熱器の設備が容易なる事

(6) 能率のよい事

(7) 小部分に分解して運搬の出來る事

〔缺 點〕

(1) 容水量が少なきため常に給水に注意せねばならぬ事

(2) 良質の給水を必要とする

(3) 蒸發量大なるため汽水共沸し易き事

(4) 水管の接手から漏水し易く又水管が損傷し易き事

(5) 構造複雜のため掃除及修繕が困難である事

以上の如き利害が擧げられる。一般に罐の種類を選定するには次ぎの如き事を考慮せねばならぬ。

（イ） 蒸汽罐又は蒸汽タービンの容量及出力に對する一時間の蒸汽消費量

（ロ） 給水の成分又は補給水の有無

（ハ） 燃料の成分

（ニ） 一日の平均負荷率

（ホ） 土地の狀態，運搬の便，不便

等である。

發電用の罐として從來使用されたものは

(1) Babcock & Wilcox: (B & W) 最も多く使用さる。

WIF 型‥‥毎時蒸發量 300～23,150 kg

加熱面積 11～863 m²

CT 型‥‥小 型 CTM 型‥‥大型

大型は Drum が前面に横に設置せらる。壓力も高く 105 kg/cm² 毎時蒸發量‥‥363,200 kg (800,000 lls)

(2) Heine: タクマ式: Nesdrum; (直管)

Sterling: Erie-city: (曲管)

此等のものも大分用ひられて居る。此の外に最近は高溫，高壓罐が用ひられる樣になつたが此れは後に述べる。

2.6. 罐の容量及能率 (Rating and Efficiency of Boilers)

罐の容量即ち定格を表はすには從來次ぎの如き方法が用ひられた。

(i) 罐の實際 1 時間に蒸發する蒸發量を以て表はす:——

此の方法は給水の溫度，蒸汽の壓力等によりて使用石炭量に對する 1 時間の蒸汽發生量が異なるので，各種罐の比較の標準とならず。故に一定狀態例へば 100°C に於ける水を，大氣壓のもとにて 100°C の蒸汽にする場合の蒸發量を以てするが如く規定する。此の蒸發量を**等價蒸發量** (Equivalent Evaporation) と云ふ。單位加熱面積（水冷壁を含む）當りの蒸發量は水冷壁の採用，輻射熱の利用，燃燒裝置の發達，給水溫度の上昇，罐水循環の改善等により年々增加して居る。現在では 50～100 kg/m²/h，即ち 1 時間 1 平方米當り 50～100 瓩の程度である。特に高氣壓のものは 100～200 kg/m²/h を蒸發し得る罐もある。本邦の大型罐では加熱面積（水冷壁を含む）1平方米當り最大蒸發量は 45～70 kg/h となつて居る。又罐水冷壁，節炭機の合計加熱面積に對する蒸發率を見れば低壓罐では 25～75 kg/m²/h 程度で，高壓罐では 90 kg/m²/h に及ぶものがある。一般に水冷壁の蒸發量は非常に高く殊に微粉炭燃燒罐に於ては罐全蒸發量の40～65 % を占めるものもある。罐 1 基の蒸發量は著しく增加しアメリカでは 568,000 kg/h を最大として 227,000 kg/h 以上の罐が多數使用せらる。然し其の他の諸國では 150,000 kg/h が最大，本邦に於ては 50,000～70,000 kg/h のものが多く 100,000～145,000 kg/h の罐も漸次增加しつゝある。局部的の蒸發狀況は管の位置によりて非常に違ふ。火床の直前では平均蒸發量の 6 倍，煙道の近くでは 1/6 位となる。

(ii)罐馬力:——

此れは舊式にて現今あまり用ひず。1880 年に定めたもので其の當時は汽機 1 馬力を出すに 8,440 kcal (33,500 B.t.u) の熱量を要したので此れを以て表はした。即ち 100°C の水 15.65 kg (34.5 lb) を 1 時間に同溫度の蒸汽となし得る能力を云つた。其の後原動機の能率がよくなり 1 馬力を出すに此れだけの蒸汽を要しなくなつたので此の罐馬力は原動機の馬力とは無關係のものとなつた。

(iii) 加熱面積による表はし方:——

加熱面積 (Heating Surface)

罐胴，煙管，水管，蒸汽過熱管等內部に水又は蒸汽を充し，外部から高熱を以て熱せられる部分を加熱面と云ふ。汽罐の生命とも云ふべき蒸汽の發生及蒸汽に對する熱の附與は此處で行はれる。

此の加熱面積より蒸發する割合は場合によりて非常に違ふ。一般には全面積に付き平均を取りて此れを表はす。火爐に於ては 1,500°C からの溫度である故此處にある加熱面からの蒸發は非常に大である。

此の加熱面積による表はし方による時は常に一定であつて狀況により變化しないから便利であるが直ちに發生蒸汽量が判らぬ不便がある。しかし大體 1 平方米の蒸汽發生量が定り，普通毎時 17 kg（1 平方呎に付き 3.45 封度）を定規とす。罐の種類，通風度，燃料の種類によりて異なる。無煙炭とすれば 35～100 kg も出來る。罐はまた 400% の過負荷に堪えるが，能率が下る故 175%附近を以て最も經濟的狀態とす。

各罐の單位の加熱面積は最大 2,500 m² 位のものがある。加熱面積と發電機容量との比

$$0.12\sim0.2:1 \quad m^2/kW.$$

即ち 1 平方米に付 5～8 kW 位の見當。

尙最近次ぎの如き罐容量の表示方法がある。

(1) 1 時間の蒸發量

(2) 蒸汽壓力，蒸汽溫度，給水溫度，罐能率を指定して火爐內で發生した熱量を以て表はす。

例 12,000 kW の發電所に於て綜合能率（石炭より發電機まで）を大略 25%（罐 75%，タービン 80%，發電機 95%，熱損失 40%）と見積る場合の罐容量及石炭消費量を求む。但し火床面積と加熱面積との比を 1:42，燃燒率を 75 kg，石炭 1 kg の發熱量を 6500 kcal とす。

解 石炭 1 kg より得られる發電量を熱量で表せば

$$6500\times\frac{25}{100}=1,625 \text{ kcal}$$

發電總電力量を熱量で表はす時は

$$12,000\times860=10,320,000 \text{ kcal}$$

(1 kWh = 860 kcal)

故に毎時の石炭消費量は

$$10,320,000\div1,625=6,351 \text{ kg}$$

依りて火床面積は

$$6,351\div75=85 \text{ 平方米}$$

加熱面積 $85\times42=3,570 \text{ m}^2$

加熱面積 1 平方米の蒸發量を 17 kg とすれば

$$3,570\times17=60,690 \text{ kg/h}$$

此の時は通風を十分やらねばならぬ。又此の時の負荷を 80% とすれば蒸汽消費量は

$$60,690\div(12,000\times0.8)\fallingdotseq6.32 \text{ kg/kWh}$$

となる。

罐容量に附滯して次ぎの事項を述べておく。

(a) **石炭の蒸發力**:——

100°C の水 1 kg を同溫度の 1 氣壓の蒸汽にするには 539 kcal の熱を要す。故に石炭が 1 kg に付き K kcal の熱量を有する時は此の石炭に依りて生ずる理論上の蒸汽量，即ち石炭の蒸發力は $\frac{K}{539}$ kg である。即ち燃料の蒸發力＝燃料 1 kg で 100°C の水何瓩を 100°C の蒸汽になし得るかの能力をあらはす。

(b) **等價蒸發量** (Equivalent Evaporation):——

大氣壓（絕對）の下で給水溫度 100°C より同溫度の蒸汽に變ずる蒸發量を云ふ。

前述の如く標準氣壓の下に於て 1 kg 100°C の水を蒸發するに 539 kcal の熱を要す。故に毎時 W kg の蒸汽を或溫度の給水より發生する時，此の等價蒸發量を求むる時は

濕潤蒸汽 $E_w=\frac{W(xr+i'-h)}{539}$

乾燥蒸汽 $E_d=\frac{W(i''-h)}{539}$

過熱蒸汽 $E_s=\dfrac{W\{i''+c(t_2-t_1)-h\}}{539}$

W＝毎時蒸發水量

h＝給水の保有熱量

(c) **蒸發係數** (Factor of Evaporation):——

等價蒸發量を出すために實際の蒸發量にかける係數

濕潤蒸汽 $F_w=\dfrac{xr+i'-h}{539}$

乾燥蒸汽 $F_d=\dfrac{i''-h}{539}$

過熱蒸汽 $F_s=\dfrac{i''+c(t_2-t_1)-h}{539}$

卽ち

$$\text{蒸發係數}=\frac{\text{相當蒸發量}}{\text{實際の蒸發量}}$$

$$=\frac{\text{1 kg の給水の蒸發するに要する熱量}}{\text{大氣壓の下の水 1 kg の氣化の潛熱}}$$

例 1. Gauge Pressure 9 kg/cm², 水分 2% 給水溫度 73°C にして 1 時間蒸發量 3,500 kg の場合の Equivalent Evaporation を求む。

解 $E_w=\dfrac{3{,}500(0.98\times 482.6+181.2-73)}{539}=3{,}774\text{ kg}$

例 2. 氣壓 18 kg/cm² (絶對), 汽溫 380°C, 節炭器を出る給水溫度 125°C とすれば蒸發係數は何程なりや。

解 $F_s=\dfrac{671.6+0.568(380-206.2)-125}{539}=1.197$

次ぎは**罐能率**を考へる。

Boiler Efficiency (罐能率)

$$=\frac{\text{the heat unit in the steam generated}}{\text{the total heat unit in the fuel used}}$$

$$\frac{\text{(發生蒸汽の中に含まるゝ熱量)}}{\text{(使用した燃料内の熱量)}}=\frac{W(H_1-q_2)}{H_f}=e$$

e＝罐の綜合能率

W＝或一定の條件に於ける乾燥燃料 1 kg 當りの蒸發量 (kg)

H_1＝或一定條件に於ける蒸汽の熱量 (kcal/kg)

q_2＝給水の熱量 (kcal/kg)

H_f＝乾燥燃料 1 kg の熱量 (kcal)

罐の理想能率＝e_t

$$e_t=\frac{H_f-I}{H_f}$$

但し I＝固有損失

$$\text{罐の爐, 火床の能率}=\frac{\text{蒸汽發生に利用された熱量}}{\text{燃燒狀態にある石炭の熱量}}$$

又次ぎのものが用ひらる。

$$\text{罐及爐の能率}=\frac{\text{蒸汽發生に利用された熱量}}{\text{爐で燃燒した熱量}}$$

此れは罐に用ゆる給炭機, 通風, 空氣の漏洩, 風扉, 冷氣, 輻射等によりて變化する。綜合能率は以前は良きもので 70～75%, 普通は 65% 位であつたが最近は 85～87% 位になり尙ほ最高 85～90% もある。然し 90% にもなると經費の方が大となり全體の能率はよくない。

Rankin 氏は Boiler の能率に付き次の如き式を與へた。

$$\text{罐能率}=\frac{B.S}{S+A.F}$$

式中 S＝罐の加熱面積 (m²)

F＝1 時間に燃燒する石炭の量 (kg)

A, B＝常數

水の溫度と石炭の燃燒によりて生ずるガスの溫度との差の大なる程多量の熱が水に傳へられるから爐の溫度を高くすると罐の能率はよくなる。又その加熱面積 S が大なる程よい。燃燒ガスの溫度は空氣が入りすぎる時は下がる故空氣を入れすぎぬ樣にせねばならぬ。熱氣と水との接觸する時

間が長い程餘計に熱が水に吸收せらる。Fに逆比例するから大きな罐を全能力以下で用ひた方が能率はよくなる事になるが，建設費が大である爲めよくない。罐に於ける熱損失は次ぎの如し。

100.0% 石炭の有する總熱量
−2.5% 灰燼と共に失はるゝ熱量
−7.5% 罐に於ける熱の漏洩及發散
−25.0% 煙道に行く熱ガスの熱量
65.0% 罐の能率

最近のものは此の損失の中より熱を回收して給水の加熱等を行ふを以て前述の如く 85～87% の良能率が得らる。尙ほ燃燒裝置により

(1) 手 焚 式 50～60%，惡きものは 40%，良きものは 70% 以上のものもある。

(2) 給炭機式 60～80%

節炭機，空氣豫熱器，水冷壁其他を採用すれば 90% 以上となる。

(3) 微粉炭燃燒の時は 75～85% にして 60% 以上となる例もある。

管内に湯垢が附着する時は罐の能率を著しく低下する。

熱量損失に付き再檢討を行へば

(1) 煙突より逃げ去る熱量

$h=W_g C_p(T-t)$ kcal. 6.5～11%

但し h=石炭 1 kg に對する熱損失 kcal

W_g=燃料 1 kg に對する煙突内乾燥ガスの重さ (kg)

C_p=乾燥ガスの平均比熱=0.243

T=逃げるガスの溫度 (°C)

t=火爐に入れる空氣の溫度 (°C)

(2) 水素燃燒によりて水を生ず。無煙炭にて 2.5% 瀝青炭にて 4.5% の熱損失

(3) 燃料中の水分の蒸發 0.5～1.0%

(4) 不完全燃燒，CO gas を作る事 8% 位

(5) 灰燼中に殘る炭素，1.5% 不良の場合 5.5%

(6) 空氣中の水分を過熱する事，0.5%

(7) 輻射による損失，2～6%

以上の外に次ぎの損失もある。

(8) 停止された罐の熱損失。

(9) 冷却した罐を起動するに要する石炭は補充用であるから損失となる。

(10) 埋火中にて燃える石炭も損失となる。

(11) 放水竝に罐掃除を要する損失

例 下記汽力發電所の全日能率を求む。

最大出力 10,000 kW 負荷率=60% 發生電力量 1 kWh に要する蒸汽消費量 7 kg (補助機を含む) 蒸發係數=1.13 石炭 1 kg の發熱量 6,100 kcal 一晝夜の石炭消費量 133,000 kg

解 負荷率=60% 故に $10{,}000\times\frac{60}{100}=6{,}000$ kW

1 日中の發生電力量=6,000×24=144,000 kWh

1 日中の蒸汽消費量=144,000×7=1,008,000 kg

等價蒸發量に對する熱量=1,008,000×1.13×539

=613,942,560 kcal

故に 全日能率 $=\frac{613{,}942{,}560}{6{,}100\times 133{,}000}\times 100=75.67\%$

罐の一日を通じての出力と入力との比である。

2.7. 高壓，高溫罐 (High Pressure and High Temperature Boilers)

熱機關の熱效率は

$$\eta=\log\frac{P_1}{P_2}=\frac{T_1-T_2}{T_1}$$ (Carno Cycle による)

にて表はされる。

T_1＝供給蒸汽の溫度

P_1＝供給蒸汽の壓力

T_2＝排氣の溫度

P_2＝排氣の壓力

故にタービンの如きは其第一段の壓力を高め最後段の壓力を減すればよいが，汽壓を高くする時は機械の値段が高くなる故に各製作所は研究の結果。次ぎの如き方法を講じて居る。

(1)　高汽壓蒸汽及高過熱蒸汽の使用

(2)　抽汽による給水の加熱

(3)　熱勘定の改良

(4)　再熱法の使用，高眞空の採用

(5)　水銀蒸汽タービンの運轉

(6)　タービンの複結合による容量の增大

此等の點より現今に於ては高汽壓，高過熱，急速蒸發及高能率の罐が要求されて居る。

高壓蒸汽を使用するときは如何なる利益があるかを少しく考へて見よう。

1913 年以前は，14 氣壓にして溫度も 320°C 以下であつた。

[1 氣壓＝1.0336 kg/cm²＝14.69 封度/平方吋]

次に 1918 年までは 25 氣壓 350°C 其後は大體**第 13 表**に示す如くである。

今日では 30～60 氣壓の蒸汽を用ゆるのが普通である。

60～100 氣壓も可なり多い

120～130 氣壓も相當ある

225 氣壓は特別の場合で，此れが水の臨界壓力である。

次に溫度を高くする事が望ましい。此れは使用材料によりて限度がある。

第 13 表

年代	發電所	所在	壓力(氣壓)	溫度(°C)	備考
1917/20	North Tees "a"	New Castle (英)	35	360	再熱法
1922/24	Philo Power Station	Ohio (米)	46	380	同上
1923/25	Edgar Power Station	Boston (米)	85	370	同上
1924/26	Flanders Central	Langerbrugge (白)	56	400	再熱ナシ
1926/28	Edgar Power Station	Boston (米)	98	390	再熱法
1926/29	Siemens Schuckert	伯林 (獨)	225	450	Benson 罐
1927/29	Mannheim	Mannheim	110	470	再熱法
1928	Witkowitz	チエッコスロバキヤ	120	500	Löeffler 罐
1926/31	Ilsegrube	Germany	120	475	再熱法
1930	Flanders Central	Langerbrugge (白)	225	450	Benson 罐 (世界最大高壓罐)
1930/31	River Rouge	Ford Motor Co.(米)	98	400	
昭和2年	東京電燈，鶴見第一發電所		26	400	
昭和6年	九軌小倉，第一發電所		37	415	
昭和7年	山陽中央水電，飾磨第三發電所		45	400	
昭和7年	三井鑛山，大ノ浦發電所		52	438	再熱法
昭和8年	關西共同火力，尼ヶ崎發電所		42	450	
昭和11年	東京電燈，鶴見第一發電所		45	450	

熱工學的に考へると壓力の方には限度があり，此れ以上にする時は原動機に供給した場合經濟的でないが溫度の方には此の方の制限はない。450°C～480°C が今日普通に使用される材料の最高限度である。特別な場合に 550°C もある。

氣壓と共に溫度を高くする時は理論熱效率は增加する。**第 14 圖**の如し。

此れは絕對壓力 0.04～0.05 氣壓（水銀柱 30～35 mm）まで膨脹した時の熱效率である。(0.04 の時)

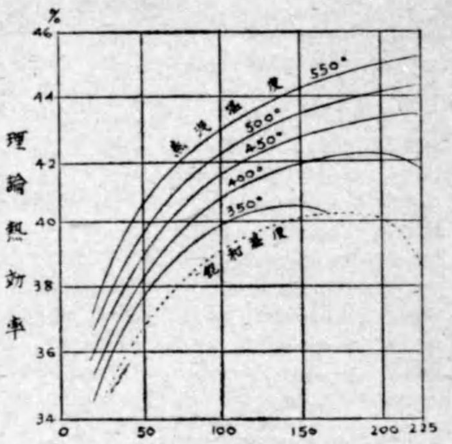
實際の發電所で種々の損失，所內用動力を差引き正味の效率即ち燃料の熱量と賣出される電力との比は良い場合にて此の理論效率の約 65～75% 位である。此の割合は發電所の大きさや負荷率等によりて異なる。

高溫高壓の蒸汽に對する注意

(i)　溫度に對しては前に述べたやうに材料の强さ，特に "潮匐" の方か

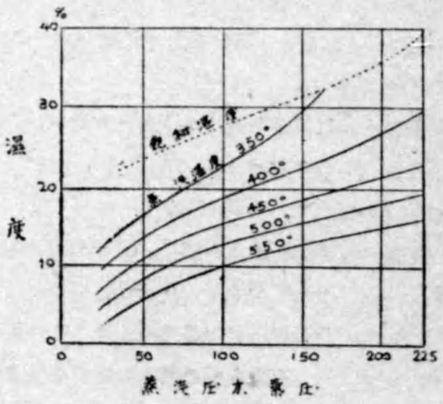
ら現在では大體 450°C～480°C が限度 (420°C～460°C が比較的多い)。耐熱材料の進歩と共に此の溫度は段々高まる傾向がある。現に 500°C のものもあり，又 550°C のものも 1 ヶ所ある。炭素鋼，Cr—Mo 鋼又は Cr—Ni—Mo 鋼が用ひらる。

(ii) 蒸汽がタービンの中で仕事をして行く間に段々湿り蒸汽になつて行く。タービンの出口に於ける最後の湿度が 10～12% 以上になるとタービンの羽を侵し，且つその働きを害し效率を低下させるやうになるから，湿度が 10～12% 以上にならない様に使用蒸汽の初壓及溫度を選ばなければならない。



第 14 圖

種々な壓力及溫度の蒸汽を使用する場合の最後の湿度を**第 15, 16 圖**に示す。同じ湿度の場合には壓力の高い蒸汽を使ふほど最後の湿度が多くなり，同じ壓力なれば溫度の高き蒸汽を使ふ程最後の湿度が少なくなる。



第 15 圖

各溫度に對する湿度を

10, 12.5 及 15% に制限する場合の最高許容壓力を示せば下表の如し。即ち

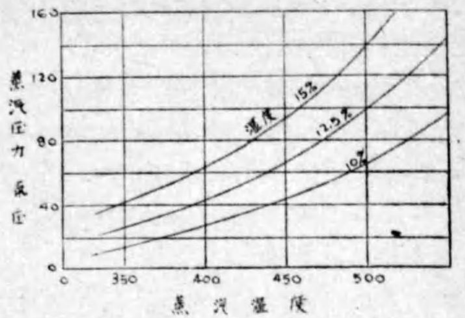
湿度を 10% に制限すれば

450°C に對しては
45 氣壓以上
500°C に對しては
65 氣壓以下

12.5% 迄なれば

450°C に對しては 65 氣壓以下
500°C に對しては 95 氣壓以下

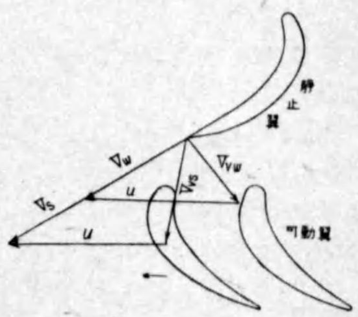
と云ふ事になる。



第 16 圖

湿度の關係にて制限される壓力よりも高き壓力を用ゆる時は**第 14 圖**に示す様に原動機の效率を良くすにも拘らず實際には湿度が增加するため其のまゝでは最後まで膨張させる事は出來ないと云ふ事になる。此の場合には**再熱法** (Reheating) を用ふればよい。

高壓蒸汽タービンに於て働かせて，其れが飽和蒸汽に近づいた時一度此の蒸汽をタービンの外に取り出し，之に外熱を加へて再び適當な溫度にまで過熱して，タービンに戻して働かせ，結局蒸汽の最後の湿度が 10% 以下になる様にする方法である。**第 18 圖**は此の配管の有樣を示す。

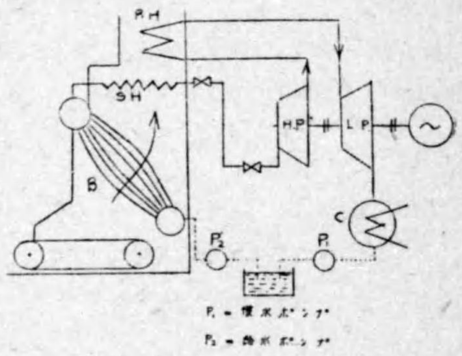


第 17 圖

湿度が 10% 以下になる時は，此

の中に含まれる水分のためタービン・ブレードを腐蝕するが其の理由を說明すれば次ぎの如し。

第 17 圖に示す如く，靜止翼より出る汽水の絕對速度は V, V_w である。可動翼が u なる速度で動く時此れに對する蒸汽の相對性速度は V_r，水の相對性速度は V_{rw} となる。可動翼の曲面は V_r に沿つて出來て居る故，蒸汽が衝撃なく流下するとすれば水の相對速度は此れに異なり圖の如くなる故可動翼に衝突し此れを損傷する事になる。此れが蒸氣中に水分を含む事の悪い理由であつて10%以上となる時は再熱法によりて溫度を高め此の缺點を補はねばならん。

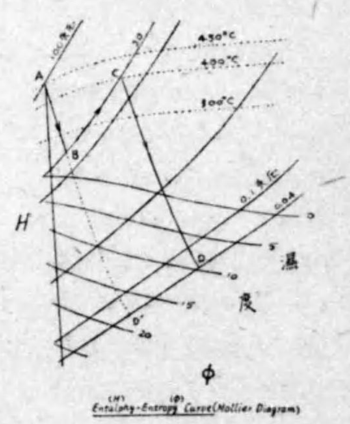


第　18　圖

再熱器は煙道に入れるものと，生の蒸汽（Live Steam）にて再熱するものとがある。

第 19 圖は，Mollier Diagram にて再熱タービン中に於ける作動蒸汽の狀態變化を（全熱—エントロピー線圖）上に示したものである。

此れは 100 氣壓で 450°C の蒸汽を使ひ，復

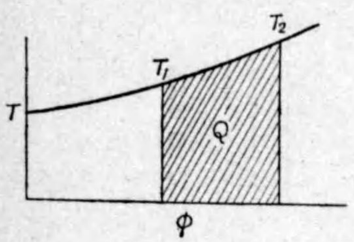


(H) Enthalpy-Entropy Curve (Mollier Diagram) (φ)

第　19　圖

水器壓力が 0.04 氣壓（絕對）の場合を例に取つたものである。普通のタービンの時は ABD' の様に膨脹變化をして，最後の濕度が 18% に達す。然るに 20 氣壓に膨脹した時，(B 點) BC で示す様に 400°C まで再熱を施して低壓氣筒に戻したとすれば，其の後は CD で示される様な經路に沿ふて膨脹が行はれ，最終點 D に於ける濕度は 10%，或は其れ以下に低減される。

再熱法を採用する事によつて 400°C～450°C の溫度でも 100～130 氣壓又は其れ以上の高壓蒸汽が相當に使はれて居る。



$Entropy = \frac{dQ}{T}$

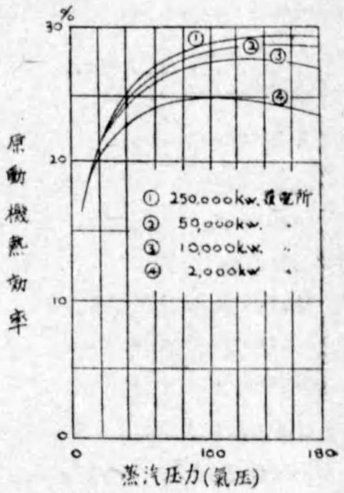
$d\phi = \frac{dQ}{T}$

故に　$Td\phi = dQ$

よつて　$\int_{T_1}^{T_2} Td\phi = (Q)_{T_1}^{T_2}$

T = 蒸汽の絕對溫度
Q = 熱量

第　20　圖



第　21　圖

第 20 圖は $T-\phi$ 線圖を示す。

再熱法により熱效率を增加する。然し設備が複雜になるため最近は蒸汽壓力を 50～60 氣壓に止めて再熱法を採用しない傾向がある。

(iii) 高壓になると 汽罐，蒸汽タービン及其他の附屬器機の製作が厄介になり，高價な材料を使用せねばならぬため價格が高くなる。從つて金利や原價償却の問題が多く利いて來る。

(iv) 負荷率を考へて壓力を選定する必要がある。80% 又は 90% の如く高き負荷率の所では高價で且取扱が厄介であつても效率の良き高壓蒸汽を使つた方が便利である。

(v) 燃料單價が安い時には高壓にしないがよい。高い時は高壓を用ゆ。

(vi) 高壓高溫を使用する時は取扱が厄介になり，故障も多くなり，修繕費，維持費が多くなる。

以上の事を研究考慮して其の壓力を定めねばならぬ。

第　14　表

發電所	單位出力 (kW)	臺數	蒸汽壓力 (氣壓)	溫度 (°C)
East River, N.Y.	160,000	1	26	370
	208,000	1	42	390
State Line; Chicago.	125,000	1	91	450
	150,000	1	91	450
Philo, Ohio.	165,000	1	42	385
River Rouge, Ford Motor Co.	110,000	1	85	385
Hell Gate, N.Y.	165,000	2	17.8	370
Hudson Ave, N.Y.	160,000	2	28	390
Richmond, Philadelphia	165,000	1	28	450
Baller Sea. London	105,000	1	40	450

尙ほ最近据附けられた大容量の罐は

1. 日本發送電尼ヶ崎發電所　蒸發量 145 噸/時　一罐にて 35,000 kW タービンに供給す。

2. 日本發送電鶴見第一發電所　蒸發量 170 噸/時 40,000 kW タービンに供給す。

3. アメリカ　East River Power Station (N.Y.) 蒸發量 570 噸/時 100,000 kW タービンに供給す。

斯くの如く最近は大容量のタービンに罐 1 基又は 2 基にて供給する事になつた。

高壓高溫蒸汽を使用する特殊罐（超高壓罐）

一般に云へば 35 氣壓以上を高壓罐 (High Pressure Boiler) と云ひ，225 氣壓以上を超高壓罐 (Super High Pressure Boiler) と云ふ。此の超高壓罐を少しく紹介すれば次ぎの如し。

(i)　直接加熱式:——

汽水を共に入れたドラムを用ひず，水管だけから出來て居る。水が直接熱せられ，蒸發し，過熱されて出て行く，此れに屬するものは

ズルツァー單管罐 (Sulzer Single Tube Boiler): ツエリー罐 (Zöelly Boiler): ワンス・スルー罐 (Once Through Boiler): ベンソン罐 (Bens n Boiler): アトモス罐 (Atmos Boiler)

(ii)　間接加熱式:——

超高壓になると蒸汽の密度が高くなる故，汽水の一所になつたものを熱するのはよろしくないので，水を熱する所と別に蒸汽を加熱する間接加熱を行ふ。

此れに屬するものは

シュミツト罐 (Schmidt Boiler): レフラー罐 (Löeffler Boiler): である。此等の汽罐に付き其の概要を說明してをく。

(1)　ズルツアー單管罐

スイスのズルツァー會社の製造，1932 年に發表，給水の豫熱面，蒸發面及び加熱面がすべて一つながりの管から出來て居る。給水ポンプにて給水

第　15　表

	入口壓力 atm	出口壓力 atm	壓力降下 atm	流速 m/s
豫熱部	128	114.5	13.5	1.5~ 3.0
蒸發部	114.5	104.0	10.5	3.0~18.0
溫熱部	104.0	98.0	6.0	18.0~25.2

を押し込む。次第に熱せられて蒸汽となるから此の間の壓力降下は相當大である。

負荷に對する壓力の變化が大であるから，給水及加熱の調整を自動的に鋭敏に行ふ。

例　壓力 100 氣壓，溫度 400°C，蒸發量 7.5 t/h 管の內徑 30～50 mm，長さ 1,300 m である。

ドーブル罐 (Doble Boiler) は此れと同じ原理。

(2)　**ツエリー罐** (Zoe ly Boiler)

運轉安全，構造の簡單，價格の低廉なる事。水管が竪に配列される。一般に實用となつて居ない。100 atm 450°C 位である。

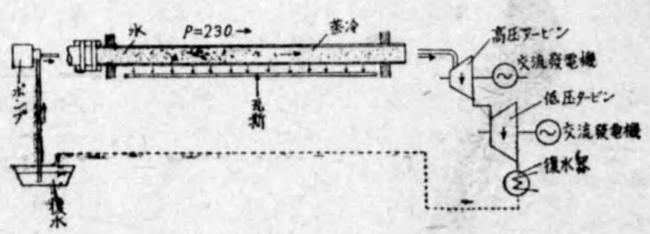
(3)　**ワンス・スルー罐** (Once Through Boiler)

バブコック會社にて製作（紐育），Purdue 大學の機械實驗室に据附けた。

壓力 70～210 氣壓，其後 350 氣壓のものを製作した。溫度は飽和溫度より過熱溫度 445°C に至る。

(4)　**ベンソン罐** (Benson Boiler)

Benson 博士の考案したものである。1922 年に最初の試驗罐をラグビーに設置した。蒸汽は壓力が高くなる時は蒸發する時烈しく沸騰するが 225 氣壓以上になると沸騰の現象を生ぜず水は臨界溫度にまで熱せられると直ちに乾き蒸汽となり蒸汽發生は極めて靜かに起る。故に給水を先づ給水ポ

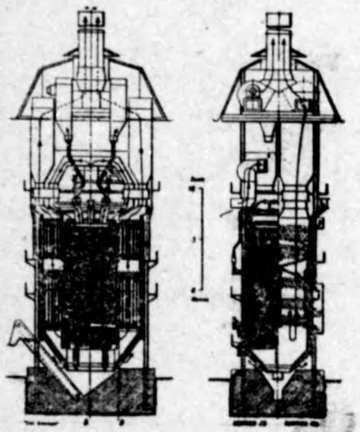


第　22　圖

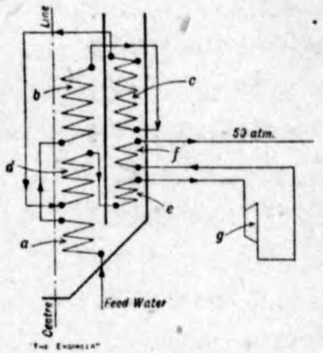
ンプによりて臨界壓力以上例へば 230 氣壓迄壓縮し蒸發管中に送り込み，此の壓力の下に加熱するから直接蒸汽になる。

缺點は湯垢の問題である。1930 年ベルギーのランゲルブルッゲ (Langerbrügge) 發電所に設置した。223 kg/cm² の汽壓で 450°C，100 t/h 蒸發量である。

第 23 圖はベンソン罐を示し，**第 24 圖**は其の回路を示す。



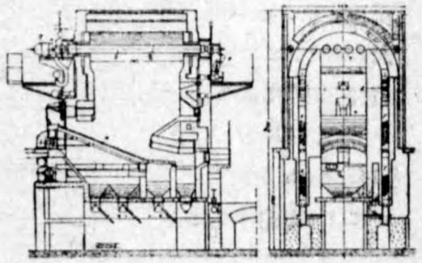
第　23　圖



第　24　圖

(5)　**アトモス罐** (Atmos Boiler)

スイスの V. Blomquist 氏が發明した。1915 年に試驗した原理は給水を壓縮し，罐の氣壓と同一として加熱して飽和溫度に達した後回轉する蒸發管中へ送り込み，その內で蒸發して生じた蒸氣を管外に導き出し過熱する。蒸汽壓

