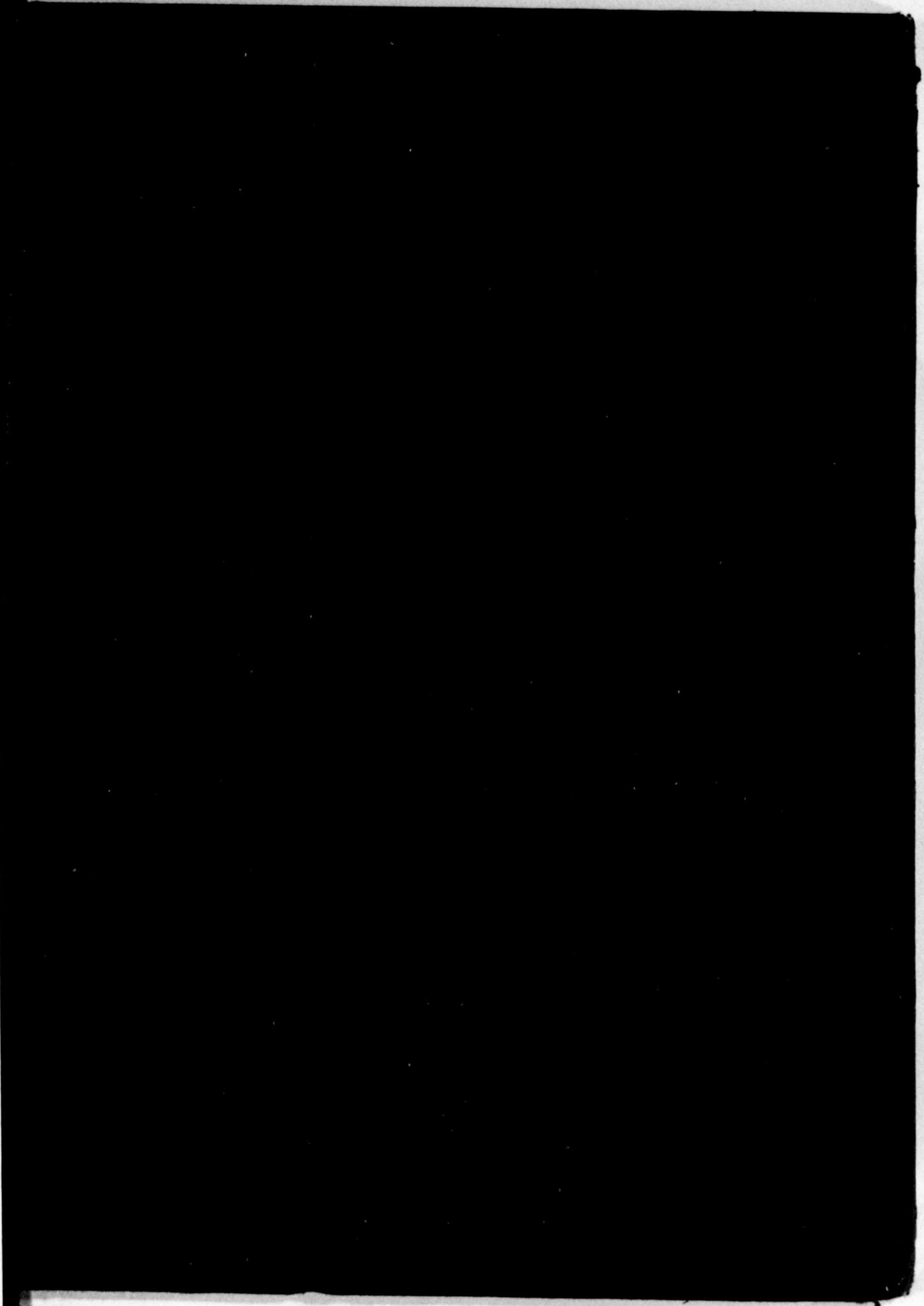




始





536.1
TE86



最新機關車精義

鐵道機關車研究會著

發行所

東京 大 教 社 神戶



は し が き

大東亞戰下陸運非常體制に於ける鐵道輸送の使命は第一線の戰鬥と同様正に皇國の興亡を双肩に負ふものと言ふも敢て過言ではない。殊に鐵道輸送の尖兵たる機關車乗務員の養成は最も重要にして又最も困難なる事業である。

我が國の鐵道技術は大御稜威の下官民の異常なる努力と鐵道人としての先輩諸賢の献身的奉公精神により鐵道開通以來僅かに半世紀にして世界の水準に達し、今や更に其の指導的地位を確保するに至るまでに驚異的進展を遂げ、國産機關車に於ても其の優秀なるものが日に月に其の性能を競つて建造せられつつある状態で、時局下實に御同慶且つ感謝に堪へない所である。

然るに、之等の新鋭機關車を操縦し其の性能をして十二分に發揮せしむるは一に機關車乗務員の能力に據る所である。著者深く茲に鑑みる所あり、淺學ながら多年の體驗と研究を纏めて、日進月歩の機關車の實體を捉へこの新しき要望に應へんとしたのが本書である。

本書は次の凡例に記した通りの構想に基き、教習所機關士科程度の最も新しく最も適切なる教科書たらんことを主眼としたものであるが、幸に之がこの目的に適ひ聊かたりとも貢献する所あればと念願する次第である。

併しながら、今筆を擱いて靜かに瞑目すれば未だ説いて至らざる所、思うて果さざるもの多々あることと思ふ。大方諸賢の御高教御叱正を御願する次第である。

昭和十七年十一月關門海底隧道開通の日

著者 しるす

最新機關車精義目次

第一編 罐

第一章 火 室	1
第一節 内 火 室	1
1. 火室の形状から見た種類(1)	
2. 火格子面積の大小と發生馬力(3)	
3. 天井板及び側板(4)	
4. 熔 栓(7)	
5. 後 板(9)	
6. 管 板(9)	
7. 燃燒室(10)	
8. 煉瓦アーチ及びアーチ管(10)	
9. サーミツクサイフォン(12)	
第二節 外 火 室	13
1. 外火室天井板及び側板(13)	
2. 喉 板(13)	
3. 後 板(14)	
4. 動力焚口戸装置(15)	
5. 火格子及び火格子揺り装置(17)	
6. 動力揺り装置(18)	
第三節 底 枳	19
第四節 控	20
1. 控を設くる理由(20)	
2. 側 控(21)	
3. 天井控(22)	
4. 撓み控(23)	
5. 桁 控(24)	
6. 横 控(25)	
7. 隅板控(25)	
8. 羽子板控(26)	
9. 控折損の原因(27)	
第二章 罐 胴	29
第一節 罐 胴 接 手	30
1. 重ね接手(30)	
2. 突合せ接手(31)	
3. 罐胴接手の強さ(32)	
4. 罐胴の長手接手を圓周接手よりも強くする理由(35)	
5. 罐胴板の厚さ(37)	

凡 例

1. 本書ハ鐵道教習所機關士科ニ於ケル蒸氣機關車技術ノ最新最適ノ教科書タルコトヲ主眼トシタコト
2. 從ツテ鐵道省制定ノ同科教授要目ニ、又機關車部分ノ名稱ハ鐵道省制定ノ標準語ニ準據シタコト
3. 構造作用及之ガ理論ハ理解シ易カラシムルタメ立體圖、平面圖、説明圖竝ニ彩色圖等ヲ多數(約400)且ツ適切ニ配列シタコト
4. 關係アル研究事項竝ニ實務上必要ナル事項ハ參考トシテ各所ニ挿入シタコト
5. 挿込附録トシテ空氣プレーキニ於ケル空氣流通色分ケ圖ヲ添附シタコト

第二節 罐 内 管	38
1. 通氣管(39) 2. 加減弁取付管(39) 3. 乾燥管(41)	
第三節 煙 管	41
1. 煙管の太さと長さ(41) 2. 煙管配列法(42) 3. 煙管取付方法(44) 4. 煙管漏洩の原因(45) 5. 煙管の修繕(46)	
第三章 煙 室	47
第一節 煙 室 胴	48
煙室胴と罐胴との結合方法(48)	
第二節 主 蒸 氣 管	49
第三節 通 風 装 置	50
1. 吐出管(50) 2. 吐出ノズル(51) 3. 反射板(52) 4. 煙 突(53)	
第四節 過 熱 装 置	55
1. 過熱管寄(56) 2. 過熱管(57) 3. E形過熱管(58) 4. 過熱管の取付方法(59)	
第五節 火 粉 止	61
第四章 罐 附 屬 品	62
第一節 加 減 弁	62
第二節 注 水 器	65
1. 基本形注水器の構造作用(67) 2. セラー注水器(69) 3. 注水器の送水原理(70) 4. 注水器故障(74) 5. 送水温度(75)	
第三節 給 水 温 ヲ 装 置	76
1. 本省式(密閉式)給水温メ装置(77) 2. 本省細管式給水温メ装置(87) 3. 重見式給水温メ装置(90) 4. 住山式給水温メ装置	

(92) 5. 罐逆止弁(96) 6. 温メ器使用に依る利益(97) 7. 温メ器に取入れる排氣量(101)	
第四節 罐 安 全 弁	101
第五節 内火室最高部表示板	104
第六節 罐 水 清 淨 装 置	107
1. 罐水の連続排出による清淨法の概念(107) 2. 罐水清淨装置の構造の概要(108) 3. 排水量の調整(111)	
第七節 そ の 他	113
1. 水面計(113) 2. 圧力計(116) 3. 吹出弁(118)	

第二編 台 枠

第一章 主 台 枠	119
第一節 板 及 び 棒 台 枠	120
1. 板台枠(120) 2. 棒台枠(121) 3. 板台枠と棒台枠との比較(122)	
第二節 台 枠 鑄 物	123
第三節 罐 受 装 置	124
1. 煙室罐台(124) 2. 罐胴受(126) 3. 膨脹受(128)	
第二章 台 枠 附 屬 品	132
第一節 滑 棒	132
1. 二本棒式滑棒(132) 2. 一本棒式滑棒(133) 3. 滑棒の受くる力の方向(135) 4. 滑棒の受くる力の大きさ(135)	
第二節 軸 箱 守	138
1. 軸箱守(138) 2. 軸箱守控(139) 3. 軸箱楔(139)	

第三節 制動軸受	143
第三章 シリンダ	144
第一節 シリンダ	144
1. シリンダ一般(144) 2. シリンダの構造(147) 3. シリンダ 大ききの定め方(150) 4. シリンダブツシュ(152) 5. シリンダ 蓋(152) 6. シリンダ被(154) 7. シリンダ端逃(155) 8. ピス トン隙間(155) 9. シリンダ隙間容積(156)	
第二節 蒸気室	157
第三節 ピストンパツキン	161
1. ピストン棒パツキン(162) 2. ピストン尻棒パツキン(165) 3. 弁心棒及び同尻棒パツキン(166)	
第四節 尻棒加減装置	167
第四章 シリンダ附属品	169
第一節 脇路装置	169
1. 脇路コツク(170) 2. 空気脇路弁(172) 3. 自動脇路弁(176) 4. 脇路ピストン弁(179)	
第二節 シリンダ排水弁	180
第三節 シリンダ安全弁	183
第五章 バネ装置	185
第一節 擔バネ	185
重ねバネ(186)	
第二節 擔バネ鈎	188
第三節 鈎合梁	189
第四節 重量の配分	190

1. 支持法(190) 2. 重量配分(192) 3. 擔バネに掛かる重量 (193) 4. 四點支持の場合(194)	
第六章 台車	196
第一節 先台車	197
1. エコノミー式台車(197) 2. コロ式台車(199) 3. リンク式 台車(201) 4. バネ式台車(203) 5. 省形心向一軸台車(204) 6. 心向棒の長さ(204)	
第二節 従台車	206
第三節 ボギー台車	207
第四節 台車の復元装置	208
1. 復元力一定なるもの(209) 2. 台車偏倚量に比例して増加す るもの(211)	
第七章 連結装置	216
第一節 自動連結器	216
1. 自動連結器の種類(216) 2. 自動連結器の具備すべき条件 (220) 3. 自動連結器の三作用位置(220) 4. 各種自動連結器の 構造作用(222)	
第二節 引張摩擦装置	227
1. 引張摩擦装置の効用(227) 2. 楔式引張摩擦装置(228) 3. 輪 バネ式引張摩擦装置(230)	
第三節 中間緩衝器及び中間引棒	233
第四節 密着連結器	237

第三編 走り装置

第一章 弁 装 置	240
第一節 弁 運 動	240
1. 標準弁運動(241) 2. 前後進用偏心輪の位置決定(242) 3. ラ ツプ及びリード(244) 4. クランクとピストン及び弁と偏心輪と の関係(246) 5. 先進角(249) 6. ラツプ及びリードのある弁運 動(250) 7. 内側給気式と外側給気式(259)	
第二節 弁 線 圖	261
1. ツオイナー弁線圖(261) 2. 楕圓弁線圖(267)	
第三節 滑 弁	270
第四節 ピ ス ト ン 弁	271
第五節 各種弁装置	274
1. ワルシャート式弁装置(274) 2. ステフェンソン式弁装置 (282) 3. グレスレー式弁装置(286)	
第六節 逆 轉 装 置	289
1. 手動式逆轉機(290) 2. 動力逆轉機(291)	
第七節 弁 調 整	293
1. 正確なる死點の求め方(294) 2. ピストン隙間の求め方 (295) 3. ポートマークの求め方(295) 4. リードマークの求め方(296) 5. 蒸氣口の最大開き(297) 6. ワルシャート式弁装置各部の檢 査及び調整(297) 7. 簡易弁調整法(299)	
第二章 ピストン及びクロスヘッド	303
第一節 ピ ス ト ン	303
1. ピストン體(303) 2. ピストン棒及び尻棒(304) 3. ピストンリング(304)	

第二節 クロスヘッド	305
第三章 棒	308
第一節 主 連 棒	308
1. 構造(309) 2. 受金調整装置(310) 3. 受金の調整(311) 4. 主連棒の受ける力(312)	
第二節 連 結 棒	313
第四章 車 輪、軸 箱	316
第一節 車 輪、車 軸	316
1. 車輪の効用(316) 2. 車軸(317) 3. 輪心(319). 4. タイヤ(321)	
第二節 釣 合 錘	323
1. 回轉部分に對する釣合せ(324) 2. 往復運動部分に對する釣 合せ(326) 3. 釣合錘(328) 4. 機關車の動搖と釣合錘(331)	
第三節 軸箱及び受金	332
1. 軸 箱(332) 2. 受 金(333)	

第四編 ブレーキ装置

第一章 E.T.6 空氣ブレーキ装置	334
第一節 空氣壓縮機	337
1. 單式空氣壓縮機(337) 2. 複式空氣壓縮機(345)	
第二節 空氣壓縮機附屬品	351
1. 空氣塵コシ(351) 2. B形給油器(352) 3. 圧力加減器(354) 4. 元空氣溜(357) 5. 釣合空氣溜(358) 6. 給氣弁及び減圧弁 (359) 7. 分配弁(361) 8. 補給弁(376) 9. 單獨制動弁及び自	

動制動弁(379) 10. 制動弁脚台(384) 11. 制動筒(387) 12. 附屬装置(387) 13. 各部の総合的制動作用(392)	
第二章 入換機關車用空氣ブレーキ装置	399
第三章 空氣ブレーキ取扱	405
第一節 空氣壓縮機の運轉	405
第二節 機關車の出庫準備	406
第三節 列車の組成	408
第四節 車輛解結	409
第五節 列車の操縦	410
第六節 補助機關車及び廻送機關車	415
第七節 込め過ぎ及び緩解不良	416
第八節 停止中の車輛制動	417
第四章 故障及び手當	418
第一節 空氣壓縮機の故障	418
第二節 機關車空氣ブレーキ装置諸管	420
第五編 附 屬 装 置	
第一章 給油装置	427
第一節 見送給油器	427
1. 見送給油器の構造(427) 2. 見送給油器の作用(428)	
第二節 油ポンプ	430
1. 傳達装置(431) 2. 油ポンプの構造作用(432) 3. 試験弁(437) 4. アトマイザー(438) 5. 油ポンプ間歇給油とその防止対策(439)	