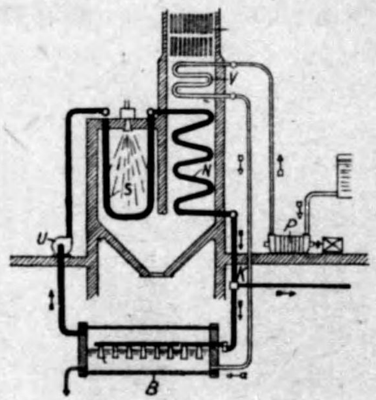


第 25 圖　アトモス罐

力 100～130 atm, 130～200 r.p.m. 位の速さで管が回轉する。遠心力によりて管の内壁に水層を作り管壁の熱傳導を良好ならしめ，同時に蒸發によりて生じた蒸汽を管の中央部に分離して取出せる様にす。200～400 kg/m²/h 位の蒸發率が得られる。100 atm. 420°C, 18 t/h の罐が出來て居る。**(第 25 圖參照)**

(1) シユミツド罐 (Schmidt Boiler)

ドイツの Schmidt 氏の發明である。1888 年頃試作して 1921 年實驗用小型を作つた。加熱部と蒸發部とが別れて居る。前者を補助循環加熱部，後者を主蒸汽發熱部と云ふ。

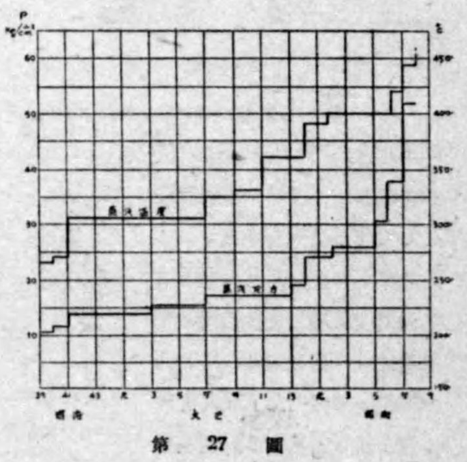


第 26 圖 レッフラー罐

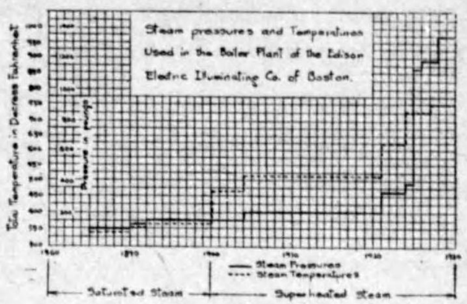
(2) レツフラー罐 (Löeffler Boiler)

ドイツのレッフラー教授 (Prof. S. Löeffler) が發明したもので 1924 年に試驗罐を作つた。原理は前者と同樣である。130 氣壓，484°C，蒸發量 145 ton/h を得た。

P により壓縮された給水を V にて加熱して B に入れる。N より來た蒸汽により此れが蒸發して U なるポンプを通つて S に入りて加熱せられ，更に N に再び加熱せられて，高壓高溫の蒸汽となりて K より其の大部分はタービンに送られ一部は給水を蒸發するため用ひられる。**(第 26 圖參照)**



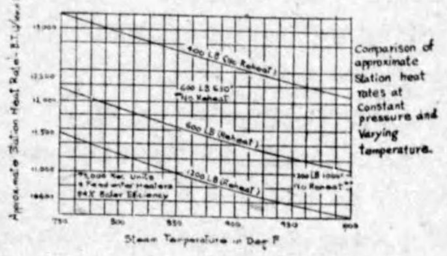
第 27 圖



第 28 圖

第 27 圖は本邦發電所に於ける蒸汽壓力及溫度の變遷を示す。

第 28 圖はボストンのエヂソン電氣會社の發電所の蒸汽壓力及溫度の變遷を示す。



第 29 圖

第 29 圖は定蒸汽壓に對し溫度を高めた時の發電所熱消費量を示す。

2.8. 罐の据附法 (Setting and Arrangement of Boilers)

罐室に於ける罐の据附けに關しては安全，清淨，通風及照明をよくして運轉手が働くに適當なる間隔を空けて置く事が必要である。故障の修理，部分品の取替へ等に對する場所も考慮せねばならぬ。補助機の運轉，燃料を經濟的に且つ迅速に運搬する事，管は出來る限り短かく配列する様にせねばならぬ。罐の配列に付いては次ぎの如し。

(1) 一罐より一つの汽機に直接蒸汽を送る場合:

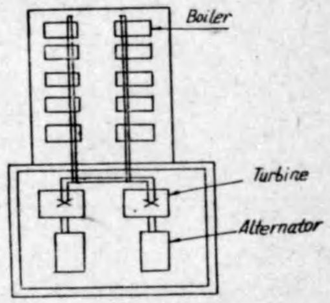
此の方法は最も配管が簡單で運轉も便利である。昔は大容量の罐が製作出來なかつたので此の方法は主として小容量の發電所に用ひられたが，現

今では一罐にて 25,000 kW のタービンに蒸汽を送る様な大容量の罐が出來たので，新式の設備として大容量發電所にも用ひらる。

(2) 二罐にて一つの汽機に蒸汽を送る場合:

此れも大容量に用ひらる。

(3) 汽機に比較して罐の容量が小なる場合には，一つの汽機に對して數基の罐を二列に配列して，給汽を行ふ。又床面積を狹くするため上下二床に罐を据附けたものもある。



第 30 圖

2.9. 罐の附屬品

(1) 火爐 (Furnase) 又は**燃燒室** (Combustion Chamber):

石炭を燃やし，熱エネルギーを供給する所である。此の中には一般に燃料を支持するための**火床** (Fire grate) があり，此の上にて燃燒する。微粉炭燃燒室は此れを有せず。火床は固定式のものは鑄鐵又は鑄鋼で作つた多數の**火床機** (Fire Grate Bar) を格子型に配列し，手焚のものは其の後方に耐火性の**火堰** (Fire Bridge) を設ける。此の火床の全面積（火床機の間隙も含む）は大體

圓筒式罐では　加熱面積の $\frac{1}{20}$～$\frac{1}{25}$

水管式罐では　加熱面積の $\frac{1}{25}$～$\frac{1}{60}$ である。

又節炭器及空氣加熱器を備へるもの $\frac{1}{80}$～$\frac{1}{90}$

燃燒室の溫度は燃料の種類，性質，焚方，過剩空氣，燃料の量，燃燒爐の構造及燃燒用空氣の溫度に關係する。過剩空氣及燃料に含まれた水分が多き時は溫度が下る。

燃料の燃燒による理論上の溫度は

第 16 表　加熱面積と火床面積

罐の種類	火床面積と加熱面積との比
圓筒式罐	1:25
煙管式罐	1:30～50
水管式罐	1:40～60
舶用及機關車	1:30～40

[手焚 1～10 m²
自動焚 50 m²]

$$wC_p(t_1-t)=H$$

故に $t_1=\frac{H}{wC_p}+t$

但し　w＝燃料 1 kg 當り燃燒ガス量 kg

C_p＝燃燒ガスの平均比熱（約 0.27)

t_1＝燃燒ガスの溫度 °C

t ＝燃燒前の燃料及空氣溫度 °C

H＝燃料 1 kg 當り發熱量 kcal.

實際の溫度は此れより遙かに低くなる。其れは發生熱量が一部分煙突，爐壁，火床から放散され又は灰分と共に持ち去られる。又加熱面にも取られる。故に加熱面が大なるほど溫度は下る。一般に瀝靑炭にて 1,100°C～1,300°C，微粉炭燃燒の場合で 1,300°C～1,500°C 位となる。最高溫度として 1,600°C 附近，尙ほ空氣豫熱を行ふものには 1,700°C から 1,750° C もある。燃燒ガスの溫度がガスが罐の最終加熱面を離れる時，罐水の溫度よりも 55°C～100°C 位高い時が加熱面積が最も適當と云はれる。給炭機を用ひる場合には火床面積 1 平方米に付き，火爐容積は 0.06～0.075 立方米であつたのが，最近は 0.15 立方米となる。以前は耐火性煉瓦を高溫度に耐へさせるため壁を二重にして，其の間に空氣を送り此れを豫熱して罐に用ひたが，現今では水管の壁を以て爐を包み罐水を此の內に通すから，加熱面が增して居る。空氣は別に煙道に設けた豫熱機によりて加熱する。

此の水管を用ひたのは 1923 年にて，アメリカの Hellgate Station にて最初に行つたものである。Bailay Wall も此れに屬す。微粉炭燃燒及油を燃やす場合には多く此の水管を用ゆ。

石炭を燃やしたとき熱の水に傳はる方法を考察する時は，次ぎの如き關係となる。一般に高溫度のものより低溫度のものに熱エネルギーの傳はるには

（イ） **輻射** (Radiation) （ロ） **傳導** (Conduction)

（ハ） **對流** (Convection)

の三通りの方法による。

（イ） **輻　射** (Heat Transmitted by Rad'ation)

高溫度の光焰及煉瓦より發する輻射熱を，此れに直面する受熱管が受ける。同時に高溫ガスの通過により其の對流作用も起る。此の中輻射熱は Stefan-Boltzman 法則による。

$$Q_r = C_r T^4$$

但し Q_r＝單位時間中に輻射體より送り出される熱量

T＝物體の絶對溫度

C_r＝定數，物體の表面及性質によりて異なる輻射恒數

溫度の 4 乘で熱が出るから溫度の僅かの變化により熱の發射に大きな變化を與ふ。

T_1＝一つの物體の絶對溫度

T_2＝其の周圍にそれと平行にある面の溫度

とすれば

$$Q_r = C_r\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]A \quad \text{kcal/h}$$

但し A＝表面積，m^2

$$C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1}+\frac{1}{C_2}-\frac{1}{C}}$$

C_1＝輻射熱放射體の輻射恒數 (kcal/m²/h/°C⁴)

C_2＝輻射熱吸收體の輻射恒數 (kcal/m²/h/°C⁴)

C＝完全黒體の輻射恒數 (kcal/m²/h/°C⁴)

Hütte 氏の研究によれば C_1 の値は略下記の如し。

煤（ランプ）	4.30
酸化せる鑄鐵	4.39
セメントモルタル	4.30
完全黒體	4.70

罐の燃燒室内に於ては，輻射熱放射體は燃えて居る炭層にして吸收體は煉瓦積，酸化せる鑄鐵，煤に覆はれたる鐵板である故に大體

$$C_1 = C_2 = 4.35$$

と取る。

従つて $$C_r = \frac{1}{\frac{2}{4.35}-\frac{1}{4.70}} = 4.10$$

故に $$Q_r = 4.10\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]A \quad \text{kcal/h}$$

火床上の火焰の上層は既に輻射によつて其の熱の一部を失つて居るから，T_1 は略々燃燒室の溫度 T_1' と等しく置く事が出來る。

蒸汽壓力が 10～30 氣壓なれば管の外壁溫度は約 250°C (523°K) である。

従つて $$Q_r = 4.10\left[\left(\frac{T_1'}{100}\right)^4 - \left(\frac{523}{100}\right)^4\right]A \quad \text{kcal/h}$$

又は $$Q_r = 4.10\left[\left(\frac{T_1'}{100}\right)^4 - 750\right]A \quad \text{kcal/h}$$

又一般工學上の略式としては Rosetti 氏の式を $T_1 > 250°C$ なる場合に用ゆ。

$$Q_r = 0.75\,A\left[\left(\frac{T_1'}{100}\right)^2 - 10\right](t_1 - t_2) \quad \text{kcal/h}$$

t_1 及 t_2 は夫々管外及管内の溫度

此の輻射熱を計算及測定にて出す事は中々困難である。從つて罐水に吸收された熱量より對流作用によりて傳はつた熱量を差引き，其の殘りが輻射作用によるものとする方が便利である。

太體傳熱量の 30%，狀況によりては 60%，70% が輻射による。

例　4 平方米の加熱面積を有する火床が鋼板で圍まれ火床から送られる熱線が全部壁に當るものとし，火床上の火の溫度を，1,250°C，壁の溫度を 500C とすれば 1 時間に輻射によりて傳達せられる熱量は何程なりや。

解　C_r を求むれば

$$C_r=\frac{1}{\frac{1}{4.6}+\frac{1}{4.06}-\frac{1}{4.95}}=3.825$$

$$Q_r=3.83\times4\left[\left(\frac{1,523}{100}\right)^4-\left(\frac{773}{100}\right)^4\right]$$

$$=3.83\times4(53,800-3,570.4)=770,000\ \text{kcal/h}$$

(ロ)(ハ)　**傳導及對流** (Conduction and Convection)

(イ) 及 (ハ) によりて與へられた熱が管壁より水に傳はる狀態が (ロ) である。

$$Q_c=KA(t_1-t_2)\ \text{kcal/hour}$$

但し　Q_c＝罐水に傳へられる熱量 kcal/h

A＝傳熱面，m^2

t_1＝熱ガスの溫度

t_2＝罐水の溫度

K＝恒數 $\text{kcal/m}^2/^\circ\text{C/hour}$

傳熱面が平面の場合 K の値は

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\cdots+\frac{\delta_n}{\lambda_n}+\frac{1}{\alpha_a}$$

$$=\frac{1}{\alpha_i}+\sum\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_a}$$

第 17 表　輻射恒數 (完全黑體輻射恒數＝4.95)

金屬		表面狀態	輻射恒數	測定溫度 (°C)
鑄鐵	(酸化せざるもの)	研磨面	1.42	—
		液狀	4.50	1,270～1,350
錬鐵		平滑面	3.70	—
		研磨面	1.30～1.70	40～250
鐵板		粗磨面	1.20	20
銅板		壓延肌面	3.30	21
鑄鐵	(酸化著しきもの)	酸化著しき粗面	4.6 ～4.80	40～250
		鑄放れ面	3.98～4.06	23
錬鐵		酸化粗面	4.5 ～4.8	20～360
鐵板		赤錆面	3.4	20
銅板		厚き酸化層	4.06	24
眞鍮		粗面	1.00	50～350
		粗磨面	0.34	22.3
		研磨面	0.25～0.15	20～300
銅		壓延粗面	3.10～3.60	—
		粗磨面	0.60～0.80	50～280
		研磨面	0.19～0.25	19
煉瓦		粗面	4.61	22
シヤモット		粗面	3.7	1,000
黑煤			4.6	

α_i, α_a＝熱傳達恒數 ($\text{kcal/m}^2/^\circ\text{C/hour}$)

λ＝熱傳達恒數 ($\text{kcal/m}^2/^\circ\text{C/hour}$)

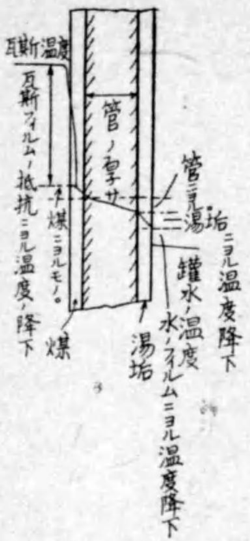
δ＝加熱面の厚さ (m)

罐の胴壁の如く**湯垢** (Scale) が内側につき，外側に**煤** (Soot) を有する場合は，三つの異なる層からなるから

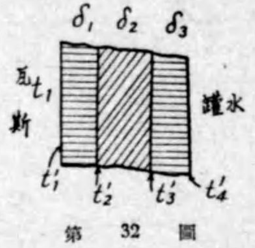
$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{\delta_3}{\lambda_3}+\frac{1}{\alpha_a}$$

として計算すればよい。

α_i＝熱ガスから罐壁への熱傳達恒數



第　31　圖



第　32　圖

α_a＝罐壁より罐水への熱傳達恒數

$\lambda_1\lambda_2\lambda_3$＝煤，罐壁，湯垢の熱傳導恒數

$\delta_1\delta_2\delta_3$＝煤，罐壁，湯垢の厚さ

熱ガスに接觸する煤の外面溫度を t_1'，煤と罐壁との境界面の溫度を t_2'，罐壁と湯垢との境界面の溫度を t_3'，湯垢と罐水との接觸面の溫度を t_4' とすれば

$$t_1'=t_1-\frac{Q_e}{\alpha_i}\quad t_2'=t_1'-\frac{\delta_1}{\lambda_1}Q_e\quad t_3'=t_2'-\frac{\delta_2}{\lambda_2}Q_e$$

$$t_4'=t_3'-\frac{Q_e}{\alpha_a}$$

例　熱ガスの溫度が 1,200°C，罐水の溫度が $\alpha_i=20$，$\alpha_a=450$ 罐壁の厚さ 20 mm ($\lambda=20$) 罐壁の外側に厚さ 1 mm ($\lambda=0.06$) の煤あり。罐壁內側に厚さ 6 mm($\lambda=2$) の湯垢があるとすれば，1 時間に 1 平方米の加熱面積から罐水に與へる熱量及各層の境界面に於ける溫度如何。

解　K を求む。

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{\delta_3}{\lambda_3}+\frac{1}{\alpha_a}$$

$$=\frac{1}{20}+\frac{0.001}{0.06}+\frac{0.02}{20}+\frac{0.006}{2}+\frac{1}{450}=0.07282$$

故に　　$K=13.7$

罐の加熱面を平面と見做せば

$$Q_e=K(t_1-t_2)A=13.7(1200-200)\times 1=13,700\ \text{kcal}$$

從つて

$$t_1'=t_1-\frac{Q_e}{\alpha_i}=1,200-\frac{13,700}{20}=515°\text{C}$$

$$t_2'=t_1'-\frac{\delta_1}{\lambda_1}=515-\frac{0.001}{0.06}\times 13,700=286.8°\text{C}$$

$$t_3'=t_2'-\frac{\delta_2}{\lambda_2}=286.8-\frac{0.02}{20}\times 13,700=273.1°\text{C}$$

$$t_4'=t_3'-\frac{Q_e}{\alpha_a}=273.1-\frac{13,700}{450}=242.6°\text{C}$$

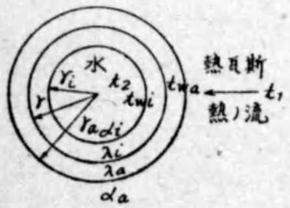
傳熱面が圓管である場合

圓管が二層から成る場合には傳達される熱量は管の長さ l 米であるとすれば

$$Q=2\pi lK.(t_1-t_2)$$

$$\frac{1}{K'}=\frac{1}{\gamma_a\alpha_a}+\frac{1}{\lambda_a}\log_e\frac{\gamma_a}{\gamma}+\frac{1}{\lambda_i}\log_e\frac{\gamma}{\gamma_i}+\frac{1}{\gamma_i\alpha_i}$$

罐の如く三層より成る場合は



第　33　圖

$$\frac{1}{K'}=\frac{1}{\gamma_a\alpha_a}+\frac{1}{\lambda_a}\log_e\frac{\gamma_a}{\gamma_1}+\frac{1}{\lambda_1}\log_e\frac{\gamma_1}{\gamma_2}+\frac{1}{\lambda_i}\log_e\frac{\gamma_2}{\gamma_i}+\frac{1}{\gamma_i\alpha_i}$$

尙ほ一般の場合には

$$\frac{1}{K'}=\frac{1}{\gamma_a\alpha_a}+\sum\frac{1}{\gamma}\log R+\frac{1}{\gamma_i\alpha_i}$$

R は　　$R_1=\frac{\gamma_a}{\gamma_1}$，　$R_2=\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\cdots R_n=\frac{\gamma_m}{\gamma_i}$

各層の表面溫度は

$$t_{wa}=t_1-\frac{K'}{\gamma_a\alpha_a}(t_1-t_2)$$

$$t'=t_{wa}-\frac{K'}{\frac{1}{\lambda_1}\log_e\frac{\gamma_a}{\gamma_1}}(t_1-t_2)$$

$$t''=t'-\frac{K'^{*}}{\frac{1}{\lambda}\log_e\frac{\gamma_1}{\gamma_2}}(t_1-t_2)$$

.....

$$t_{wi}=t_2-\frac{K'}{\gamma_i\alpha_i}(t_1-t_2)$$

以上述べた所は熱の吸收體及放射體の溫度が傳熱面に沿つて一定の場合である。故に其の値が異なる時は

$$Q_c=KA,\ \theta_m=KA\frac{\theta_1-\theta_2}{\log_e\frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

但し　θ_m＝平均溫度差

θ_1，θ_2＝熱ガス及罐水の溫度差

$\frac{\theta_1}{\theta_2}<5$　なる場合は近似的に

$$\theta_m=\frac{t_1'+t_1''}{2}-\frac{t_2'+t_2''}{2}$$

t_1'，t_1''＝熱ガスの最初及最後の溫度

t_2'，t_2''＝罐水の最初及最後の溫度

對流作用による傳熱

熱ガスの移動により熱を傳達する作用である。此れはガスの密度，ガスと管の表面との溫度差，及ガスの通過速度等に左右されるから計算又は測定により正確に知る事は困難である。然しながら管巢に於て其入口部及出口部に於ける夫れ夫れのガス溫度を測定し，同溫度の範圍に於けるガスの比熱（Specific Heat: 通例 0.24）を知るときは對流によりて蒸發管に吸收せられる熱量は次式によりて計算せらる。

$$Q=W.C_p(T_1-T_2)\quad \text{kcal/h}$$

W＝每時ガスの通過量 kg

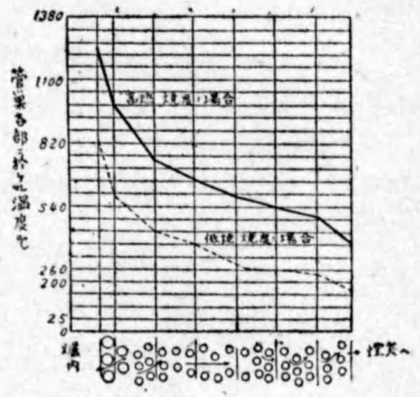
C_p＝比熱 (0.24)

T_1＝蒸發管の入口部に於けるガスの溫度

T_2＝蒸發管の出口部に於けるガスの溫度

燃料を燃燒した際の煙突までの溫度の分布は第 34 圖の如し。

第 1 列にて約 25%，第 2 列にて 17%，第 3 列にて 9% の熱を大體吸收する。對流による熱傳導の約半分は最初の數列により吸收せらる。輻射による熱は殆んど全部爐に近き數列の管によりて吸收せられるものである。

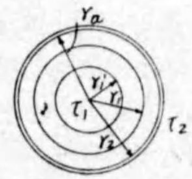


第　34　圖

例　蒸氣管 ($\lambda=60$) の內，半徑を 200 mm 外半徑を 210 mm とし，管外面に厚さ 38 mm の保溫劑 ($\lambda=0.1$) を塗布し，その上に厚さ 2 mm の麻布 ($\lambda=0.08$) を被覆したとすれば，通熱蒸汽の溫度 400°C 外面の溫度 24°C の狀態に於て 1 時間に 1 米の管から如何程の熱を失うか。

但し　$\alpha_i=100$　　$\alpha_a=10$　とす。

解　$T_1=400$°C　$T_2=24$°C



γ_i＝管の內半徑＝0.2 m

γ_1＝管の外半徑＝0.21

γ_2＝保溫劑の外半徑＝0.248

γ_a＝麻布を捲きたる外半徑＝0.25

故に前式中

$$\log_e\frac{\gamma_a}{\gamma_2}=\log_e\frac{0.25}{0.248}=0.008$$

$$\log_e \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \log_e \frac{0.248}{0.21} = 0.165$$

$$\log_e \frac{\gamma_1}{\gamma_t} = \log_e \frac{0.21}{0.20} = 0.049$$

此れより前式を用ひ K' を求める時は

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{100\times 0.2} + \frac{1}{60}\times 0.049 + \frac{1}{0.1}\times 0.165$$

$$+ \frac{1}{0.08}\times 0.008 + \frac{1}{10\times 0.25} = 2.2$$

故に　$Q_c = 2\pi l K'(t_1 - t_2) = 2\pi \times 1 \times \frac{1}{2.2}(400-24)$

$= 1{,}073\,(\text{kcal/m/h})$

例　罐の傳熱面に於て，熱ガスが冷却するにつれて，其の溫度が 1,100°C から 400°C になり罐水の溫度は傳熱面に沿ふて何れも等しく 200°C となつたとすれば傳熱面 1 平方米に付き何程の熱を傳達したか。

但し $K=20$ とす。

解　$\theta_1 = 1{,}100 - 200 = 900°C$

$\theta_2 = 400 - 200 = 200°C$

$$Q_c = 20\frac{900-200}{\log_e \frac{900}{200}} = 10{,}100\,(\text{kcal})$$

近似的に之れを求むれば

$$Q_c = 20\left(\frac{1{,}100+400}{2} - 200\right) = 11{,}000\,(\text{kcal})$$

例　節炭器の入口に於ける廢氣の溫度を 500°C，出口に於ける廢氣の溫度 180°C とし，節炭器によりて給水溫度 40°C の水が 150°C に熱せられたとすれば何程の熱が傳はつて居るか。

但し $K=10$ とす。

(1)　ガスと水との流れる方向が等しき場合

(2)　ガスと水の流れる方向が反對の場合

解

(1)	(2)
500°C→ガス→180°C	500°C→ガス→180°C
40°C→(給水)→150°C	150°C←(給水)←40°C

(1)　$Q_c = 10\,A\frac{460-30}{\log_e \frac{460}{30}} = 1{,}580\,A\,(\text{kcal})$

(2)　$Q_c = 10\,A\frac{350-140}{\log_e \frac{350}{140}} = 2{,}470\,A$

故に加熱面積平方米の反流の加熱器と同一效果を持たせる並流加熱器面積は

$$\frac{100\times 2{,}470}{1{,}580} = 156\,(\text{m}^2)$$

(2)　煙突と燒燃率 (Chimney and Rate of Combustion)：

燃燒率は石炭の種類と通風の程度とによりて變る。火床の 1 平方米上にて 1 時間に燃燒する石炭の量を以て表はす。普通 150～180 kg にして，大容量のものは最大 300 kg になる。火爐の容積を標準とすれば 1 立方米に付き 10～20 kg，最高 50 kg，微粉炭なれば 10～35 kg，重油なれば 120 kg となる。

燃燒方法に付きて細說すれば，自然通風式の鎖床及移床給炭機に於ては大體 100～150 kg/m²/h であるが，分函押込通風型では 225～250 kg/m²/h，水冷壁を備へたるものにて 250～270 kg/m²/h 程度である。

下方給炭機の燃燒率は一般に高く 170～300 kg/m²/h を普通とし，350～440 kg/m²/h を燃燒し得るものもある。然し平均鎖床給炭に對しては 220 kg/m²/h，下方給炭に對しては 250 kg/m²/h 附近である。炭層の厚さ給炭速度，空氣量により變化す。

方　法	炭　層 (cm)
手　焚　き	10～20

連鎖床式給炭機　　15～30

下 方 給 炭 機　　25～50

Kent 氏の式によれば

$$W=146.8\,E\sqrt{H}\qquad kg$$

但し　W=1 時間に燃燒する燃料の全重量 kg

E=煙突の有效斷面積 m^2

H=煙突の高さ m

又　$$w=136.5\frac{E}{G}\sqrt{H}\qquad kg/m^2/h$$

w=燃燒率 $kg/m^2/h$

H=煙突の高さ m

G=火床面積 m^2

E=煙突の有效斷面積 m^2

今　$H=30..48$ m　　$E/G=0.125$　とすれば

$w=136.5\times0.125\sqrt{30.48}=94.2$ kg

罐の種類に付きて見るに，燃燒率は

圓 筒 罐　　4.80～97.7 $kg/m^2/h$

水 管 式　　73.0～146.5 $kg/m^2/h$

第 18 表　加熱面積及火爐容積と石炭消費量との關係

發電所	汽罐加熱面積 m^2	火爐容積 m^3	汽罐裝置綜合能率 汽罐定格%		火爐容積1立方米に對する石炭消費量 (kg) 汽罐定格		最大尖頭負荷 %
			100	350	100	350	
A發電所	1,488	136	78	67	16.5	54.7	300
B 〃	1,758	222	80	74	12.4	50.4	400
C 〃	1,395	151	84	74	12.7	56.13	375
D 〃	1,295	161	77	65	10.8	42.9	375
E 〃	1,942	182	81	74	17.0	56.3	300

火爐の容積を單位とすれば 1 m^3 に付石炭 10～20 kg/hour 最高 50 kg /m^3/h となつて居る。微粉炭は 10～35 kg 重油は 120 kg となる。

煙　突 (Chimney)

煙突の目的は通風と排氣にあり。此の通風は火床より煙突の頂上までの高さ，煙突內の高溫ガスの密度と外氣の密度との差によるものである。煙突は此れを其の構造より分類すれば

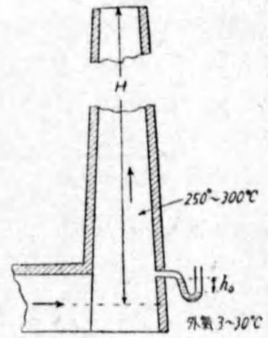
(i) **瓦燦積煙突** (Brick Chimney)

(ii) **鋼鐵管煙突** (Steel Chimney)

(iii) **コンクリート煙突** (Concrete Chimney or Reinforeed Concrete Chimny)

となる。

高さは 50 呎 (16 米) 以下では用をなさず，市內では 75 呎以上たるべく法律で規定す煙突內の通風を試驗するには其の底部內と外側の空氣の壓力差を水柱の高さによりて示す。此れは自然通風の時は煙突內のガスの溫度と外氣の溫度との差によりて定まる。故に冬期は通風よく，夏期外氣の溫度高き時は惡くなる。



第　35　圖

$$h_o=h_a-h_m=H\left(\frac{350}{370+t_a}-\frac{370}{273+t_m}\right)$$

但し　h_o=水柱の高さの差 mm

h_a=外氣の溫度 t_a の時の壓力を表はす水柱の高さ mm

h_m=煙突內のガスの t_m の時の壓力を表はす水柱の高さ mm

H=煙突の高さ m

t_a, t_m=外氣及ガスの溫度 °C

燃燒すべき物質によりて通風力を異にす。

第 19 表

燃料	通風度，水柱の高さ (mm)
藁	5.1 以上
木	7.62 以上
石炭	10～45.7

通風壓力は自然通風にて水柱 6.5～15 mm，押込通風にて 25～100 mm 位である。

煙突の高さ 43 米，煙突內部の溫度を 260°C，外氣の溫度 26°C とする時は煙突底部の通風力は水柱にて約 23 mm 內外，火床上にて 15 mm 內外となる。

煙突の容量は前式より逆に決定する事が出來る。

$$W=K.E.\sqrt{H} \quad \text{kg} \qquad K=83.1\sim158.2$$

第 20 表 煙突の高さと燃燒率

煙突の高さ (m)	燃燒率 (kg/m²/h)
23	90
30	100
37	120
43	150
55	200
60	250

此の式中

E＝煙突の有效面積 (m²) 煙突內周の約 5 cm 位は摩擦其他のため通風力がなしとして次の如く計算す。

$=A-0.6\sqrt{A}$ (圓筒形煙突の場合)

$=A-\frac{2}{3}\sqrt{A}$ (角形煙突の場合)

A＝煙突の斷面積 (m²) [一樣な切斷面積の場合]

或は又 $H.P.=65\,E\sqrt{H}$

式中 $H.P.$＝罐馬力數

(1 馬力 1 時間 2.27 kg の石炭を使用するものと假定す)

煙突の直徑を表はすには次式による

$$d=\sqrt{\frac{4\,KG(273+t)}{\pi\times3{,}600\times C\times1.293\times273}} \quad \text{m}$$

但し K＝每時間の石炭消費量 (kg)

G＝石炭 1 kg 當りのガス重量 (kg) (約 20 kg)

C＝煙突上のガス速度 (m/sec) (約 3 m/sec)

t＝ガスの溫度 (200°C)

概數なれば $d=0.06\sqrt{K}$ m

煤煙の除去法

(イ) コットレル電氣收塵法 (Cottler Electrical Precipitation)

交流 70,000 V 位の電壓を整流機によりて整流し，此れを煙道に設けた平行板と，此れに對する鎖との間に加へる時は煤煙を吸入して煤煙の煙突外に出るのを防ぐ。能率は 99% 以上である。

(ロ) サイクロン收塵機 (Dust Catchers of Cyclone)

煙が煙突から出る前に圓運動を與へ，其の遠心力を利用して固形物を外周に沈澱させる方法である。實例としては Davidson "D" type-Collector がある。

能率 93.7～98.2% 微粉炭燃燒に對して

98.5% 給炭機燃燒の場合

(ハ) 水洗滌 (Washing of Flue Gases)

煙の通路に噴水を設け煤煙を取り除く，實例として How-den－I.C.I. non-efflement water systems. がある。水を安値なる Alkali 例へば石灰又はチョークの如きもので處理して用ゆる時はガスの中の硫黃をのぞく能率 98% と稱せらる。ガスの溫度が 400°C 以上になると此の(ロ)(ハ)の方法は用ひ難し。

(3) 煙 道 (Flues):

火格子上にて石炭が燃えた時生ずる煙を通す道を煙道と云ふ。此れは成るべく短かく且つ屈曲しない様に設計する事が肝要である。此の斷面積は通過ガスの速度と其の量によるが大體加熱面積の 0.28~0.35% 位とす。ガスの速度は各部に於て異なるが小型罐で毎秒 3~5 m 大型罐に於ては 12~15 m, 平均 10 m である。速度による壓力の損失は長さ 5 m, に付 1 mm, 10 m に付き 4 mm, 15 m に付き 8 mm 位である。煙道摩擦損失及煙突摩擦損失は其の斷面の形狀, 長さ, ガスの速度及溫度によりて定まる。斷面が正方形のものは摩擦損失は同面積の圓形のものに比較して6% 位增加し, 長邊と短邊との比が 2 の短形のものは 9%, 同じく比が 3 のものは14% 增加する。圓形が一番よい。

1 時間に 45.4 kg (100 封度) の石炭が燃える場合, ガスの速度を 9 m/s (30 呎/秒) として, 其の煙道の斷面積を約 0.05 m²(0.55 平方呎) とす。ガスの溫度は 288°C(550°F) にして 10~12% の CO_2 ガスを含む。溫度が下り 204°C (400°F) の時は前同樣の石炭を燃やす場合に其の斷面積は 0.041 m²(0.44 平方呎) となる。煤塵 (Soot) が濡る時取出し易い様にすることが必要である。掃除をなすため**通風戸** (Damper) を設け, **側路** (Side way) に煙を通す様にする。此の時の抵抗は側壁の材料によつて異なる。

(4) 給炭機 (Mechanical Stoker):

燃燒とは物體が空氣中にて酸素と化合して光と熱とを發する現象である。此れには物體を豫め, 點火溫度まで加熱する事が必要である。

一般に罐に用ゆる燃燒方法は

(イ) ガス燃燒 (Gas Firing)

此れは發電用としては一般には用ひないが熔鑛爐ガス (Blast Furnace Gas) コークス罐のガス (Coke Oven Gas) 及發生ガス (Producer Gas) 等がある場合に用ひらる。

Blast Furnase Gas の成分は

	%
N_2	57.7
CH_4	0.2
CO_2	14.4
CO	25.0
H_2	2.7
	100.00

である。

(ロ) 液體燃燒 (Oil Firing)

主として重油を燃燒する場合で船舶の罐に用ゆ。

(ハ) 機械的給炭燃燒 (Stoker Firing)

焚方から區分すれば**手焚法** (Hand Firing) と**機械焚** (Mechanical Stoker Firing) とに分けらる。手焚法は, 燃燒が斷續的で, 燃料を入れた時は不完全燃燒をなし, 終りには過剩空氣が多くなり熱の損失が大となる。故に 500 kW 位までの發電所なれば手焚を用ゆるが 2,000 kW 以上になるときは**自働給機**働を使用する。

此れが從來最も廣く用ひられた方法である。自働給炭機によりて石炭を供給燃燒するものを分類すれば

(1) **コーキング・ストーカー** (Coking Stoker)

(a) 搖動給炭機 (Reciprocating Coking Stoker)

(b) 連鎖床給炭機 (Chain Grate Stoker)

(c) 下方給炭機 (Under Feed Stoker)

(d) 傾斜火格子給炭機 (Inclined Grate Stoker)

(2) **スプリンクリング・ストーカー** (Sprinkling Stoker)

石炭を粉炭にして火格子上に蒔き散らして燃燒する方法。

(ニ) 微粉炭燃燒 (Pulverized Fuel Firing)

石炭を微粉となしバーナーより噴き出しガスの如く燃燒する。粗惡炭でも完全に燃燒する事が出來る。燃燒法としては進歩したものである。此れを分類して

(イ) Hopper Bottom Type。灰を鎔解せずに固體のまゝ取出す方法。

灰の熔融點の高き所に用ひらる。

（ロ） Slag Tap Type。灰が熔解して流出する。灰の熔解點の低き時用ゆ。爐の溫度が低い事になり一般には用ひない。

以上の中にて此處には機械給炭法に付きて述べ（ニ）は後節に於て述べる事にする。

［機械給炭法の利益］

（イ） 熟練した火夫を必要とせず少數にて濟む。人件費の節約。

（ロ） 爐內の溫度が一定に保たれ完全燃燒をなす。

（ハ） 完全燃燒をなすため煙が煙突から多く出ない。

（ニ） 燃料を連續的に供給し且つ運動しながら燃えるから惡質の石炭を燃す事が出來る。

［缺　點］

（イ） 構造複雜のため火夫の不注意により故障及クリンカリングを起し易し。

（ロ） 修繕を度々行ふ。修繕費高し。

（ハ） 設備費が高い。

發電所に於ては負荷の變動に應じて石炭を適當に燃燒する事が最も肝要である。自働給炭機はよく此の目的を達す。1904 年に下方給炭機 (Under Feed Stoker) を用ひ押込通風により石炭燃燒が行はれた。此れは扉を開かずに石炭を供給するから冷たい空氣が餘分に入るのを防ぐ。1910 年には此の方法により加熱面積 1 m² に付き 49 kg/h の蒸汽を得，間もなく 50 kg/h となつた。最初手焚法の時は僅かに 25 kg/m²/h の蒸發率であつたから非常な進歩と云はねばならぬ。此の自動給炭裝置の中にて最も普通に用ひられるものは

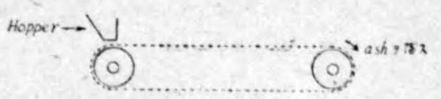
(a) **連鎖床式給炭機** (Chain Grate Stoker)

(b) **下方給炭機** (Under Feed Stoker)

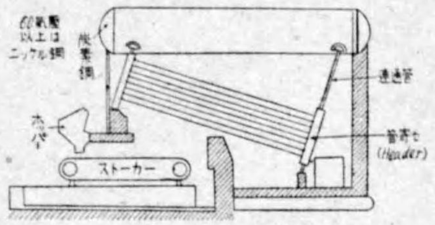
(c) **ローネー・ストーカー** (Roney Stoker)

(d) **矢野式ストーカー**

である。(a) は連續せる鎖狀火床よりなる。此れを 1 馬力から 2 馬力位のモートルにて動かし石炭を漏斗狀のホツパー (Hopper) から間斷なく供給する。此れを運轉する速度は負荷によりて變化す。普通毎時間 6～36 m にて最低は 2 m である。炭層の厚さは粉炭でも 75mm 以上を要す。あまり厚くして 200 mm にもなると通風を惡くす。自然通風では水柱にて 6.5～15 mm，强壓通風で 25～100 mm を用ふ。燃燒率は通風の程度に依るが水柱 1 mm に付き火床面積 1 m² 當り毎時間約 20 kg の割合，普通の通風狀態にて火床面積 1 m² に付き 150～180 kg/h となる。



第　36　圖



第　37　圖

石炭を燃燒する時次ぎの如き現象が起る。

(1) Clinkering:——

此れは燃燒して出來た灰塵に對する問題であるが，ある種類の石炭は其の灰分が高熱に會ひ熔融したものが比較的冷たい場所例へば火床機等に至つて再び凝固する現象が起る。此れをクリンカーリングと名付ける。此れはよくない事で，斯の樣な熔結狀態が團塊の石炭と糊狀の塊を作つたり，又は火床機上に强く粘着熔結すると其の障害が甚だしいもので少量の熔結でも通風を害すると共に燃燒率を減少し，時には給炭機を破損し，罐容量及能率を減退するものである。

(2) Coking:——

石炭の揮發分主として炭化水素が蒸發し盡して固形炭素即ち骸炭分のみ

となつた狀態をコーキングと云ふ。此の骸炭分は無壓で固形の儘にて燃燒するものである。

[鎖床自働給炭機の利益]

(イ)　石炭を均等に分布する。

(ロ)　鎖床が回轉するから粘結性石炭でも燃燒する事が出來る。

(ハ)　連鎖の壽命が長い事。

[缺　點]

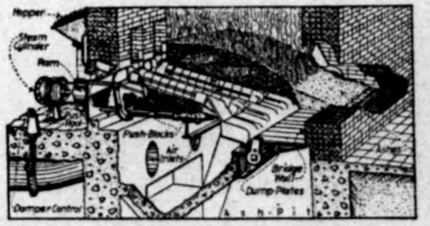
輕負荷の時石炭の層が薄くなり，空氣がCOを澤山作り燃燒が惡くなる。

(*b*)　**下方給炭機** (Under Feed Stoker)

石炭は給炭路内に廻轉する螺旋又は推炭機の作用にて次第に推し進められるものであるが，火床面に出る前に大部分加熱せられて居るから急に負荷を增加する場合に直ちに之れを床面に出して速かに燃燒せしめる事が出來る。下方給炭は 150～200 kg/h，最高は 300～400 kg/h の毎平方米の燃燒率をあらはす。此時の通風水柱 25～75 mm，高い時は 125～180 mm 位である。

第　38　圖　(イ)

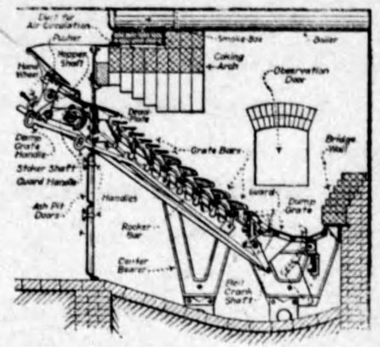
上方給炭の時は毎平方米に付き　250 kg/h　粘結炭にて 170 kg/h 强壓通風型のみ用ふ。100～170 kg/h が普通のものである。(**第 38 圖**參照)



第　38　圖　(ロ)

(*c*)　**ローネー・ストーカー** (Roney Stoker)

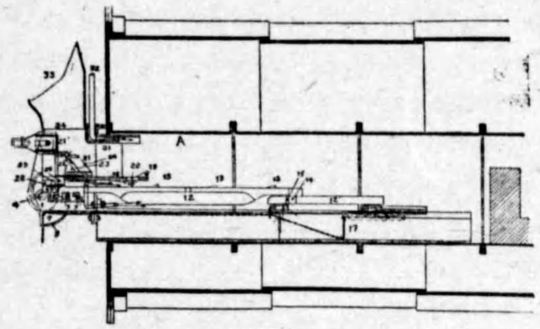
此れは揺床給炭機 (Rocking Grate Stoker) にて火床が傾斜して揺桟を附するものである。火床を傾斜させて揺り動かせば石炭は燃えながら獨りでに運ばれて行く。火格子が重なり合ひ其の間から空氣が入る。故に粉炭を燃やす事が出來る。(**第 39 圖**參照)



第　39　圖

(*d*)　**矢野式ストーカー**

火格子が數例になり，奇數番目と偶數番目とが交互に運動して石炭を次第に内部に送る裝置である。



第　40　圖

2.10. 通　風 (Draught)

罐に空氣を送る方法に 2 種ある。

(i)　**自然通風** (Natural Draught)……**煙突** (chimney)

(ii)　**機械通風** (Mechanical Draught)

(ii) に付きて更に 3 種の方法がある。

(*a*)　**誘導通風又吸込式** (Induced Draught)

壓力水柱 50～75 mm

(*b*) **押込通風又加壓式** (Forced Draught)

水柱 150～200 mm

(*a*) の場合節炭器を附ける時は壓力は此れより水柱にて 30 mm 通風を大とする。

(*c*) **平衡通風** (Balanced Draught), (*a*)(*b*) を同時に使用するもの，大氣壓にて通風を行ふ。

一般に機械通風が主として用ひらる。此の得失は

(1) 固定資本の減少。煙突が小さくて濟む。

(2) 燃燒率を增加する。

(3) 排ガスの利用。

煙突による自然通風をよくするためには，排ガスの溫度を 260°C～315°C 位にせねばならぬ。然るに此の方法なれば其の必がない。故に節炭器を置き熱を給水にて吸收させる事が出來る。此れによりて，燃料の有する熱量の中にて空中に逃げるものより全熱量の 10% 位，回收出來る。

(4) 通風の加減が自由に出來る事。

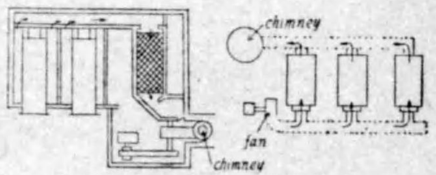
第 41 圖に於て

(イ) 押込式

(ロ) 誘導式

(5) 外氣との關係なく通風が出來る。

故に大發電所は主として此れを採用す。



(イ) (ロ)

第 41 圖

火爐に入る過剩空氣は焚方によりて變化す。次ぎの如し。

(i) 手焚 100% (ii) 給炭機 25～50% (iii) 微粉炭 5%

燃料を 1 kg 燃燒するに必要なる空氣の量は

$$L_k=\left\{12.46\,C+35.48\left(H-\frac{O}{8}\right)+H_2O+N+\frac{9}{8}O\right\}+100$$

但し L_k = 空氣の重量 kg

元素記號は石炭の 1 kg の內に含まるゝ其等元素の重量による % である。

$$L_v=\left\{8.88\,C+32.33\left(H-\frac{O}{8}\right)+1.243\,H_2O\right.$$
$$\left.+0.797\,N+1.430\times\frac{9}{8}O\right\}+100$$

但し L_v = 空氣の容量 m^3

元素は石炭の中に含まるゝ容積による %。實際には石炭の量により空氣の量を異にす。

燃料がガスの場合（第 21 表，第 22 表參照）

$$L_k=(3.08\,CO+3.07\,H+12.32\,CH_4+18.49\,C_2H_2)\times\frac{1}{100}$$

$$L_v=(2.39\,CO+2.38\,H+9.55\,CH_4+14.44\,C_2H_2)\times\frac{1}{100}$$

第 21 表 所要空氣量 (0°C 760 mm Hg)

元素 1 kg	空氣量 kg	空氣量 m^3
炭素	11.6	8.95
水素	34.8	27.00
硫黃	4.35	3.37

第 22 表 空 氣 體 積

溫度 (°C)	m^3/kg	溫度 (°C)	m^3/kg
0	0.773	150	1.195
24	0.840	170	1.257
38	0.878	205	1.352
100	1.058	260	1.521
120	1.114	315	1.671

燃燒により生ずる溫度（理論的）(**第 23 表參照**)

$$t=\frac{W}{V_kC_p(1+f)}+t_0$$

但し　t＝理論上の燃燒溫度 °C

t_0＝燃料及空氣の最初の溫度を攝氏で表はすもの。

W＝燃料の發熱量を kcal にて表はすもの。

V_k＝燃燒ガスの量 kg

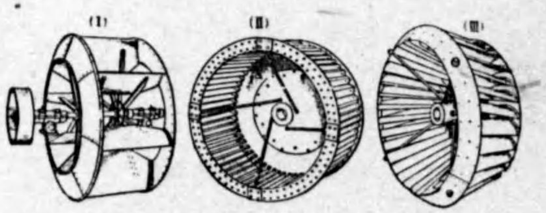
C_p＝ガスの平均比熱

f＝過剩空氣量

第 23 表　石炭燃燒に於ける化學變化

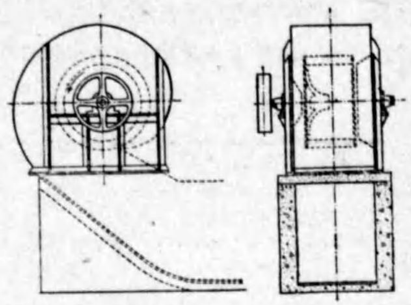
成　分	化學記號	分子量 (O_2=32)	化　學　變　化	1 kg の最大燃燒熱量カロリー	點火溫度 (°C)
炭　素	C	12	$C+O_2=CO_2$	8,093	650
炭　素	C	12	$2C+O_2=2CO$	2,461	—
一酸化炭素	CO	28	$2CO+O_2=2CO_2$	2,414	406
水　素	H_2	2	$2H_2+O_2=2H_2O$	34,428	610
アセトン	C_2H_2	26	$2C_2H_2+5O_2=4CO_2+2H_2O$	11,975	600
エタン	C_2H_6	30	$2C_2H_6+7O_2=4CO_2+6H_2O$	12,324	530
エチレン	C_2H_4	28	$2C_2H_4+3O_2=2CO_2+2H_2O$	11,975	540
メタン	CH_4	16	$CH_4+2C_2=CO_2+2H_2O$	13,222	650
硫　黄	S	32	$S+O_2=SO_2$	2,217	240
硫　黄	S	52	$2S+3O_2=2SO_3$	3,293	—

炭素，水素，硫黄は可燃物であるが酸素は水素と化合して水となる。窒素及灰分は不燃物質で殘溜又は飛散す。アセトン以下の炭化水素はタールの如き揮發分となり燃燒前にガス體となりて發散す。溫度が高き時は燃え，低き時は煤塵となる。



第　42　圖

C は空氣が十分なれば CO_2 となり 8,093 kcal の熱を出すが不足の時は CO となり 2,461 kcal しか熱を出さない。故に空氣の量が大切である。



第　43　圖

普通に 1 kg の石炭を燃すために理論上空氣 10−12 kg を必要とす。しかし實際には 50～100% 多く用ひねばならぬ故に 15～20 kg 使用する。微粉炭の時は理論的必要量の 30～50% 多く用ゆれば足る。

扇風機（Fan）の容量の決定

扇風機を回轉する電動機に與へる電力は

$$kW=\frac{D.A.V^3}{8.65}$$

但し　D＝煙道ガスの密度 kg(m³ に付)

A＝煙道通路の斷面積 (m²)

V＝ガスの速度 m/sec.（扇風機羽根の周速度）

扇風機の馬力數は次式にて計算せらる。

$$H.P.=\frac{P_a\times Q}{4{,}500\times\eta}$$

但し　P_a＝扇風機の靜壓（水柱 mm)

Q＝扇風機の通風容量 (m³/min)

η＝扇風機の能率＝50～60%

扇風機の能率を 55%，電動機能率を 92% とす。又他に次ぎの如き式も用ひらる。

$$B.H.P=\frac{W\times C\times A\times P\times 5.2}{60\times 33{,}000}\times\frac{100}{\eta}$$

但し $W=1$ 時間に消費される石炭の平均重量

$C=$石炭 1 封度に要する空氣の量，普通の狀態

第 24 表

Temp. of gas 500°F water gauge 1½ inch.			Temp. of gas 400°F water gauge 2 inch.		
Amount of coal in lb/hour	B.H.P	Speed	Amount of coal in lb hour	B.H.P	Speed
800	4	1,000			
2,000	9	650	2,300	13	730
3,800	18	605	4,300	25	560
6,100	30	410	7,000	40	450
7,500	37	370	8,500	49	410
9,000	45	340	10,000	59	375
10,000	49	315	11,000	65	345
11,500	54	290	12,000	70	315
13,000	60	270	14,000	82	295

では 300 立方呎とす。

$A=$空氣の溫度 50°F の容積に比較する煙道ガスの其の溫度に於ける容積の比

$P=$扇風機に於ける通風壓力（水柱吋）

$\frac{100}{\eta}=$扇風機の能率

5.2＝通風計にて讀む壓力を封度/平方呎に換算する常數

送風量は扇風機の回轉數に比例し，風壓は速度の自乘に比例し所要動力は速度 3 乘に比例する。又同型の扇風機では送風量は羽根の直徑の自乘に比例す。風壓其他が同一であれば所要動力も直徑の自乘に比例する。取り扱ふガスの密度は略々ガスの絶對溫度に逆比例するものとすると所要動力は密度に反比例するのである。（第 24 表參照）

分函押込通風型では燃燒率が 225～250 kg/m²/h，水壁を備へたものでは 250～270 kg/m²/h，下方給炭機を備へたものは一般に 170～300 kg/m²/h

m²/h，高い時は 350～440 kg/m²/h も燃燒し得る。

自然通風は水柱 6.5～15 mm，押入通風鎖床及移動給炭は 25～100 mm の通風壓力を必要とす。

2.11. 過剩空氣の影響 (Effect of Excess Air)

必要以上に餘剩の空氣を爐内に入れる事は，徒らに熱量を取り去る事になり有害無益であるが，又空氣の量が不充分であるときは完全燃燒をなさぬ事になる，故に空氣の量を適當にする事は大切な事で，此のために **CO_2 メーター**を使用す。此れによりて，燃燒するガス内の CO_2 を測定して，其の完全燃燒をせるか否かを調べる。普通理論上の値の 50% 過剩空氣を入れる時は，完全燃燒をなし，其の時の CO_2 の量は 12% となる。手焚のときは CO_2 が 9～12%，機械焚の時は 12～14% となつて居る。過剩空氣が多い程，炭酸ガスの量が減少する事になる。CO_2「メーター」を煙道に置き，自働的に CO_2 の量を記錄する。此の罐に送る空氣を豫め加熱して溫空氣を送る時は罐の能率を上げる。此れを**空氣豫熱器** (Air Preheater) と云ふ。節炭機を用ひた上に，此れを用ゆる時は排氣の溫度を下げるため通風の能率を下げるのでよくないと云ふ說もあつたが，現今では兩方とも用ゆる場合が多い。微粉炭を用ゆる場合は空氣の溫度は 700°F～800°F (370°～426°C) の如き高溫のものが用ひられる。自働給炭機の時は空氣の溫度は 350°F (177°C) が限度にて，此位の溫度の時は空氣が火格子を冷やす事になる。又，水冷壁を用ゆると尙よろしい。空氣豫熱器の表面積は相當に大である。

例 Stirling Boiler

Evaporation（總蒸發量） 250,000～270,000 封度/時 (112,500～122,500 kg/h)

罐の加熱及過熱面積 26,200 平方呎 (2,430 m²)

節炭機表面積 23,600 平方呎 (2,190 m²)

空氣加熱器表面積 25,000 平方呎 (2,320 m²)

此等の割合（面積に付）は第 25 表の如くである。

第　25　表

種　類	罐加熱面積	過熱器面積	節炭機加熱面積	空氣加熱器
微粉炭燃焼	16	6	7	71
〃	11	6	32	51
給炭機式	45	10	15	30
〃	30	11	12	47
〃	32	12	18	38

回轉式空氣加熱機では，入口に於てガスの溫度は 512°F，(267°C)出口にて240°F (116°C) となり空氣は 60°F (15.6°C) より 400°F (204°C) に加熱せられて出る。

(第 26 表及び第 27 表參照)

例　罐に供給された空氣の中に 100 kg だけ過剩で無益に熱せられて，煙突から放出される空氣があつたと云ふ。今供給した空氣の溫度を攝氏の 15 度として煙突内の溫度を攝氏 260 度とすれば此の空氣が無益に持ち去つた熱量は如何程なりや。但し空氣の比熱は 0.238 である。

解　$Q=WC(t'-t)$kcal

$=100\times0.238(260-15)=5{,}830$ kcal.

2.12. 給　水 (Feed Water)

罐に入れる水は純粋なる水である事が必要であるが此れを多量に得る事

第　26　表

固體		液體		氣體		
品名	比熱	品名	比熱	品名	定壓比熱	定積比熱
金	0.032	水	1.000	水素	3.405	2.412
銅	0.093	海水	0.938	沼氣	0.590	0.470
鍊鐵	0.110	アルコール	0.689	水蒸汽	0.048	0.370
鋼	0.117	エーテル	0.540	酸化炭素	0.248	0.177
鑄鐵	0.130	石油	0.434	空氣	0.238	0.119
ガラス	0.190	硫酸	0.335	酸素	0.218	0.156
煉瓦	0.192	水銀	0.033	炭酸ガス	0.216	0.171

第 27 表　Waste gas の持ち去る熱量

過剩空氣の量 %	廢ガスの溫度 (但し外氣の溫度 16°C とす)							
	149°C	176.6°C	204.5°C	234.5°C	260°C	288°C	315.5°C	343°C
	廢ガスの熱量 (kcal)							
0	190	226	265	304	342	382	415	460
25	216	280	326	374	400	470	518	565
50	251	330	387	444	502	558	615	673
75	316	382	446	515	580	645	711	779
100	360	435	510	585	660	735	810	885
125	403	487	570	655	739	822	907	990
150	446	540	632	722	817	920	1,004	1,099
175	489	590	695	795	897	1,000	1,101	1,205
200	532	643	755	865	980	1,085	1,199	1,322

は相當困難である。自然に存在する水は海水と淡水とであるが，海水は多量の鹽分を含み其の儘給水として使用する事は出來ない。故に普通には水道の水，井戸水，河川の水を以て其の役をなさせる。水には**硬水**と**軟水**とがある。硬水は硫酸石灰又は炭酸石灰を含むもので其のまま罐には使用出來ない。

軟水は此等の鑛物質を少量溶解するものである。鑛物質の含有量によりて水の硬度をあらはす。我國に於ては通常水の 1 リットル中に於ける CaO の 10 mg を以て硬度の單位として居る。即ち水中に含む鑛物質量が 1/100,000 であるとき，其の水質の硬度 1 度と云ふ。10 度以下を軟水，其れ以上を硬水と云ふ。汽壓 15 kg/cm² 程度の水管式罐に對する給水の硬度は 3～5 度を限度とし，最近の高壓，高レーチングの罐に對するものは 0.1～0.2 度程度に低下する必要がある。炭酸石灰は CO_2 ガスを含む水の中では重炭酸石灰 $Ca(HCO_3)_2$ となつて溶解して居るので，此れを煮沸すれば CO_2 ガスが出て炭酸石灰となり，更らに熱する時は分解して CO_2 ガスを出してあとに CaO(石灰) の白い沈澱が殘る。故に最初は硬水であつても，此れを 100 C に熱し其の沈澱をのぞけば軟水となる。かくの如き硬

水を**一時硬水**と云ふ。之に反して硫酸石灰を含む水は大氣中で之を煮沸しても鹽類の沈澱を生ぜず。高壓高溫度の場合は其の一部を分離する故，此れを**永久硬水**と云ふ。此の炭酸石灰及び硫酸石灰以外に天然水は炭酸マグネシウム ($MgCO_3$)，硫酸マグネシウト ($MgSO_4$) を溶解す。又ソヂウム，ポッタシウム，及カルシウムの鹽化物 (NaCl, KCl 及 $CaCl_2$) 等をも溶解す。鹽化物は罐水に溶解したまゝ，その濃度を增し板面を腐蝕する作用をなす。硬水を罐に入れて熱する時は不溶解性の沈澱物を生ず。此れを**湯垢** (Scale) と云ふ。湯垢がつくと熱の傳導を惡くし，壁板を過熱して罐の破裂の原因をなす。炭酸石灰より出來た湯垢は軟いが，硫酸石灰の方は礪き湯垢を生ず。湯垢の厚さと燃料の消費量の增加の割合は第 28 表の如し。

第　28　表

罐垢の厚さ (mm)	燃料の損失 %
0.4	2
0.8	4
1.6	9~10
6.4	60
13.0	150

湯垢としては硫酸石灰 ($CaSO_4$) 炭酸石灰 ($CaCO_3$) 硫酸マグネシウム ($MgSO_4$) 鹽化マグネシウム ($MgCl_2$) が主なものである。

一般に大容量の發電所では現今表面復水器を使用するから凝結した水を再度使用する事になる。從つて途中にて漏洩する水だけを補給すればよい、此れを**補給水** (Make-up Water) と云ふ。此の量は全給水の約 5% 位である。此時潤滑油が入らぬ樣注意せねばならぬ。動物質又は植物質の油を含むときは分解して脂肪酸となり罐水の表面にアルカリと結合して石鹼の薄膜を生じ**泡立作用** (Foaming) を起す故よくない。此の時は**表水吹出コック** (Scum Cock) を用ひて，此れを取り出す。潤滑油の入つた場合は濾過する。給水は此れを加熱するだけでも或種のものはのぞかる，第 29 表の如し。

有機物を含むときは水面に浮游し，蒸汽の放散を妨げ泡立作用を起さしめる。泥土，アルカリ及び炭酸曹達を多量に含有する時は**湧水作用**を起し，水面を擾亂し，蒸汽中に水滴を混入し，機關に入つて**水槌作用** (Water Hammering) をおこす基となす。

第 29 表　給水加熱前後の分析表
(100 立中の瓦數)

化合物	井戸水		河水	
	生水	加熱後	生水	加熱後
炭酸カルシウム	314.37	42.75	60.75	21.55
硫酸カルシウム	—	16.76	9.23	1.18
硝酸マグネシウム	15.22	4.62	—	—
硫酸マグネシウム	133.38	39.50	43.09	32.49
鹽化マグネシウム	36.42	19.32	—	—
炭酸マグネシウム	33.69	—	—	—
酸化鐵及アルミナ	—	—	8.55	4.28
硅酸	15.30	2.57	12.83	10.26
鹽化曹達	5.64	1.37	13.85	11.63
揮發分及有機分	26.51	18.81	46.68	55.23
計	580.53	145.70	194.25	142.62

淨化方法

(1) 濾　過　(2) 給水加熱　(3) 軟水法　(4) 蒸　溜

(イ)　清罐劑 (Boiler Compounds) :——

湯垢を軟かくして取除き易くするために給水に入れるもの。湯垢の中硫酸石灰が固い垢を生じ一番惡い。

(a)　消石灰 $Ca(OH)_2$･･･ 炭酸石灰及び炭酸マグネシウムを含む場合

$$\left.\begin{aligned} Ca(HCO_3)_2+Ca(OH)_2&=2\,CaCO_3+2\,H_2O\\ Mg(HCO_3)_2+2\,Ca(OH)_2&=Mg(OH)_2\\ &\quad +2\,CaCO_3+2\,H_2O \end{aligned}\right\}\text{沈澱}$$

(b)　炭酸曹達 Na_2CO_3･･･ 灰或は洗濯曹達を含む場合にて此れを入れると炭酸石灰や硫酸石灰に作用して沈澱を生ず。

$$Ca(HCO_3)_2+Na_2CO_3=CaCO_3+2\,HNaCO_3$$

$CaCO_3$ は沈澱となり取出される。$HNaCO_3$ は罐内で熱せられる時は分

解して $2\,HNaCO_3=Na_2CO_3+H_2O+CO_2$ となりて給水に作用す。硫酸石灰に對しては

$CaSO_4+Na_2CO_3=CaCO_3+Na_2SO_4$ 硫酸曹達は罐に無害である故，其のまゝ殘つても差支えない。

此等のものが罐底に次第にたまる時は水の循環を惡くする故「**底水吹出コック**」を開きて排出する。2，3ヶ月も使用した後は罐水を悉く排出して罐内を掃除し新に給水を充滿するが宜しい。

(*e*)　水酸化ソヂウム　$Na(OH)$…　炭酸石灰及び炭酸マグネシウムを沈澱す。

$$Ca(HCO_3)_2+2\,NaOH=CaCO_3+Na_2CO_3+2\,H_2O$$

$$Mg(HCO_3)_2+2\,NaOH=MgCO_3+Na_2CO_3+2\,H_2O$$

(*d*)　パームチット (Permutit)…

不溶質の珪酸鹽でゼオライト (Zeolite) とも云ふ。其の成分は $2\,SiO_2$，Al_2O_3，Na_2O，$6\,H_2O$ なる化學式で與へらる。粘土，長石，曹達及び貝殻灰から人工的に製造したものである。此れを入れるとソヂウム成分が給水中の炭酸石灰，炭酸マグネシウム及び硫酸石灰に作用して可溶質を形造る。ソヂウム成分が消失する時は食鹽水で洗へば再び Na_2 を回復する。

パームチットの成分を Na_2Pe で表はせば次ぎの如き變化をなす。

$$Na_2Pe+Ca(HCO_3)_2=CaPe+2\,NaHCO_3$$

$$Na_2Pe+Mg(HCO_3)_2=MgPe+2\,NaHCO_3$$

$$Na_2Pe+CaSO_4=CaPe+Na_2SO_4$$

(*e*)　水酸化アルミニウム　$Al(OH)_3$…

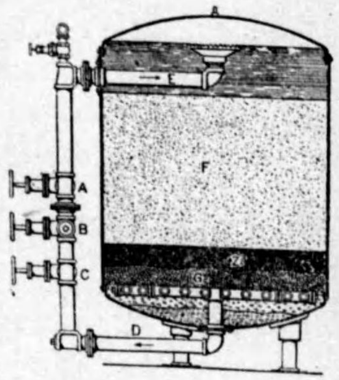
潤滑油の混入したものを除く方法。硫酸アルミニウムと曹達灰を混入して，此れに水酸化アルミニウムを入れ油を取り除く。

$$Al_2(SO_4)_3+3\,Na_2CO_3+3\,H_2O=Al_2(OH)_3+3\,Na_2SO_4+3\,CO_2$$

(*f*)　石墨 (Graphite)…　此れを混入して罐に入れると固い垢を成生する事を防止する效能がある。化學的でなく物理的作用による。

(ロ)　給水淨化器 (Feed-water Purifiers)：

給水を濾過して中に混入する不純物を取り去る器械である。コークス，小砂利等を用ふるものがある。パームチットを用ふる器械は**第 44 圖**の如くである。



第　44　圖

Z＝パームチット層，G＝砂利層，F＝砂床。E より給水が入る。砂床 F にて浮游物を取り去られ Z 層に入る時化學作用を受けて給水中炭酸石灰及硫酸石灰等が分離せられ砂利層 G を經て底室に溜り D 管から導き出される。此の時パームチット層のソヂウム成分が消滅するから，此れを補足すため生水を入れる事を止めて，鹽水を逆流させてやる。2，30 分も通せばよい。其の後生水を流してよく鹽水を洗ひ流して使用する。パームチットも少しづゝ減少する故補給してやる事が必要である。

(ハ)　蒸留器 (Evaporator)：——

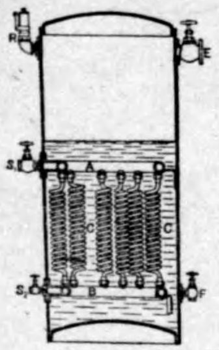
前述の如き方法によりて給水を處理する時は湯垢の出來ない軟水にはなるが，まだ高溫高壓罐に用ゆるには不充分である。故に更らに此れを蒸發して純粹な水とする事が必要である。此の目的のため用ひられるものが**蒸化器**である。此の熱源としては普通蒸汽を使用す。其の壓力が大氣壓以上か，以下かによつて**高壓式**と**低壓式**とに分類される。尙ほ蒸化の方法によりて次ぎの如く分つ。

(i)　**水中管型**　　生水中に螺狀汽管を浸して蒸發せしむるもの

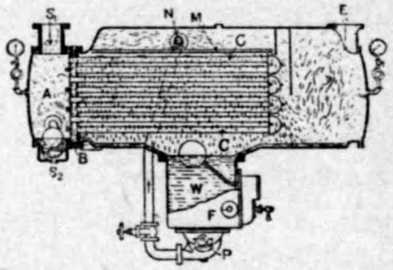
(ii)　**膜　　型**　　汽管の上部より生水を膜狀に流すもの

(iii)　**フラッシュ型**　　加熱した生水を眞空室内に噴射して蒸化する法

第 45 圖は水中管型にして S_1 より蒸汽が入り S_2 に出る。水は C に



第 45 圖

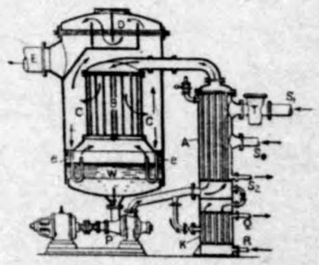


第 46 圖

より，蒸化して E より出る。

第 46 圖 (Film Type Evaporator) 蒸汽は S_1 より A に入り，C なる管に入りて B に歸る。此の間に凝結した水は S_2 より出る。生水は W にあり，ポンプ P によりて N より C 管の上にそゝぎかけられ，蒸化して E より出る。