第二章 砂マキ装置	441
第一節 概 説	441
第二節 砂マキ器	442
第三節 調整器	443
第三章 速度計装置	445
第一節 速度計	445
1. 逆轉装置(445) 2. 時計装置(446) 3. 速度指示装置(449)	
第二節 傳達装置	450
第四章 電氣點燈装置	454
第一節 發電機	454
1. 發電機及びタービン(455) 2. 速度調節装置(456)	
第二節 前 照 燈	457
第三節 配 線	458
1. 抵抗器(459) 2. ツナギ箱(460)	
第五章 笛 装 置	462
第六編 炭 水 車	
第一章 稱呼及び容量	464
第二章 炭水車の構造	466
第一節 水槽台枠の構造	466
第二節 炭水車支持方法	467
1. 二點支持法(467) 2. 三點支持法(467) 3. 四點支持法(468)	
4. 六點支持法(468)	
第三節 ボギー台車	468

第三章 石炭押寄装置.....471

第七編 蒸氣機關車の検査及び修繕

第一章 車輛の保守.....473

第一節 検査種類擔當箇所、検査時期及び検査部分.....473

機關車検査規程(473)

第二節 シリンダ内部漏洩及び軸箱楔調整.....480

1. シリンダ内部漏洩(480) 2. 軸箱楔調整(481)

第二章 應急處置.....483

第一節 注水器.....483

第二節 給水ポンプ.....483

第三節 給水温メ装置.....484

第四節 脇路装置.....485

第五節 弁装置.....486

第六節 主連棒.....487

第七節 砂マキ装置.....488

第八節 點燈装置.....488

第八編 電氣機關車

第一章 電氣機關車の沿革.....490

第二章 電氣機關車の分類.....491

第三章 電氣機關車の形式、稱號及び名稱.....492

第四章 電氣機關車主要部分の名稱及び構造の概要.....493

第一節 聚電装置.....493

第二節 塞コイル、雷除.....493

第三節 元断路器.....493

第四節 高速遮斷器.....494

第五節 斷流器.....494

第六節 主抵抗器.....494

第七節 主接觸器.....494

第八節 カム軸、カム軸電動機、ノッチ加減器.....495

第九節 主電動機.....495

第十節 逆轉器.....495

第十一節 主電動機解放器.....496

第十二節 無圧中繼.....496

第十三節 元制御器.....496

第十四節 電動空氣壓縮機.....496

第十五節 電動發電機.....497

挿込附録

空氣流通色分け圖 (數色刷)

(本附録は教授上の便益の爲め特に別綴としたものであるから、自習者はその意のある所を以て、先づ本文綴込無色圖に依り研究をなし、参考として本色刷圖を重ね用ひて理解されたい。)

最新機車精義

第一編 罐

第一章 火 室

火室は内火室及び外火室の二部よりなり、内火室の上部は天井板、前部は管板後部は後板で被はれた箱形の火室で、底部には火格子が取付けられて居る。外火室板は一枚の板を蹄形に曲げ前方上部は罐胴に、下部は喉板に連がれ、後部は外火室後板と結合されて居る。

内外火室に使用する新製機車C59形式の各板の材質及び厚さを挙げれば次の如くである。

罐 胴 板	罐用鋼板 (SB34)	厚さ	16耗
外火室各板	罐用鋼板 (SB41)	厚さ	16耗
喉 板	罐用鋼板 (SB34)	厚さ	19耗
内火室天井板	罐用鋼板 (SB41)	厚さ	10耗
内火室側板	罐用鋼板 (SB41)	厚さ	10耗
内火室後板	罐用鋼板 (SB41)	厚さ	12耗
火室管板	罐用鋼板 (SB34)	厚さ	16耗

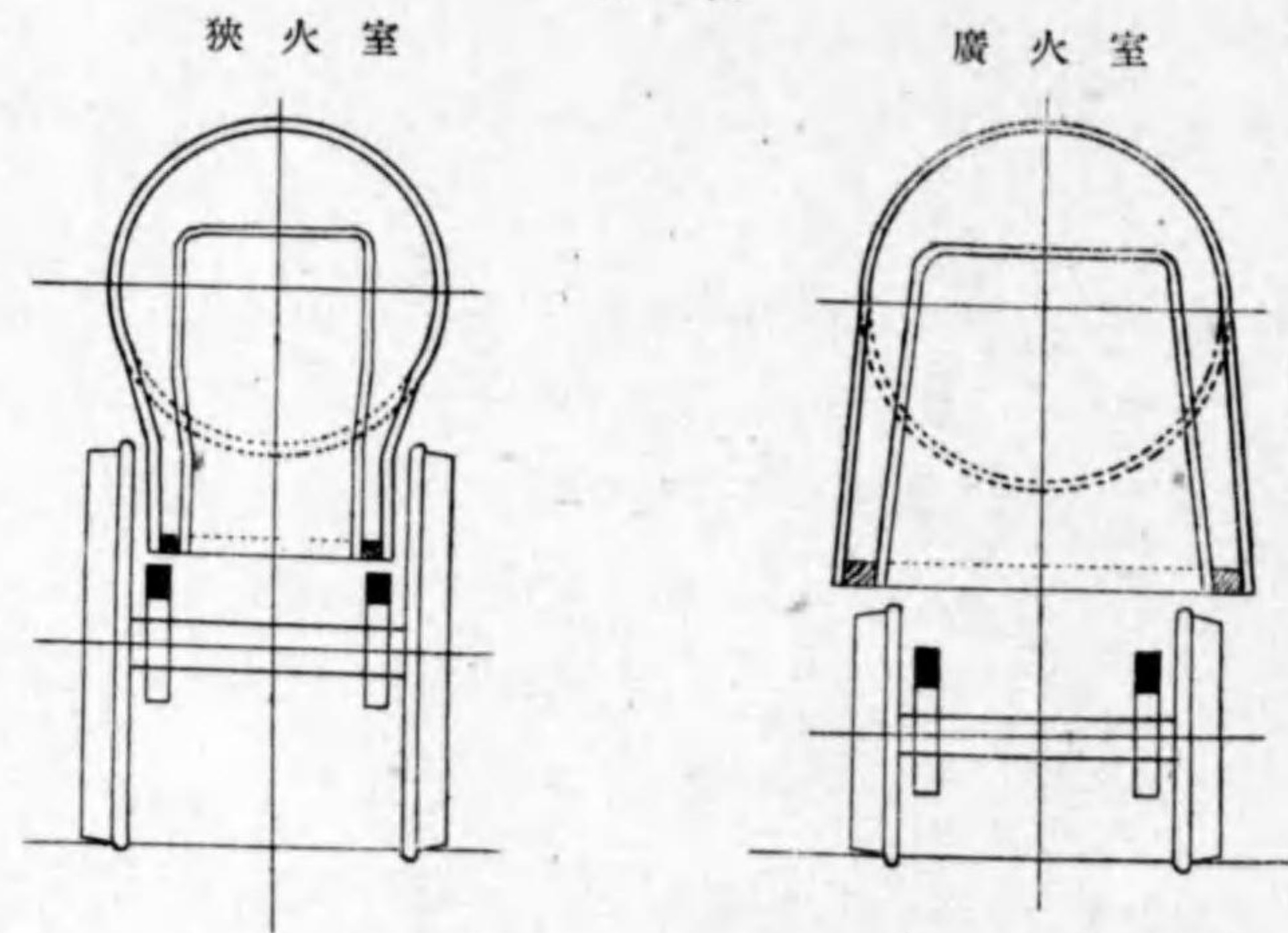
第一節 内 火 室

(1) 火室の形状から見たる種類

火室の形状は廣火室と狭火室に大別することが出来る。

狭火室は水脚部が車輪の内面又は台枠の内側に嵌入されたもので、火格子の幅は車輪内面距離で制限される。即ち外火室板と内火室板との間には罐水があり、この部分の厚さを約70耗、外火室側板の厚さを16耗、内火室側板の厚さを10耗とし、車輪横動に依り火室と車輪との間に30耗位の間隔を保たねばならぬから、火格子の横幅は大體750耗前後となる。故に火格子面積を大ならしめんとすれば勢ひ縦の長さを延長せねばならぬ。併し縦の方向は石炭投入の関係上制限されることとなり火格子面積も自ら制限される故に強大な機関車には適しない。併し火室の深さは充分深くすることが出来るから、燃焼瓦斯と空氣の化合する場所を充分ならしめ又熱傳導を良好ならしめる。この形を採用するものは小形機関車で6760、8620等主に板台枠を使用するものに多いが、C50形式の如く車輪の内側に火室を嵌込み台枠の上部に置いたものもあるが、これは前者と比べると台枠の厚みだけ火室の幅を広くすることが出来る。

第1圖



廣火室は車輪の内面距離以上に火室の幅を広くした火室で、強大な出力を要

する機関車の火室はこの式である。普通従輪を使用して火室を車輪上に置き罐中心の低下を計つて居る。大形機関車は主としてこの式を採用して居るが、9600形式の如く動輪上に火室を置いた特例のものもある。

廣火室にすれば火格子面積も廣くなり罐水の循環も良く且つ工作も容易であるが、比較的火室が浅いため火床整理を度々行はねばならず、且つ灰箱を台枠内に取付けなければならぬ爲、火室の下部に灰箱を取付けるに餘程無理を來すと同時に灰の落下も不良となる不都合を生ずることは免れない。

(2) 火格子面積の大小と發生馬力

火格子面積は罐設計の基礎をなすもので、その大きさにより機関車の大きさを判定することが出来る位である。機関車牽引力は低速度の場合は、單位時間内に使用する蒸氣の量が少いので罐の蒸氣發生量で充分であるから、蒸氣發生量から制限されることはなく、罐使用圧力、シリンダ直徑、動輪直徑及び粘着力等に依つて制限を受けるものであるが、速度が或る程度以上となれば罐の蒸氣供給能力が不足を生ずるから弁の締切點を早めるか或は加減弁を絞つて單位時間内に消費する蒸氣の量を制限せねばならぬ故、勢ひ機関車の牽引力は制限されることとなる。

而して、罐の蒸氣發生力は火格子面積の如き構造に関するものと燃焼率、石炭發熱量、焚火技倆の如き取扱上に関するものとの二方面で制限されることとなる。今取扱上の條件を一定のものと假定すれば、構造上の方面は工作上傳熱面積と火格子面積との割合は大體一定であり、且つ燃焼率にも一定の限度があるから、結局罐の蒸氣發生能力は火格子面積の大小に比例することとなる。換言すれば火格子面積の大小は機関車牽引力を左右することとなるから、火格子面積の大きさは機関車の發生すべき連続最大指示馬力を礎として定めることが出来る。即ち機関車が連続最大指示馬力を出して運轉して居るとき罐では少なく

とも之に必要な蒸氣量を發生せしめなければならぬ。

故に次の式が成立する。

一時間一指示馬力當り蒸氣消費量 (S) × 連續馬力 (HP) = 連續的罐一時間蒸氣發生量 (Qm)

又 $Qm = \frac{B \cdot G \cdot W \cdot E}{H-t}$ であるから

$$\therefore G = \frac{Qm (H-t)}{B \cdot W \cdot E}$$

B = 燃 燒 率 (疋/平方米/時間)

G = 火 格 子 面 積 (平方米)

E = 罐 効 率 (小數ニテ)

W = 石炭發熱量 (カロリー/疋)

H = 蒸氣の全熱量 (カロリー/疋)

t = 給 水 温 度 (C°)

(H-t) = 炭水車の水一疋を罐使用圧力一疋の蒸氣と化する
に必要な熱量 (カロリー)

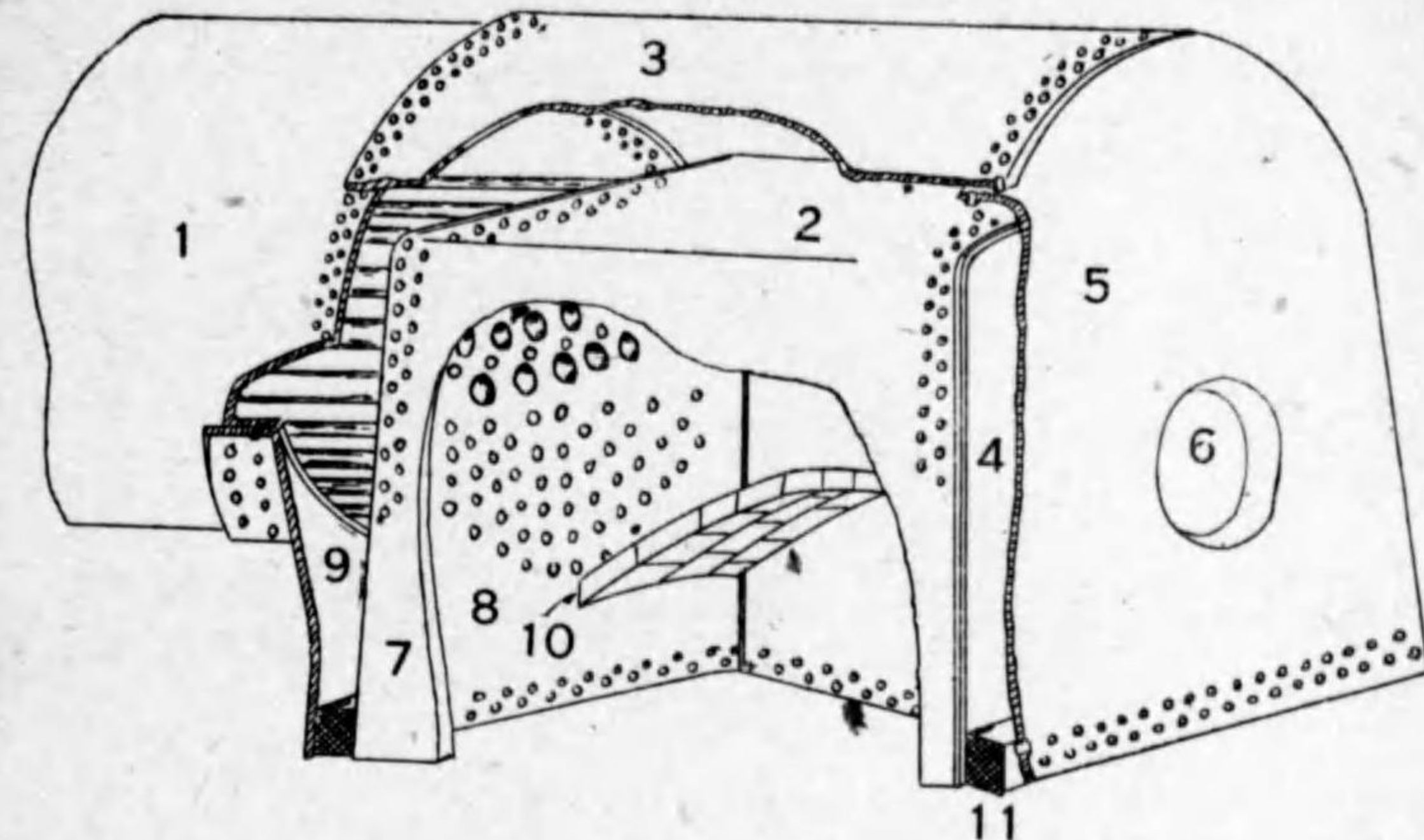
即ち火格子面積は以上の各々を査定すれば自ら算出することが出来る。尙、上記の式に適當なる數値を代入すると、火格子面積一平方米當り約 400 馬力位となる。

(3) 天井板及び側板

内火室天井板及び側板は罐用鋼材 (SB41) の厚さ 10 耗位の一枚板を曲げて作られ下部は底枠を介して外火室板と銲接せられ、前部は管板、後部は後板にそれぞれ結合されて居る。

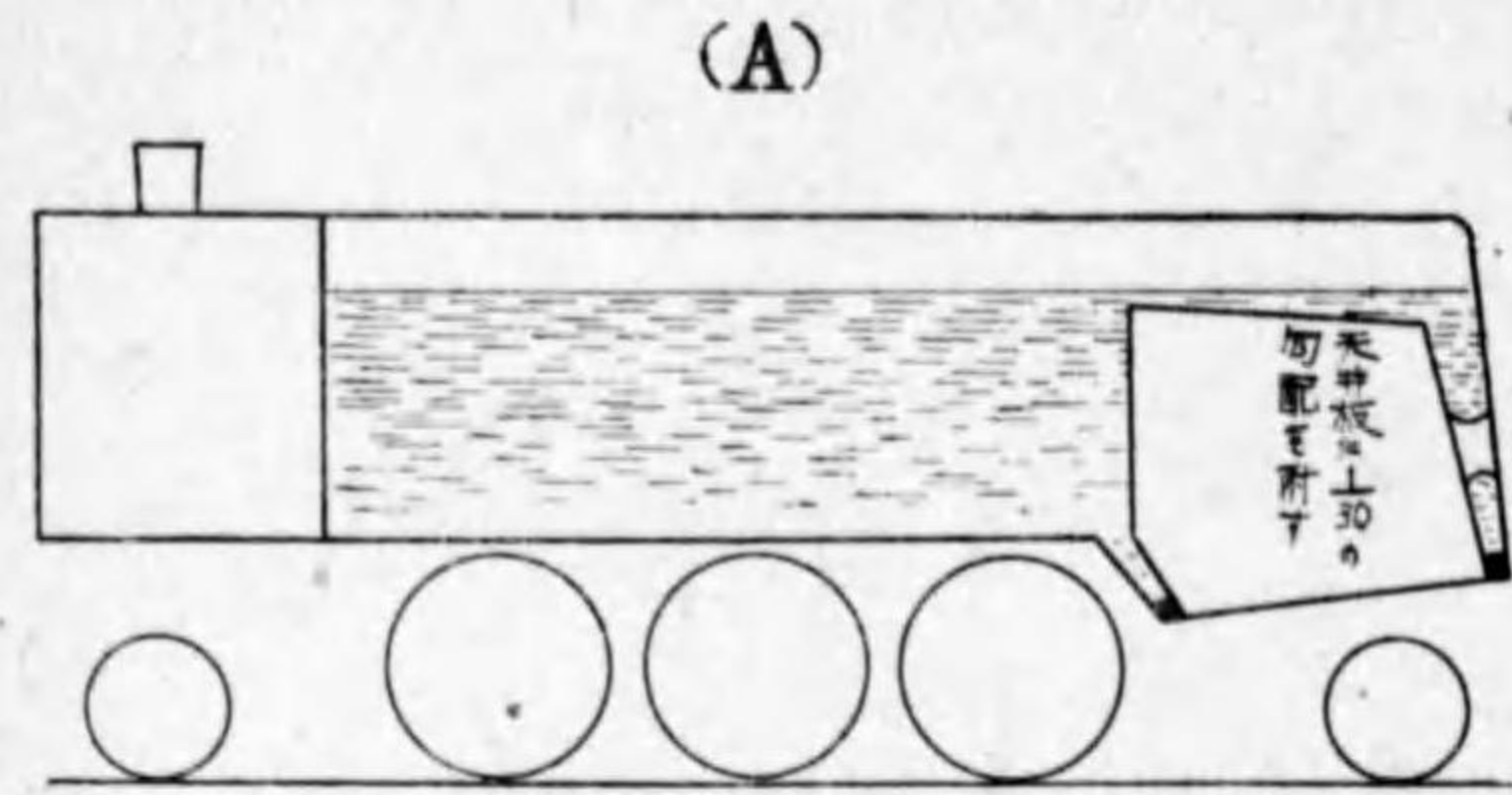
結合方法は管板及び後板を鋳出して銲接して居たが、近時熔接技術の發達に伴ひ殆ど熔接される様になつた。

第 2 圖 火室の構造



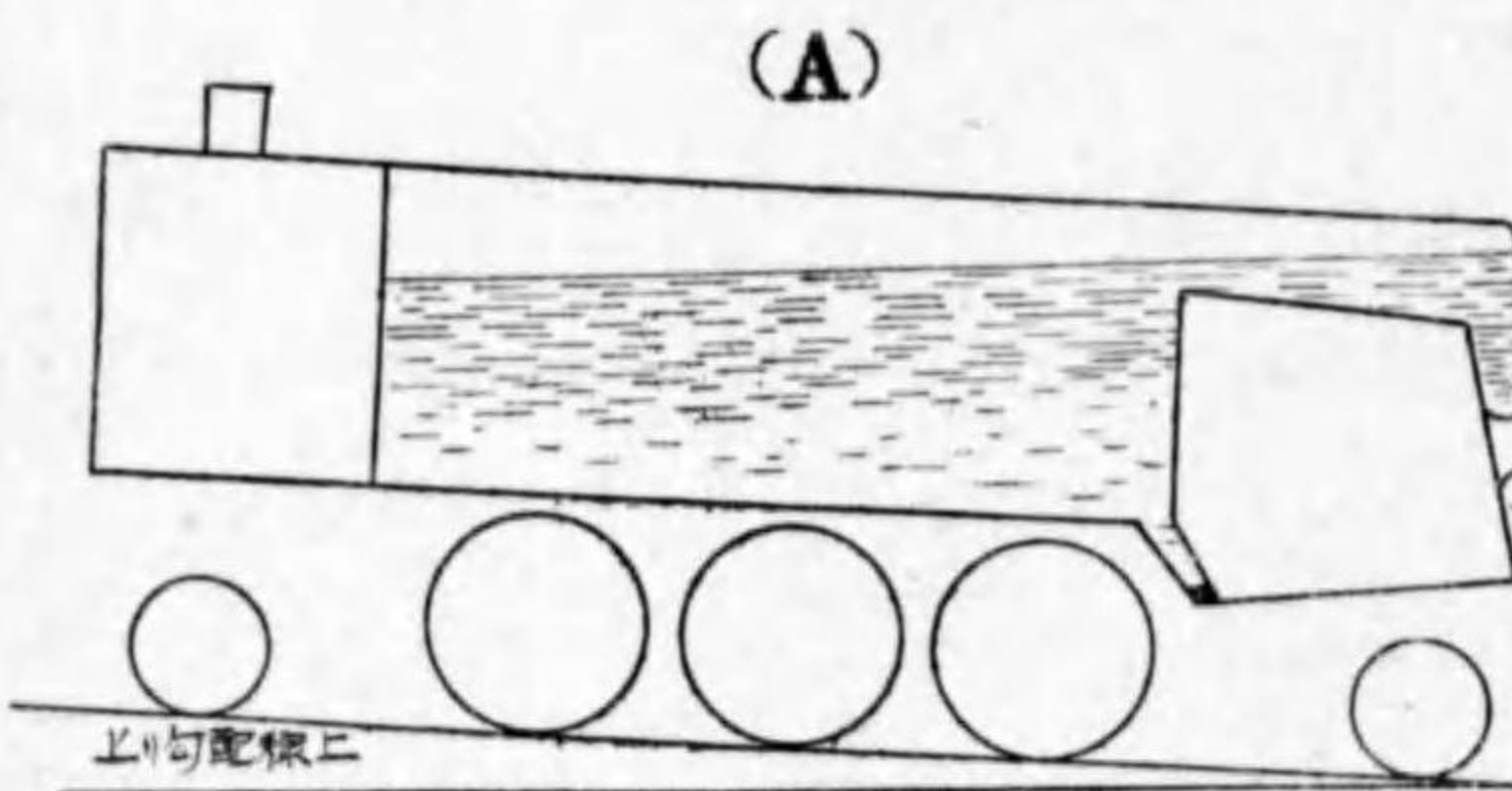
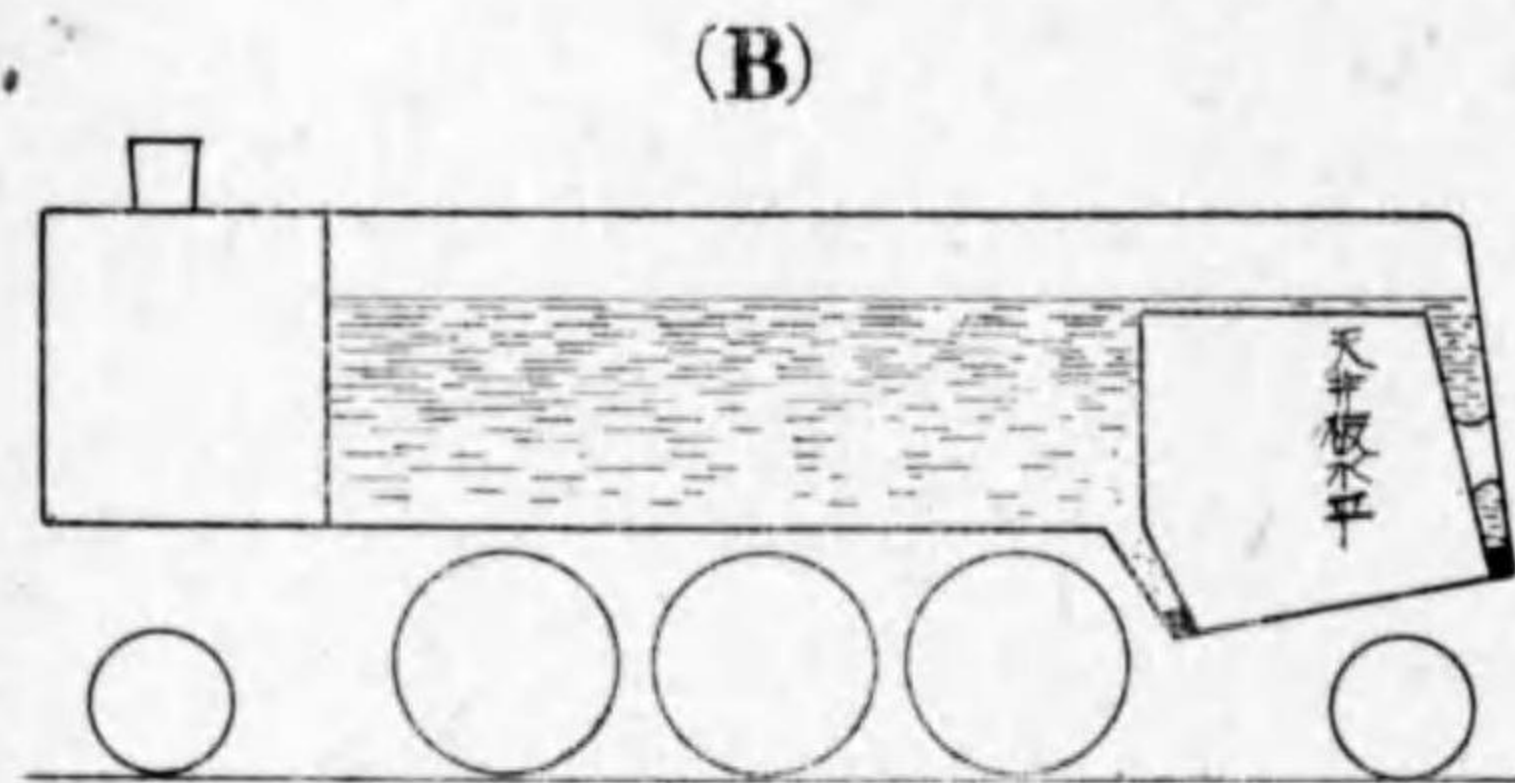
- | | | | |
|----------|---------|---------|----------|
| 1 罐 洞 | 4 内火室後板 | 7 内火室側板 | 10 煉瓦アーチ |
| 2 内火室天井板 | 5 外火室後板 | 8 火室管板 | 11 底 枠 |
| 3 外火室天井板 | 6 焚 口 | 9 喉 板 | |

天井板は後方に向つて $\frac{1}{30}$ の勾配で後下りとなし、下り勾配線に於ける天井板が水面上より露出する危険を防止して居る。即ち機関車が上り勾配線上にある時は罐水は天井板上に覆ひ被さつて来る故水面上に露出する處はないが、機関車が下り勾配線上に移れば罐水は水平を保つため、罐洞の前方に多く集ることとなり、天井板の前端は罐の中心に近寄つて居るからその割合は僅少であるが、特に罐の後方に近い天井板の後端は水面上に露さるゝこととなる。加ふるに下り勾配線に移る時は、上り勾配線で罐水を多量に消費してから下り勾配線に移る場合が多いから、天井板露出の危険性が益々あるわけである。故に天井板に $\frac{1}{30}$ の勾配を附して置けば、 $\frac{1}{30}$ 迄の下り勾配線上では天井板の最高部は常に前端であり、罐水の移動の少い罐の中心に近い安全性の多い處となる。 $\frac{1}{30}$ の下り勾配線上で水面と天井板とは平行となり、それ以上は天井板の最高部は後



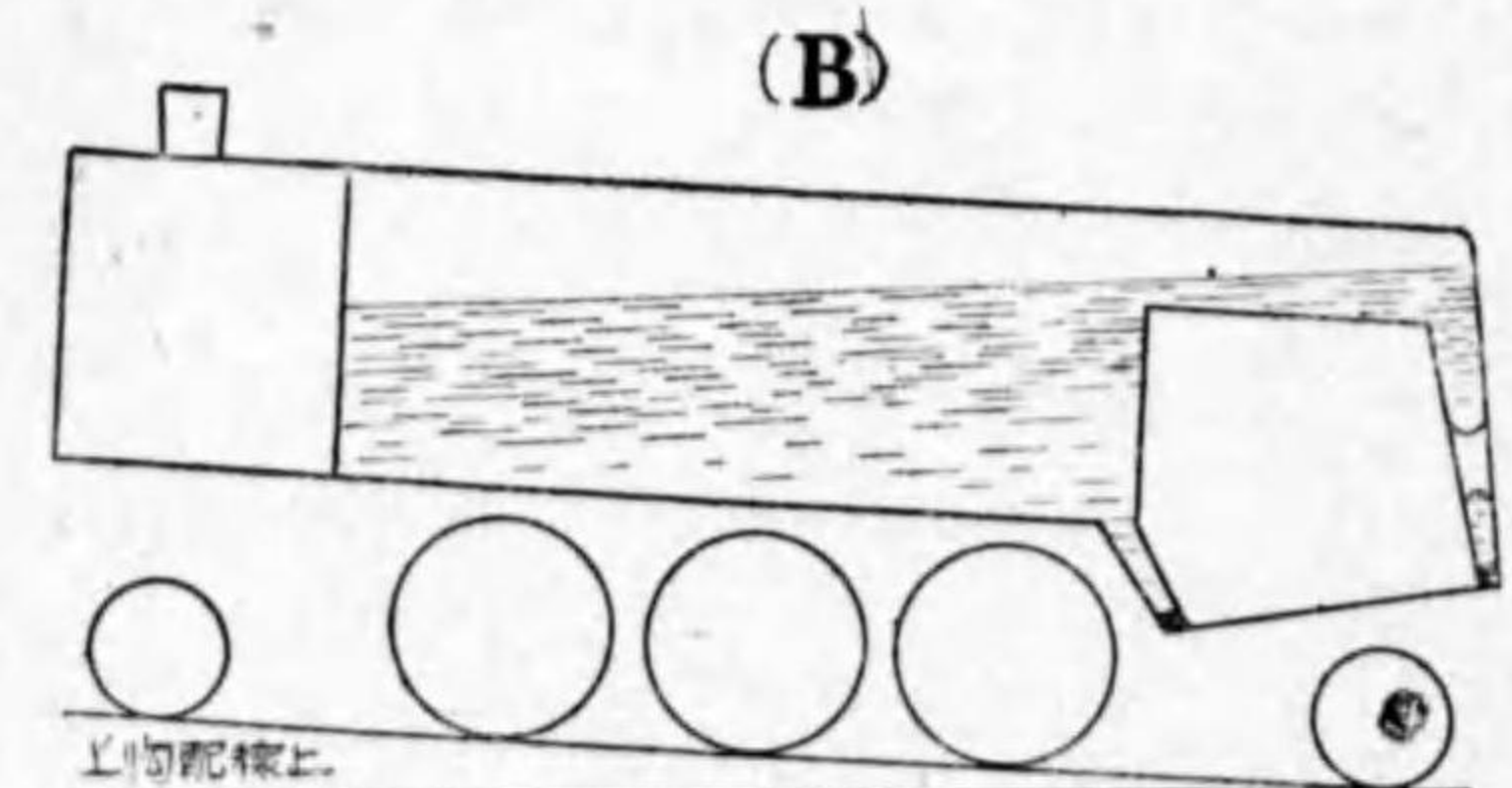
第 3 圖 (1)