第 47 圖 (Flash Type Evaporator) W にある水をポンプで A 室に送る。直立管を上昇する間廢汽によりて 70°C に熱する。T は油を取る裝置故に廢汽に油分のなき時は S_0 より入れる。温水が B 筒より眞空室 C へ逸出する際に急速に蒸汽となりて E より出る。



第 47 圖

段階數による分類は

(i) **單段效果型**　1 個の蒸化器が原水を蒸化するもの

(ii) **二段效果型**　1 個で蒸化した蒸汽が第二の蒸化器で再度蒸化し自ら凝結するもの

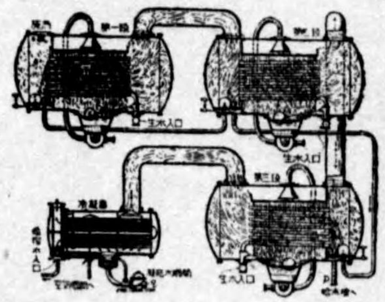
第 48 圖

(iii) **三段效果型**　此れを三段に行ふもの

一般に二段效果が廣く用ひらる。蒸化されて蒸汽となつたものは蒸化復水器又は給水加熱器で凝結せしむるものである。(**第 48 圖**及び**第 49 圖**參照)

(ニ) ガス拔，脫氣器 (Deaerator):——

1921 年に始めて用ひらる。罐，特に節炭機の腐蝕作用は主として給水中に溶解せる酸素によるものとし此れを取除く事を工夫した。水は元來空氣及酸素の溶解力が大であつて蒸溜水でも此のガスを出し，充分抽出しなければ罐の給水としては完全なものでない。普通ガス拔取りには，鐵粉の酸化作用によるものと，温水を加熱して眞空中に噴霧せしめる方法とがある。ガスを含んだ水を或温度に熱し，此れを此の温度より 14°C 位低き飽和蒸汽壓力に相當する部屋の中に急に水噐を以て噴出される時は，ガス體は水が蒸



第 49 圖

發するより先きに眞空中に分離せられる故，此れを空氣ポンプにて取出す。化學作用によるものは完全ではあるが機械的方法の方が廣く用ひられる。

普通許容酸素量は水 1 立に付き 0.05 乃至 0.2 cm³ にて極く良好の給水にて 0.02 cm³ まで低下されるものである。水中の酸素を定量するには Winkle の沃度法によるものにして，水 250 cm³ に第二硫酸マンガン 2 cm³ と沃度加里及苛性曹達とを含む溶液 2 cm³ だけを注ぎ，澱粉液を指示藥として 40 倍の次亞硫酸曹達液を滴定すれば，其の時使用した次亞硫酸曹達液の 1 cm³ は水 1 立中の酸素 0.56 cm³ に相當する事になる。此等の方法により罐の給水を處理する時は，0.28 c.c./litre を含む水が此のガス拔器を通す事により 0.041 c.c./litre 位となる。

給水を所理するために一年間に使用する藥品量（年）（噸）は**第 30 表**の如し。

A 發電所……蒸汽を工業用として使用す

B 發電所……蒸汽を工業用として使用せず

容量は 各々 100,000 kW とす。

第 30 表

發電所名	A 發電所	B 發電所
鹽	1,360	0
生石炭	450	0
硫酸鐵	180	0
苛性ソーダ	90	2.45
硫酸	68	0
燐酸ソーダ	27	11
硫酸ソーダ	5.4	1.1
工業用蒸汽	供給す	供給せず

高壓，高溫になる時は給水の所理が大切である事を示す。

2.13. 溫水器 (Feed Water Heater)

給水を罐に入れる前に溫める器械である。冷水を入れる代りに此れを加

熱して罐に入れる時は次ぱの如き利益がある。

(i) 燃料の節約となる。

(ii) 冷水を使用すると給水口が冷熱せられ收縮，膨脹を繰り返へす故，罐體に無理を生ず。

(iii) 冷水を送り込む時は罐水の溫度が下り，一時蒸發量を減ず。

(iv) 含有鑛物質を給水加熱により一部除去出來る。

加熱の方法は煙道ガスによるものと，蒸汽によるものとがある。前者は節炭器にして，後節にて說明する。蒸汽によるものに次の 2 種がある。

(イ) **開放型** (Open Heater)

(ロ) **閉塞型** (Closed Heater)

熱源としては排汽，抽汽，及び罐よりの生蒸汽が用ひられる。

(イ)は給水と蒸汽とが混合するものである。此の時は溫水器は給水ポンプより高き所に置き，溫水を自然に給水器に流れ込む樣にする。凝結水に油を含む時は，油分離器を備へて，油と蒸汽とを分離する。此の種のものでは排汽の量は給水量の約 15% にて足る。(ロ)は蒸汽と給水とが壁を隔てゝ接觸する故に熱效果が惡い。但し蒸汽の內の不純物が入る恐れがない。

給水を加熱する時得られる燃料の節約量は次ぎの如くである。

H = 罐內で生ずる蒸汽の全熱量 kcal/kg

t_0 = 給水の最初の溫度

t = 加熱後の給水の溫度

η = 罐の蒸發效率

s = 燃料の節約率 %

$$s = 100 \times \frac{\eta(t - t_0)}{H}$$

例へば 10 kg/cm² の蒸汽は $H = 665$ kcal/kg であつて，清水の溫度が 20°C より 80°C に溫められたとすれば罐の效率 η を 0.7 として

$$s = 100 \times \frac{0.7(80 - 20)}{665 - 20} = 6.5\%$$

となる。即ち溫度 6°C 上昇する毎に燃料約 1% の節約となる。

溫水器に要する加熱面積は給水の速度，管の大さ，形竝に排汽の溫度によりて異る。（イ）は大氣中に開放せられる故，溫度を 100°C 以上に上げる事は出來ないが（ロ）は密閉せられる故，高き溫度にする事が出來る。復水器を用ゆる時，機器と復水器の間に置く時は有效である。此れで充分でない時は，更に溫度の高い蒸汽によつて給水を加熱す。此の時は二度加熱する事になり前者を**一次溫水器** (Primary Heater)，後者を**二次溫水器** (Secondary Heater) と云ふ。補助機に蒸汽罐を用ゆる時は，此の排汽によりて給水を溫めるのも一方法である。 70°C～130°C 位に熱す。普通 120°C 位である。

補助機用タービンの復水器を溫水器とするもの……70°C～130°C

抽汽による給水加熱方式……120°C～190°C

抽汽による溫水器を**抽汽溫水器** (Bleeder Heater) と云ふ。

但し，大容量發電所で 4～5 段抽汽加熱するものでは 190°C～200° Cに加熱さる。熱の回收率は燃料の有する全熱量の內，給水加熱に利用して回收される分は，從來は 10～15%，最近の大容量のものにて 40% となつて居る。溫水量と蒸汽量との關係は

$$\frac{S}{W}=\frac{t_2-t_1}{H-t_1}$$

但し S＝蒸汽重量 kg

W＝水 量 kg

t_2＝溫水の溫度（攝氏）

t_1＝給水の溫度（攝氏）

H＝蒸汽の溫度（攝氏）

2.14. 節炭器 (Fuel Economizer)

罐から煙突に出る煙道ガスの餘熱を利用して，給水を加熱するものを**節炭器** (Fuel Economizer) と云ふ。排ガスの熱を回收することになる故，此

れによりて罐能率を高める。汽罐より出る排ガスの溫度は，普通 218°C～260°C 位であるが，高壓罐に於ては罐水の蒸發溫度が高いから罐內から出るガスの溫度は 400°C 以上となる。此れを蒸汽過熱器に通し，其の保有熱の一部を取り去りたる後節炭器に導き，更らに給水に其の保有熱を回收する時は，排ガスの溫度は 200°C 位となる。此れよりも其の溫度が低下する時は自然通風にては，通風がよく行かないから，其の煙突の眞下に吸込式扇風機を設けて，通風をよくせねばならぬ。即ち自然通風の時はガスの溫度が高くなければならぬが，人工通風による時は溫度を下げることが出來るから，排ガスの保有する餘熱を充分に回收する事が出來る。熱の傳導率は管の種類によりて異なるが，鑄鐵管の時は溫度 1°C の差で 1 時間 1 平方米當り 10 kcal，軟鋼管に於ては 15 kcal である。尙ほ，材料によりては 20～25 kcal/m²/h/°C のものがある。特に能率のよいものは，25～35 kcal/m²/h/°C 程度のものもある。

管內の溫度を高くしても，此の給水が此處で汽化しない樣にする事が必要である。汽罐に押し入れる時，困難となるからである。故に給水ポンプを罐に對して節炭器の手前に置き，壓力を加へて罐內に溫められた給水を押し入れる樣にする。從つて，壓力は罐の蒸氣壓力より 1 度位高くし，其の給水の溫度は 10°～15°C 位低くして置く。

種類としては，固定型と回轉型とに分類出來るが，回轉型には Simmon 式があるのみにて，一般には固定型が用ひられる。此れに屬するものに

(1) **汽罐型**（ドラムと水管より成る）

(2) **ヘッダー及チューブ型**（(Green's Economizer)

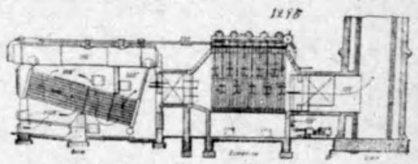
(3) **過熱器型**

がある。此の外に，蒸發型節炭器と云ふのもある。此れは大容量のものに用ゆ。材質は從來値も安く，腐敗も少ない點で鑄鐵が用ひられたが，高壓のものが必要となつてから軟鋼が用ひられる。普通 10 氣壓以下は値段も安き故，鑄鐵管を用ひ，其れ以上になると軟鋼を用ひねばならぬ。此れは

腐蝕し易き故，空氣の入らぬやうに脫氣器を通した水を用ゆ。故に復水器より出た水を用ゆる時は良ろしい。管の配列も横にする様になつた。

Green's Economizer が廣く用ひられたが，最近は Foster Gilled Type が用ひられる様になつた。(**第 50 圖**及び**第 51 圖**，**第 52 圖**參照)

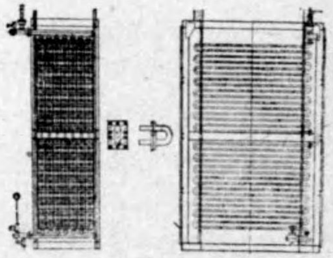
バブコック式節炭器と云ふのがある。此れは高壓に使用し 5～10 cm の鋼管を用ふ。横列逆流式である。



第 50 圖　Green's Economizer

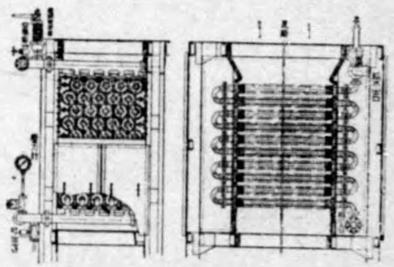
煤塵掃除には蒸汽ブロワーを備へて吹き飛ばす。

又 Foster 式は直徑 5 cm の鋼管を鑄鋼のヘッダーにて接續し，管の外面を蛇腹にした鑄鐵にて覆ひ，外部の腐蝕を防ぐと共に加熱面積を增加せしめる。此れも逆流效果を與へる。



第 51 圖　日立製 gilled 型を示す

容量は汽罐給水 1 時間分の容水量を與へる事になつて居る。壓力は汽罐の壓力より高くして給水を汽罐の內に流入する。



第 52 圖　日立製 gilled 型を示す

鶴見發電所に於ては汽罐全加熱面積の約 45% は節炭器の面積となつて居る。一般に汽罐加熱面と節炭器面積との比は 25～100% 位にして普通は 60% である。此の比が 50% で，氣壓が 15 kg/cm²，煙道瓦斯 260°C，給水溫度

93°C の時節炭器により 42°C 上昇して給水溫度を 135°C にして居る。又 85% の時汽壓 14 kg/cm²，熱瓦斯 343°C の時 100°C の給水を 177°C に上昇した例がある。此れから給水に吸收される熱量は總吸收熱量の約 16% になつて居る。此れは大體排熱の 7～20% を回收する事になる。

其の構造は一般に縱型で管を縱に配列して上下の兩端に**端箱**(End Box)を設けて此等の管を連結す。此の管の內に給水を流し，此れを煙道に置き外側を排汽が通る様にする。

此の管の外壁には煤がつく。此れは熱の傳導を惡くする故**掻輪**或は**掃除器** (Scraper) を設け，此れに上下運動をやらせて，此の表面の煤を除く。節炭器に入る水は 90°F(32°C) より低くない方がよい。入口の管が冷水のために急に收縮しないためである。復水器から出た水は 38°C 位であるから此れより油を取り除いても，丁度適當の溫度になる。復水器のない所では給水ポンプの排汽にて加熱した給水を節炭器に通すとよい。回轉型は

(1)　場所の節約となる
(2)　通風損失が殆んどない
(3)　ガス速度が速いため煤，灰が附着せず
(4)　傳熱率が大

等の利點がある。缺點としては値の高い事である。

給水を 6°C 高める毎に，石炭約 1% の節約が出來る。煙道ガス溫度を 22°C 下げる時，汽罐能率は約 1% 上昇す。節炭器による燃料の節約高は大約 7～20% 位である。

節炭器の許容溫度はガスの露點以上であること，卽ち大體 46°C～66°C 位である事が必要である。節炭器入口の給水溫度は 110°C～225°C，普通 150°C 位となし，汽罐入口にて 143°C～310°C，普通 205°C 位にするのが良ろしい。容量は汽罐全負荷給水量の 1 時間分の容量にて充分である。

例　Green's Economizer

水管の外徑 11.7 cm，長さ 2.7 m 1 本の加熱面 1.02 m²，1 本の給水量

28.5 kg 1 時間給水を此の内に保つ様にする。自然通風の時の煙突の高さは，節炭機を用ゆる時は，此れを用ひない場合よりも 20～30% 高くせねばならぬ。

次ぎに，節炭器の傳熱面積を求めるには，次ぎの如き計算によらねばならぬ。

t_2°C＝節炭器に入り込む煙道ガス温度

t_3°C＝節炭器より出て行くガスの温度

t_0°C＝節炭器に流入する給水の温度

t_1°C＝節炭器より流出する給水の温度

W＝罐に送入する毎時間の給水量 kg

F＝節炭器の傳熱面積 m²

K_e＝傳熱面の内外側の温度差が 1°C にして 1 時間に 1 平方米當り傳熱量 kcal

ガスと給水との平均温度差

$$\Delta t=\frac{t_2+t_3}{2}-\frac{t_0+t_1}{2}$$

此の温度差により節炭器の吸收する熱量

$$K_e\times\Delta t\times F \quad \text{kcal/時}$$

給水の加熱による全熱量は

$$W(t_1-t_0) \quad \text{kcal/時}$$

故に此の兩式が等しくなるから

$$K_e\times\Delta t\times F=W(t_1-t_0)$$

依つて　$$F=\frac{W(t_1-t_0)}{K_e\times\Delta t} \quad \text{m}^2$$

此の式に於て $K_e=20\sim25$，W は罐の毎時間の蒸發量とし，給水の温度差 $t_1-t_0=70\sim100$°C とし，ガスの温度は 350°C～400°C より 200°C に低下すると考へる時は，此れより F の値を求めることが出來る。

一般に節炭器の加熱面積 1 m² 當りの傳熱率は，平均 2,200～6,250 kcal/h，最大 4,500～14,500 kcal/h となつて居る。

節炭器による燃料節約高 x(%) は，次の式にて與へられるが，大體給水の温度上昇 6°C 毎に約 1% となる。

$$x=\frac{ZM\times100}{F_sQe_s} \quad \text{或は} \quad x=\frac{t_1-t_0}{i-t_0}\times100$$

茲に　M＝節炭器のない場合に煙道ガス中に失はれる熱量 (kcal/h)

Z＝回收熱量百分比

F_s＝節炭器のない場合に供給される燃料 (kg/h)

Q＝燃料の發熱量 (kcal/kg)

e_s＝汽罐及び過熱器の能率 (%)

i＝蒸汽のエンタルピー (kcal/kg)

節炭器による能率の増加の割合は $e_sx/100$ となる。煙道ガスが 20°C の低下によつて汽罐能率は，約 1% 増加することになる。

火格子の上で燃燒する石炭の總額を B kg/h とし，石炭 1 kg を完全に燃燒するに要する空氣の量を L kg とすれば，燃燒によりて發生するガスの重量は

$$B\{1+(1.5\sim2.0)L\}\text{kg/h}$$

となる。

此のガスの比熱を C_p とし，節炭器の管面の傳熱效率を η とすれば

$$\eta\times B\{1+(1.5 \text{ 乃至 } 2.0)L\}\times C_p(t_2-t_3)=W(t_1-t_0)$$

故に　$$\frac{t_2-t_3}{t_1-t_0}=\frac{W}{\eta\times B\{1+(1.5 \text{ 乃至 } 2.0)L\}\times C_p}$$

此の式に於て

$$\eta=0.8\sim0.9 \quad C_p=0.25 \text{ kcal/kg}$$

$\frac{W}{B}=D$ とすれば，此の D に適當の値を入れて計算する時は，大體右邊は 2 となる。故に

$$\frac{t_2-t_3}{t_1-t_0}\fallingdotseq2$$

即ち排ガスの溫度が 2°C 下る時は給水の溫度は 1°C 昇ることが知られる。

2.15. 空氣豫熱器 (Air Preheaters)

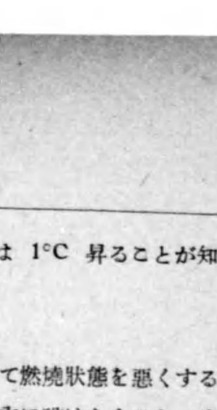
罐に入れる空氣が冷たい時は，爐の溫度を下げて燃燒狀態を悪くする。故に，此れを煙道ガスにて加熱するために，煙道内に設けたものを，空氣豫熱器と云ふ。其の長所は

(1) 燃燒裝置の能率を高めると共に，汽罐過熱器の能率をも高め，且つ其の容量を增加する。

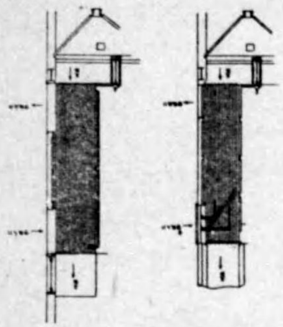
(2) 可燃物中の諸損失を減じ，燃燒量を增し，熱發生量を高める事が出來る。

(3) 燃料の節約となる。大體 5～10% 位である。其の利益は極めて大である。

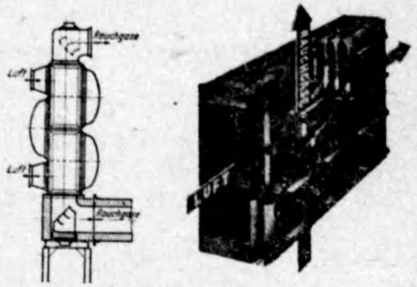
大氣を此の中に吸ひ込んで 100°C 乃至 200°C 迄に溫めた上で爐室に送入する。罐の蒸汽壓が 30～40 氣壓の如き高壓蒸汽を發生する時は，此れを 200°C 位過熱する故，其の蒸汽溫度が 400°C 位になる。從つて爐室の溫度が餘程高くなくてはならぬ事になる。故に空氣豫熱器が，必ず用ひられる。以前は爐壁に空氣を通して加熱したが，現今では耐火性材料により水管を以て爐壁を作るから，空氣豫熱は煙道ガスによるが普通である(**第 53 圖**參照)。節炭器にて餘熱を取つたあと更に此の空氣豫熱器にて熱を取る故に此れを通る時はガスの溫度は 150°～200°C 位に下り，煙突より出る。種類としては**管路式** (Tubular Type, **第 54 圖**參照)，**鐵板式** (Plate Type, **第 55 圖**參照) 及**再生式**(Regenerative Type, **第 56, 57 圖**參照)の 3 種があ



第 53 圖　空氣豫熱器を煙道に取付けた所を示す



第 54 圖　管 路 式



第 55 圖　鐵 板 式

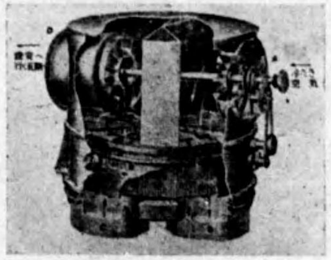
る。再生式は回轉羽根が煙道と空氣路との兩方に跨がり回轉し熱瓦斯の熱を吸收して空氣に傳へる作用をなす。豫熱後の空氣の溫度は給炭機の場合は 200°C 微粉炭の場合には 200°～300°C が最も多く稀に 340°C に達するものがある。空氣豫熱器による燃料節約高 y(%) は

$$y=\frac{ZM\times 100}{QF_1e_1}$$

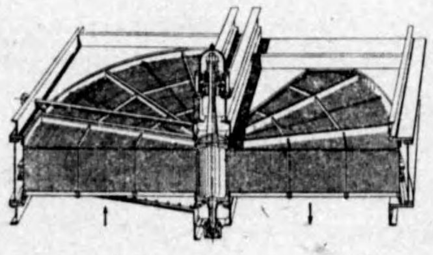
にて與へられる。

式中 Z＝回收熱量百分比，M＝空氣豫熱器のない時の煙道ガス損失(kcal/h)，Q＝燃料の發熱量 (kcal/kg)，F_1＝空氣豫熱器のない場合の燃料消費量 (kg/h) e_1＝空氣豫熱器のない場合の汽罐能率 (%)

大體，煙道ガス損失の 50% 程度を回收して燃料費約 5～10% を節約



第 56 圖　回 生 式



第 57 圖　回 生 式

し得る。

空氣豫熱器の加熱面積は次ぎの如くして決定す。大體汽罐及び水冷壁の合計面積に對する空氣豫熱器の面積割合は 50～650% の如き廣き範圍に變化す。100%～200% が普通である。

$$S=\frac{C_pG(t_1-t_2)}{U\Delta t}\quad \mathrm{m^2}$$

C_p＝煙道ガスの平均比熱

G＝ガスの重量 (kg)

t_1, t_2＝空氣豫熱器入口及び出口のガス溫度 (°C)

U＝傳熱係數 (kcal/m²/h/°C)

Δt＝煙道ガスと空氣との平均溫度差 (°C)

U の値は普通 10 乃至 15 であるが稀には 18 乃至 22 (kcal/m²/h/°C) の値となる。ガスの速度は 6～9 m 以上なれば，灰塵が堆積せず適當である。

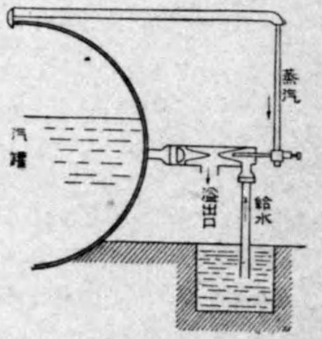
2.16. 給水ポンプ (Feed Pump)

汽罐に給水を送入するポンプである。大別すると 2 種類となる。

(1) **蒸汽注射器** (Injector)

(2) **給水ポンプ** (Feed Pump)

(1) は蒸汽を噴出して，給水に運動エネルギーを與へ，大きな速度となして給水を罐に送入するもので，運動部を持たぬ故破損すること少し。**第 58 圖**は其の概要を示す。



第 58 圖

自動的に給水をなし，別に原動機を要せず。溫度の高い給水には用ひ難し 65.5°C 以下の給水に用ふ。

(2) が一般に用ひられる。此れには

次ぎの如きものがある。

此れを動かす原動機として蒸汽機關，タービン，及び電動機がある。

(i)　ピストン又はプランジャー喞筒。(往復型)

(ii)　遠心喞筒。　此れに屬するものには渦卷ポンプ，タービンポンプ等である。能率は 70～80% 位である。

(iii)　回轉喞筒。

(iv)　直接壓力喞筒。　壓搾空氣の壓力によりて働く。

給水を罐に入れるものであるから，絶對的に運轉を休止してはならない。必ず豫備を設ける。壓力のある所に水を押し込む故，其の罐の壓力を p kg/cm² とすれば，此れを水高にて表はせば H(m)＝10×p.m となる故に，H m の高さに水を揚げるのと同じ結果となる。水を流すために約 1 割から 2 割の水高を要す。故に $H'=(1.1\sim1.2)H$ を必要とす。加熱器及び濾過器を通すため更に 1 割を要す。罐の蒸發量が 1 時間 D kg なる時はポンプは $\frac{D}{60\times60}$ kg/sec の給水を送るべき，休止，罐水の減り方を考慮して此の 2 倍の送水容量を必要とす。卽ち $\frac{D}{60\times60}$ の水を H'' m＝$(1.2\sim1.3)\times10\,p$.m の高さに揚げる丈の仕事量を必要とす。此れを馬力で表はせば，其の軸馬力

$$B.H.P=\frac{(1.2\sim1.3)\times10\,p\times2\,D}{75\times60\times60}$$

$$=\frac{(1.2\sim1.3)\,p\times D}{13{,}500}\quad H.P$$

此のポンプの能率を η とすれば，ポンプの入力は

$$I.H.P=\frac{(1.2\sim1.3)\,p\times D}{13{,}500\times\eta}\quad H.P$$

但し　　$\eta=0.5\sim0.75$

渦卷ポンプの場合は，其の回轉數によりて能率が變るが，固有速度に於ては大體 65～75% 程度である。水管中の水の速度は，入口に於て 2～2.5 m/s，吐出側にて 2.5～3 m/s とする。渦卷ポンプの固有速度は次式に依

りて示される。

$$N_s = NQ^{\frac{1}{2}}/H^{\frac{3}{4}}$$

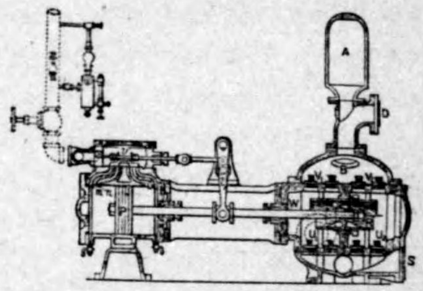
但し N_s＝固有速度 (r.p.m)

N＝ポンプの回轉數 (r.p.m)

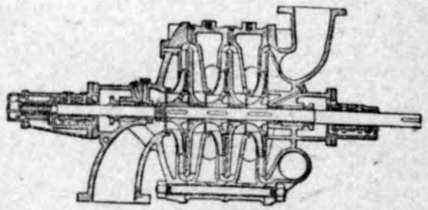
Q＝水量 (m^3/s)

H＝ポンプ單段の揚程水頭 (m)

第 59 圖はピストン型，**第 60 圖**はタービンポンプを示す。



第 59 圖 ピストン型



第 60 圖 タービンポンプ

2.17. 蒸汽過熱器 (Steam Superheater)

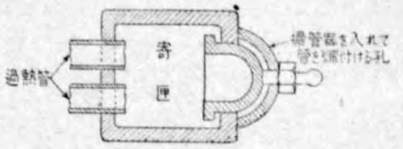
飽和蒸汽を水分のない所で更に熱する時は過熱蒸汽 (Superheated Steam) となる。此れは水分を含まないから非常に乾燥して居て容易に凝結水を出さないから，タービンや蒸汽機關に用ゆる時，能率がよくなる。濕り蒸汽がタービンに入る時は水滴が羽根の表面に附着し，蒸汽の流通に對する摩擦を增すと共に羽根面の腐蝕を誘起する。過熱蒸汽は永久ガス (Permanent Gas) と同一の性質

第 31 表

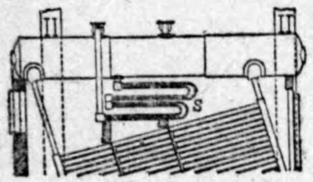
蒸氣の過熱溫度	石炭消費量の節約額	
	往復機關	蒸氣タービン
70°C	13%	10%
100°C	16%	12%
120°C	18%	15%
150°C	20%	17%

を現はす。又石炭の消費量が減ず。第 31 表の如し。

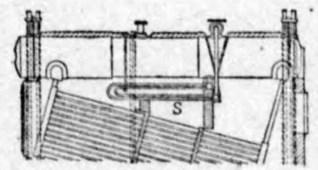
過熱蒸汽は斯くの如き利益はあるが，其の過熱度には一定の制限があり，無暗に高くする事は出來ない。過熱溫度を入れて往復機關で 250°C，タービンで 500°C が極限である。此れは材料の研究によつてかはるが，規在用ひられて居る材料では此の位が限度である。過熱管には厚さ 4～5 mm にて外徑 30～50 mm の引拔鋼管が用ひられる。形は U 字形にして其の兩端には寄匣 (Header) を設け，此れに**擴管器** (Tube Expander) を用ひて堅く取附ける。**第 61 圖**の如し。



第 61 圖

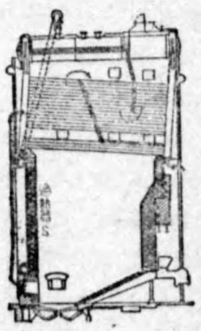


第 62 圖



第 63 圖

第 62，63 圖の S が此の蒸汽過熱器を示す。火爐に取附ける位置により て此れに熱の傳はる狀態がかはる。溫度 600°C 以上の所に置く**第 62 圖**の如く煙道に裝入せるものはガスの對流作用によりて熱を傳へる故之を**對流式過熱器** (Convection Superheater) と呼び，**第 64 圖**の如く爐室の後壁に取付ける時は輻射熱を受けて蒸汽を過熱す。故に此れを**輻射式過熱器** (Radiation Superheater) と云ふ。前者の場合は負荷が增加して爐內の石炭の燃燒量が增す時は過熱器を通るガスの量が增し且つ



第 64 圖

溫度も昇る故過熱器を通る蒸汽量が增しても過熱溫度は上昇する。しかるに後者の場合，輻射熱による過熱は石炭の燃燒率の上つたゝめに增加せず，過熱器を通る蒸汽量は增加するので，其の溫度が下り能率が下る事になる。

第 32 表　過 熱 器 据 付 け の 例

發電所名	汽罐	常用汽壓	蒸氣溫度	汽罐加熱面積平方米	過熱器加熱面積平方米	前者兩者の比
米國バルボンドスカルメット (Calumet)	スプリングフヒルド バブコック	21	330°C	1,560	156	0.10
〃	〃	84	400°C	1,465	197	0.134
〃	〃	24.5	330°C	1,403	377	0.27
Crawford	〃	38	385	1,086	525	0.339
Ground Tower	〃	28	390	1,079	209	0.194
Philo	〃	45.5	400	1,310	226	0.173
Rever ponge	ラッド	16.0	315	2,460	279	0.113
木津川發電所	バブコック CTM 型	26.0	365	1,436	472	0.331
千住發電所	バブコック 船用型	17.5	330	1,006	258	0.256
尼ヶ崎發電所	バブコック エリシチー	20.0	340	2,601	1,097	0.294
名島發電所	バブコック WIF及CTM型	17.5	315	3,194	773	0.242

2.18. 溫水溜 (Hotwells)

復水器にて凝結した水を貯める所である。給水ポンプより少しく高い所に置く。

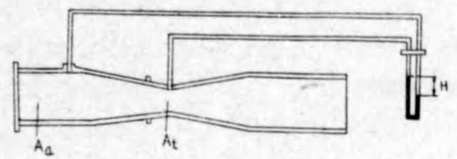
此の內の水が給水ポンプの方へ流れて行く樣にした方が便利である。復水ポンプで凝結水を送る場合に少しく高い所に上げ，重量により油驅除器などを通りて Hot Well に入る樣に設計する。此の容積は汽罐の蒸發量の約 1/20 位に取るを可とす。

2.19. 測定器 (Meter)

汽罐に附屬した測定器としては給水の量を測定するため其の吸込側に測

定器を入れる。往復機關の時は其のピストンのストロークの長さと回轉數とにより其の給水量を決定する事が出來る。又，一般には**ベンチユリメーター** (Venturi meter) が用ひられる。管の直徑の相違により其の內を流れる水の速度及び壓力の異なる事より此の內を流れる水量を知る事が出來る原理を應用たものである。

ヴェンチュリメーター



第　65　圖

$$Q = A_t \times \frac{A_a}{\sqrt{A_a^2 - A_t^2}} \sqrt{2gH}$$

Q = 水量 (m^3/s)

A_t = 咽喉部の斷面積 (m^2)

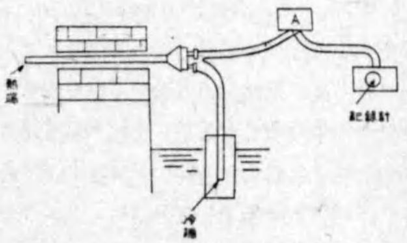
A_a = 上流の管の斷面積 (m^2)

H = 壓力の差 (水の高さ m)

g = 重力 = 9.8

故に此の H なる壓力にて指針を動かし，直接 Q を讀み得る樣にする事が出來る。

汽罐內の水量を測定するには其の水面の位置を知る事が必要である。此れを**水面計** (Water gauge) と云ふ。ガラス管を設けて此の中に水を通し其の水面より水位を知るものである。



第　66　圖

次ぎに蒸汽の壓力を知るための**壓力計** (Pressure Gauge) がある。此の外に通風狀態を知るための**通風計**，溫度を知るためが用ひられる。**溫度計** (Thermometer) 一般に汽罐の溫度を測定するには次ぎの如きものを用ゆ。

(1) **水銀溫度計** (Mercury Thermometer)

0～600°C まで測り得る。窒素瓦斯を入れる。

(2) **熱電氣高溫計** (Thermocouple)

1,200°C まではニツケル鋼と銅。鐵とコンスタンタン。

1,800°C までは白金と白金ロヂウムを用ゆ。mA が流れる。

(3) **ゼーゲル氏圓堆** (Seger Cone) 300～1,200°C 位まで

測定器は一つの汽罐制御盤 (Boiler Control Board) の上に取付けられ此れによりて罐の運轉，制御を行ふ。

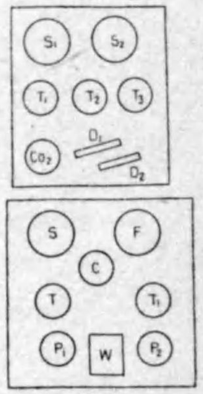
S_1, S_2……蒸汽計

T_1, T_2, T_3 記錄溫度計

煙道の溫度，節炭器より汽罐に入る給水の溫度節炭器を出る瓦斯の溫度

D_1, D_2 通風計，火爐と煙道，區分制御盤

S＝蒸汽計 (タービン) F＝給水計，C＝時計，T＝タービンに入る蒸汽の溫度，T_1＝節炭器內の P_1, P_2＝壓力計，W＝發電機の出力，給水の溫度



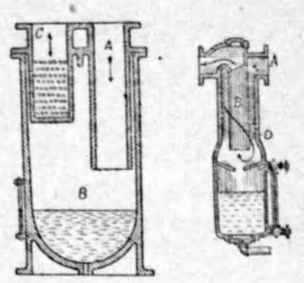
第 67 圖

2.20. 汽水分離器 (Steam Separator)

罐內より立昇る蒸汽は其中に微細なる水滴を含有する故，此れを除く事が必要である。ことに汽罐に過負荷のかゝる時は此の現象が著しくなる。此れを**プライミング** (Priming) と云ふ。斯くの如き場合に汽水を分離する裝置が設けらる。此れを**汽水分離器**と云ふ。其の構造は大略**第 68 圖**の如し。

2.21. 安全瓣 (Safety Valve)

汽罐は多量の勢力を持つて居るものであるから，此れに故障が起る時は其の損傷も亦莫大なものである。壓力上昇により汽罐の破裂，又は湯垢がつき此れが破れて急に汽水が罐胴に觸れ，急激に蒸發する場合等に依る故障である。



第 68 圖

斯くの如き場合に此れを保護するために安全瓣が用ひられて居る。其の種類は

(1) **槓杆安全瓣** (Lever Safety Valve)

(2) **發條安全瓣** (Spring Safety Valve)

(3) **重錘安全瓣** (Deat Weight Safety Valve)

である。いづれも日本標準規格に於て最高使用壓力を超ゆる事 4% 以內にて働き始めるものとす。小さい方は 0.5 kg/cm² (超過壓力) となつて居る。

安全瓣の所要面積 A cm² は次式によりて求めらる。

$$A(\text{cm}^2) = 0.15 F \sqrt{\frac{1{,}000 V_s}{p}}$$

p＝常用汽壓 kg/cm²

V_s＝此の汽壓に對する飽和蒸汽の體積 m³/kg

F＝罐の傳熱面積 m²

此の式にて算出した面積 A が

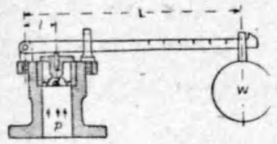
$$A \times p > 600$$

の時は，2 個の安全瓣を採用して各瓣の面積を $1/2 \times A$ cm² とすべきである。

(1) **槓杆安全瓣**の時は**第 66 圖**の如くし其の時の W, L, l の關係は次式にて示さる。

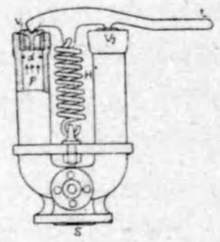
$$p\left(\frac{\pi}{4}d^2\right)\times l = W\times L \quad 或は \quad p=\frac{W}{\frac{\pi}{4}d^2}\times\frac{L}{l}$$

$\frac{l}{L}$ は普通 $\frac{1}{7}$ 乃至 $\frac{1}{10}$ の範圍とす。



第　69　圖

(2) **發條安全辨**の場合は**第 70 圖**の如く發條 H の彈力と V_1 及 V_2 に働く壓力と釣合つて居る。故に此の彈力を T kg とすれば $T=2\left(\frac{\pi}{4}d^2\right)\times p$ 或は $p=\frac{T}{\left(\frac{\pi}{4}d^2\right)}$ となる。

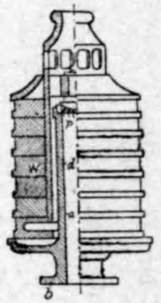


第　70　圖

(3) **錘重安全辨**は**第 71 圖**の如く。

$$W=p\times\frac{\pi}{4}d^2 \quad 或は \quad p=\frac{W}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

となり重量により蒸汽の壓力をさゝへる。



第　71　圖

尙ほ汽罐には次ぎの如き附屬品が用ひらる。

可鎔栓 (Fu ible Plug):——

汽罐内の給水が缺乏して，罐が非常な高熱を受ける事を防ぐための裝置で鉛と錫との合金を以て捻子を切つた栓を造り，汽罐の火床に面した部分に之れを捻込んで置くもので，若し汽罐が一定の溫度以上に熱せられた時は，此の合金栓が鎔解して汽罐内の水は蒸汽と共に火室に向つて噴出し火を消す事になる。

低水警報器 (Low Water Alarm):——

罐水が或程度以上減少した時，信號を發する裝置である。

給水調整器 (Feed Water Regulator):——

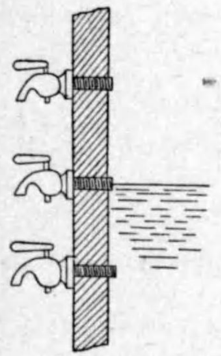
自動的に給水瓣を開閉して給水の調整を行ふものである。

檢水計 (Test Cock):——

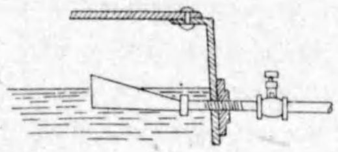
汽罐内の汽水の位置を知るために設けたコツクである。**第 72 圖**に示す。

表水及底水吹出コツク (Blow-off Cock):——

水面に汚物がたまつた場合此れを吹き出して取り除くために設けたものを**表水吹出コツク** (Surface Blow-off Cock or Scum Cock) と云ふ。(**第 73 圖**參照)



第　72　圖



第　73　圖

底部に溜つたものを取り出すものを**底水吹出コツク** (Bottom Blow off Cock) と云ふ。

2.22. 微粉炭燃燒法 (Pulverized Coal Burning System)

石炭を微細に粉碎して，之を空氣と共に爐室に噴出口より吹き込んで燃燒する方法を，微粉炭燃燒法と云ふ。此れは粗惡炭にても十分に利用出來，點火，消火も急速に行ふ事が出來るので，火力發電所の燃燒方法としては最もすぐれた方法である。此れは最初はセメント工業に使用されたもので今から凡そ 100 年前フランスの Niepce 氏の考案したものである。1861 年 Bourne が "Treatise on the steam engine" に於て此の事を述べてゐる。1873 年 Cramton 氏が特許を得て居る。當時は石炭の値段が安いの

に燃燒の理論もよく知られて居なかつたので，此の微粉を作る設備に金がかゝるので廣く用ひられなかつた。1890 年にセメント工業に於て Rotary Kiln の內の燃燒に用ひられた。

1920 年より發電所に用ひられる樣になつた。此の方法による利益となる點は次ぎの如し。

(1) 調整が自由で且つ敏感なる事

(2) 負荷の大小に拘はらず高能率なること

過負荷に堪える事，連續なれば 250%，短時間なれば 400% の過負荷に堪える事が出來る

(3) 燃燒率の高き事

(4) 高低兩級燃料使用の可能なる事

(5) 完全燃燒を行ひ得る事

(6) 過剩空氣量の僅少なる事。

給炭機では 25～50% なるに對して此の方法なれば 3% 位となる

(7) 煙道ガス中に CO ガスのなき事

(8) 灰中に可燃物が殆んどなき事

(9) 點火及滅火に時を要せず

(10) 黑煙少なき事

(11) 火焰の調節可能なる事

ストーカー燃燒は構造上の制限がある。本邦石炭はストーカー火床面積一平方米當りの燃燒率每時 200 kg 位が最高。故にストーカーに燃燒し得る石炭量は每時 14 瓲が最大，此れによりて發生し得る蒸氣量は每時約 100 瓲內外，故に大形罐には微粉炭燃燒を必要とす。

此の場合容量を決定する重要な要素は火爐の燃燒量であるが一般に火爐容積一立方米當り燃燒率としては最大蒸發の場合，每時 200,000 kcal 程度としてある。

此れに反して不利益なる點を擧れば

(1) 微粉炭を製造するための設備費を要す。

設備費（1 kW 當り給炭機より約 10 圓高し），維持費 粉碎器の壽命短かく然も其の價高きは最も缺點とする所であつて，石炭噸當り約 50 錢を要す）補助動力費（給炭機は石炭一噸に付キ 5～10 kWH なるに，微粉炭裝置は約 25 kWH を要す）及び石炭乾燥費（乾燥せらるべき石炭の約 1.5% を要す）の高價の事

(2) 熔灰取出しの危險

(3) 熔灰が爐壁ををかす事

(4) 灰が大氣中に飛散する事

(5) 自然發火し易き事

鎖床給炭の場合には最大蒸發量が 80(ton/hour) 位であるから此れより大なる場合には微粉炭燃燒が必要である。此の燃燒法には (1) 乾燥器 (2) 粉碎機 (3) 配給 (4) 灰出等の設備を必要とす。

石炭を粉碎するときは空氣との接觸面が增すからよく燃える事になるから，細かくする程よいわけである。石炭 1 立方吋の立方體を $\frac{1}{200}$ 吋の小球にする時は其の面積は 1 立方吋は 6 平方吋 $=\frac{6}{12\times12}=\frac{1}{24}$ 平方呎であるが $\frac{1}{200}$ 吋の小球になると全體の面積が 8 平方呎となる故其の面積は 192 倍となる。

微粉の大さは 100 目網より 200 目網 (Mesh) 卽ち 100 目網にかければ 95%，200 目網にかけると 85% 通す程度である。 100 目網とは篩網 1 吋の邊に 100 本卽ち

$100^2=10\,000$ 個の目網を云ふ。故に

200 目網とは篩網 1 吋の邊に 200 本卽ち $200^2=40{,}000$ 個の目網。此の微粉を炭槽に輕く堆積する時は其の重さ 640 kg/m³，暫く放置する時は 720 kg/m³ となる。其方式に 2 種ある。

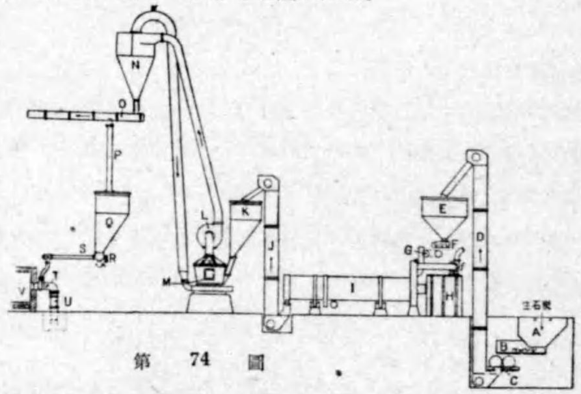
(1) **單獨式** (Unit System)

各罐へ粉碎機や扇風機を別々に取附けて單獨に送粉する式を單獨式と云ふ。設備が簡單である。我國に於ては此の方式が一般に用ひらる。

(2) **共同式** (Storage System or Central Bin System)

貯炭槽を設け，此の中に微粉炭を貯藏し，扇風機によりて各罐へ氣流と共に分配送粉燃燒す。從つて一つの大きな粉碎機によりて微粉を作り此れを貯藏する。故に，故障のため停止する樣な事がない。しかし負荷の變化の大なる所とが豫備發電所の如きものには適しない。

其の代表的のものを示せば**第 74 圖**の如し。



第　74　圖

A＝生石炭受けの漏斗

B＝往復盤，少しづゝ石炭を送る。

C＝石炭破碎機 (Crusher)
　石炭を直徑 2.5 cm 內外に碎く。

D＝捲上機

E＝漏　斗

F＝往復盤

G＝磁石分離機 (Magnetic Separator)

I＝乾燥機 (Drier)

H＝火爐，此れより熱空氣を送る。

f＝扇風機，*I* の中に出來た水分を吸ひ出す，故に此の中で水分 1% 以下となる。

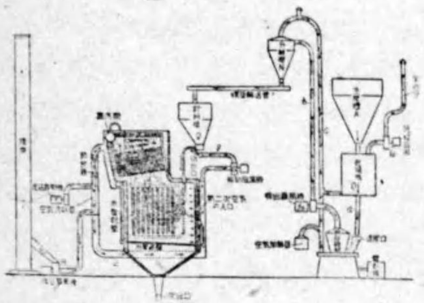
J＝捲上機

K＝炭槽。此れより粉碎機 *M* に入る。

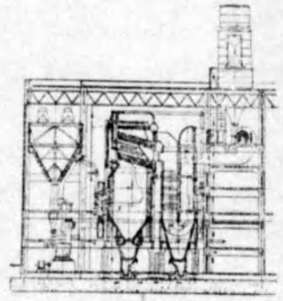
L＝扇風機。微粉を *N* 槽に送る。

N＝旋風式分離機 (Cyclone Separator)。微粉のみを殘して空氣は *M* に歸る。

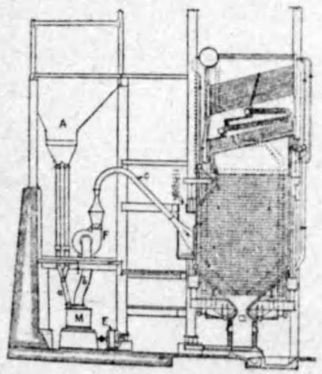
O＝螺旋付送粉機 (Screw Conveyer)。下降した微粉を送る役目をなす。



第　75　圖



第　77　圖



第　76　圖

第　78　圖

P=分岐管

Q=貯粉槽 (Storage Bin)

R=調整器 (Controller)

T=噴出口 (Burner)

U=送風管 (Blast Pipe)

V=爐室，此れは共同式である。

單獨式は**第 76, 77, 78 圖**の如く簡單である。

此の方式には Fuller, Aero, Stroud, Lopulco, 等の種類がある。

灰の處理法:——

(1) Hopper Bottom Type (2) Slag Tap Type

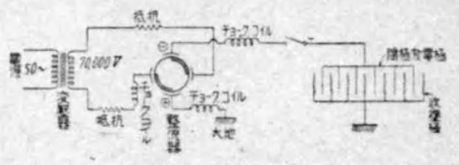
(1) は灰を其のまゝ出して，水にて流す方法，(2) は灰を熔かして取出す方法で，灰の熔融點の低い石炭でも用ゆる事が出來る。抽出式爐である。

灰は主として硅酸 (SiO_2)，苦土 (MgO)，石灰 (CaO)，酸化鐵 (Fe_2O_3)，礬土 (Al_2O_3)，燐酸鹽．硫酸鹽等より成り，其成分により熔融溫度及び熔結性が異る。 $\frac{SiO_2+Al_2O_3}{Fe_2O_3+CaO+MgO}$ の値が大なるほど熔融溫度が上る。故に酸化鐵や石灰を入れる時は容融性が得られる。

灰の熔けるものを**熔結性炭**(Clinkering Coal)，と云ひ融解溫度 1,250°C 以下である。灰の熔けないものは**不熔結性炭** (Non Clinkering Coal) と云ひ 1,500°C 以上でないと熔けず。一般には (1) が用ひられて居る。1,650～1,700°C の溫度を用ひて居るのもある。

灰 滓 除 去 裝 置

微粉炭燃燒に於ては灰の處理は重要なる問題の一つである。**收塵法** (Dust Catcher) に付き色々工夫がこらされて居る。



第 79 圖

(1) 電 氣 式

電氣によりて行ふものは**コットレルの收塵法** (Cottlel Dust Precipitation) である。灰燼に電荷を與へ，陽極に引きつけるものであつて，能率も非常によろしく使用電壓は 50,000～70,000 V 位である。大略の結線を示せば**第 79 圖**の如し。

(2) 水 洗 式

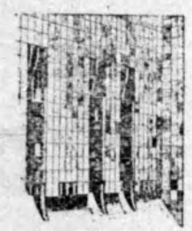
煙道に水沫を作り此の中をガスを通して灰燼を沈澱する方法である。此の時ガス中に SO_2 がある時は此れが水と合して硫酸となり材質をいためる。故に此れを防ぐため鉛，エナメル，アスファルト，銅等にて此れの觸れる部分を蔽ふ。

(3) 遠 心 力 式

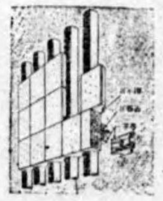
煙道を通るガスに途中に於て旋回運動を與へ其の遠心力により外方にたまる灰を集めて外部に取り出す方法である。(Cyclone Separator)

(4) 前述 (2) と (3) とを組合せたものが用ひらる。

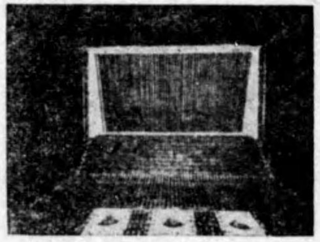
此の微粉炭燃燒の燃燒率は火爐容積 1 立方米に付き毎時 10～35 kg であるが特別の場合には 85 kg の事もある發熱量で云へば水冷壁火爐にて毎時 200,000～420,000 kcal の熱を出す。特別の場合には 650,000 kcal となる。然し普通の火爐に於ては爐壁の維持上 110,000～160,000 kcal である。調整は敏活にして 230 kg 燃すものを 12 kg に下げるのに 5 分間位で行はれる。其の所要の値から 3% 位しか違はない。



第 80 圖



第 81 圖



第 82 圖

粉碎機 (Pulveriser) にはフラー式粉碎機 (Fuller's Mill) レイモンド粉碎機 (Raymond's Mill) 及びボンノー式粉碎機 (Bonnot's Mill) 等があ

る。鋼鐵の球が內で回轉して石炭を碎き微粉炭にする。

噴出口 (Burner) にも色々あるが普通用ひられるものにはロベルコ式噴出口 (Lopulco Burner) 及びロッヂ (Lodi Burner) がある。爐壁には耐火壁ベーレー式が (Bailey Wall) 用ひられる。此れは水冷管の上に特種の耐火材料を着せたものである。

(80, 81, 82 圖參照)

例 三菱セクショナル罐 (尼ヶ崎第二發電所納)

罐蒸汽壓力	43 kg/cm². (G)
蒸汽溫度 (最大負荷時)	460°C
蒸 發 量 (〃)	200,000 kg/h
罐加熱面積	1,215 m²
過熱器加熱面積	1.500 m²
燃燒室水壁面積	406 m²
燃燒室容積	865 m³
節炭器加熱面積	2,360 m²
空氣豫熱器加熱面積	7,560 m²
堅形微粉炭バーナー(一罐に付)	12 ケ

爐は奥行 8.56 m, 巾 10.47 m 高さ (有效) 11.5 m 容積 865 m³ 燃燒率一立方米に付き每時 170,000 kcal

2.23. 自働燃燒制御裝置 (Automatic Combustion Control)

自働式燃燒制御裝置は發電所の負荷が變化した時, 發電機を運轉する原動機なる蒸汽タービンに供給されて居る蒸汽量の變化を生じ, 從つて此れと直結する汽罐負荷の變化を生ずるを以て, 此の變化に應じて燃料及空氣の供給量を合理的に調整して, 常に蒸汽壓力を一定に保たしめるものである。

其の起源は 1920 年頃アメリカのスプリングデール發電所に於て通風機用原動機に極めて簡單な裝置を附し, アンダフィード・ストーカーを有する汽罐の負荷狀態を自働的に調整したのが初まりであつた。此の時は汽罐の負荷狀態により單に通風のみを通風機の回轉の加減により行ひ, ストーカーの給炭量及送風量等は此れを人爲的に行つたものである。其後 2～3 年にして Smoot 及 Bailey 等の製作者が種々工夫を凝らして今日の實用的のものが出來た。其の作用は電氣的に行ふものと, 機械的に壓油及空氣壓力を利用したものがある。

蒸汽壓力の變化を利用して制御裝置を作働せしめ, 燃料及空氣の供給割合を制御し, 更らに燃燒ガス中に含まれる CO_2 ガスの割合によつて空氣及燃料の割合を再調整するものである。

種類 制御動作傳達の方法より分類すれば, 前述の如く (1) **電氣的**のもの (2) **機械的**のものとなる。

(1) に屬するものに:——

(イ) シーメンス式 (Siemens system)
(ロ) リーズ・ノースラップ式 (Leeds & Northrup system)
(ハ) ベーレー式 (Bailey system)
(ニ) シャヤールクロス式 (Shallcross system)

等である。

(2) に屬するものは:——

(イ) アルゲマイネ式 (A.E.G. system)
(ロ) スムート式 (Smoot system)
(ハ) ノースウエスターン式 (Northwestern system)
(ニ) ヘーガン式 (Hagan system)
(ホ) エンコ式 (Enco system)

等である。此等の中にて我國に於て主として用ひられるものは, **シーメンス式, ベーレー式, アルゲマイネ式及スムート式**である。

最近の傾向として高汽壓, 高溫度の蒸汽が使用せられるので, 此の蒸汽を多量貯藏する事は設備費を增す事になるから自然其の蒸汽貯藏量を少くして, 負荷の急變化に應する事が必要となつた。負荷の變動に對し蒸汽の

貯藏量が小さければ壓力の變動を起し易く，從つて能率に影響する。高いレーチングの大容量汽罐に於ては負荷の變化に應じて，人爲的に石炭並に空氣の供給量を常に理想的に加減して，燃燒を絶えず合理的に行ふ事は困難である。蒸發の早い汽罐ほど餘計に此の裝置が必要になつて來る。此の裝置を用ゆる時は運轉者に餘裕を與へ，各機械の作働狀態を點檢し，良好な保守をなし得るばかりでなく，人員を或程度減らす事が出來る。

此の働作の狀態は大體次ぎの如く行はれる。即ち

(1)　負荷の變化により蒸汽消費量の割合が變化する故，蒸汽壓力が正規の値より變化する。

(2)　此の蒸汽壓力の變化により制御裝置を動作せしめ，燃料及空氣の供給割合を變化する。

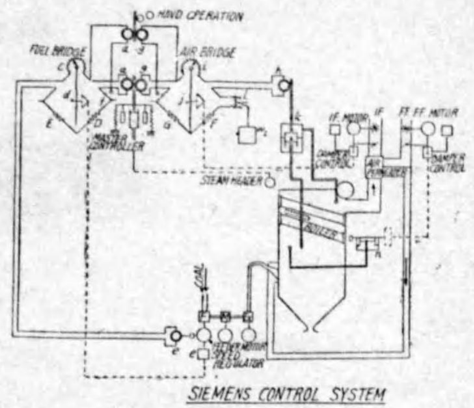
(3)　上記の事柄は單に機械的であつて，其の結果燃燒が如何に行はれたかを CO_2 量により再檢討せねばならぬ。燃燒狀態は燃料の成分，濕潤度と空氣の量によりて異なる故，此れを再調整する事が必要である。

空氣供給量制御は大給炭機に於ては，風函壓力制御器によつて制御し，微粉裝置も同樣に第一次，第二次空氣壓力を制御する。蒸汽壓力の制御は全部の汽罐を同時になす場合と，或る汽罐に底負荷をかけ，他を變動負荷に應ぜしめ此れを制御する場合とがある。

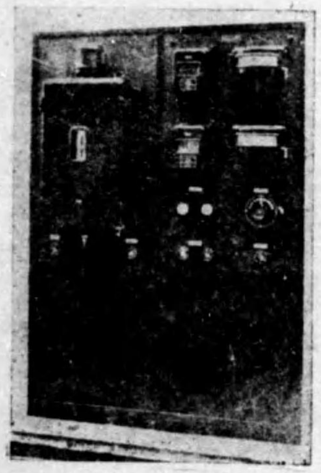
シーメンス式自動燃燒制御裝置

全然電氣的に行ふ方法である。蒸汽壓力，燃料供給量，空氣供給量を電氣抵抗の形に變へ，ホイートストーン・ブリッヂに着眼して制御を行ふものである。汽罐の壓力が下る時は第 83 圖に於て主制動機のピストンが働きブリッヂのアーム (*a*) の抵抗が減ず。此れは管の中に水銀を入れ此の移動によつて接觸點をかへて抵抗を短絡する方法を取る。此のためブリッヂの平衡が破れ (*d*) に電流が流れて繼電器を動作させ燃料供給機の速度を上げる。(*e*) が此れである。此のため (*b*) が操動して，其の抵抗を減ずるを以て (*a*) と (*b*) とのアームの抵抗の比例がもとの狀態の *D* と *E* との比の開き

に等しくなつて繼電器回路の電流がなくなり速度上昇はとまる。即ち其れだけ燃料の供給が增加する事になる。此の時圖に示す如く第二のブリッヂなる空氣制御のアーム (*g*) の抵抗が下るので此の平衡が破れて (*j*) に電流が流れ第二のブリッヂの繼電器が働き誘導通風機の前の風扉の開きを增す。從つて爐內の空氣壓力の差を增す事になり (*k*) なる差動壓力計が働き (*h*) の抵抗を減じて (*g*) と (*h*) の比を元の狀態に至らせ風扉の開きを止める。同時に (*m*) が働き押込通風機の風扉

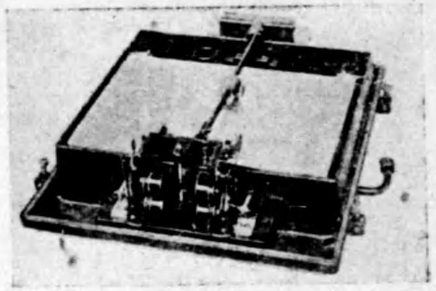


第　83　圖


第　84　圖

第　85　圖

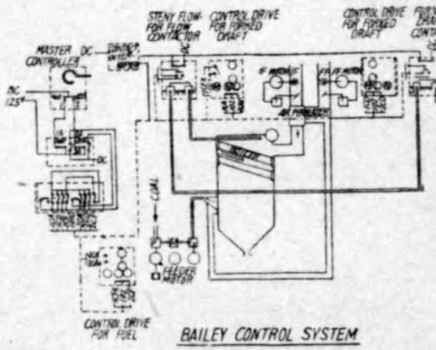
を加減する。尙ほ燃燒の狀態により CO_2 の量より W_2 を働かせて (l) を加減して再調整を行ふ。**第 84 圖**は其の配電盤を示し，**第 85 圖**は主制御器，**第 86 圖**は通風壓力制御器を示すものである。



第　86　圖

ベーレー自動燃燒制御裝置

電氣的制御ではあるが機械的に工夫を凝したものである。**第 87 圖**は微粉炭燃燒に使用するもの丶接續圖を示し，蒸汽壓力により More 或は Less の接觸點を閉ぢる。石炭供給機及通風機には Contrtol drive と稱する機構を備へ，各電動機の回磁抵抗器を調整して回轉數を加減する。

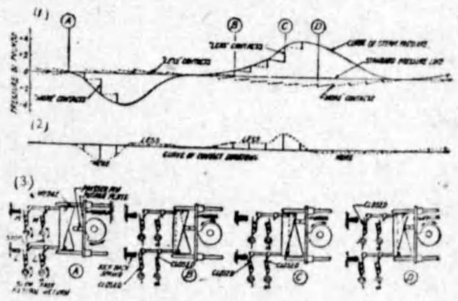


第　87　圖

Master controller は單に蒸汽壓力の變化により More 或は Less のコンクトを閉ぢるだけの働きであるが，其の閉ぢる時間の調節が中々巧みに出來て居て，此れがこの方式の特長とする點である。**第 88 圖**は此の Master controller を示す。**第 89 圖**は其の記錄計である。蒸汽を Pressure coil と云ふ螺旋形の管に通じ，其の變化を Presser pin に傳へる。此の pin が常に Pusher plate と云ふ板と共に 1 分間に 6 回位の割合にて左右に動いて居る。蒸汽壓力の變動により此れが動きながら上下に移動し，此れと接觸する Wedge を動かして，其の先きにある接觸點の More 或は Less のコンダクトを開閉するのが此の主要部分であるから，全部機械的に操作する。**第 90 圖** (1) はは蒸汽壓力の變化を示し (2) はコンタクト動作時間を示し (3) は其の機構を示すものである。MM' が閉ぢる時は Control drive を働かして燃料及空氣量を增す。之に反して LL' が閉ぢられる時は燃料及空氣量を減ず。此等のコンタクトも Pusher plate の動きと同じ丈位左右に移動し，接觸時間の長短を調整する。Pusher plate は電動機によつて回轉されるカムによつて動き此の

第　88　圖

第　89　圖

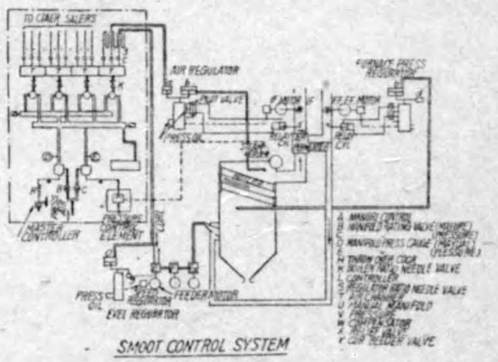


第　90　圖

コンタクトは電動機よりフリクション・カップリングによつて動かされ，其の回轉速度の 1/2 ～ 1/3 の速さ即ち 1 分間に 2～3 回矢の方向に移動して Wedge を左右へ送る。壓力が A 點即ち規定の狀態の時，Presser pin は Ⓐ の如くなりカムが回轉しても Pin と Wedge は接觸せず，壓力が Ⓑ の如く高くなると Pin が上に移動す。Pusher plate が左に動く時 LL' が閉ぢられ燃料及空氣量を減する樣に働く。空氣量は Control drive によつて調整した上に更に蒸汽發生量と空氣供給量との關係により再調整を行ふ。誘導通風量は，steam-flow air-flow contactor により，又加壓通風量は Furnace draught contactor によつて再調整を行ふ。

スムート式自動燃燒制御裝置

此の方式は空氣壓と油壓とを組合せ，全然機械的に行ふものである。即ち蒸氣壓力の變化を空氣壓力の變化に形を變へ油壓辨に作用せしめ各機械を制御するものである。**第 91 圖**は其の動作の概略を示すものであつて Master controller によつて蒸氣壓力の變化が空氣壓力の變化にかへられる。パイプによつて各汽罐に傳へられる。此の空氣壓力の變化によつて燃料及空氣調整機を働かせ其の油壓によつて電動機の抵抗を加減して速度の調整を行ふものである。誘導通風量の制御は Smoot regulator による。煙道内の通風量即ち其の壓力によつて釣合はしめる。Smoot regu'ator によつて Pilot valve を働かして風扉の制御を油壓によつて行ふ仕組である。同時に Contorol circuit をも開閉し，電動機の回轉數をも調整する。其の



第　91　圖

結果煙道内の壓力に變化を生じ loading pressure と反對の動作を與へ，Balance lever を水平の位置に戻す。

加壓通風の制御は爐内の壓力と重錘 d とを釣合はしめ，以て壓力を一定に保つ，燃料と空氣量との割合を變化するには各 Regula or による空氣壓を Regulator ratio needle valve S によつて加減すればよろしい。又汽罐相互間の負荷割合の變更は Boiler ratio valve K を加減することによつて出來る。

2.24. 汽罐の仕樣書 (Boiler specification)

汽罐を註文する場合に記載すべき諸事項

(1)　所要臺數（常用臺數及豫備臺數の區別）

(2)　汽罐の條件

（イ）　使用蒸汽壓力　（罐胴又は過熱器の出口に於ける値）毎平方糎當り瓩數

（ロ）　使用蒸汽溫度　（過熱器に於ける値）攝氏溫度にて

（ハ）　經濟蒸發量　（汽罐 1 臺に付き）毎時間當り瓩數

（ニ）　最大連續蒸發量　（汽罐 1 臺に付き）毎時間當り瓩數

(3)　給水溫度（節炭器使用の場合は同器の入口溫度）

(4)　大氣溫度（大約の 1 年間の平均溫度）(3)(4) 共攝氏溫度にて

(5)　燃燒型式

（イ）　使用燃料の種類

（ロ）　使用する燃燒型式

（給炭機型か微粉炭燃燒裝置型かの別）

(6)　通風型式（使用する通風の型式即ち自然通風か機械通風かの別）

(7)　使用燃料の性質

（イ）　發熱量

（ロ）　分析の結果を % にて

（ハ）　特　徵

例へば (1) 粘結性石炭であるかどうか

(2) 灰の熔融溫度……攝氏の溫度にて

(3) 石炭の粒の大さ

(4) 其他參考すべき事項

(8) 給水の性質

(イ) 井水，河水，水道水の別

(ロ) 補給水として使用する割合，% にて

(ハ) 反　應

(ニ) 硬　度

(ホ) 蒸發殘渣（パーセントか瓦毎のリットル數）

(ヘ) 鹽　分（パーセントか瓦毎のリットル數）

(9) 使用電源

(10) 其他特に注意すべき事項

第2章　練習問題

(1) 石炭の火力發電所に於ける運搬系統を述べよ。

(2) 石炭を分析した結果炭素 82.13，水素 4.68，酸素 4.52，硫黄 0.48，窒素 1.78，水分 0.60，灰分 5.81% を得たりと云ふ。其の發熱量幾何なりや。