天井板に勾配のある機關車と天井板に勾配の設けなき機關車が天井板を没する程度に罐水を保持した圖



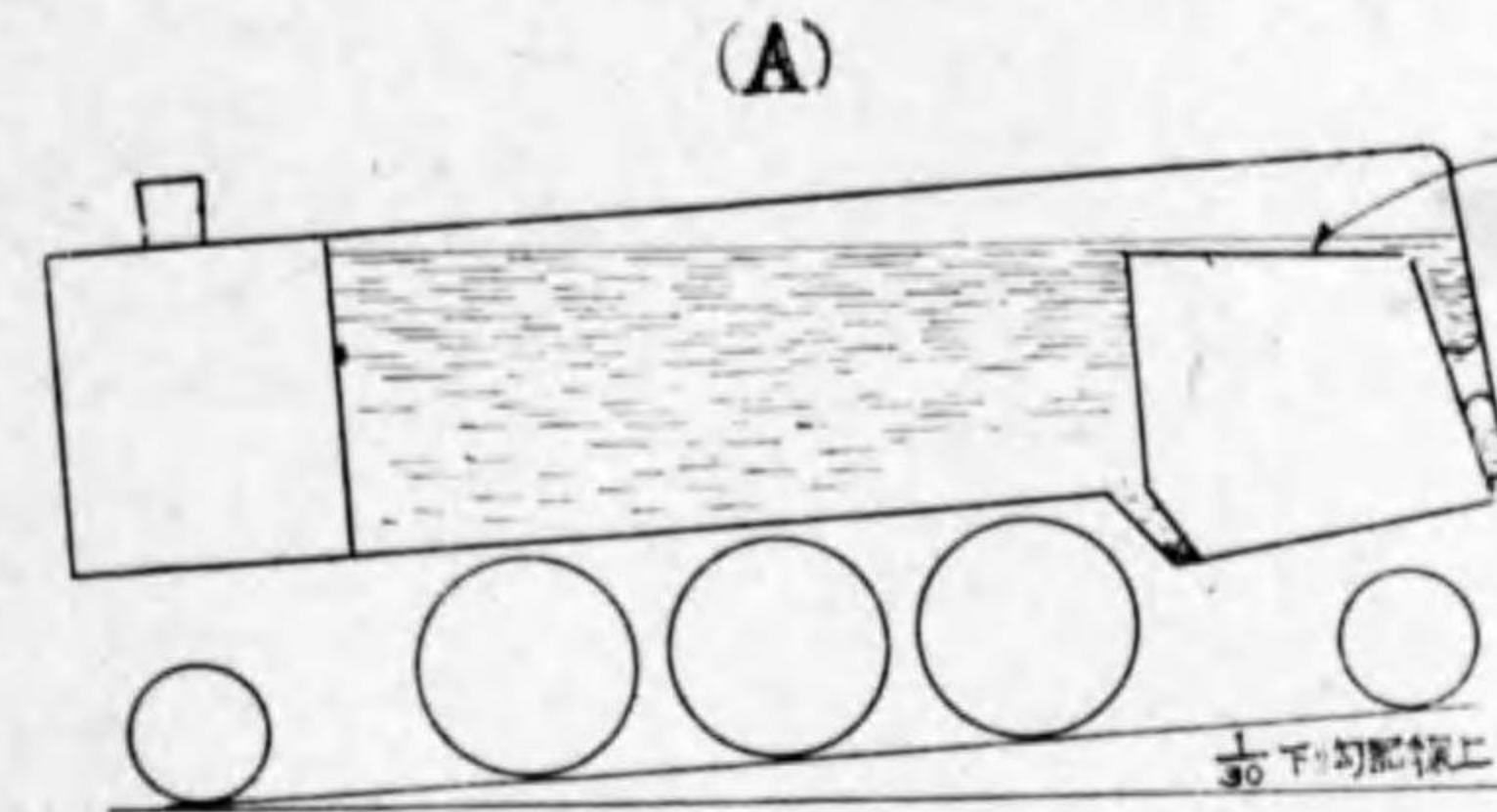
第 3 圖 (2)

兩機關車が上り勾配線にあるとき

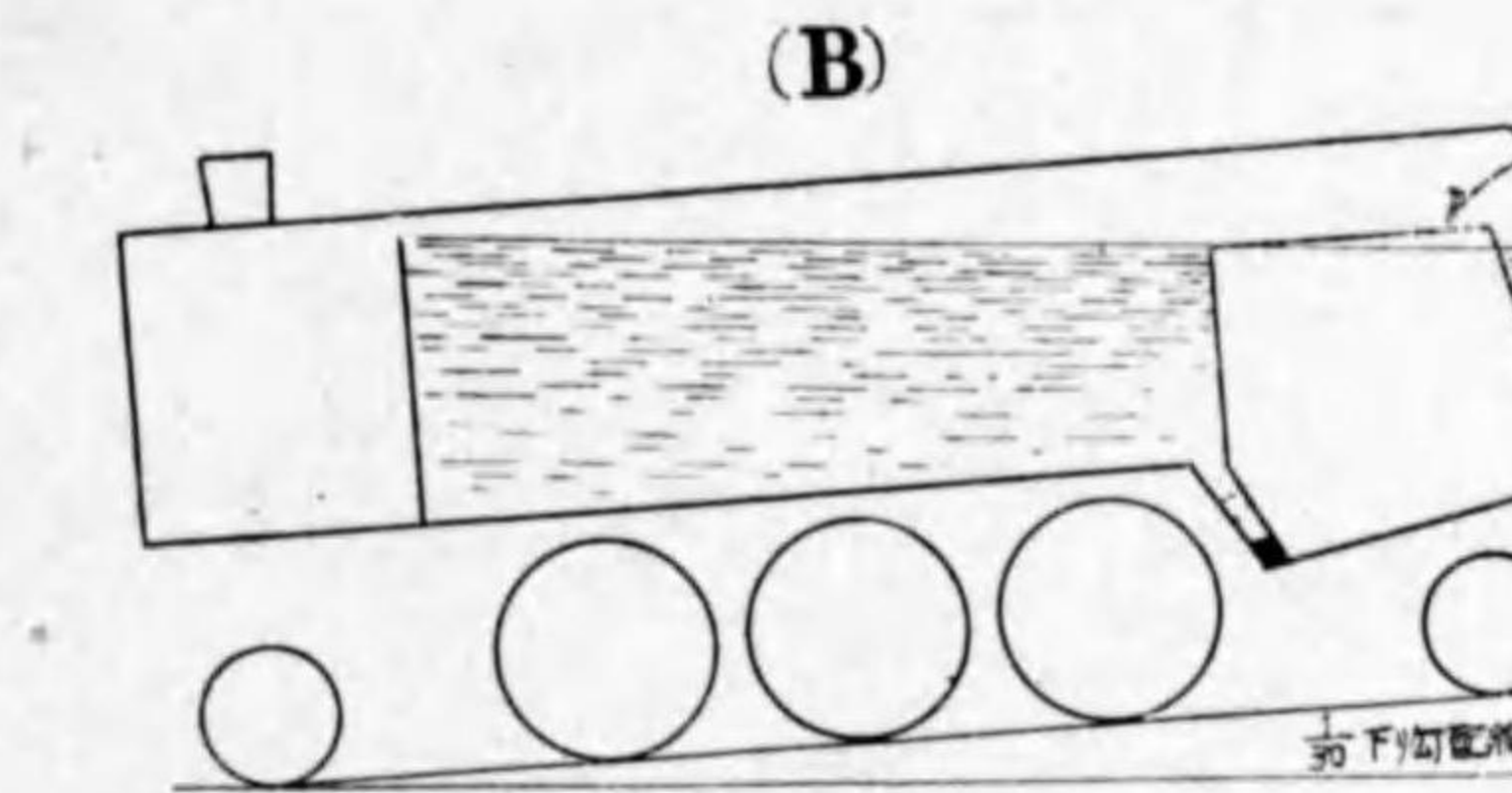


第 3 圖 (3)

兩機關車が $\frac{1}{30}$ の下り勾配線上にあるとき



天井板と罐水とが水平となる



天井板の後方が水面に露出する

端に移るが、國有鐵道では $\frac{1}{30}$ 以上の下り勾配は現存して居らぬから、新製機關車は天井板の勾配を一律に $\frac{1}{30}$ と定めて居る。但し舊形機關車の一部には天井板の勾配 $\frac{1}{30}$ より緩なもの又は水平となしたのものもある。

側板の形狀は狭火室のものでは下部は外火室板に平行して垂直となして居るが、廣火室は下擴りとなし、内火室を外火室内に下部より出し入れするの便して居る。

(4) 熔 栓

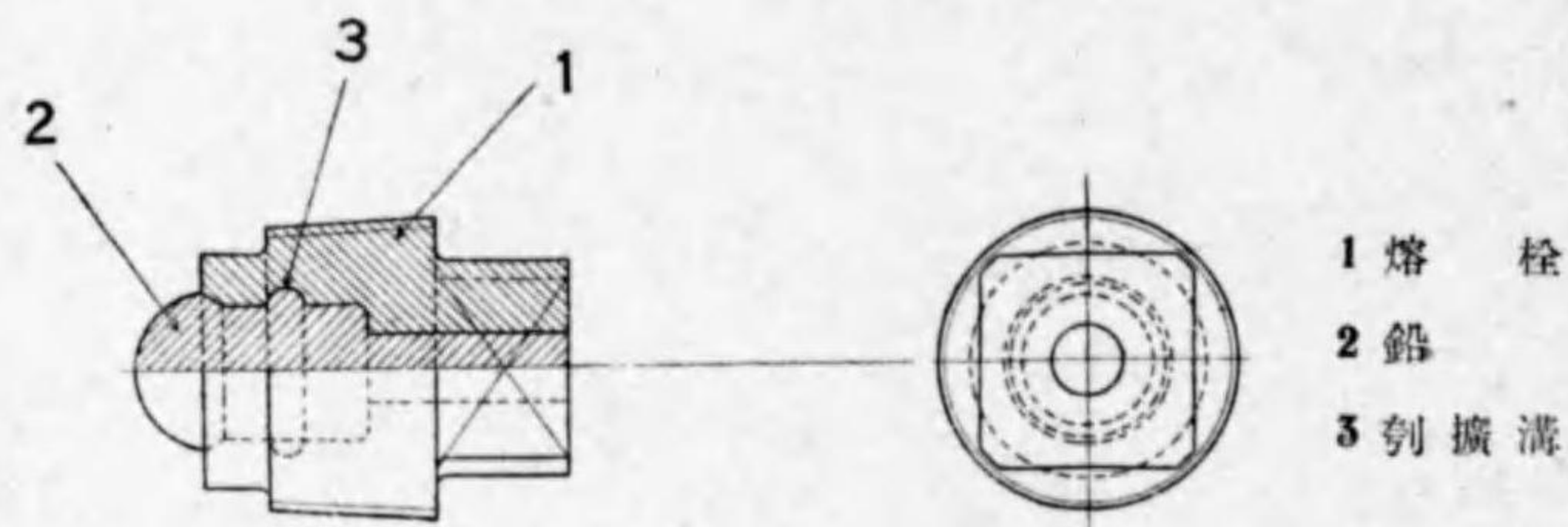
熔栓は内火室天井板の中心線上前後端に近い箇所に二箇設けられる。若し罐水を減少せしめて天井板が水面上に露出することがあれば、天井板は忽ち脆弱

となり、波状或は膨出しをして修理に手数を要し、或は罐破裂の惨害を發生するに至る。之を防止する目的で鉋金製の栓の内部に鉛(熔解温度327°C)を詰込んだものである。

熔栓に鉛を詰めるには、豫め栓を熱して膨脹せしめ、孔の中を掃除した上で白鐵を流し、栓の尻から熔解した鉛を注入し、頭は型を當て、丸形とするのである。

栓の内部に一條の列擴溝を作り鉛の沈下を防止し、又頭に丸味を附するのは下部に於ける多少の熔解沈下を補ふ爲である。尚、熔栓は月一回拔取り検査を行ひ、又鉛の變質を防止するため、三ヶ月位に鉛を盛替へることにして居る。

第4圖 熔栓



熔栓の熔解した場合の噴出状況を實例に徴すると、氣水の噴出では火室内の消火をすることは困難で、焚火方法宜しきを得れば使用压力保持も容易の場合があり、罐水が噴出しても压力降下のため直ちに蒸氣に變ずる故に、火格子面には大した水氣も吹き付けぬ程度で、噴出する音響も他に激しい雑音のある場合は感知せぬ場合もある。

天井板の最高温部は熔栓の頭でなく天井板である。何んとなれば熔栓の上部が水面上に露出して居つても下部を罐水が圍繞して熱を吸収するためである。近時列車の速度昂上に伴ひ制動に依る減速度大なるため天井板が水面上に露出する時間が20數秒近くにも及ぶものがあるが、熔栓はこれ位の時間では熔解せ

ないものである。

(5) 後 板

内火室後板は普通厚さ12耗の罐用鋼板(SB41)を用ひ、天井板及び側板と鉄又は熔接に依り結合するため前方に鏝出をなし、中央部には焚口を設けるため後方にも鏝出をして居る。