(3) 石炭の種類を擧げ此れを說明せよ。

(4) 石炭の自然發火は如何にして起るか。此れを防ぐ方法を述べよ。

(5) 發電所の基礎工事及建物に付きて述べよ。

(6) 熱と溫度との關係を述べよ。

(7) 1 kWh は何 kcal 及 B.t.u となるか。

(8) 比熱とは何か。定壓及定積比熱を說明せよ。

(9) 蒸汽の種類を擧げ此れを說明せよ。潛熱とは何を云うか。

(10) 120°C の水 200,000 kg，をゲーヂ壓力 45 氣壓の過熱蒸汽にするに要する熱量を求む。但し過熱度 150°C とす。此の時 8,000 kcal の發熱量の石炭を使用するとすれば毎時何噸の石炭を必要とするか，汽罐の能率は 92% とす。

(11) 蒸汽のクオーリチーとは何を表はすか。

(12) 沸水作用に就いて述べよ。

(13) 發電所には如何なる汽罐を使用するか。

(14) 水管型汽罐の利害を擧げ此れを說明せよ。

(15) 汽罐の能率は如何にして表はすか。且つ，此れを增進する方法を述べよ。

(16) 150,000 kW の發電所に於て其の綜合能率を 24% とする時は毎時石炭の消費量は何程となるか。但し石炭の發熱量は 6,500 kcal とす。此れに使用する汽罐を微粉炭燃燒とし，其の燃燒率を 170,000 kcal/m³ 蒸發率 231 kg/m³ とす時は罐の容量及火爐の容積は何程となるか。尙負荷率 80% として一日の石炭使用量を求む。

(17) 石炭の蒸發力及等價蒸發量とは如何なるものか。

(18) 最大出力 15,000 kW 負荷率 80%，發生電力量 1 kWh に要する蒸汽消費量 7 kg（補助機を含む）蒸發係數＝1.13 石炭 1 kg の發熱量 6,200 kcal 一晝夜 250,000 kg を消費する發電所の罐の全日能率を求む。

(19) 汽力發電所の能率を高めるために如何なる方法が講じられて居るか說明せよ。

(20) 高壓，高溫度の蒸汽を使用すれば何故よきか。其の理由を說明せよ。

(21) 高溫度，高壓力の蒸汽を用ゆる場合に注意すべき事は何か。

(22) 再熱法とは如何なる方法か。

(23) 高壓，高溫度に用ひられる特殊罐に付き說明せよ。

(24) 汽罐の据附け方法に付いて述べよ。

(25) 火床の大きさ，火爐の溫度は何程なりや。

(26) 熱エネルギーの傳はる作用を說明せよ。

(イ) 輻 射 (ロ) 傳 導 (ハ) 對 流

(27) 石炭燃燒量毎時 4.5 噸，實際の斷面積 5 m², なる丸形煙突を有する發電所あり。此の煙突の高さは大略何米なるや。但し機械通風の設備はなきものとす。

(28) 汽力發電所に於て燃料節約上有效なる施設三種を擧げ，此れを說明せよ。

(29) 煙突より出る煤塵の除去法を述べよ。

(30) 一般に罐に燃料を焚く方法を擧げよ。

(31) 機械的自働給炭機の種類を擧げ此れを說明せよ。

(32) Clinkering, Coking, Coaking とは如何なる事か。

(33) 通風の方法及其の度合は何程なるか。

(34) (2)の石炭を一日 250 噸燃燒するには何程の空氣を必要とするか。

(35) (34) に於て燃料及空氣の最初の溫度を 200°C とすれば燃燒により て生ずる理論上の火爐の溫度は何程となるか。

(36) (34) に於ける扇風機及電動機の容量を計算せよ。

(37) 火爐に過剩空氣を入れる害を述べよ。

(38) (34) に於て 10% の過剩空氣が入るときは何 kcal の熱が放出されるか。 但し供給空氣の溫度を 20°C， 煙突內の瓦斯の溫度を 260°C，空氣の比熱を 0.238 とす。

(39) 給水の硬度とは何を云うか。軟水及硬水に付き說明せよ。

(40) 給水の淨化法を述べよ。

(41) 蒸發器とは何か。其の種類を擧げて說明せよ。

(42) 溫水の方法及其の利益を述べよ。

(43) 給水を 6°C，溫度を上昇すると燃料に於て 1% の節約となると云うが此れを或氣壓の蒸汽に付き證明せよ。

(44) 節炭器とは如何なるものか。

(45) 汽力發電所に於ける熱損失の主要なるものを列擧し，且之等の各損失を減少するために設計上竝に運轉上考慮すべき點に就き意見を述べよ。

(46) 汽力發電所に於て蒸汽タービンの抽汽に依りて溫水法 (Feed-water heating) を行はむとす。蒸汽タービンの設計竝に發電所の能率に及ぼす影響を說明せよ。

(47) 汽力發電所の石炭燃燒裝置として使用する微粉炭燃燒裝置の特徵を說明せよ。

(48) 汽力發電所に於て空氣豫熱器を使用する理由を述べ，且つ之れを設置する事に依り 發電所內の他の機器の設計に 影響する點 を 詳述せよ。

(49) 自働燃燒制御を說明せよ。

其の種類を擧げよ。

(50) 劣等炭を使用する汽力發電所の設計上考慮すべき點を說明せよ。

(51) 高壓，高溫の汽力發電所に於て給水中に含まる不純物から汽罐及節炭器に及ぼす種々の影響に就きて述べ，之れを除去する方法を略述せよ。

(52) 出力 50,000 kW の補給用汽力發電所あり。一年中 2 ヶ月間は利用率 20%，2 ヶ月間は利用率 60% にて運轉し，他の 8 ヶ月間は休止するものとし， 1 kWh 當りの發電原價を算出せよ。但し，建設費に對する金利は年 7% 稅金は建設費の 1.2% とし，其の他の下記諸事項に對しては適當なる數字を採用するものとす。

建設費

使用石炭の發熱量

使用石炭の瓲當りの價格

1 kWh 當りの石炭消費量

燃料費以外の運轉維持費

減價償却率

補助機運轉に要する電力量

(53) 使用石炭の品質相違が發電機の燃燒裝置竝燃燒方法に及ぼす影響を說明せよ。

(54) 汽機直結　250kW　發電機三臺より成る發電所を有し，資本金 200,000 圓なる電發事業者あり。毎日三時間は發電機三臺，六時間は二臺，十五時間は一臺を何れも全負荷にて運轉す。此の汽機出力一馬力一時間に付き石炭の消費高 5 封度なる時，資本金に對し一割の純益を得るには一キロワット，一ケ年電力の賣價は幾何圓とすべきや。但し次ぎの如き假定に依る。

石炭の價 10,000 斤に付き	30 圓
發電機能率	92%
石炭以外の諸支出は石炭費の	40%
法定積立金	0.5%
減損償却金	3.5%

(55) 火力發電所の經濟試驗に於て下の値を得たり。汽罐の能率を略算せよ。

發電所出力＝1,200 kW

出力一キロワトに對する蒸汽消費量＝18 封度

（補助機關其他に要する蒸汽消費量は全消費量の一割とす）

給水溫度＝200°F

一平方キロに付汽壓＝140 封度

一時間の石炭消費量＝3,000 封度

石炭の含熱量＝12,000 B.t.u

蒸發係數＝1.059

等價蒸發熱量＝966 B.t.u

第 3 章　配管及び附屬品

(Pipe Arrangement and Equipment)

3.1. 概　論 (General Desciption)

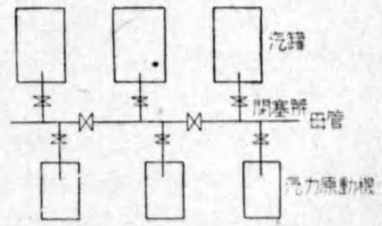
發電所內には蒸汽及水を送るために鐵管が使用される。此れは電氣設備に於ける，送配電線に相當するものであつて，適當なるものを使用するか否かが火力發電所全體の能率及經濟的運轉上に重要なる影響を與へるものである。故に適當なる大きさ，材料及配列を與へる事が必要である。蒸汽が此の管の中を通る時，其の管の表はす抵抗のため壓力の降下を生ずるから，此れを成るたけ少なくする樣にせねばならぬ。高壓，高溫の場合には特に其の壓力によく耐え，且つ表面より熱の放散しない樣にする事が肝要である。管には，(1) 高壓蒸汽管，(2) 補助機用其の他の低壓蒸汽管，(3) 排汽管，(4) 排水管，(5) 給水管，(6) 給油管等各種のものがあつて夫々所要の機器の間を連結して居る。配管に於て最も重要なる事は，簡單であつてしかも信賴度の高き事である。

3.2. 主蒸汽管 (Main Steam Pipe)

此れは管の中にて最も重要なる部分である。汽罐が 1 臺の時は配列は簡單であるが，其の臺數が增加する時は相當面倒になる。母管を設けて此れにより各汽罐より來る蒸汽を集めて分配する。其の方法は次ぎの如くである。

(a) **單一母管式** (Single Header Systems):——

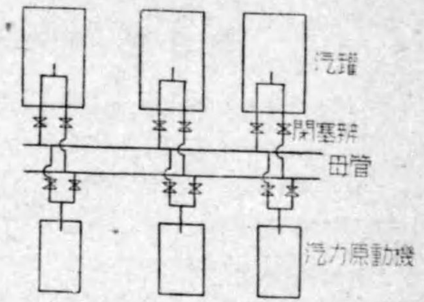
汽罐より來た蒸汽を 1 本のヘツダーに集め，此れより汽力原動機に分配す。(**第 92 圖參照**)



第　92　圖

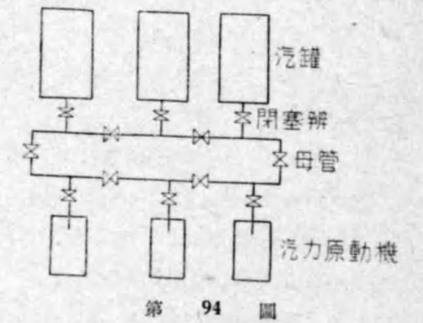
(b) **二重母管式** (Double

Header System):——ヘッダーを二連用ひ並列に接續す。一方に故障の出來た時他の一方を用ふ。故に (a) より安全率大である。(**第 93 圖參照**)



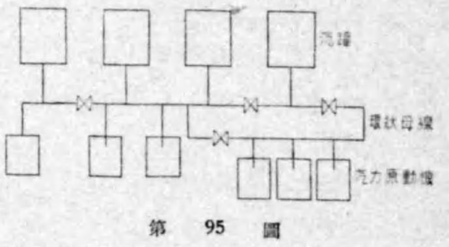
第　93　圖

(c) **環狀母管式** (Loop Header System):——ヘッダーが環狀をなす。故障時の送汽良好，安全率極めて大である。(**第 94 圖參照**)



第　94　圖

(d) **分岐式** (Spider System):——單一母管式の一種であるが，母管を出來るだけ短かくして，其の母管より蒸汽管を澤山分岐させたものである。(**第 95 圖參照**)。

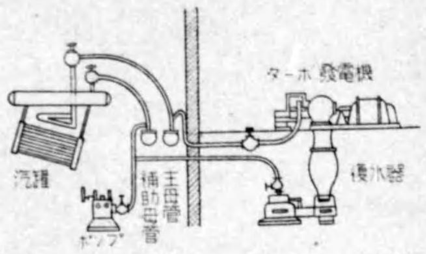


第　95　圖

(e) **單位式** (Unit System):——大單位容量の發電所では汽罐補助機諸管設備等一切を 1 臺の蒸汽タービスに供給する樣に配置す。

3.3. 補助機用蒸汽管 (Auxiliary Steam Pipe)

通常母管から分岐して，補助機に蒸汽を送り此れを運轉する。飽和蒸汽を用ゐる時は，補助機用として別に管を設け汽罐より直接蒸汽を取る。**第 96 圖**に示す如し。排汽管の方は壓力が低い故，前に述べた母管や此の管に對して**低壓管**と云ひ，此等の管を**高壓管** (High Pressure Steam Pipe) と云ふ。

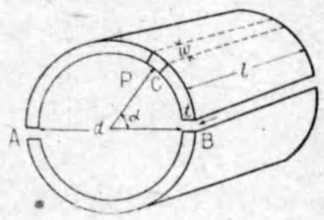


第　96　圖

3.4. 管の種類 (Kind of Steam Pipe)

發電所に用ゆる管には材料より分類すると，次ぎの如きものがある。

(イ) **軟鋼管** (Mild Steel Pipe)
　高壓，高溫に耐えるが錆び易い。
(ロ) **鍛鐵管** (Wrought Iron Pipe)
(ハ) **鑄鐵管** (Cast Iron Pipe)
(ニ) **鑄鋼管** (Cast Steel Pipe)
(ホ) **鈑級鋼管** (Riveted Steel Pipe)
(ヘ) **眞鍮管** (Brass Pipe)
(ト) **銅管** (Copper Pipe)



第　97　圖

管の厚さを決定するには次ぎの如き計算による。**第 97 圖**に於て，C 點に於ける面積 wl の上の壓力は p を單位面積（平方吋）の上に働く壓力とすれば pwl 封度となる。此の垂直分力は $pwl \sin\alpha$ にして，管の上半分の內面に働く力の總垂直力分は

$$\sum pwl \sin\alpha = p.l.d.\ \text{lb.}$$ となる。

此の力が管內の應力 f_e に對して

$$2 f_e.t.l = p.l.d.$$

となるべき　t = 管の厚さ（吋）

第　98　圖

故に $f_e=\frac{p.d.}{2t}$ 即ち $t=\frac{p.d.}{2f_e}$

此れは鍛鐵及鋼の場合で，鑄鐵の時は

$$t=\frac{p.d.}{4.000}+\frac{1}{2}''$$ となす。

壓力が 100 lb/sq.inch 以上の場合には

$$t=\frac{p.d.}{2{,}000}$$ とする。

ASME にては鑄鐵の場合に

$$t=\left[\frac{p+100}{4f_e}d+0.333\left(1-\frac{d}{100}\right)\right]\times 1.2 \text{ 吋}$$

とす。

f_e=縱斷に抵抗する使用內力（封度/平方吋）

p=蒸汽壓力（封度/平方吋）

d=鐵管の直徑（吋）

t =鐵管の厚さ（吋）

安全率を 8 とする時 Barlow の式によれば

$$P=\frac{f_e t}{4d}$$

但し P=管內に働く壓力 kg/cm²

f_e=管の扯斷力 kg/cm²

t=管の厚さ cm

d=管の內徑 cm

管の直徑が 12.7 cm 以下に於ては

$$P=\frac{K}{d}(t-0.165)-8.78$$

12.7 cm 以上に於ては

$$P=\frac{K}{d}(t-0.254)$$

K の値は

鍛鐵管の（重ね接合）lap weld の時	745
（突き合せ接合）butt weld の時	632
鍛鋼管の（重ね接合） lap weld の時	983
（突き合せ接合）butt weld の時	703
引き抜き鋼管	1,265
眞鍮管	632

蒸汽壓力の絕對値

ゲーヂ壓力が 5.0 kg/cm² で，其の時の晴雨計の讀みが 650 mm である時，此の蒸汽の絕對壓力を求む。

解 水銀柱 735.6 mm の時 1 kg/cm² で平常の一氣壓 760 mm は 1.033 kg/cm² であるから，此の場合の氣壓は

$$\frac{650}{735.6}=0.884 \text{ kg/cm}^2$$ となる。

故に絕對壓力は

$$5.0+0.884=5.884 \text{ kg/cm}^2$$

である。一般には

$$5+1=6.00 \text{ kg/cm}^2$$

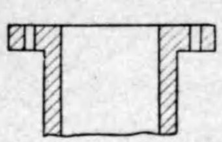
として計算して居るが，精確に行ふ場合は上記の如き計算による。

3.5. 管の接續 (Pipe Joint)

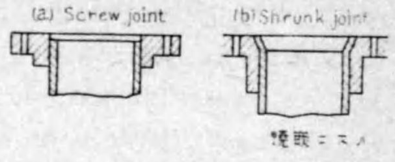
管の接續は特に注意する事が必要である。折角高汽壓に耐へる管を作つても其の接續が不完全である時は其能力を發揮出ない事になる。一般に用ひられて居る方法は次ぎの如くである。

（イ） フランヂとボルトによる方法（**第 99 圖參照**）。

（ロ） 鍛鐵管にはフラヂンを後から取付けるから次ぎの如き方法によりて管に密着し此れをボルトにて締付ける。接續部より蒸汽の洩らぬ樣にパ



第 99 圖



第 100 圖

ツキングを施す。

(**第 100 圖**參照)。

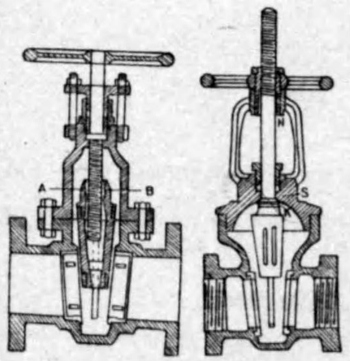
3.6. 止辨 (Stop Valve)

蒸汽の通路を開閉するために用ゆる瓣である。

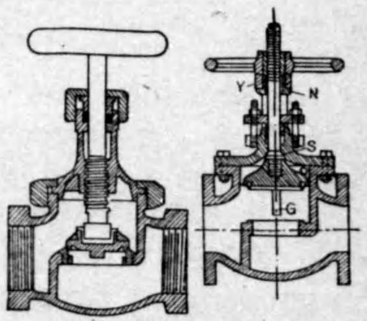
(a) **ゲート・バルブ** (Gate Valve):——

蒸汽を直角に遮斷し，之を開けば何等の支障なく蒸汽が通過するものを**直通辨** (Straight Way Valve) と云ふ。

此の瓣をを操作するにスクリューによる場合，其の位置によつて (1) 內捻型 (**第 101 圖**の (A) (Inside Screw Type), (2) 外捻型 (Outside



(A) 第 101 圖 (B)

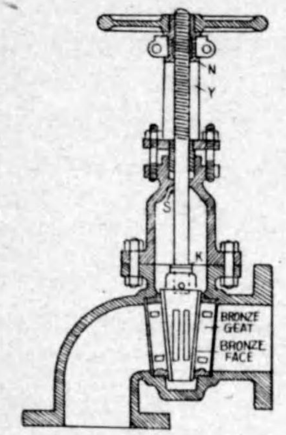


第 102 圖

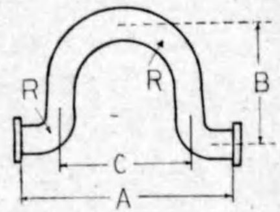
Screw Type) (**第 101 圖** (B) とに分つ。

(b) **グローブ・バルブ** (Globe Valve):——

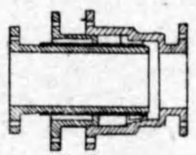
蒸汽の通路が曲がる場合に使用する。此の曲がるため直線に流通する時より餘計壓力の損失を生じ，抵抗が大となる。(**第 102 圖**)



第 103 圖



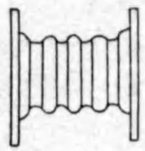
第 104 圖



第 105 圖

(c) **アングル・バルブ** (Angle Valve):——

蒸汽の通路を直角にかへる場合に用ゆ。(**第 103 圖**)



第 106 圖

3.7. 伸縮接手 (Expansion Joint)

管が熱のため伸縮するから此れを緩和するために用ゆる接手である。其の種類は次の如くである。

(1) **彎曲管** (Bent Pipe) (**第 104 圖參照**)

(2) **滑り伸縮管** (Expansion Joint) (**第 105 圖**)

(3) **波型管** (Corrugated Joint) (**第 106 圖**)

3.8. 除水器 (Drainage of Steam Pipe)

管中に蒸汽を通して居る間に，飽和蒸汽となり，其れより，凝結水を生じ，又運轉を休止した場合にも，管中の蒸汽が凝結して水となる。此の水を取り出すため，管に多少の勾配を與へ其の最低部に**排水辨** (Drain Valve) を設けて此處に溜つた水を此れを開きて，外部に取り出す。又**除水器** (Steam Trap) を取附けて自働的に凝結水を排除する。若し，此の凝結水のある所にタービンを運轉するため，蒸汽を通す時は，此の蒸汽が水に接觸して，急に凝結し，其の結果，汽壓に激變を生じ，水に衝動を與へ，鑵類を破壞する事がある。此の現象を**水槌作用** (Water Hammering) と云ふ。又直接蒸汽の中から水分を分離排除する方法としては

(a)　蒸汽の流れる方向を急に變換することによるもの。

(b)　遠心力を應用して水分だけを取り出す。

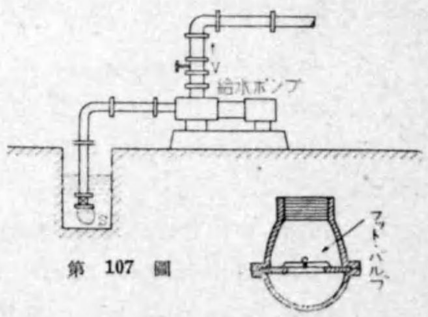
(c)　蒸汽を衝突板に噴きつけて其の中の水分を板に附着し，流下させるもの。

(d)　篩網を用ひ，此れを通して水分を取る。

此等の方法によつて取つた水分をも排水管により前記の如く外部に取出す。

3.9. 給水管 (Feed Water Pipe)

井戸又は河川の水を汽罐に供給するために給水喞筒を使用する時は，其の川から喞筒までの管を**吸入管** (Suction Pipe) と云ひ，喞筒から罐までの Pipe を**送水管** (Delivery Pipe) と云ふ。川水の水面からポンプに至る高さの差を**吸水頭** (Suction Head) と云ひ，普通 5.4 m 以内とす。此の間に溫水裝置



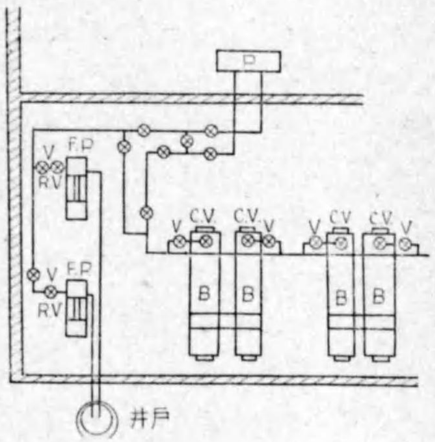
第 107 圖

などがあるときは此れより短かくする。管の端には塵埃の浸入を防ぐため**除塵器** (Strainer) を置き，又水の逆流を防ぐために**フット・バルブ** (Foot Valve) を設備す。

ポンプ及バルブの配列を示せば**第 108 圖**の如し。

F.P は給水ポンプにして 1 臺は豫備となる。*R.V* はストツポ・バルブを締めた時水の壓力の上昇するのを防ぐために設けた安全辨である。*C.V* は管が破損した時蒸汽が逆流するのを防ぐためのものである。(**第 109 圖**) も給水管の配列を示す。

此の外に高壓，低壓兩汽筒を有する汽機の場合には，高壓汽筒から出る排汽を低壓汽筒に導く管が必要である　此の時は此の管に直接高壓蒸汽を導く管を設けて高壓汽筒に故障がある時は，此れより直接蒸汽を供給する裝置も設ける。

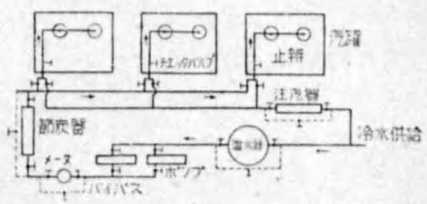


F.P＝給水ポンプ一ケは豫備
P＝一次溫水器
C.V＝チエック・ヴアルヴ (逆止弁)
R.V＝安全弁
V＝止　弁

第　108　圖

3.10. 管の太さ (Dimension of Pipe)

管の太さは此の內を通る蒸汽の量及速度から決定出來る。普通は



第　109　圖

(蒸汽の速度)

飽和蒸汽 { 3 吋直徑 (8 cm) 迄の管は 78 呎/秒 (22.5 m/sec)
　　〃　　以上の管は 90 呎/秒 (27 m/sec)

過熱蒸汽 { 9 吋直徑 (22.86 cm) 以內では 120 呎/秒 (36 m/sec)
　　〃　　以上では 140 呎/秒 (42 m/sec)

此の位にて罐と汽機との間の壓力降下は 1.5% 位である。

排氣の場合:——

(蒸汽の速度)

大氣に放出する場合には　100 呎/秒 (30.5 m/sec)

復水器に行く時は　300 呎/秒 (91.5 m/sec)

給水を通す場合:——

管の直徑を D m とすれば

水量 $Q=\frac{\pi}{4}D^2V$　故に　$D=1.13\sqrt{\frac{Q}{V}}$

$D=$　管の內直徑 (m)

$Q=$　給水量 $m^3/s.$

$V=$　給水の速度 m/s.

他の方法としては，經濟的の見地より決定するもので，此れには管を建設するに要する費用と此の管內で摩擦損によりて失はれる水頭に對する費用との和が最小となる樣に其の管の大きさを決定する方法である。

$h=$摩擦による水頭 m

$f=$摩擦係數

$L=$管の長さ m

$V=$蒸汽又は水の流れる速度 m/sec

$g=9.8$ m/s/s

$D=$管の內徑 m

$R=$平均水深 (Hydrauile Radius) m

とすれば

$$h=\frac{fLV^2}{2gR}$$　となる

丸管の場合は　$R=\frac{D}{4}$　である故

$$h=\frac{4fLV^2}{2gD}$$　となる。

f は管の中を流るゝ流體の粘性，密度，速度及管の太さによりて變化する。

過熱蒸汽管に於ては

$$S=\frac{C\,t_s}{2(T-t)-t_s}$$　(Baker の式)

但し　$S=$過熱器の加熱面積 (m^2)

$T=$ガスの溫度　°C

$t=$飽和蒸汽の溫度　°C

$t_s=$過熱溫度　°C

$C=$汽罐負荷率に依つて異なる係數

對流型過熱器（負荷の增加によつて溫度が上る）

輻射型過熱器（負荷の增加によつて溫度が稍低下す）

過熱器は昔は　280～550　平方米の容量のものであつだが，現今では 1,000 m^2 內外に達して居る。水冷壁を考慮に入れた汽罐加熱面積に對する過熱器面積は從來は 10～25% であつたが，最近は 20～70% となつて居る。

材料は 455°C 迄は炭素鋼を用ひ，455°C 以上はアルミ鐵被覆の炭素鋼又は特殊鋼を用ゆ。 593°C にて炭素鋼は酸化が甚だしくなる。臨界點は 482°C である。

設計上の注意:——

(1)　汽罐の負荷が變化しても過熱溫度に變化のない事

(2)　膨脹收縮を自由にして漏洩を防ぐ事

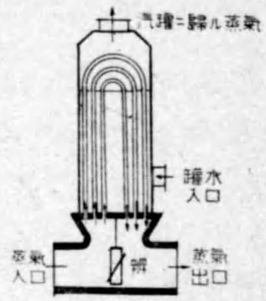
(3)　蒸汽の流れる量が不充分な時には特に管の過熱しない樣に裝置する事

(4)　スート及スケールを防ぐ事

(5)　熱の經濟的利用を計る事

(6)　位置を選ぶ事

尙ほ過熱蒸汽の溫度を調整低減するために**過熱低減器** (Desuperheater) を用ゆ。高壓タービンの排氣の溫度が高すぎる時などにも用ゆ。(**第 110 圖**)



第 110 圖

3.11. 管内の壓力降下 (Pressure Drop in the Pipe)

蒸汽管内を蒸汽が通る時，其の摩擦のため壓力が減する。之れを**壓力降下** (Pressure Drop) と云ふ。此れを表はすには Geipel 氏の式によれば

$$P=\frac{1}{9{,}000{,}000}\ \frac{W^2L}{d^5w}$$

但し　P＝壓力の損失（封度/平方吋）

W＝1 時間に通過する蒸汽の量（封度）

L＝管の長さ（呎）

d＝管の直徑（吋）

w＝蒸汽 1 立方呎の重量（封度）

此れは眞直な管の場合であつて曲つたりバルブが有つたりする時は此の摩擦のための損失が大きくなる。故に之を表はすには，前式にある常數を乘ぜねばならぬ，Briggs 氏は實驗の結果，等價値を管の長さで表はした。

(1)　直角に曲るエルボーの時

$$L=6.3\,d\div\left(1+\frac{3.6}{d}\right)$$

(2)　グローブ・バルブのある箇所では

$$L=9.5\,d\div\left(1+\frac{3.6}{d}\right)$$

(3)　ゲート・バルブの箇所では殆んど損失はない。

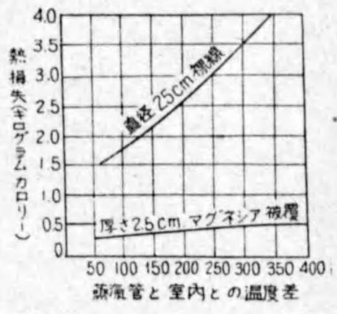
L＝壓力の損失を同徑の直管にて表はした長さ（呎）

d＝パイプの内徑（吋）

發電所に於てパイプが割合に長い時は其の壓力損失が大きくなるので，直徑の大きな管を使用せねばならぬ。管を大きくすれば建設費が大となり小さくすれば壓力損失が大となる故，壓力を高くせねばならぬ。故に石炭の消費量が增す事になる。送電線の場合の電壓降下と同じ樣に考へる事が出來る。此の外に管の表面から熱が放散せられ蒸汽が管内に凝結する。之を防ぐために保溫劑を管の表面に着ける事が必要である。保溫裝置としては石綿にマグネシヤを混じたもので包み，其の上を帆木綿で覆ひ塗料を施す。被覆の厚さは 5～8 cm である。被覆能率 86%，低溫の時は毛類を用ふ。高溫の時は石綿類がよい。熱の損失は連續的のものである故餘程注意せねばならぬ。或例では鐵管 1 米より消費する熱量を燃料の費用にして年 15～20 圓になるものがある。輕視されない問題である。管の太さが細く長さが長く，内外の溫度差の大なるものほど大である。

裸管では管の内外の溫度差が 500°C の時每平方米から溫度差 1°C に付き每時 3.5 kcal の熱を失ふ。

此れが保溫劑を用ゆる事が必要となる所以である。



第 111 圖

330°C 迄は炭酸マグネシア，石綿，を用ひ厚さ 2.5 cm 位，550°C 迄はカレーを 2.5 cm 其の上にマグネシア，石綿を 5 cm 其の上を布で覆ひペンキ塗をなす。此れで 70～90% の能率となる。**第 111 圖**は溫度 1°C 差に對し 1 平方米より失はれる熱量を表はす。

管を支持するには伸縮を考へ凝結水が溜らぬやうに傾斜をつけ，或る箇所から之の水を抜き取る事が必要である。電氣に於ける送電線と同樣に此

の配列を正しくする事は最も必要なる條件である。

3.12. 給油管 (Oil Feeding Pip)

火力發電所では機械の運動部分の摩擦損を減少するため，多量の油を使用する。此れを**機械油**と云ふ。主として鑛物油より成り，此れに小量の動植物性油を含む。動植物性油は C_nH_{2n} なれば固形，H が此れより少なき時液狀をなす。鑛物性油は C_nH_{2n+2} よりなる。

機械油の性質としては (1) 適當なる粘度，(2) 摩擦係數少く，(3) 熱を吸收すること多く，(4) 引火點高く，(5) 沈澱物なく，(6) 高溫度にも變質分解せず，(7) 酸化作用其の他金屬を侵蝕せしめない事が必要である。

軸承，軸筐，汽筒，滑路，ピン等に運轉開始前潤滑給油をなす事。使用上より

(1) **スピンドル油** (Spindle Oil) 又は**ダイナモ油**。

發電機電動機タービンの軸承に使用す。

(2) **マシン油** (Machine Oil)。

(1) より稍濃く汽機タービンの軸承に用ゆ。外部油とも云ふ。

(3) **シリンダー油** (Cylinder O.I)。

內部油とも云ふ。粘度高し。汽筒內に用ゆ。

(4) **グリース** (Grease)。

牛脂等にて製した鉛石鹼及密蠟を礦油に混入して軟石鹼の如き形態となしたるもの，低速度及給油不便の所に用ゆ。

タービン發電機の如き大容量の場合は給油管を設けて給油を行ひ，使用した油は冷却したり，淸淨したりして再び使用する。

第 3 章　練 習 問 題

(1) 配管の重要性に付き述べよ。

(2) 蒸汽配管の方式を擧げ，其の利害を說明せよ。

(3) 低壓配管とは如何なるものか。

(4) 管の種類を擧げよ。

(5) 管の厚さは如何にして計算するか。

(6) 管の接續方法を述べよ。

(7) 管中に水が溜ると如何なる害を生ずるや。除水法を述べよ。

(8) 給水管に付きて。

(9) 管の太さを計算するには如何にすべきや。

(10) 管中の壓力降下と保溫劑に付き。

(11) 汽壓 11 kg/cm² 每秒の蒸汽通過量 3.8 kg として每秒 35 m の速度に適當する管の直徑を求む。又此の管に鑄鋼を用ひる時，其の厚さは何程となるか。

(12) 40 kg/cm² の蒸汽を每時 200 噸通す鑄鋼管の直徑及厚さは何程となるか。此のパイプにグローブ・バルブを取付ける時は壓力損失は何程となるか等價長にて表はせ。

第 4 章　蒸汽原動機

(Steam Prime Mover)

4.1. 種　類 (Kinds)

蒸汽によりて回轉運動を起すものを大別すれば次の二つとなる。

(1)　**往復運動蒸汽機關** (Reciprocating Steam Engine)。

ピストンにて往復運動をなし，クランクにて回轉運動に變換するもの。

(2)　**蒸汽タービン** (Steam Turbine)。

羽根 (Vane) に蒸汽を受けて回轉運動をなすもの。

此の兩者とも蒸汽の保有する熱のエネルギーを機械的エネルギー (Mechanical Energy) にかへる機械である。

蒸汽によりて回轉運動を起すものは其の起源は實に古く，西曆紀元前120年に Hero の回轉球があつた。其後 1629 年に Branca の蒸汽車が出來て居る。

4.2. 熱力學の基礎 (Fundaments of Thermodynamics)