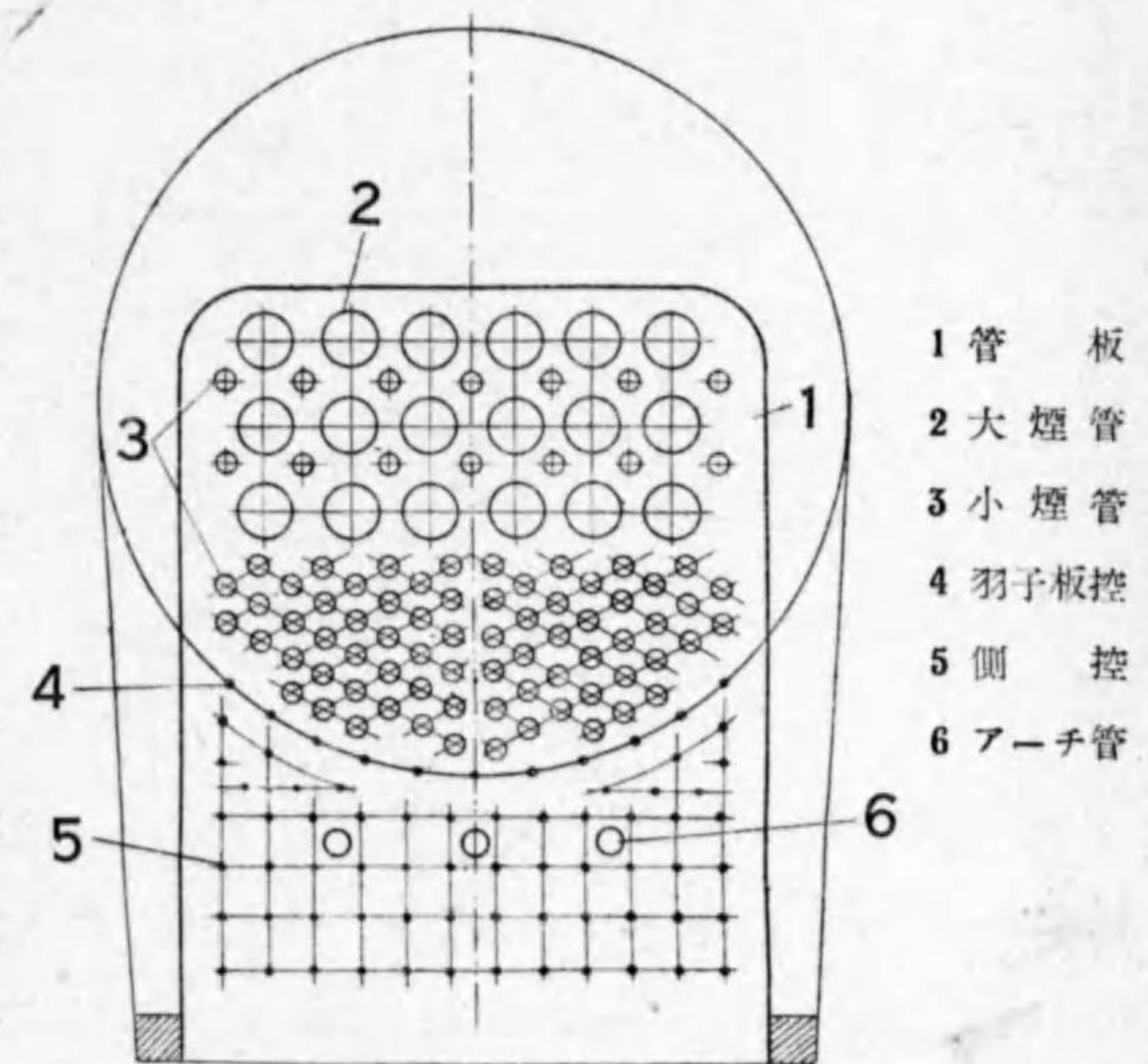
内火室後板は外火室後板より上方を前方に向つて傾斜せしめ、その傾斜度が外火室後板より大なるため、内外火室板の間隔は上方に至るに従ひ増大し氣泡の上昇状態を良好ならしめ、火焰の接觸を良好にし、且つ火格子面積を増大し罐の重量を輕減する等の利益がある。

(6) 管 板

火室管板は煙室管板と共に多くの煙管を取付けるため他の内火室板よりも厚き罐用鋼板(SB34)厚さ16耗のものを使用して居る。

管板を天井板及び側板に結合するため後方に鏝出をして鉄接して居たが、近時は下半部又は全部を熔接として過熱焦損を防止して居る。

第5圖 火室管板

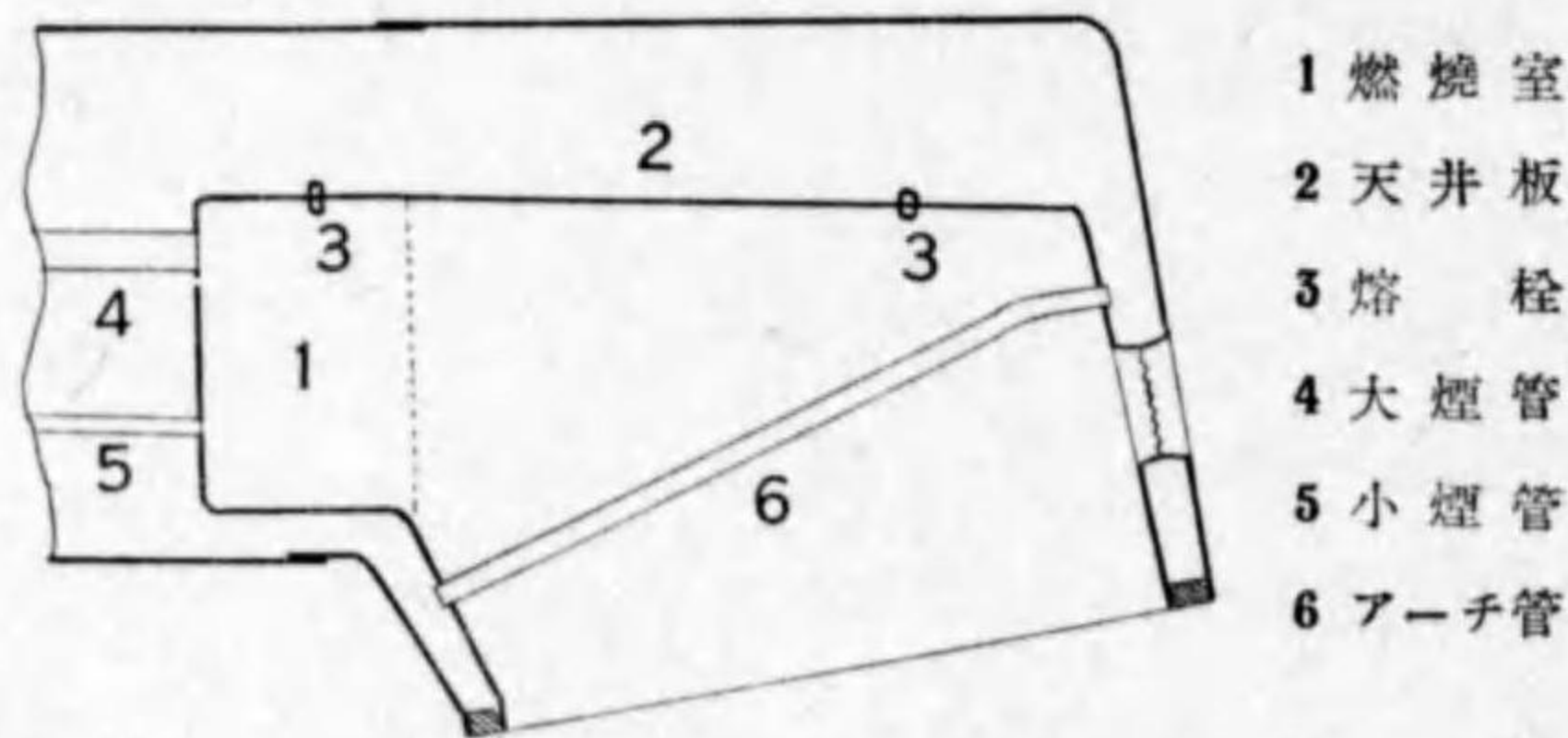


管板の下部は垂直となつたもの、又は下方が後方に曲がつたもの、及び前方に曲げられるものがある。垂直なものは罐水の循環に好都合であり、前方に曲がつたものは可及的火格子面積を増大することが出来、又後方に曲げられるものは動輪を避けるため設計されたものが多い。

(7) 燃 燒 室

燃焼室とは火室管板を罐胴内に深く突出せしめた室であつて、火格子を延長することなく内火室の容積を増すことが出来るから、未燃瓦斯と空氣との接する機会を充分與へて完全燃焼せしむると共に、大形機関車の煙管が過度に長くなるのを防ぎ、運轉中の震動に依つて起る取付部の漏洩を防止し得て保守を容易ならしむる等の利益あるため、大陸の大形機関車には殆ど設けられて居る。我が國でも D50, C51 形式等に試験的に設けられたが、控切損が多くなる等の理由で未だ一般機関車には設けられないが、大形罐が出現すれば設けられることと思はれる。

第 6 圖 燃 燒 室



(8) 煉瓦アーチ及びアーチ管

煉瓦アーチは一種の耐火煉瓦を以つて火室管板の煙管最下列より 50~80 耗位の筒所から火室の 3/4 位の處迄側板に立込んだアーチ止を足場として弧狀に竝べたものと、アーチ管を設けてアーチ管上に乗せたものがある。前者は煉瓦の

断面が梯形であるから、総合すれば圓弧狀となり煉瓦相互の重量に依つて迫持となつて居る。

後者は側板とアーチ管及びアーチ管間へ煉瓦を竝べるものであるが、アーチ管を設けるために弧狀が反對となり、火焰の流れ方も側板寄を多く流れる様になり傳熱効果が良いのと、アーチ管上に乗つて居るため煉瓦の缺損が少なく、耐久力が前者の三倍以上に及ぶ特徴がある。

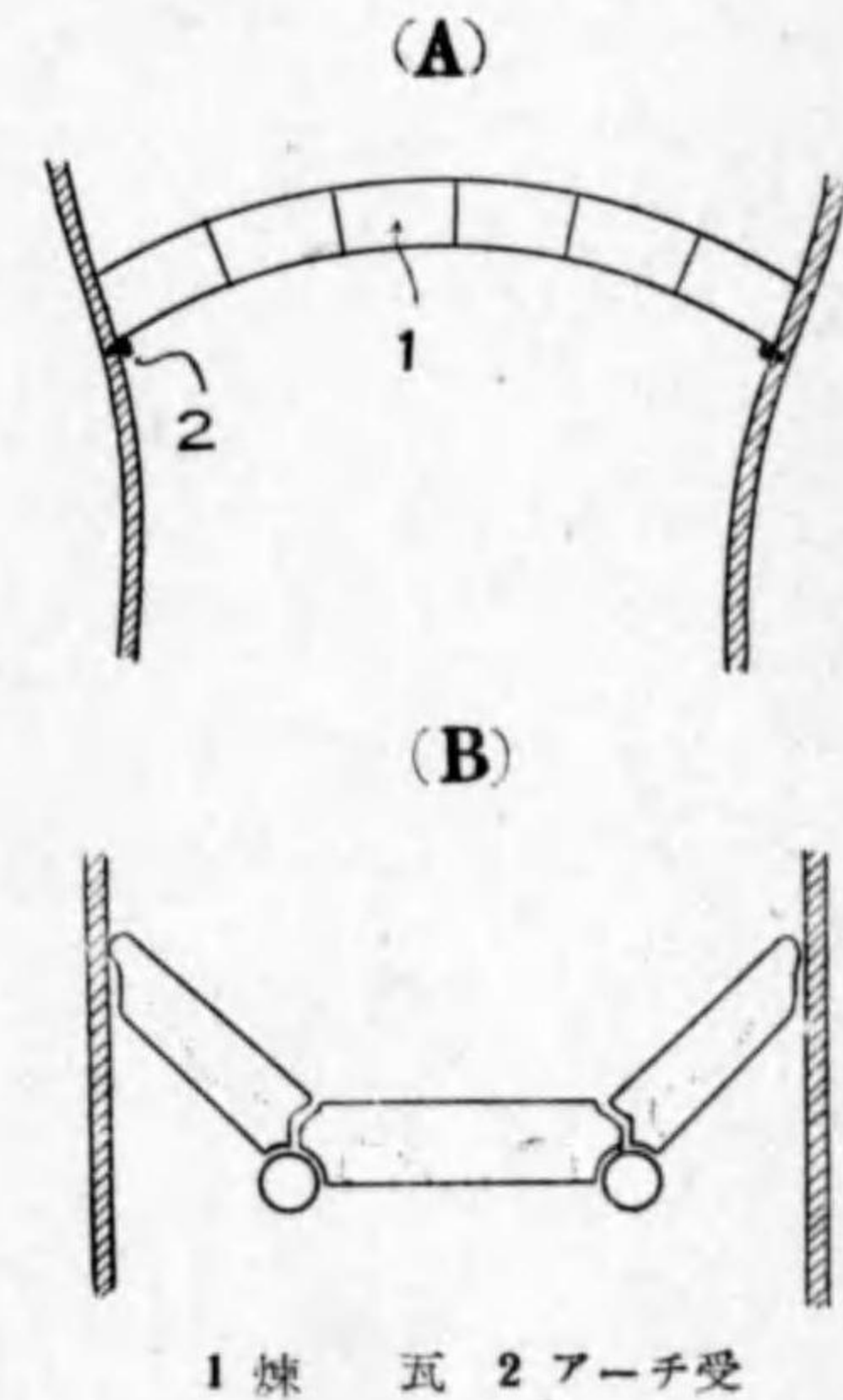
アーチ管は内火室管板下方と内火室後板上部とを斜に取付られる直徑 75 耗の引抜鋼管で、火室の大きさに依り二本又は三本設けられる。

アーチ管を設けることに依り煉瓦アーチの築造が容易となり、運轉中の崩壊も少なく又火焰の中を水管が通すのであるから傳熱面積をそれだけ増大し、且つ罐水の循環状態が良好で罐の傳熱効率が殊に良好となる。

アーチ管を管板及び後板に取付ける方法は、煙管の火室管板の取付の如く銅環を管穴に挿入して擴大器で押し擴げて外部に密着せしめ、更に管端を折り曲げられる。アーチ管は兩端共管板及び後板に直角となる如く管の途中が曲げられる故に、洗管の際内部の水垢を取除くに困難を生ずる。

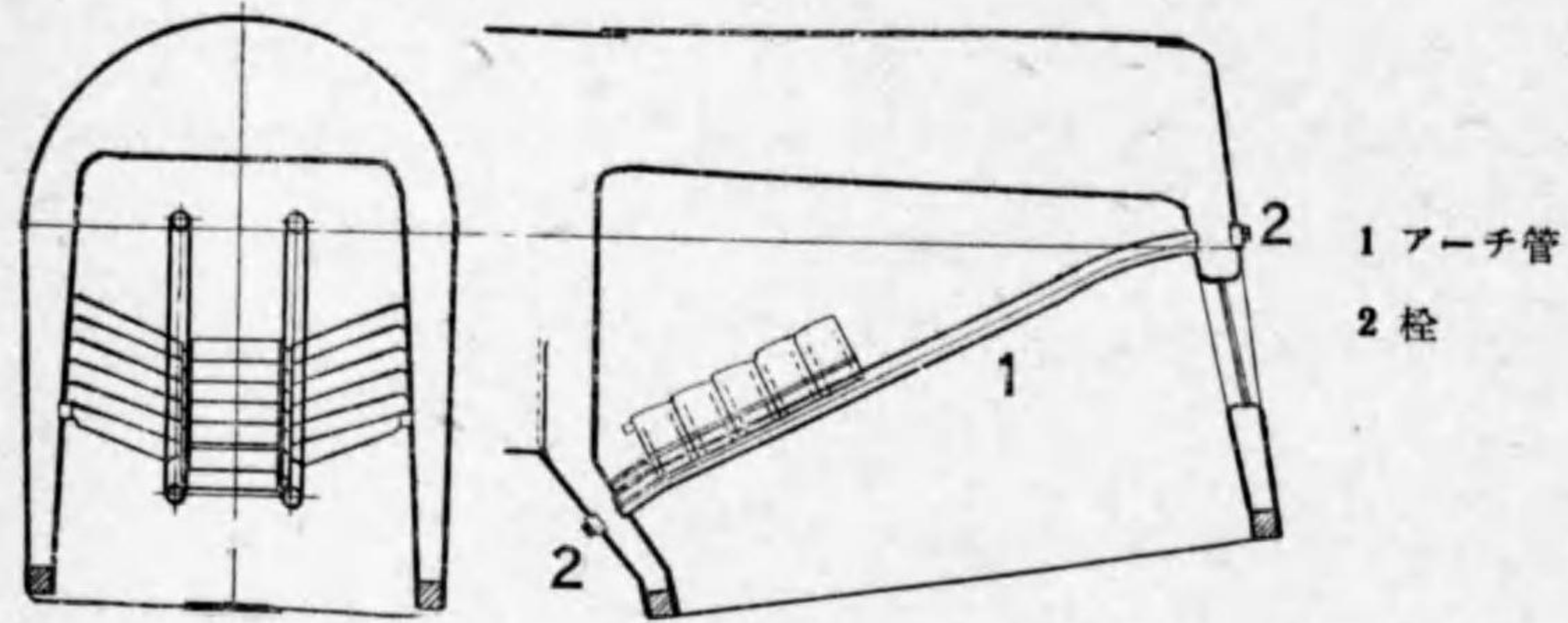
罐水の循環状態が不良なる時火室側より熱を罐水に傳へれば罐水が膨脹して軽くなつて上昇し、重き罐水と替り、所謂對流を生ずるものであるが、この場