(A)　**熱力學の法則**:——

第一法則。　エネルギーは創造する事も，滅する事も出來ず，常に他のエネルギーに變換す。

熱より仕事へ　(1 B.t.u=778 ft−lb / 2,545 B.t.u=1 H.P.h)

熱より電氣へ　(860 kcal=1 kWh / 3,412 B.t.u=1 kWh)

此の法則は全體としてエネルギーの不滅と云ふ事になる (Conservation of Energy)。又他よりエネルギーを貰はねば運動を持續出來ない。永久運動はない事を表はす。

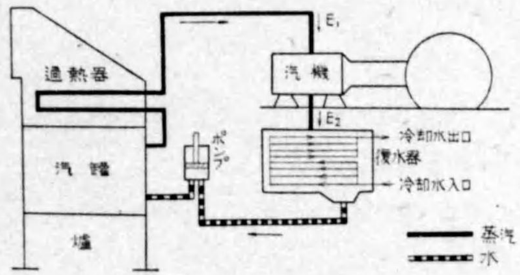
第二法則。此の法則は從來多くの人々から色々に云ひ表はされて居るが

大體熱エネルギーの向ふ方向を示すものと考へられる。即ち機械的仕事は全部熱のエネルギーにかへるが，逆に熱のエネルギーは他の助けなくては其れ自身にて全部機械的エネルギーにかはる事は出來ない。又「熱は其れ自身，低溫度より高溫度に移る事は出來ない」とも云へる。熱を機械的仕事に換へるには必ず溫度の降下と，低溫度に於ける非熱放射とを伴う。即ち熱は一部しか機械的仕事にかへられない。エントロピーは數量的に此れを示すものである。熱は常にエントロピーの增加する樣に移動する。技術者の方面から云へば。

(1)　理論的に可能な最大能率の發電所でも燃料を燃燒する事によりて得られる熱の全等價量を仕事にかへる事は出來ない。即ち熱は一部分しか仕事にかへられない。

(2)　永久運動はあり得ない事を示す。

熱の仕事になる關係を示せば**第 112 圖**の如し。



第　112　圖

汽罐及過熱器にて水が熱を吸收して，蒸汽になり此の熱を汽機に與へる。此れが E_1 kcal，此の中 E_2 だけが凝結水の中に入る。故に E_1-E_2 が此の汽機に與へられた熱量である。此の中汽機の損失及發電機の損失を差引いた殘りが電氣的勢力に變化する事になる。

熱を仕事にかへるためには他の助けを要す。此れは高低溫度の差と作業物とてある。高低溫度の差だけでは熱は移動するが，仕事を表はさない。

故に仕事をあらはすためには此れを傳へる作業物が必要である。熱機關では汽罐が高熱源，復水器が低熱源，蒸汽が作業物である。

(B) **エントロピー** (Entropy):——

第二法則により自然現象の中あるものは非可逆性を有する事を知る。其の非可逆現象が自然方向にのみ起る場合，即ち宇宙進化の事實を表はす爲のある物理量を必要とする。此の物理量は常に一方にのみ變化し（增加又は減少）非可逆の事實を表はすと同時に，可逆過程のみの現象に對しては不變の量とならなければならぬ。

しかるに可逆過程に於ては $\frac{dQ_1}{T_1}=\frac{dQ_2}{T_2}$ にして Clausius の積分は

$$\oint\frac{dQ}{T}=0$$

となる。非可逆規象に於ては

$$d\phi=\frac{dQ}{T}\quad\text{となる。}$$

故に $\phi=\int\frac{dQ}{T}$

此の ϕ をエントロピーと名付ける。即ち熱量の增加と其の時の溫度との比をエントロピーの增加と云ふ事になる。

(C) **熱力學の一般關係式**：——

前節より

$$dQ=Td\phi$$

基礎式 (I) $dQ=dU+ApdV$

供給された熱量は dU（內部熱量）と其の時なされた仕事熱當量との和に等しい。

基礎式 (II) $dQ=dI-AVdp$

供給熱量は總熱量より仕事によりて消費した熱量を差引いたものである。

此れより

$$C_v=\left(\frac{\delta Q}{\delta T}\right)_v=T\left(\frac{\partial\phi}{\partial T}\right)_v=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_v$$

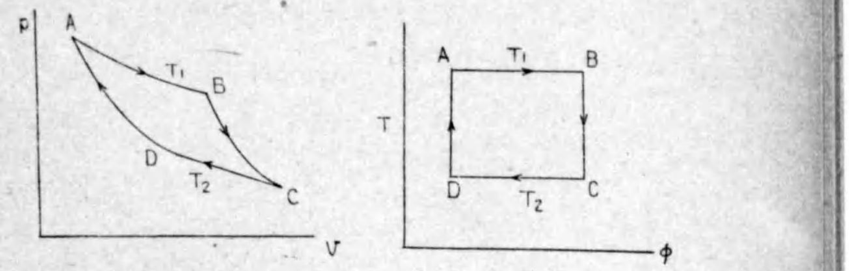
$$C_p=\left(\frac{\delta Q}{\delta T}\right)_p=T\left(\frac{\delta\phi}{\partial T}\right)_p=\left(\frac{\delta I}{\delta T}\right)_p$$

等溫變化の時

$$Q_T=ART\log_e\frac{V_2}{V_1}=ART\log_e\frac{p_1}{p_2}$$

斷熱變化に於て

$$TV^{k-1}=\frac{C_1}{R}=C_2=\text{定數}$$



(D) **各種線圖**:——

(イ) 溫度・エントロピー ($T-\phi$) **線圖**

T を縱軸として ϕ を橫軸にして畫いた曲線を $T-\phi$ 線圖と云ふ。此れは狀態變化の曲線と ϕ 軸との間の面積にて，外部に對する熱の受授量及摩擦による內部發生熱を表はし得るため，此れは熱機關理論研究上特に重要な線圖となる。座標に擇ぶ溫度は體系の總ての部分に涉りて，瞬時的に等しきものとし，內部的の溫度差によるエントロピーの增加はなきものとす。

一般狀態によるエネルギーの變化は

$$\phi_b-\phi_a=\int_a^b\frac{dQ}{T}+\int_a^b\frac{dH}{T}$$

又は $d\phi=\frac{dQ}{T}+\frac{dH}{T}$

或は　　$Td\phi=dQ+dH$

故に　　$\int_a^b Td\phi=\int_a^b dQ+\int_a^b dH=\underset{\text{外部よりの受熱量}}{{}_aQ_b}+\underset{\text{摩擦による内部發生熱}}{{}_aH_b}$

第 113 圖に於て狀態の變化は T-ϕ 面上に AB 曲線の如く示さる。

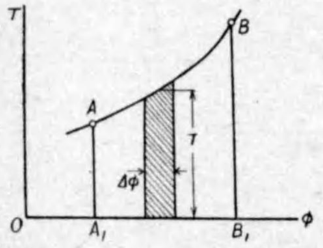
分割面積$=T.\Delta\phi$

故に　面積　$A_1ABB_1=\int_a^b Td\phi={}_aQ_b+{}_aH_b$

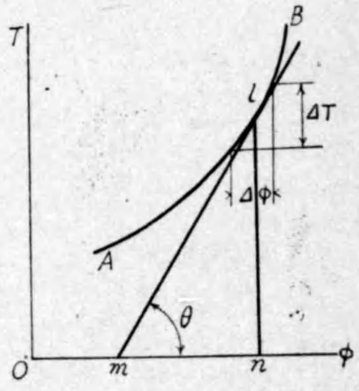
若し內部損失を伴はない時は　${}_aH_b=0$

故に面積は外部よりの受熱量となる。若し斷熱變化なれば　${}_aQ_b=0$　となる。面積は全部內部摩擦等によりて表はされる。

又受熱量は一般式より



第　113　圖



第　114　圖

$$dQ=G.C.dT$$

故に　　$d\phi=\frac{dQ}{T}=G.C.\frac{dT}{T}$

但し　　G=重量　　C=比熱

故に單位量に對するエントロピーの變化は

$$\phi_b-\phi_a=\int_a^b\frac{dq}{T}+\int_a^b\frac{dh}{T}=\int_a^b\frac{CdT}{T}+\int_a^b\frac{dh}{T}$$

內部摩擦を伴はず，尙比熱が溫度の函數にて　$C=f(T)$　の時は

$$\phi_b-\phi_a=\int_a^b\frac{f(T)dT}{T}$$

比熱を恒數とすれば

$$\phi_b-\phi_a=C\int_a^b\frac{dT}{T}=C\log_e\frac{T_b}{T_a}$$

此の關係より $T-\phi$ 線圖を畫く事が出來る。

$$C=\frac{dq}{dT}=\frac{Td\phi}{dT}$$

第 114 圖に於て　$\frac{d\phi}{dT}=\frac{mn}{ln}=\cot\theta, T=\overline{ln}$　故に　$C=\overline{ln}\cot\theta=\overline{mn}$，卽ち $T-\phi$ 曲線の餘切線 (Subtangent) と比熱 C とが同値となる。C が小さくなる程曲線の傾きは急になる。

又，此の傾きが反對方向となる時は

$\frac{d\phi}{dT}$ が負となり，溫度の上昇につれて放熱するか又は受熱につれて溫度が下降する事になる。

故に空氣壓縮曲線又は乾燥飽和蒸汽を乾燥飽和の狀態に保ちながら膨脹せしむる場合の曲線が此の例となる。

（ロ）　蒸汽の等溫變化と斷熱變化 (Isothermal Change & Adiavatic Change)

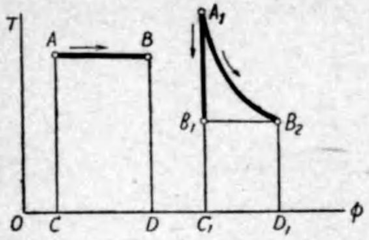
蒸汽を膨脹，收縮する時其の溫度を一定にするためには外部より加へたり，取り去つたりせねばならぬ。此の時の變化を**等溫變化**　(Isothermal Change) と云ひ，ボイル・ゲールサックの法則に從ふ。$T-\phi$ 線圖によれば AB は等溫變化を示す。

A_1B_1 は斷熱變化を示す（內部熱發生なき時）

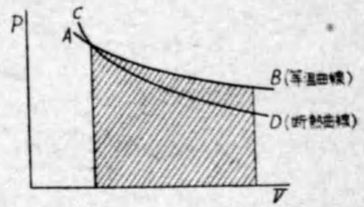
A_1B_2 は斷熱變化（內部熱發生ある場合）

$PV=C$　　$C=R.T$ 定數

熱を授受せぬ時は溫度が變はる。此の時の變化を**斷熱變化**　(Adiavatic change) と云ふ。



第　115　圖



第　116　圖

$$PV^n=C$$

但し　$n=\dfrac{\text{定壓比熱}}{\text{定積比熱}}=1.3$　(過熱蒸汽)

1.135 (飽和蒸汽)

(ハ)　可逆及非可逆サイクル過程 (Reversible Change & Irreversible Change)

一般サイクル面積は $T-\phi$ 線圖に於て

$$\text{サイクル面積}=\int Td\phi$$

内部摩擦を生じない時

$$\int Td\phi=\int dQ=Q$$

即ち受熱量を表はす。

一般エネルギー式より　$dQ=dU+Ap.dV$　(第一法則)

故に　$Td\phi=dU+Ap.dV$

p＝壓力 (kg/cm²)

V＝容積 (m³)

$A=2.344\times10^{-3}$

從つて　$\int Td\phi=\int dU+A\int pdV$

dU＝内部エネルギーの增加

サイクルに對しては $\int dU=0$　となる故

$$\int Td\phi=A\int pdV=A.L$$

但し　L＝仕事 (kg-m)

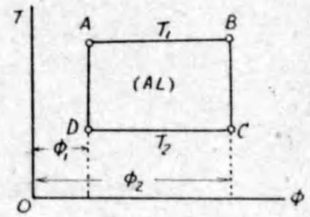
故に　$A.L$＝仕事を熱量であらはしたもの (kcal)

即ち　　$Q=A.L$

内部摩擦なき時はサイクル面積は受熱量を表はし，此れが熱仕事當量となる。

(a)　可逆サイクル

Carnot Cycle は此れに屬するもので 1824 年 Sadi Carnot 氏が提唱したものである。二つの等溫及び二つの斷熱過程よりなる。可逆サイクルである。$T-\phi$ 曲線で表はせば直角四邊形 $ABCD$ にて表はされる。



第　117　圖

溫度 T_1 に於ける等溫膨脹に對する受熱量は　$Q_1=T_1(\phi_2-\phi_1)$

溫度 T_2 に於ける等溫壓縮に對する放熱量は　　$Q_2=T_2(\phi_2-\phi_1)$

故に仕事の大さは

$$A.L=Q_1-Q_2=(T_1-T_2)(\phi_2-\phi_1)$$

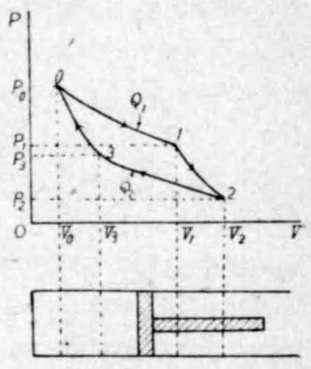
從つて效率は

$$\eta=\frac{AL}{Q_1}=\frac{(T_1-T_2)(\phi_2-\phi_1)}{T_1(\phi_2-\phi_1)}=\frac{T_1-T_2}{T_1}$$

次に若し逆の方向にサイクルをなさせると，作業物は等溫膨脹 DC の間にて低熱源より熱 Q_2 を得，等溫壓縮 BA 間にて高熱源へ Q_2 よりも多量なる熱 Q_1 を放捨し，其の差 $Q_1-Q_2=A.L$ はサイクル面積となり作業物に外部よりなさるべき仕事の熱當量となる。

此れを PV 線圖にて示す時は次ぎの如く示される。初め蒸汽の溫度を T_1 として受熱して等溫膨脹をする (1) で熱源と蒸汽との間の熱遮斷をなす。

次ぎに高熱源溫度 T_1 より低熱源溫度 T_2 迄斷熱膨脹をなさせる。此の時蒸汽は內部エネルギーの消費によつて仕事をなし溫度降下して (2) の狀態となる。溫度 T_2 なる低熱源にシリンダー頭部を接觸し，放熱させ (3)の狀態まで 2−3 の如く等溫壓縮させ，此の間の熱量を Q_2 とす。(3) より斷熱壓縮させれば蒸汽に仕事がなされ，內部エネルギーの增加によつて溫度 T_1 が上昇し丁度 T_1 になる樣にすれば 1 サイクルを終る。



第 118 圖

此の時の能率は次の如くなる。

Q_1＝此れに供給した熱量。

L＝此の時の機械的仕事 (kg-m)。とすれば

$$L=\int pdV$$

$$A=2.344\times10^{-3}$$

$$\eta_c=\frac{AL}{Q_1}=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=C\ T_1-T_2)=\frac{T_1-T_2}{T_1}$$

0−1 は等溫變化 (溫度 T_1)

1−2 は斷熱膨脹 (熱量 Q_1)

2−3 は等溫變化，壓縮 (溫度 T_2)

3−0 は斷熱壓縮 (熱量 Q_2)

(b) **非可逆サイクル**:——

內部摩擦の存在する場合。

$$\int Td\phi=Q+H$$

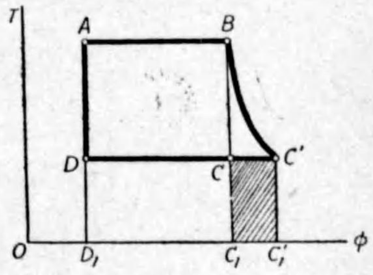
此の時も $Q=AL$

故に $$\int Td\phi=AL+H$$

從つて $$AL=\int Td\phi-H$$

卽ち，1 サイクル間に作業物より得られる仕事は，サイクルの面積の示す仕事の大さより，內部摩擦により發生される熱 H を引いた差額となる。

第 119 圖に於て可逆カルノー・サイクルを $ABCD$ とし其の內のある過程例へば斷熱膨脹 BC が內部摩擦のため非可逆斷熱膨脹をなす時その膨脹線を BC' とすればこの非可逆サイクルの面積は



第 119 圖

$$\int Td\phi=\text{面積 } ABC'D$$

$$(H)=\text{面積 } C_1BC'C_1'$$

故に $$AL=\text{面積 } ABC'D-\text{面積 } C_1BC'C_1'$$

$$=\text{面積 } ABCD-\text{面積 } C_1CC'C_1'$$

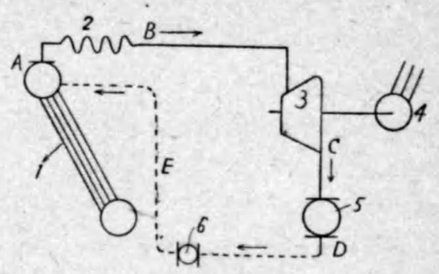
面積 $C_1CC'C_1'$ が非可逆過程による仕事の損失を示す。

此の式の符號を逆にした場合も H の符號は變化せず。此の蒸汽に付いて考へたものが蒸汽サイクルである。

(c) **ランキン・サイクル** (Rankine Cycle):——

1854 年 Rankine 氏が Carnot Cycle の中實現困難なる斷熱壓縮と，過熱蒸汽を用ゆる場合の等溫膨脹の過程を改良して，斷熱壓縮過程を全然除き．更らに過熱蒸汽を用ゆる場合，過熱域內での等溫膨脹を實現し易き，

等壓膨脹にかへたサイクルを案出し，實際の裝置の比較基準となる完全サイクルを作つた。此れを**ランキン・サイクル**と云ふ。**第 120 圖**が此れを表はす。



第　120　圖

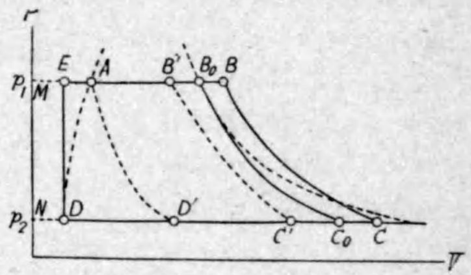
1. 汽　罐　2. 過熱器　3. 蒸汽タービン
4. 發電機　5. 復水器　6. 給水ポンプ

汽罐壓力＝p_1

復水器壓力＝p_2

蒸汽の狀態は三通りで濕り蒸汽，飽和蒸汽，過熱蒸汽である。

濕り蒸汽の場合:—**第 121 圖**に於て



第　121　圖

AB'＝汽罐內に於ける等壓蒸發過程，卽ち溫度 T_1 に於ける等溫膨脹

$B'C'$＝原動機內での斷熱膨脹

$C'D$＝復水器內に於ける等壓凝結過程。卽ち溫度 T_2 に於ける等溫壓縮，但し D に於て全部凝結す。

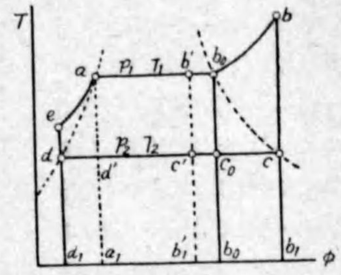
DE＝溫度 T_2，壓力 p_2 の水を給水ポンプにて斷熱壓縮して汽罐壓力 p_1 に高めて給水する。

EA＝汽罐內に於ける E の狀態の不飽和水の等壓加熱。

此れにて 1 サイクル完了す。$EB'C'D$ である。同一溫度範圍のカルノー・サイクルは $AB'C'D'$ となる。故に同一量の蒸汽より得られる仕事は Rankine サイクルの方が大であるが復水器への放熱量も亦增加するため，

效率は却つて減ずる事になる。

過熱蒸汽の場合には，過熱器內での加熱過程は，等溫膨脹とはならず，等壓膨脹 B_0B の如くなる故，Rankine Cycle は $EABCD$ で表はされ，乾燥飽和蒸汽の場合には EB_0C_0D となる。此の Rankin Cycle の汽罐內に於ける等壓加熱 EA は明かに，非可逆過程となる故，此の時は非可逆サイクルになる。故に Carnot Cycle の場合に比し，濕り又は乾燥蒸汽を用ふる時は四過程の內一過程，過熱蒸汽を用ゆる場合は二過程，非可逆過程となる故カルノー・サイクルの場合よりも隔りを增す事になる。卽ち與へられた溫度に對して，過熱度低き程效率は高まり，其の溫度の飽和蒸汽を用ゆる場合，效率は最大となる事が知られる。しかしながら，唯，飽和溫度を高むる事は著しく壓力を增す事となり，玆に，實際利用上の不便を增す事となる。



第　122　圖

過熱蒸汽を使用するランキン・サイクルは**第 122 圖**の如し。$eabcd$ にて表はさる。

單位蒸汽に付き

Q_1＝汽罐よりの受熱量＝面積 $d_1eabb_1=i_b-i_e'$

Q_2＝復水器への放熱量＝面積 $b_1cdd_1=i_c-i_d'$

故に　Q_1-Q_2＝正味仕事

AL＝面積 $abcde=(i_b-i_c)-(i_e'-i_d')$

但し　i は蒸汽の含熱量

i' は液體の含熱量

$(i_e'-i_d')$＝給水ポンプに要する仕事に相當する熱量

$i_e'-i_d'=\delta$ とすれば

$$i_e'=i_d'+\delta$$

從つて　$Q_1=i_b'-i_d'-\delta$

故に　$Q_1-Q_2=AL=i_b-i_c-\delta$

依つて　Rankine Cycle　效率は

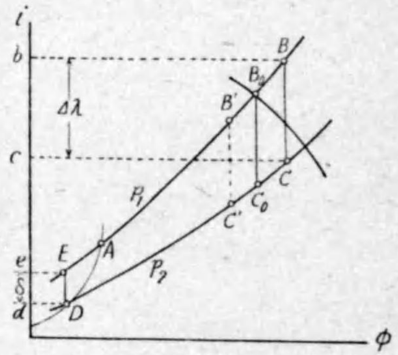
$$\eta_R=\frac{AL}{Q_1}=\frac{i_b-i_c-\delta}{i_b-i_d'-\delta}=\frac{\Delta\lambda-\delta}{i_b-i_d'-\delta}$$

但し　$\Delta\lambda$＝熱降下

此等の關係を **Mollier 線圖**にて示す事が出來る。

$$i_b-i_c=be=\Delta\lambda \qquad i_b-i_d'=bd \qquad \delta=ed$$

初狀態に於て，乾燥飽和又濕り蒸汽を使用する場合には B_0，C_0 及び B'，C' に於ける含熱量を知れば，前式と同樣にして效率を求め得る。水の如く壓縮されない液體の場合には給水ポンプの仕事に對する熱當量は**第 121 圖**の面積 $DEMN$ となる。



第　123　圖

即ち　$\delta=A(p_1-p_2)v_d$

$=A(p_e-p_d)v_d$

此の δ は $p_1=30$ 氣壓以下なれば零と看做し得。

故に　$\eta_R=\frac{AL}{Q_1}=\frac{i_b-i_c}{i_b-i_d'}=\frac{\Delta\lambda}{i_b-i_d'}$

モリエル線圖 (Mollier Diagram)

蒸汽の狀態を表はす線圖である。橫軸に ϕ を取り，縱軸に i（熱量）を取る時は此れにて線圖が得られる。此の線圖上に同時に蒸汽（又はガス）の溫度，比容積，壓力及乾燥度等が表はされて居る故，蒸汽又はガス體の狀態の變化に伴ふ變化の關係を最も容易に且つ明瞭に知る事が出來る故一般にタービンの計算に使用せられる。

例題　ランキン・サイクルに於て 84 kg/cm² (絕對)，370°C の蒸汽を供給し，其の復水器壓力を 0.15 kg/cm² に保つ時は，次ぎの諸量を求む。

（イ）　供給熱量，（ロ）　排出熱量，（ハ）タービンの仕事量，

（ニ）　ポンプの仕事量，（ホ）　ランキン・サイクル熱效率

解　モリエル線圖より　（イ）　$i_b=730$ kcal/kg

（ロ）　$i_c=470$ kcal/kg　此の時の濕度 (0.25)

（ハ）　タービンの仕事にかへられた熱量

$$i_b-i_c=730-470=260 \text{ kcal/kg}$$

$$=260\times427=111{,}000 \text{ kg-m/kg}$$

$$=260\times\frac{1}{860}=0.302 \text{ kWh/kg}$$

（ニ）　$i_e-i_d=A(p_e-p_d)\bar{V}_d$　kcal/kg

$p_e=84$　$p_d=0.15$　$\bar{V}_d=0.001014$ m³/kg

$A=23.44$

∴　ポンプの仕事熱當量$=23.44(84-0.15)\times0.001$

$=1.965$ kcal/kg

（ホ）　ランキン・サイクル效率

$$\eta_R=\frac{i_b-i_c}{i_b-i_d}=\frac{260}{730-53}=\frac{260}{677}=38.7\%$$

Rankin Cycle の效率を高むべき方法

(I)　初壓力を高むる事

排壓 p_2 を一定とし p_1 を變化す。i_d'＝一定にして i_b が增す。故に $\Delta\lambda$ が增し效率增大す。

例　乾燥飽和蒸汽の時，排汽壓 p_2 を一定とす。

$p_2=0.05$ 氣壓（絕對）

$i_d'=33.2$ kcal/kg

$T_2=306.3$°C（絕對）

第　33　表

初　壓　力 p_1	10	20	30	40	60	氣　壓（絕對）
斷熱降下　$AL=\Delta\lambda$	183.5	206.0	217.8	226.4	236.2	kcal/kg
供給總熱量　$Q_1=i_b-i_d'$	629.3	633.0	633.6	633.2	632.0	〃
效率 Rankine　$\eta_R=AL/Q$	0.292	0.325	0.344	0.358	0.374	
效率 Carnot　$\eta_c=\frac{T_1-T_2}{T_1}$	0.323	0.368	0.395	0.417	0.441	

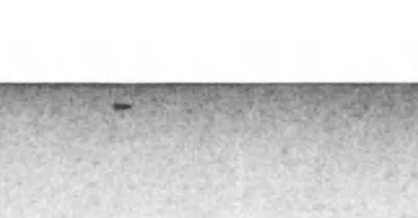
(Ⅱ)　過熱が效率を增加す。

蒸汽の平均受熱溫度が高まる事と，機關內の內部損失が輕減される事による。

(Ⅲ)　排壓の輕減により增大す。

(d)　**再　熱**（Reheating）**サイクルと效率**:——

機關內で蒸汽が膨脹して，濕り蒸汽になる前に取り出して，再加熱する方法を**再熱**と云ふ。此の時の熱サイクルを考へる。

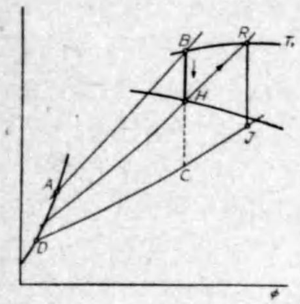


第　124　圖

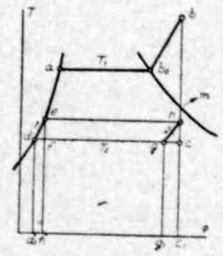
1. 汽　　罐　2. 過　熱　器
3. 蒸汽タービン　4. 發　電　機
5. 復水器　6. 給水ポンプ　7. 再過熱器

第　125　圖

第 125 圖，第 126 圖は乾燥飽和狀態まで膨脹して，再熱した T-ϕ 及 i-ϕ 線圖を示す。**第 126 圖**の HR 又は**第 125 圖**の hr 再熱線である。c_1hrj_1 が再熱中に加へられた熱量，此のためなす仕事の量は $chrj$，復水器內への放熱量の增加は面積 c_1cjj_1 となり，濕りの部分は he より著し



第　126　圖



第　127　圖

く減じ得る事が明る。給水ポンプの仕事 $\delta=0$ とすれば此のサイクルの效率は

$\Delta\lambda$＝熱降下又は正味の仕事　$AL=(i_b-i_h)+(i_r-i_j)$

又は　　$=(i_b-i_j)+(i_r-i_h)$

Q_1＝供給總熱量　　$=(i_b-i_h)+(i_r-i_d')$

又は　　$=(i_b-i_d)+(i_r-i_h)$

故に　　$$\eta_{Rch}=\frac{AL}{Q_1}=\frac{\Delta\lambda}{Q_1}=\frac{(i_b-i_j)+(i_r-i_h)}{(i_b-i_d')+(i_r-i_h)}=\frac{(i_b-i_j)+RH}{(i_b-i_d')+RH}$$

$RH=i_r-i_h$＝再熱過程中の加熱量

又 $RH=0$ の時は j は e と一致し，ランキン・サイクルとなる。此の再過熱サイクルに於て，明かに再熱のための等壓加熱の過程は非可逆となる故，純理論上よりは不可避損失を增加し，不利益となるも，特に較近提唱される超高壓蒸汽を實際上最も有效に用ひんとすれば，前述の如く機械的內部損失を輕減し，效率比を高むる上に必然的に再熱する事を必要とする。

又再熱を行はぬ時の總仕事熱當量は

$$AL'=i_b-i_e=(i_b-i_j)+(i_j-i_e)$$

にして再熱の時は

$$AL=(i_b-i_j)+(i_r-i_h)$$　となる。

此の i_r-i_h は再熱に要する熱量にて**第 125 圖**に於て面積 (e_1hrj_1) にて示さる。しかるに (i_j-i_e) は b より斷熱膨脹した最終點 e と再熱した r より斷熱膨脹した最終點 j とに於ける熱量の差に，此れだけ餘分に復水器に放熱せられる事になる。面積 (e_1ejj_1) にて示さる。

故に　　$(i_r-i_h)>(i_j-i_e)$　となる。

從つて $AL>AL'$ 即ち再熱しただけ仕事の量は增す事になる。此の方法には上記の如く一つの汽筒より取出して再熱して同じ汽筒に入れるものと，全く別の低壓汽筒に入れるものとある。

例　或火力發電所に於て過熱蒸汽を使用するに，其の壓力 21.5kg/cm²，蒸汽溫度 294°C である。此れがタービンの中で斷熱膨脹をなし，其の壓力が 3.5 kg/cm² になつた時取り出して再熱し，350°C に過熱してタービンにかへし，0.035 kg/cm² まで膨脹させたとすれば，(イ) 此の再熱サイクルの熱効率，(ロ) 再熱せぬ場合のランキン・サイクル効率は何程なるか。

解　モリエル線圖により

$$Q_1=(i_b-i_d)+(i_r-i_h)$$

$AL=(i_b-i_j)+i_r-i_h)$　に於て

$i_b=719$ kcal/kg (21.5 kg/cm², 294°C にて)

$i_d'=24$ kcal (24°C)　　$i_j=580$ kcal/kg

$i_r=755$ kcal/kg (3.5 kg/cm², 350°C にて)

$i_h=630$ kcal/kg (3.5 kg/cm², 138°C)

$\therefore$　$Q_1=(719-24)+(755-630)=820$

$AL=(719-580)+(755-630)=264$

$\therefore$　再熱サイクル效率 $=\dfrac{264}{820}=31.7\%$

ランキン・サイクル

$Q_1=i_b-i_d=719-24=665$

$AL=i_b-i_e=719-500=219$

$i_e=500$

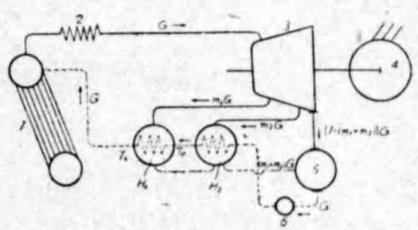
ランキン・サイクル效率 $=\dfrac{219}{695}=31.5\%$

(e) **再生** (Regenerative) **サイクルと效率**:——

蒸汽タービンの中で途中から生の蒸汽を取り出して給水を溫める場合の熱サイクルを示すものである。蒸汽をタービンに作用させて，此れを復水器に於て凝結する時は其の熱の中 65% 以上も無益に放出せられる事になる。此の多量の熱放捨は，排汽が凝結するに際し，其潛熱を冷却水に與へるに因るので，比較的潛熱の多き水を作業物とする以上避け得ざる損失となる。此の場合總ての蒸汽を最後まで膨脹させず，途中にて濕り狀態になつた時，抽出して，此の蒸汽にて給水を加熱する時は，放出する熱の一部を回收して能率をよくする。熱を取り出して元にかへすから，此れを再生サイクルと云ふ。此の時殘りの蒸汽は十分に膨脹する事が出來る。蒸汽量も減じ復水器の容量を其れだけ小さくする事が出來る。

第 127 圖に示す如く，T-ϕ 線圖に於て b より斷熱膨脹をなし，溫度が h になつた所で抽出する時は熱の損失をないものとすれば，給水溫度は T_a より T_s まで昇る。抽出により面積 heg の示すだけ仕事が減する事になるが復水器に放出せられる熱量の中 g_1gce_1 面積で示すだけの熱量が減する。面積 heg は面積 g_1gce_1 に比して非常に小である。此の方法は又**抽汽法** (Bleeding System) とも云ふ。

抽出する蒸汽の狀態は飽和狀態以下とするがよい。m の如く過熱狀態で行はない。過熱蒸汽を加熱器に用ふる場合其の飽和溫度迄の加熱過程は非可逆となるため，理論上避け難き損失の原因を增す事となる。



第　128　圖

再生サイクルはランキン・サイクル以外の一つの重要なる基準サイクル

となり，その完全機關の效率はランキン・サイクル機關の效率より著しく增加し得る事となる。

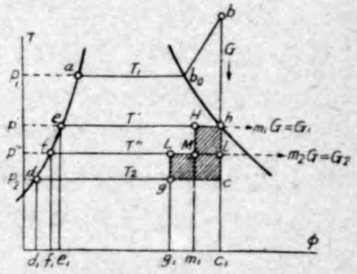
實際に於ては，多數の抽汽加熱器を設くる事は設備を複雜にし，製作費据附費を增加する故大體に於て4個以上の加熱器を設くる例は極めて稀である。**第128圖**は2個の場合を示す。

H_1H_2 が抽汽加熱器である。便宜のため H_1 を高壓加熱器，H_2 を低壓加熱器とする。

H_1 の抽汽點は蒸汽が丁度タービン內で過熱度を失ふ點 h に選び其の溫度，壓力，抽汽量を夫々 T', p', G_1 倘ほ其の低壓抽汽加熱器 H_2 に對する抽汽點を l とし，その溫度，壓力，抽汽量を T'', p'', G_2 と假定する時は次ぎの如き關係が成立する。此の時のタービン入口に於ける供給總蒸汽量は G 從つて加熱に用ゆる蒸汽の割合は

$$m_1=\frac{G_1}{G},\quad m_2=\frac{G_2}{G}$$

とすれば



第　129　圖

第128圖に示す如き蒸汽及給水の循環をなす。

第129圖は此の時の T-ϕ 線圖を示す。

此の時のタービン內通過蒸汽量の減少は第一，第二段にて

$$\frac{1-m_1}{1}=\frac{He}{he}\qquad\frac{[1-(m_1+m_2)]}{1}=\frac{Lf}{lf}$$

となる。此の1サイクルに於て爲されたる仕事に相當する熱量又は斷熱降下は單位量の送入蒸汽に對し $(G=1)$

$$AL=A\lambda=\text{面積 } dab_0bhHMLg$$
$$=(i_b-i_h)+(1-m_1)(i_h-i_l)+[1-(m_1+m_2)](i_l-i_c)$$
$$=(i_b-i_c)-[m_1(i_h-i_l)+(m_1+m_2)(i_l-i_c)]$$

$$=(i_b-i_c)-[m_1(i_h-i_c)+m_2(i_l-i_c)]$$

汽罐入口に於ける給水狀態は e となる故，汽罐に於ける供給總熱量は

$$Q_1=\text{面積 } e_1eab_0bc_1=i_b-i_e'=(i_b-i_d')-(i_e'-i_d')$$

$i_e'=T_e$ に於ける水の含有熱量

$i_d'=T_d$ に於ける水の含有熱量

故に效率は

$$\eta_{Reg}=\frac{AL}{Q_1}=\frac{\text{面積 } dab_0bhHMLg}{\text{面積 } e_1eab_0bc_1}$$
$$=\frac{(i_b-i_c)-[m_1(i_h-i_c)+m_2(i_l-i_c)]}{i_b-i_e}$$

同一送入蒸汽に對するランキン・サイクル效率は

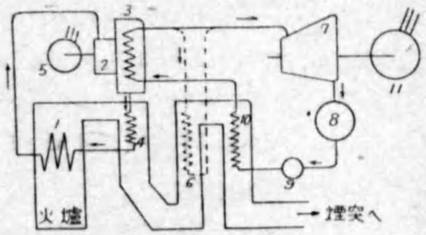
$$\eta_{Ran}=\frac{AL}{Q_1}=\frac{\text{面積 } dab_0bc}{\text{面積 } d_1dab_0bc_1}=\frac{(i_b-i_c)}{(i_b-i_d')}$$

(f)　**再熱－再生** (Reheating-regenerative) **サイクルと效率**:—

前述の再熱竝に再生サイクルは何れも熱效率を高めるが前者は加熱により機關の內部損失を減少して其の效率を上げ，後者は熱力學的に其の熱效率をあげるもので此の兩者を竝用したものが此の再熱—再生サイクルである。

(g)　**二流體並用** (Binary fluid) **サイクルと效率**:——

水でない液體を作業物として用ひ，高溫度にて蒸汽となし，此れを凝結するために使用する冷却水が此れより熱を得て蒸汽となり，蒸汽タービンに使用せられるものをバイナリ・サイクルと云ふ。二流



Emmet Mercury-vapour process.

第　130　圖

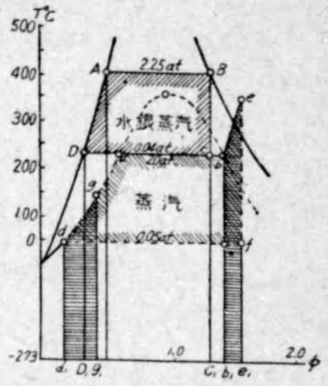
1. 水　銀　爐　　2. 水銀タービン
3. 水銀凝結器竝に蒸汽罐　4. 水銀加熱器
5. 發　電　機　　6. 蒸汽加熱器
7. 蒸汽タービン　　8. 蒸汽凝結器
9. 給水ポンプ　　10. 給水加熱器

體を竝用し高溫度にて働くため熱效力は頗る大である。水銀を用ひた場合の兩サイクルを示せば次ぎの如し。

飽和水銀蒸汽は壓力 2.25 氣壓，溫度 400°C，此れを用ゆる時は水銀タービンにて排壓力 0.04 氣壓，約 212°C まで膨脹出來る。

ABCD が水銀蒸汽サイクル

abefd が蒸汽サイクルを表はす。蒸汽のみの場合の高溫度端に於ける高壓力となる憂を除く。



第　131　圖

[水銀 (10kg) サイクル *ABCD*
水蒸汽 (1kg) サイクル *abefd*]

水銀罐壓道ガス排熱利用量

＝エコノマイザー內に於て

(d_1dgg_1)＋蒸汽過熱に於て (b_1bee_1)

水銀タービン排熱量

(D_1DCC_1)＝水の受熱量 $(g_1gabb_1)=i_b-i_g'$

$=(d_1dabb_1)-(d_1dgg_1)=(i_b-i_d')-(i_g'-i_d')$

蒸汽 1 kg に對して水銀 8 乃至 10 kg を必要とす。

全熱サイクルの爲す仕事（相當熱量）

＝面積 *ABCD*＋面積 *abefd*

全サイクル供給總熱量

＝面積 D_1DABC_1＋面積 d_1dgg_1＋ 面積 b_1bee_1

故に全サイクル效率は

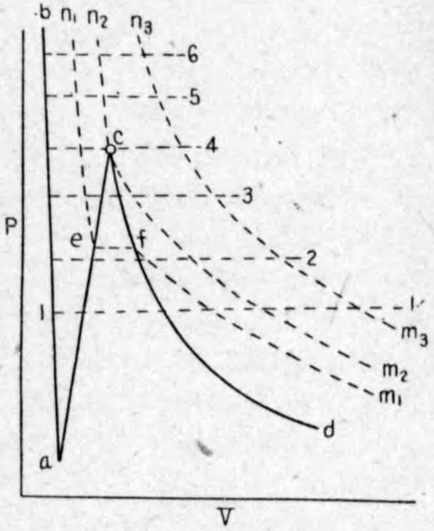
$$\eta=\frac{(ABCD)+(abefd)}{(D_1DABC_1)+(d_1dgg_1)+(b_1bee_1)}$$

以上，簡單に發電所に於て熱機關を考へる場合に必要な熱サイクルを述べた。

4.3. 臨界溫度及臨界汽壓と其の圖表 (Critical Temperature and Critical Pressure)

水を大汽壓のもとで熱すれば 100°C で汽化するが，其の蒸汽壓力を高める時は，更らに高い溫度で蒸汽となる。此の時要する氣化熱即ち潛熱は 100°C の場合より減少する。次第に壓力を大にする時は遂に，潛熱が零で水のまゝの容積で汽化する狀態に達する。此の時の汽壓を**臨界汽壓** (Critical Pressure)，溫度を**臨界溫度** (Critical Temperature) と云ふ。此の臨界溫度以上の溫度に於ては，何程壓力を加へても蒸汽は水にならない。

此れを P-$\bar{V}$ 圖表にて示せば**第 132 圖**の如し，$\bar{V}$ は 1kg の水又は蒸汽の占める容積である。



第　132　圖

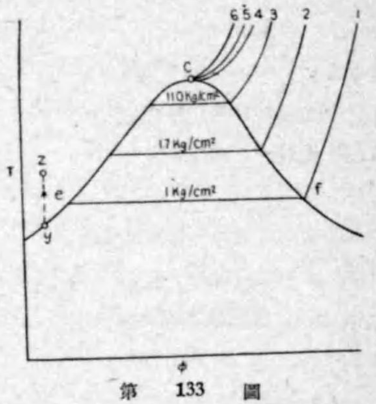
ac 線は汽水線即ち此の線より，右は蒸汽狀態，左は水の狀態を示す。

cd 線は飽和蒸汽過熱蒸汽線を表はす。

故に 1 kg の水の溫度を高めると *a* より容積及壓力が增し *ac* 線に沿つて變化して行き，*e* 點に達した時，汽化するとのすれば，壓力は一定にて *ef* の如く容積が增し，*f* より全部蒸汽となる故，溫度一定なれば容積 $\bar{V}$ が增すと共に fm_1 線に沿ひ其の壓力 P も低下す。此れは等溫變化である。更らに壓力を高める時は蒸發する溫度が上り *c* 點に達する。此の點では，水が其の容積のまゝ蒸汽になる。P と $\bar{V}$ との關係は n_2-m_2 線にて示さる。此の時の等溫變化の溫度を臨界溫度と云ひ，*c* 點の壓力を臨界

壓力と云ふ。此れ以上溫度を高める時は n_3-m_3 變化となり，液體にはならず，a 以下の溫度では壓力と比容積との關係は ab 線にて示さる。

此の同じ關係を T-ϕ 線圖にて示せば**第 133 圖**の如し，水の溫度を上げると加熱され ϕ が增加する。1 kg/cm² の壓力に於て蒸汽になる溫度一定にて ϕ が增す。此の間が汽化狀態，f にて全部蒸汽となる。此れより T を上げると ϕ も增し過熱蒸汽となる。同樣，17kg/cm², 110kg/cm² に付きても考へられる。



第 133 圖

更らに汽壓を增し c 點卽ち 225 kg/cm² になると，水から直接潛熱なしに蒸汽になる。c が臨界溫度を示す。y より熱を加へず壓縮する時は斷熱變化をなし z に 達す。

4.4. 往復機關 (Reciprocating Engine)

此れが最初に用ひられた蒸汽機關であつて，今日に於ても回轉數の小なるもの，容量の少なるものには此れが用ひられる。750 kW 以下である。

汽筒の位置により

(i) **縱型** (Vertical Type)

(ii) **橫型** (Horizontal Type)

速度により

(i) **高速度型** (High Speed Type) (250～625 r.p.m.)

(ii) **中速度型** (Medium Speed Type)

(iii) **低速度型** (Low Speed Type) (83～107 r.p.m.)

とに分類する。

尙蒸汽の膨脹する度數より分類すれば

(i) **單汽筒機關** (Single Cylinder Steam Engine)

(ii) **複汽筒機關** (Compound Steam Engine)

(iii) **三段膨張機關** (Triple Expansion Steam Engine)

(iv) **四段膨脹機關** (Quadraple Expansion Steam Engine)

となる。

更らに複汽筒を分ち

(イ) **串結合複汽筒機關** (Tandem Compound)

(ロ) **橫結合複汽筒機關** (Cross Compound)

となる。

運轉狀態により

(i) **凝汽式機關** (Condensing Steam Engin)

(ii) **不凝汽式機關** (Non-condensing Steam Engine)

とす。

以上は皆瓣の開閉により蒸汽を汽筒に入れ，其の膨脹によつて，ピストンを動かす。此のピストンの往復運動をクランクによりて回轉運動にかへるものである。

機關馬力 (Engine Horse Power)

P＝平均有效壓力 lbs/(inch)²

l＝ピストン行程 ft.

S＝ピストンの斷面積 (inch)²

n＝回轉數 r.p.m.

指示馬力 $I.H.P=\dfrac{2P.l.S.n}{33{,}000}$ H.P.

メートル式にて示せば

P＝平均有效壓力 kg/cm²

l＝ピストンの行程 m

S＝ピストンの斷面積 cm²

n=回轉數 r.p.m.

$$I.H.P=\frac{2P.l.S.n}{4{,}500}$$

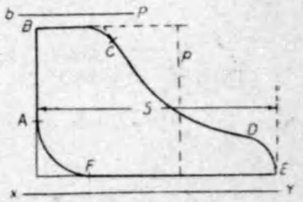
此れがピストンの受ける動力であつて，利用し得る動力は，此れから自己の運轉に要する損失を引き去つたもので，此れを**軸馬力** (Brake Horse Power) と云ふ。又は**實效馬力**とも云ふ。略して B.H.P. と書く。**機關馬力** (Engine Horse Power) とも云ふ。故に

$$\text{機械的能率 (Mechanical Efficiency)}=\frac{B.H.P}{I.H.P}\times 100\%$$

普通此の値が 85～95% 位となる。

此の値は初氣壓，回轉數，カット・オフ及排壓によりて變化する。故に必ず此れを附記せねばならぬ。

普通用ゆるものは，初氣壓 150 封度/平方吋 (10.6 kg/cm²) 內外にて行程の 1/4 乃至 1/3 の箇所にて cut off をなし，眞空度は 26 吋 (6 cm) 位，卽ち約 3 封度/平方吋 (0.21 kg/cm²) の背壓にて使用し，25～50% の過負荷に堪えるものとす。能率も良ろしい。



第 134 圖

B 點にて蒸汽がシリンダーに入る。C までは一定氣壓にて蒸汽が入り，此處で瓣が閉ぢる，CD の間は其の中の蒸汽が膨脹をする。D で排汽瓣が開き蒸汽は排出され，氣壓が降下する。此の時の氣壓は外氣壓 XY より少し高い。此の狀態で排汽され，F で排汽口が閉ぢられる。此れから氣壓が上り，A になつたとき入汽瓣が開き蒸汽が入り B まで壓力が昇る。bP は罐內の蒸汽壓力である。此の圖の面積が一往復に於ける出力を表はす。

平均の壓力 P を求めるにはインヂケーター・ダイアグラム (Indicater Diagram) による。此の圖形を見る時はバルブ・セッチング (Valve Setting) の良，不良をも知る事が出來る。

4.5. 蒸汽機關內の熱損失 (Heat Loss in Steam Engine)

此の種類の蒸汽機關に於ては石炭の中の熱エネルギーの中，機械的エネルギーとなる割合は僅かに 1% で殘りの 90% は損失となつた。

主　な　る　損　失

(a) **汽筒內の蒸汽の凝結による損失**

汽筒內に蒸汽を入れると先づ其の壁を溫める爲めに熱が一部用ひられる。此の時蒸汽が飽和蒸汽である時は凝結する。過熱蒸汽なれば凝結せずに蒸汽のまゝで其の溫度が低下する。此のための損失は通常 16% 乃至 30% 位である。50% に達するものもある。汽筒內の溫度差を少なくするため汽筒を幾段にも分けて膨脹させるものがある。

(b) **蒸汽の漏洩** (Leakage of Steam)

此れは蒸汽が途中からもれるもので 4% 位であるパッキングをよくする事によつて防がれる。

(c) **隙間** (Clearance) **による損失。** ピストンが一方に行きつまつたとき汽筒との間の隙間に蒸汽の殘る事である。隙間を成る可く小さくする事。

(d) **膨脹の不十分なるため**

(e) **機械各部の摩擦によるもの**　4～20%

(f) **熱の放散竝に傳導**

(g) **排氣に於ける損失**　70%

以上の內 (g) が最も大である。此れは復水器を用ひない場合である。

4.6. 速度の調整 (Speed Regulation)

速度の變化を調整するためには**調速機** (Governor) が用ひられる。此れには各種ある。大別すれば Pendulum Governor と Shaft Governor とになる。

又簡單なる裝置としては**ハヅミ車** (Fly wheel) が用ひらる。

4.7. 蒸汽消費量 (Steam Consumption)

出力に對する蒸汽消費量は色々の條件で異るが大體次表の如し。

第 34 表

機關の種類	1馬力時に要する蒸汽消費量 (kg)		使用氣壓 kg/cm²
	凝縮式	不凝縮式	
單筒機關	11.3~18.2	13.6~22.7	5.6~ 8.4
複式 〃	8.2~15.9	11.3~18.2	7.0~10.5
三聯式 〃	6.8~11.3		8.4~12.7
コーリス單筒	10.4~15.3	12.7~18.2	5.6~ 8.4
コーリス複式	7.3~11.3	10.4~13.6	7.0~10.5

飽和蒸汽を使用する複式凝結式機關に於ては次表の如し。

第 35 表

高 速 度 機 關

容 量 (H.P.)	回轉數 (r.p.m.)	蒸汽消費量 一時間一馬力に付
50	600	15.5 kg
75	560	14.7
100	520	14.2
150	480	13.4
200	440	12.7
300	400	12.0
500	360	11.3

中 速 度 機 關

容 量 (H.P.)	回轉數 (r.p.m.)	蒸汽消費量 一時間一馬力に付
50	300	12.7 kg
75	280	12.3
100	260	11.8
150	240	11.3
200	220	10.9
300	200	10.45
500	180	10.0

低 速 度 機 關

容 量 (H.P.)	回轉數 (r.p.m.)	蒸汽消費量 一時間一馬力に付
50	150	10.9 kg
75	140	10.45
100	130	10.0
150	120	9.5
200	110	9.0
300	100	8.6
500	90	8.15

熱效率の計算

華氏 60 度の水 1 封度を壓力 120 封度 (8.45 kg/cm²) の蒸汽となすに要する熱量は

$$1{,}189+32-60=1{,}161\ \text{B t.u.}$$

故に此の蒸汽 20 封度の熱量は

$$20\times 1{,}161=23{,}220\ \text{B.t.u.}$$

然るに 1 B.t.u. は 778 ft. lb. に相當するから

$$778\times 23{,}220=18{,}065{,}160\ \text{ft.lb.}$$

1 馬力時は $33{,}000\times 60=1{,}980{,}000$ ft.lb.

故に 1 馬力時に 20 封度を消費する汽罐の熱能力は

$$\frac{1{,}980{,}000}{18{,}065{,}160}=0.11$$ 卽ち 11%

となる。此れに更に汽罐の能率を 56% とする時は，石炭から得られる機關の出力は僅かに 7.1% に過ぎない。

4.8. 給 油 (Oil Feeding)

ピストン，軸承等の摩擦損失を少なくするために油を供給する。此れを **ルーブリケーション** (Lubrication) と云ふ。此れに使用する油には

(1) **植物性油** (Vegetable Oil)

(2) **動物性油** (Animal fat)

(3) **礦物性油** (Mineral Oil)

(4) **石　墨** (Graphite)

(5) **グリース** (Greese)

等がある。之れを供給する方法としては**油壺** (Oil Cup) 及**ルーブリケーター** (Lubricater) を用ひて上からたらし込むか，外力によりて供給する (Forced Lubrication) が用ひられる。

油の一度使用して汚れたものは此れを濾過して使用する。 Burts Oil Filter がある。又電氣による淨化も研究されて居る。

4.9. 機關容量の選定 (Selection of Engine Capacity)

機關の容量は其の負荷の狀態によりて之を定めるものである。此の機關は一般に 25% から 50% の過負荷をかける事が出來るが其の能率が低下するので成る可く全能力にて使用せねばならぬ。此のためには負荷の狀態によりて臺數を幾つにも分たねばならぬ。その一例を擧ぐれば第 36 表，第 37 表の如し。

第　36　表

所要最大馬力數	機關の個數 (1 個は豫備)	各機の容量
200	2	200
400	3	200
600	3	300
1,000	3	500
1,500	4	500
2,000	4	750
5,000	6	1,000
10,000	6	2,000

機關の種類を選定するには蒸汽消費量の外に取扱の難易，修繕等他の事柄も全部考慮に入れて行はねばならぬ。

大容量のものには蒸汽タービンを用ふるがその臺數の定め方は從來のものは第 37 表の如き關係を有す。

第　37　表

發電所常時出力	1,000 kW	10,000 kW	50,000 kW	100,000 kW
發電機：出力	500	5,000	25,000	35,000
發電機：臺數	3	3	3	4
汽罐加熱面積 (m^2)	300	600	1,000	1,400
汽　罐：臺數	3	6	8	12
用地面積 (アール)	60	150	300	600
建物延面積 (m^2)	1,000	4,500	6,500	8,500
冷却用水量 (m^3/秒)	0.25	2.2	6.5	12.0
補給水量 (m^3/日)	30	200	550	1,000

汽罐の大きさ及び臺數に付ては前章を參照せよ。

第 38 表

圧力 kg/cm²	飽和温度 °C	比体積 m³/kg			エンタルピ kcal/kg			エントロピ kcal/°K kg			圧力 kg/cm²
p	t_s	v'	v''	$v''-v'$	i'	i''	$r=i''-i'$	s'	s''	$\frac{r}{T}=s''-s'$	p
0·01	6·7	0·001000	131·63	131·63	6·71	599·25	592·54	0·0241	2·1412	2·1171	0·01
0·015	12·7	0·001001	89·63	89·63	12·76	601·99	589·23	0·0456	2·1062	2·0606	0·015
0·02	17·2	0·001001	68·26	68·26	17·23	604·01	586·78	0·0610	2·0815	2·0205	0·02
0·025	20·8	0·001002	55·27	55·27	20·80	605·62	584·82	0·0732	2·0625	1·9893	0·025
0·03	23·8	0·001003	46·52	46·52	23·79	606·97	583·18	0·0833	2·0470	1·9637	0·03
0·04	28·6	0·001004	35·45	35·45	28·65	609·16	580·51	0·0994	2·0225	1·9231	0·04
0·05	32·5	0·001005	28·72	28·72	32·55	610·90	578·35	0·1122	2·0037	1·8915	0·05
0·06	35·8	0·001006	24·18	24·18	35·83	612·37	576·54	0·1228	1·9884	1·8656	0·06
0·08	41·2	0·001008	18·44	18·44	41·15	614·74	573·59	0·1399	1·9645	1·8246	0·08
0·10	45·4	0·001010	14·95	14·95	45·43	616·63	571·20	0·1534	1·9459	1·7925	0·10
0·12	49·1	0·001012	12·592	12·591	49·02	618·21	569·19	0·1646	1·9308	1·7662	0·12
0·15	53·6	0·001014	10·210	10·209	53·55	620·20	566·65	0·1785	1·9124	1·7339	0·15
0·20	59·7	0·001017	7·793	7·792	59·62	622·83	563·21	0·1969	1·8889	1·6920	0·20
0·25	64·6	0·001020	6·321	6·320	64·50	624·92	560·42	0·2115	1·8707	1·6592	0·25
0·30	68·7	0·001022	5·327	5·326	68·62	626·67	558·05	0·2236	1·8559	1·6323	0·30
0·35	72·2	0·001024	4·611	4·610	72·19	628·18	555·99	0·2340	1·8434	1·6094	0·35
0·40	75·4	0·001026	4·069	4·068	75·36	629·50	554·14	0·2432	1·8327	1·5895	0·40
0·50	80·9	0·001030	3·301	3·300	80·81	631·74	550·93	0·2587	1·8147	1·5560	0·50
0·60	85·5	0·001033	2·783	2·782	85·42	633·61	548·19	0·2716	1·8000	1·5284	0·60
0·70	89·4	0·001036	2·409	2·408	89·43	635·21	545·78	0·2826	1·7876	1·5050	0·70
0·80	93·0	0·001038	2·126	2·125	92·99	636·61	543·62	0·2924	1·7769	1·4845	0·80
0·90	96·2	0·001041	1·904	1·903	96·19	637·85	541·66	0·3011	1·7675	1·4664	0·90
1·0	99·1	0·001043	1·726	1·725	99·12	638·97	539·85	0·3090	1·7591	1·4501	1·0
1·1	101·8	0·001045	1·578	1·577	101·82	639·99	538·17	0·3162	1·7515	1·4353	1·1
1·2	104·2	0·001047	1·455	1·454	104·32	640·92	536·60	0·3229	1·7446	1·4217	1·2
1·3	106·6	0·001049	1·3500	1·3490	106·7	641·8	535·1	0·3291	1·7382	1·4091	1·3
1·4	108·7	0·001050	1·2595	1·2584	108·9	642·6	533·7	0·3348	1·7322	1·3974	1·4
1·5	110·8	0·001052	1·1807	1·1796	110·9	643·3	532·4	0·3402	1·7267	1·3865	1·5
1·6	112·7	0·001054	1·1115	1·1104	112·9	644·0	531·1	0·3453	1·7216	1·3765	1·6
1·8	116·3	0·001057	0·9954	0·9943	116·5	645·3	528·8	0·3547	1·7122	1·3575	1·8
2·0	119·6	0·001060	0·9019	0·9008	119·9	646·5	526·6	0·3632	1·7038	1·3406	2·0
2·2	122·6	0·001063	0·8249	0·8238	122·9	647·5	524·6	0·3710	1·6962	1·3252	2·2
2·4	125·5	0·001065	0·7602	0·7591	125·8	648·4	522·6	0·3782	1·6892	1·3110	2·4
2·6	128·1	0·001068	0·7052	0·7041	128·5	649·3	520·8	0·3849	1·6828	1·2979	2·6
2·8	130·5	0·001070	0·6579	0·6568	131·0	650·1	519·1	0·3911	1·6769	1·2858	2·8
3·0	132·9	0·001072	0·6166	0·6155	133·3	650·8	517·5	0·3970	1·6714	1·2744	3·0
3·2	135·1	0·001075	0·5804	0·5793	135·6	651·5	515·9	0·4025	1·6662	1·2637	3·2
3·4	137·2	0·001077	0·5482	0·5471	137·8	652·2	514·4	0·4077	1·6613	1·2536	3·4
3·6	139·2	0·001079	0·5196	0·5185	139·8	652·8	513·0	0·4127	1·6567	1·2440	3·6
3·8	141·1	0·001081	0·4938	0·4927	141·8	653·4	511·6	0·4174	1·6524	1·2350	3·8
4·0	142·9	0·001083	0·4703	0·4694	143·6	653·9	510·3	0·4219	1·6482	1·2263	4·0
4·5	147·2	0·001087	0·4212	0·4201	148·0	655·1	507·1	0·4324	1·6387	1·2063	4·5
5·0	151·1	0·001092	0·3813	0·3802	152·1	656·3	504·2	0·4419	1·6302	1·1883	5·0
5·5	154·7	0·001096	0·3485	0·3474	155·8	657·2	501·4	0·4507	1·6225	1·1718	5·5
6·0	158·1	0·001100	0·3210	0·3199	159·3	658·1	498·8	0·4587	1·6154	1·1567	6·0
6·5	161·2	0·001103	0·2976	0·2965	162·5	658·9	496·4	0·4662	1·6089	1·1427	6·5
7·0	164·2	0·001107	0·2775	0·2764	165·6	659·6	494·0	0·4732	1·6028	1·1296	7·0
7·5	167·0	0·001110	0·2599	0·2588	168·5	660·3	491·8	0·4799	1·5972	1·1173	7·5
8·0	169·6	0·001114	0·2445	0·2434	171·3	660·9	489·6	0·4861	1·5919	1·1058	8·0
8·5	172·1	0·001117	0·2308	0·2297	173·9	661·5	487·6	0·4920	1·5869	1·0949	8·5
9·0	174·5	0·001120	0·2186	0·2175	176·4	662·0	485·6	0·4977	1·5822	1·0845	9·0
9·5	176·8	0·001123	0·2076	0·2065	178·8	662·4	483·6	0·5030	1·5777	1·0747	9·5
10·0	179·0	0·001126	0·1977	0·1966	181·2	662·9	481·7	0·5082	1·5735	1·0653	10·0

第 39 表

圧力 kg/cm²	飽和温度 °C	比体積 m³/kg			エンタルピ kcal/kg			エントロピ kcal/°K kg			圧力 kg/cm²
p	t_s	v'	v''	$v''-v'$	i'	i''	$r=i''-i'$	s'	s''	$\frac{r}{T}=s''-s'$	p
11	183·2	0·001131	0·1805	0·1794	185·6	663·8	478·2	0·5178	1·5655	1·0477	11
12	187·1	0·001137	0·1661	0·1650	189·7	664·5	474·8	0·5267	1·5582	1·0315	12
13	190·7	0·001142	0·1538	0·1527	193·6	665·1	471·5	0·5350	1·5515	1·0165	13
14	194·1	0·001147	0·1432	0·1421	197·2	665·6	468·4	0·5428	1·5452	1·0024	14
15	197·4	0·001152	0·1340	0·1328	200·7	666·1	465·4	0·5502	1·5393	0·9891	15
16	200·4	0·001157	0·1259	0·1247	204·0	666·6	462·6	0·5571	1·5338	0·9767	16
17	203·4	0·001161	0·1187	0·1175	207·1	666·9	459·8	0·5638	1·5286	0·9648	17
18	206·1	0·001166	0·1123	0·1111	210·2	667·3	457·1	0·5700	1·5236	0·9536	18
19	208·8	0·001170	0·1066	0·1054	213·1	667·6	454·5	0·5760	1·5189	0·9429	19
20	211·4	0·001175	0·1014	0·1002	215·8	667·8	452·0	0·5818	1·5145	0·9327	20
21	213·9	0·001179	0·09666	0·09548	218·5	668·0	449·5	0·5872	1·5101	0·9229	21
22	216·2	0·001183	0·09235	0·09117	221·2	668·2	447·0	0·5926	1·5060	0·9134	22
23	218·5	0·001187	0·08841	0·08722	223·7	668·4	444·7	0·5978	1·5021	0·9043	23
24	220·8	0·001191	0·08479	0·08360	226·2	668·6	442·4	0·6027	1·4983	0·8956	24
25	222·9	0·001195	0·08144	0·08024	228·6	668·7	440·1	0·6074	1·4946	0·8872	25
26	225·0	0·001199	0·07834	0·07714	230·9	668·8	437·9	0·6120	1·4910	0·8790	26
27	227·0	0·001203	0·07547	0·07427	233·2	668·9	433·7	0·6164	1·4875	0·8711	27
28	229·0	0·001206	0·07279	0·07158	235·4	668·9	433·5	0·6208	1·4842	0·8634	28
29	230·9	0·001210	0·07028	0·06907	237·5	669·0	431·5	0·6251	1·4810	0·8559	29
30	232·8	0·001214	0·06795	0·06674	239·6	669·0	429·4	0·6292	1·4778	0·8486	30
32	236·3	0·001221	0·06369	0·06247	243·7	669·0	425·3	0·6371	1·4717	0·8346	32
34	239·8	0·001228	0·05992	0·05869	247·6	668·9	421·3	0·6446	1·4660	0·8214	34
36	243·0	0·001235	0·05656	0·05531	251·4	668·8	417·4	0·6517	1·4604	0·8087	36
38	246·2	0·001242	0·05352	0·05228	255·0	668·7	413·7	0·6587	1·4552	0·7963	38
40	249·2	0·001249	0·05078	0·04953	258·5	668·4	409·9	0·6653	1·4501	0·7848	40
42	252·1	0·001256	0·04830	0·04704	261·9	668·2	406·3	0·6716	1·4452	0·7736	42
44	254·9	0·001262	0·04603	0·04477	265·1	667·9	402·8	0·6776	1·4404	0·7628	44
46	257·6	0·001269	0·04395	0·04268	268·2	667·6	399·4	0·6833	1·4358	0·7525	46
48	260·2	0·001276	0·04203	0·04075	271·2	667·2	396·0	0·6889	1·4314	0·7425	48
50	262·7	0·001282	0·04027	0·03899	274·2	666·9	392·7	0·6944	1·4271	0·7327	50
55	268·7	0·001298	0·03639	0·03509	281·3	665·8	384·5	0·7072	1·4167	0·7095	55
60	274·3	0·001314	0·03313	0·03182	288·1	664·5	376·4	0·7194	1·4070	0·6876	60
65	279·5	0·001330	0·03034	0·02901	294·5	663·1	368·6	0·7308	1·3976	0·6668	65
70	284·5	0·001346	0·02795	0·02660	300·8	661·6	360·8	0·7418	1·3887	0·6469	70
75	289·2	0·001362	0·02585	0·02449	306·7	659·9	353·2	0·7521	1·3802	0·6281	75
80	293·6	0·001378	0·02400	0·02262	312·5	658·1	345·6	0·7621	1·3718	0·6097	80
85	297·9	0·001395	0·02236	0·02096	318·1	656·2	338·1	0·7718	1·3638	0·5920	85
90	301·9	0·001411	0·02089	0·01948	323·7	654·3	330·6	0·7812	1·3559	0·5747	90
95	305·8	0·001428	0·01956	0·01813	329·1	652·2	323·1	0·7903	1·3483	0·5580	95
100	309·5	0·001445	0·01837	0·01692	334·4	650·0	315·6	0·7991	1·3408	0·5417	100
110	316·6	0·001480	0·01628	0·01480	345·0	645·5	300·5	0·8165	1·3260	0·5095	110
120	323·1	0·001518	0·01452	0·01300	354·8	640·7	285·9	0·8326	1·3120	0·4794	120
130	329·3	0·001557	0·01301	0·01145	364·6	635·6	271·0	0·8482	1·2981	0·4499	130
140	335·1	0·001600	0·01171	0·01011	374·2	630·2	256·0	0·8634	1·2843	0·4209	140
150	340·6	0·001646	0·01056	0·00891	383·6	624·4	240·8	0·8782	1·2706	0·3924	150
160	345·7	0·001697	0·009540	0·007843	393·0	618·2	225·2	0·8929	1·2568	0·3639	160
170	350·7	0·001755	0·008619	0·006864	402·6	611·4	208·8	0·9076	1·2423	0·3347	170
180	355·4	0·001822	0·007773	0·005951	412·2	603·7	191·5	0·9224	1·2270	0·3046	180
190	359·8	0·001903	0·006973	0·005070	422·6	594·8	172·2	0·9381	1·2102	0·2721	190
200	364·1	0·002005	0·006198	0·004193	434·1	584·1	150·0	0·9555	1·1910	0·2355	200
210	368·2	0·002130	0·005409	0·003279	448·0	570·7	122·7	0·9765	1·1679	0·1914	210
220	372·1	0·002428	0·004446	0·002018	469·4	549·5	80·1	1·0088	1·1329	0·1241	220
225·2	374·0	0·003198	0·003198	0	509·5	509·5	0	1·0700	1·0700	0	225·2