第 7 圖 煉瓦アーチの積方



合對流状態が不良なれば罐板及び煙管等は高温なる罐水に圍繞され火室側との温度の差が少なくなり、又蒸氣と化すれば熱の不良導體であるから傳導率が著しく低下して來る故に、火室は出來得る限り水の循環を良好ならしむる如き構造とせねばならぬ。その意味に於てアーチ管は當を得たものである。

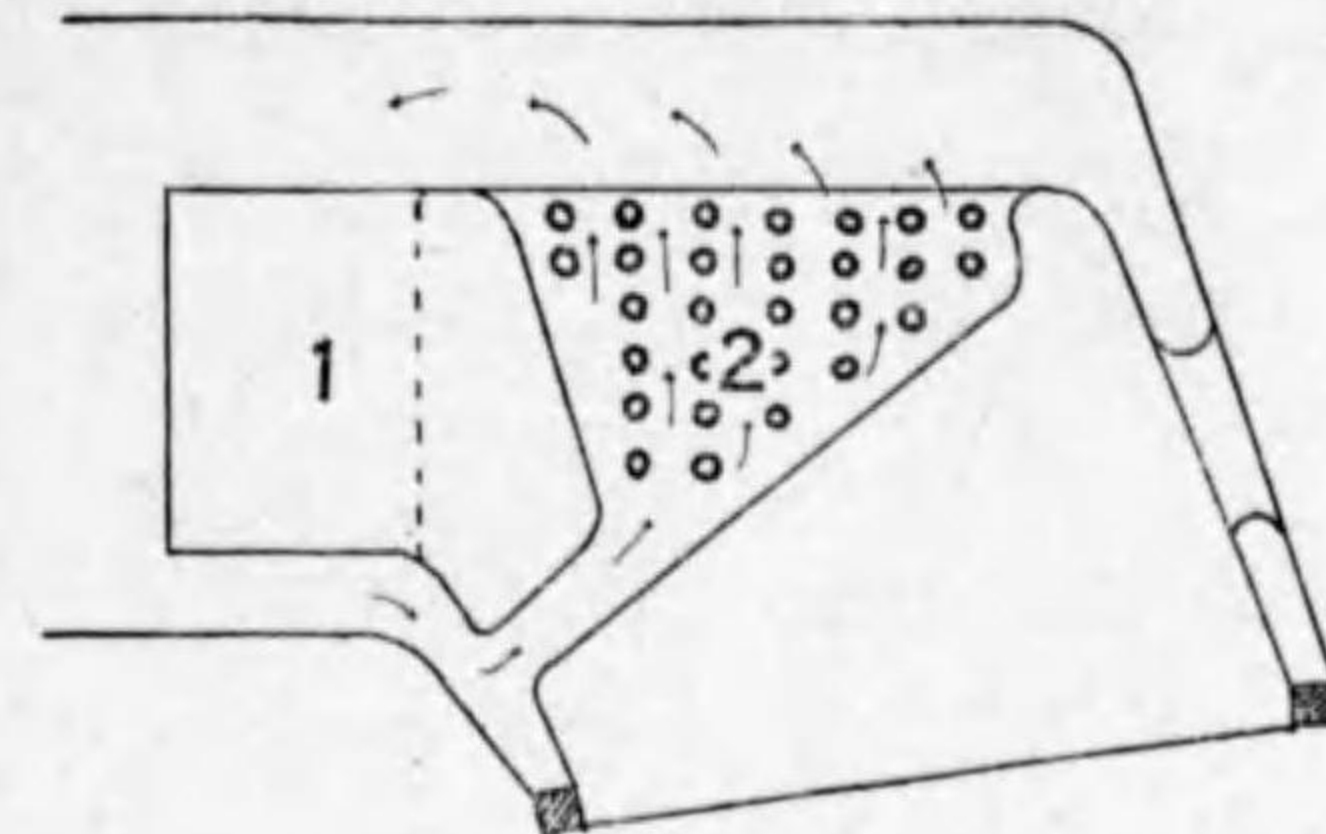
第8圖 アーチ管



(9) サーマミックサイフォン

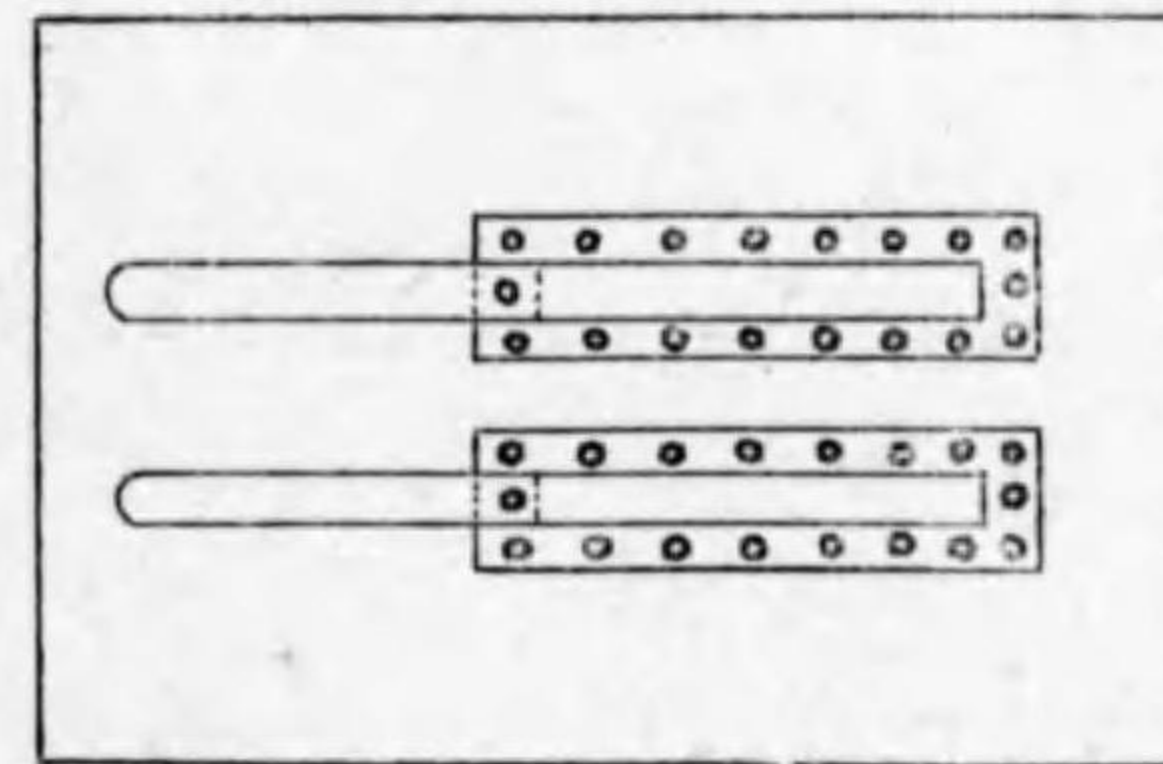
サーミックサイフォンとはアーチ管の發達したもので、形状は第9圖に示す如く扁平な漏斗形で火室管板の下部と天井板とを斜に結合したものである。その利益とする點は、特に火室に於ける傳熱面積が増大し罐水の循環が良好となるから、傳熱効率が大きくなり、蒸氣の騰發が迅速で燃料を節約することが出來又罐水の循環が良好である結果罐水の上部と下部との温度の差が少なく管板に悪影響を與へない利益がある。但し、工作が非常に困難であるのと洗罐及び煙管の修理、検査等に手数を要するので我が國では現在使用されて居ない。

第9圖 サーマミックサイフォン



1 燃 燒 室

2 サーマミックサイフォン



第二節 外 火 室

(1) 外火室天井板及び側板

外火室天井板及び側板は罐用鋼板(SB41)の一枚板を曲げて内火室を包圍し前方は罐胴及び喉板に、後方は外火室後板に銲接或は熔接される。

外火室と内火室との間が水を以て繞らされる部分を水脚と稱し、蒸發の盛な所であるから水の循環を良好ならしむるため上方程廣くし上部に於て100耗~150耗、下部に於て75耗~100耗位となつて居る。

(2) 喉 板

喉板は罐胴下部と外火室側板との間を結合する板であるから、接合する部分を鋳出せねばならぬ故少し軟かい罐用鋼板 (SB34) を用ひ、厚さも鋳出のため薄い部分が出るから16耗~19耗のものが使用される。喉板の鋳出作業は工作が非常に困難とされて居たが、近時は板を熱して型の上に乗せ水圧機で強圧して作られ簡単に出来る様になつた。

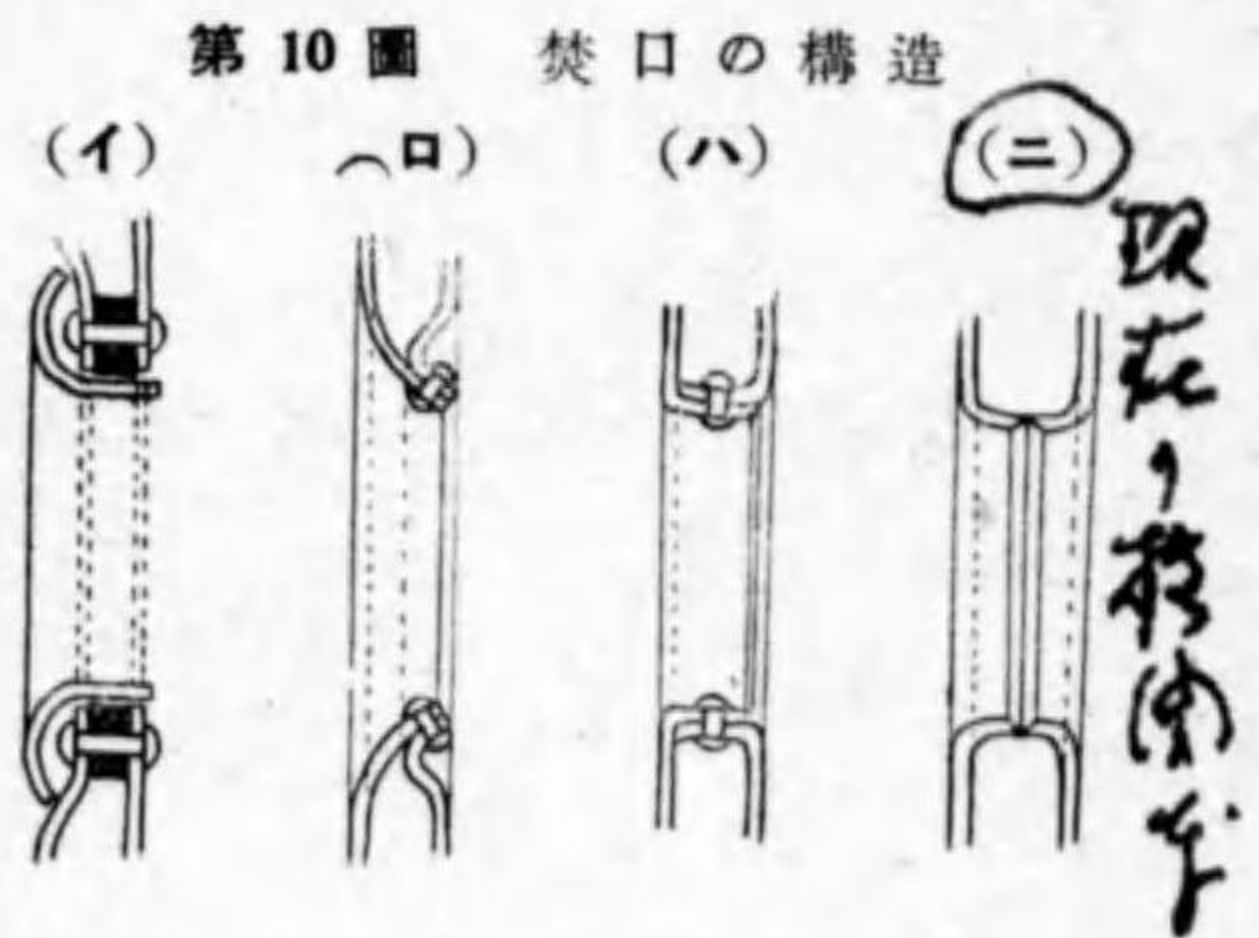
罐胴下部と喉板との接手は罐胴の圓周接手と同様で、喉板と罐胴及び外火室側板と三枚重なる部分は喉板を中に入れて二列鋸を用ひ、又罐胴と喉板の鋳出の部で長手方向になる接手には三列鋸の接手を用ひて居る。喉板と外火室側板との結合は底枠との結合を簡単にするため新製機関車は熔接が行はれて居る。

(3) 後板

外火室後板は罐用鋼板 (SB41) 厚さ12耗のものを使用し、前方に鋳出しをして外火室天井板及び側板に鋸接又は熔接され中央には焚口を設けるため孔を穿つて前方に向つて周圍を鋳出して居る。新製機関車は側板との接合を下半分は熔接が行はれる故、底枠との結合方法が簡単となる。

外火室後板は垂直のもの (9600) もあるが、殆ど $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{6}$ の傾斜を附して上方を前方に傾斜せしめ、種々の附屬品を後板に取付けても運轉室が狭められず乗務員の作業便に利である。

焚口は第10圖(イ)の如く内外火室板間に口輪を挟んで鋸付したもの、(ロ)の

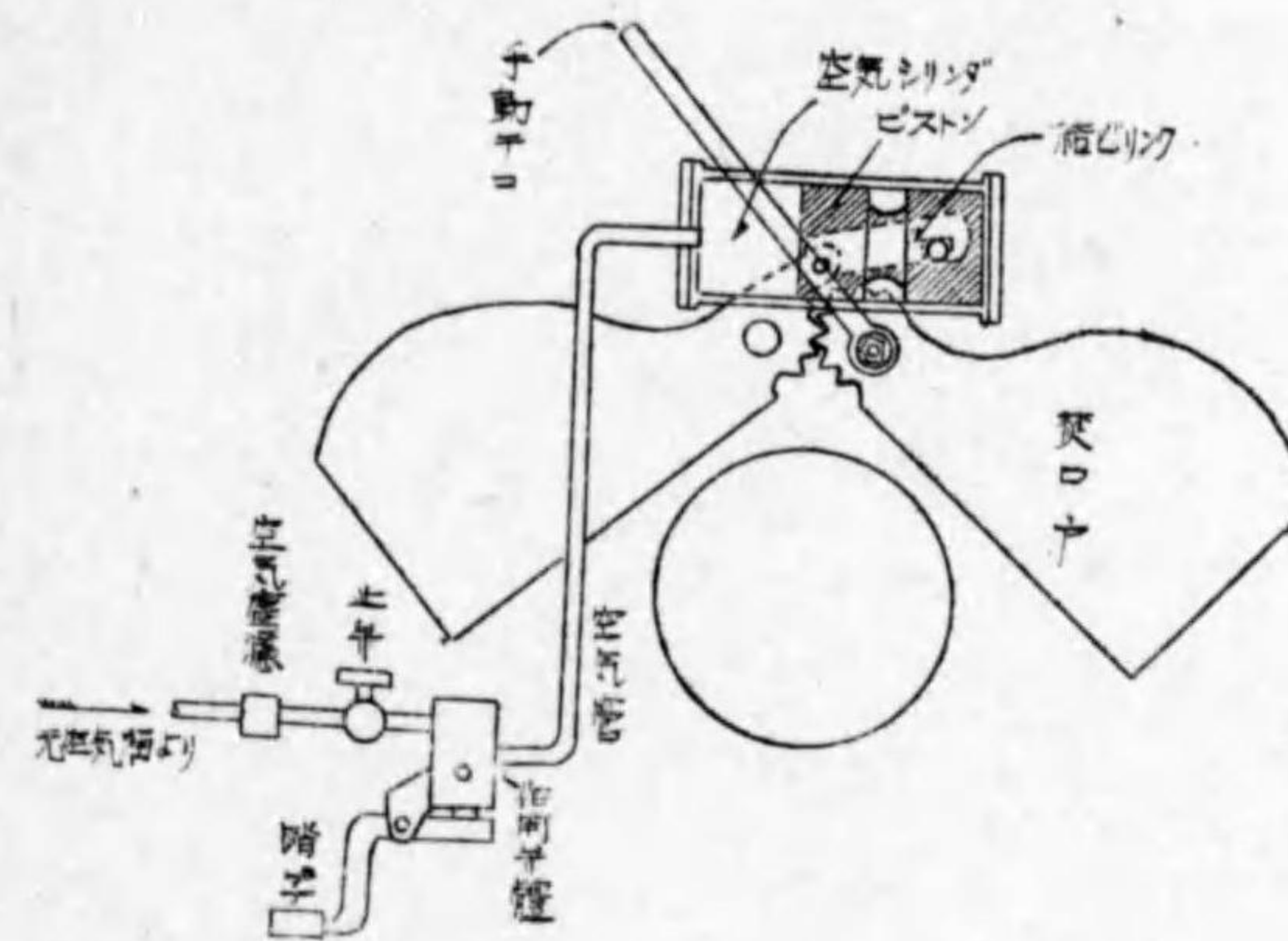


如く内外火室板を後方で鋸接したもの、(ハ)の如く中央で兩板を重ねて鋸接したもの等あつたが何れも過熱焦損されるため現在は専ら(ニ)の如く兩板を双方共鋳出し中央で熔接して居る。

(4) 動力焚口戸装置

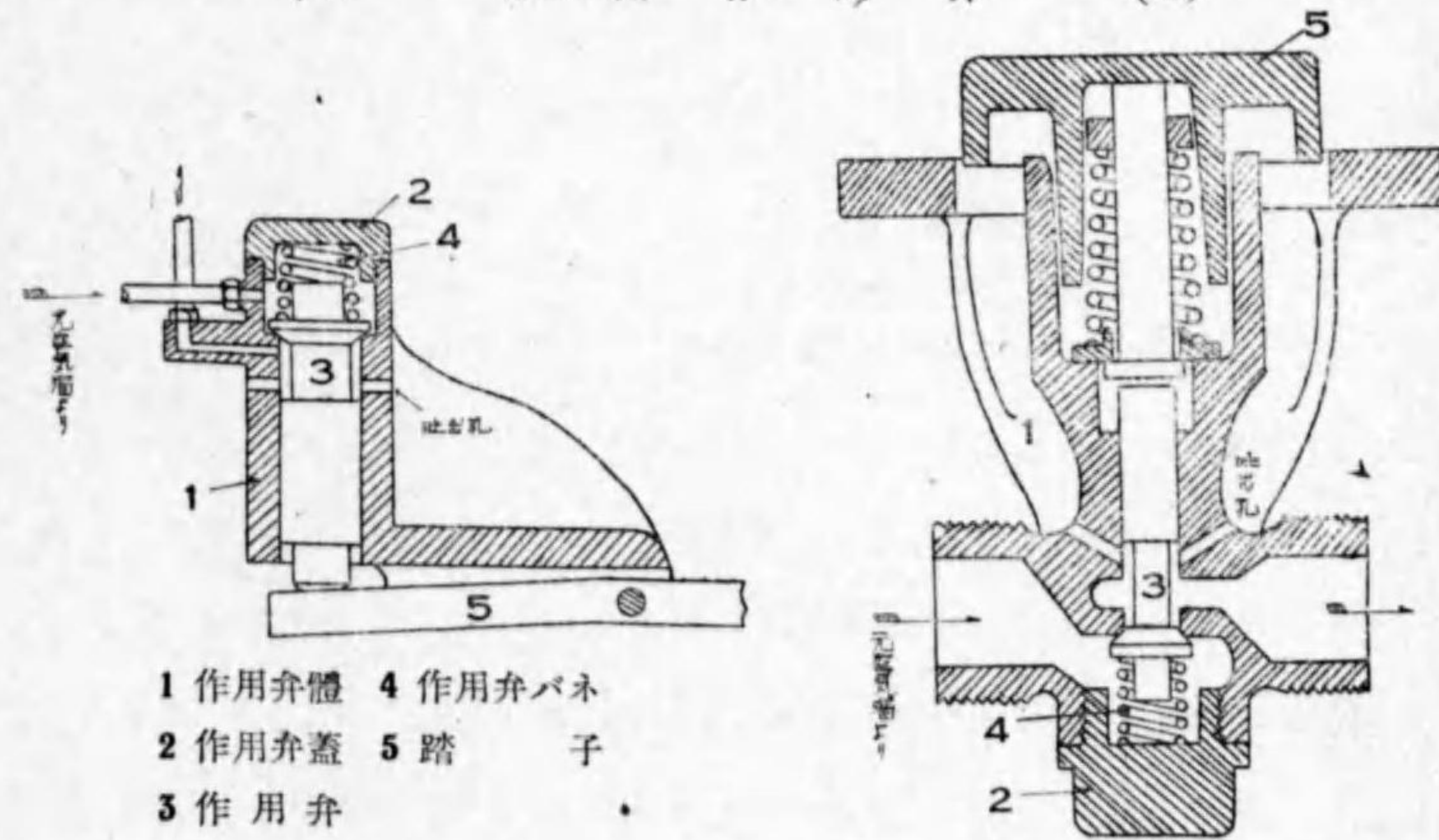
動力焚口戸装置は第11圖に示す如く焚口枠、焚口戸、空氣シリンダ、作用弁及び踏子とから構成され、焚口枠は外火室後板に取付けられ、焚口枠には焚口戸及び空氣シリンダが取付けられて居る。

第11圖 動力焚口戸装置



(A) 第12圖 作用弁 (B)

第12圖は作用弁を示すもので、作用弁室の上部には元空氣溜壓力空氣が充滿して居る。今踏子を踏めば作用弁の足を挺子は押し上げるから、作用弁は吐出口を閉塞すると同時に

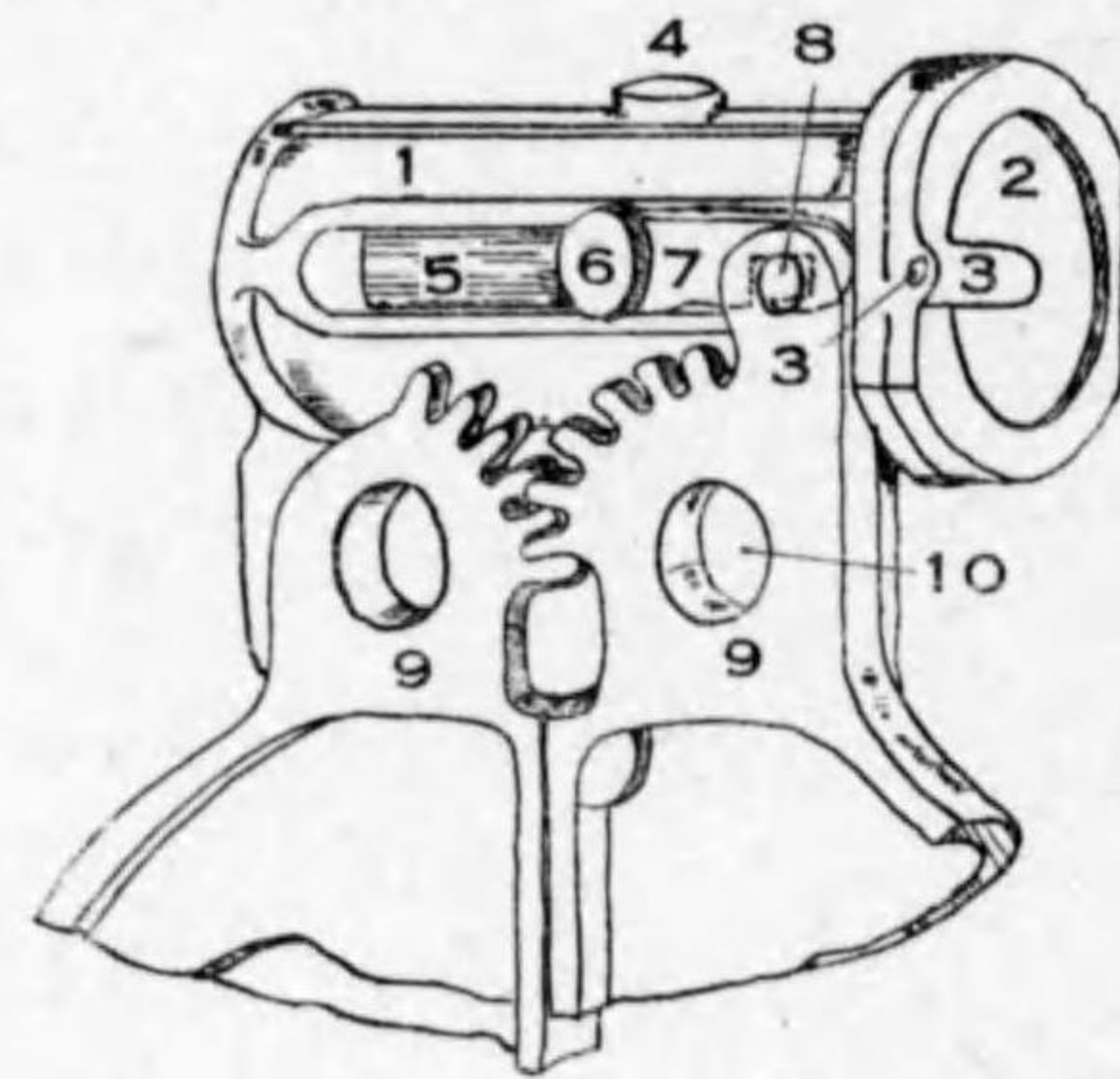


1 作用弁體 4 作用弁パネ
2 作用弁蓋 5 踏子
3 作用弁

弁座を離れ、圧力空気は空気管より空気シリンダに入りピストンを押し、結ビリンクを経て焚口戸を開ける。踏子を離せば作用弁は弁座に密着し、圧力空気の通路を閉止すると同時に作用弁の細りを附した部分が弁體に設けてある二つの吐出孔と通じるから、空気シリンダの圧力空気はこの孔から放出されると同時に戸は自重によりピストンを伴つて閉ぢる。

新製機関車は運轉室踏板上を簡易化するため第12圖 (B) の如く、作用弁を顛倒して踏板下部に取付け弁足を踏板上部に蓋を冠むらして突出せしめ、それを足で踏む構造となつて居る。

第13圖 空気シリンダを裏面より見た圖



- 1 空気シリンダ
- 2 空気シリンダ蓋
- 3 空 氣 通 路
- 4 油 ツ ボ
- 5 ピ ス ト ン
- 6 ピ ン
- 7 結 ビ リ ン ク
- 8 結 ビ リ ン ク ピ ン
- 9 焚 口 戸
- 10 焚口戸.ピ ン 孔

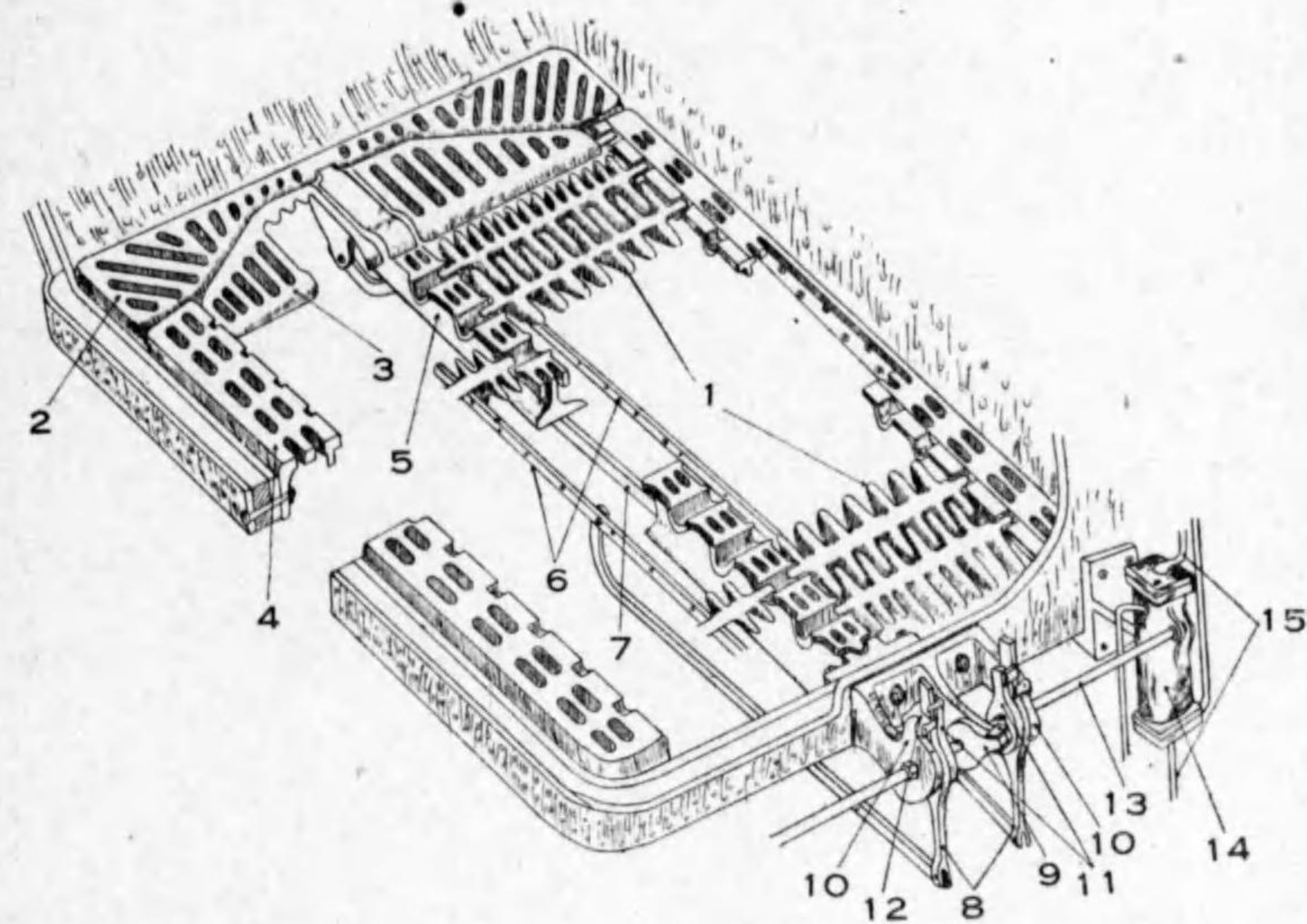
第13圖は空気シリンダを裏面より見た圖で、内部にはピストン(5)が、ピストン體にはピン(6)がネヂ込まれ、ピンには(7)なる結ビリンクを取付け、結ビリンクの他端は焚口戸ピン(8)に連結されて居る。今作用弁の踏子を足で踏めば圧力空気はシリンダ蓋(2)より入つてピストンを押し。ピストンを動かせばピン、結ビリンクを経て焚口戸はピンを中心として回轉するが、左右二枚の戸は互に齒で噛み合つて居るから一方の戸が開けば他も同時に開放

するのである。

(5) 火格子及び火格子揺り装置

火格子は揺り火格子、固定火格子、落火格子よりなり何れも鑄鐵(FC)で製せられる。鑄鐵は熱に依る變形彎曲が少く、又構造複雑なものでも容易に鑄造することが出来る。

第14圖 火 格 子



- 1 揺り火格子
- 2 固定火格子
- 3 落火格子
- 4 火格子受
- 5 中央火格子受
- 6 揺り火格子作用棒
- 7 落火格子作用棒
- 8 揺り火格子作用腕
- 9 落火格子作用腕
- 10 作用腕支エ
- 11 テ
- 12 止メ金具
- 13 揺り火格子軸
- 14 蒸氣シリンダ
- 15 蒸氣管

揺り火格子は、左右兩端の耳軸を火格子受に嵌込み、下方に腕を鑄出してこの腕を作用棒に全部連結し、運轉室の作用腕を前後に動かせば火格子の齒は相

互噛合つて隙間を増減し、灰燼を落下することが出来るものである。

大形機関車では揺り火格子を動揺するに大なる勞力を要するため、これを中央にて左右に兩分して居たが、C58形式はこれを前後に分割した。左右に兩分したものよりも前後に分割した方が火床整理後の手数を省くことが出来る。尙C59形式は前後左右に四分割して動揺に依る力を輕減し、且つ火床整理後の厚薄を火搔棒に依り修正する手数を省くことが出来る利益がある。

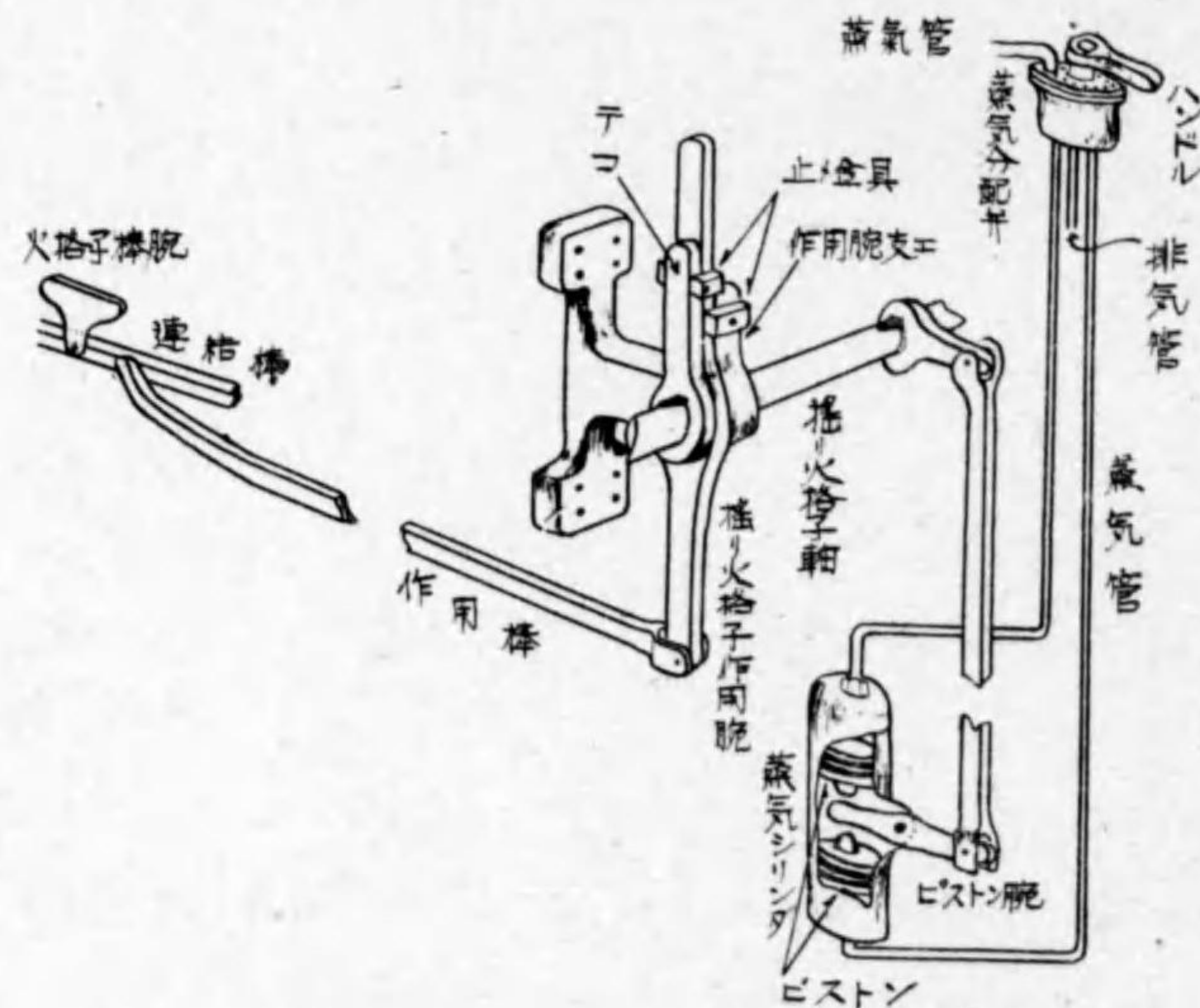
固定火格子は前方兩隅及び後部の火格子を固定火格子となし、火床整理を行つた場合該箇所の火床が過薄を生ずる危険を防いで居る。

落火格子は火格子の前方に設けられ運轉室の作用腕を動かせば前方を下向に大きく開口し一時に多量の灰燼を落下するに便して居る。

(6) 動力揺り装置

動力揺り装置は大形機関車に使用せられ、勞力を輕減する目的で動力を車輪

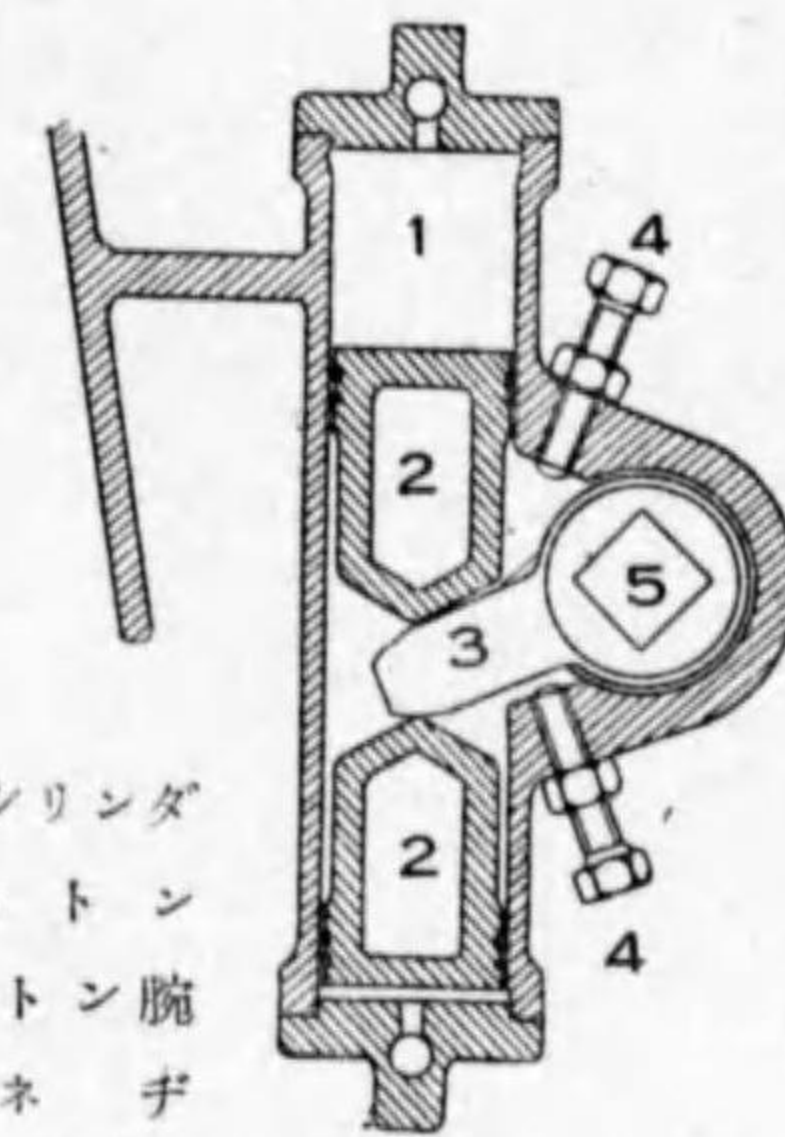
第15圖 動力揺り装置



の回轉から取つたもの、又蒸氣圧力、空氣圧力等を使用したものがあるが現今用ひられて居るものは蒸氣圧力を使用するもので、その構造は第15圖に示す如く蒸氣分配弁及び蒸氣シリンダの二主要部分からなつて居る。

蒸氣分配弁のハンドルを取扱へば回轉弁に依りシリンダの上下へ交互に蒸氣の給排を行ひピストンを押すから、

第16圖 動力揺り装置蒸氣シリンダ



- 1 蒸氣シリンダ
- 2 ピストン
- 3 ピストン腕
- 4 止メ金具
- 5 揺り火格子軸

ピストン腕は上下に動きその運動が火格子揺り軸に傳はり、軸に取付けてあるテコを前後に動かす。この場合テコの止メ金具を揺り火格子作用腕に引掛ければ火格子は動揺させられることとなる。又手動で揺り火格子を使用せんとするときは作用腕にロックハンドルの嵌め兩方の止メ金具を外して前後に動揺すれば、揺り火格子軸は緩く嵌つて居るから動力揺り装置には無關係で使用することが出来る。

第三節 底 枠

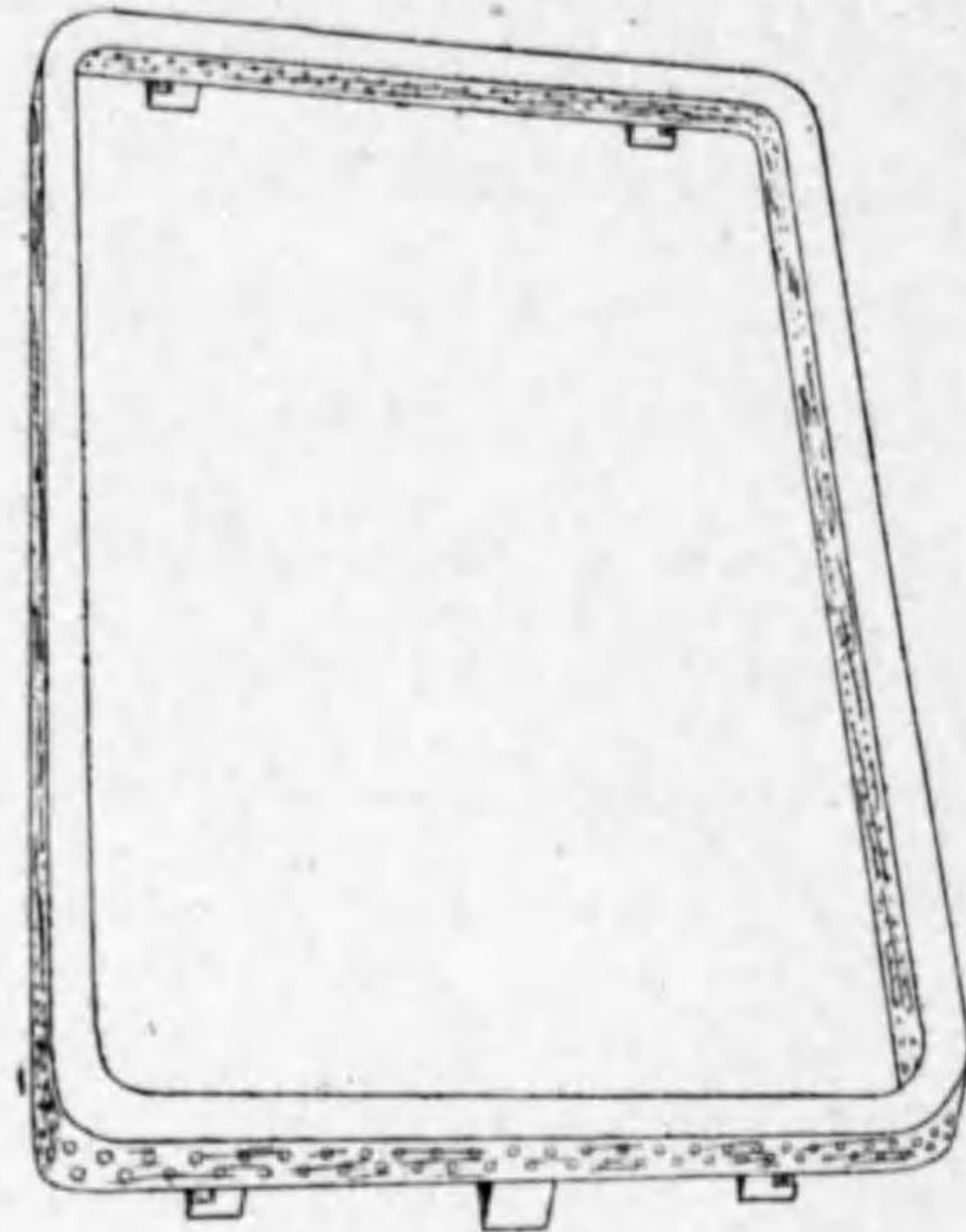
底枠は外火室側板と内火室側板の下端の間に介入せしめる枠であつて、断面矩形の高さ90~100耗、巾70~100耗位の圧延鋼 (SS41) 又は鑄鋼 (SC41) で造られ、二列鉄にて結合されて漏水を防ぎ、且つ内外火室板間に一定の間隔を保ち又洗罐の際湯垢の流出に便である。

底枠四隅の丸味を有する箇所に於ける内外火室板との結合は最も複雑で、第18圖 (A) の如く兩板の重なる部分は一方の板を先端に至るに従ひ漸次薄くし且つ底枠を切り込み内外火室板共に一様の厚さとして鋸接されて居たが、熔接

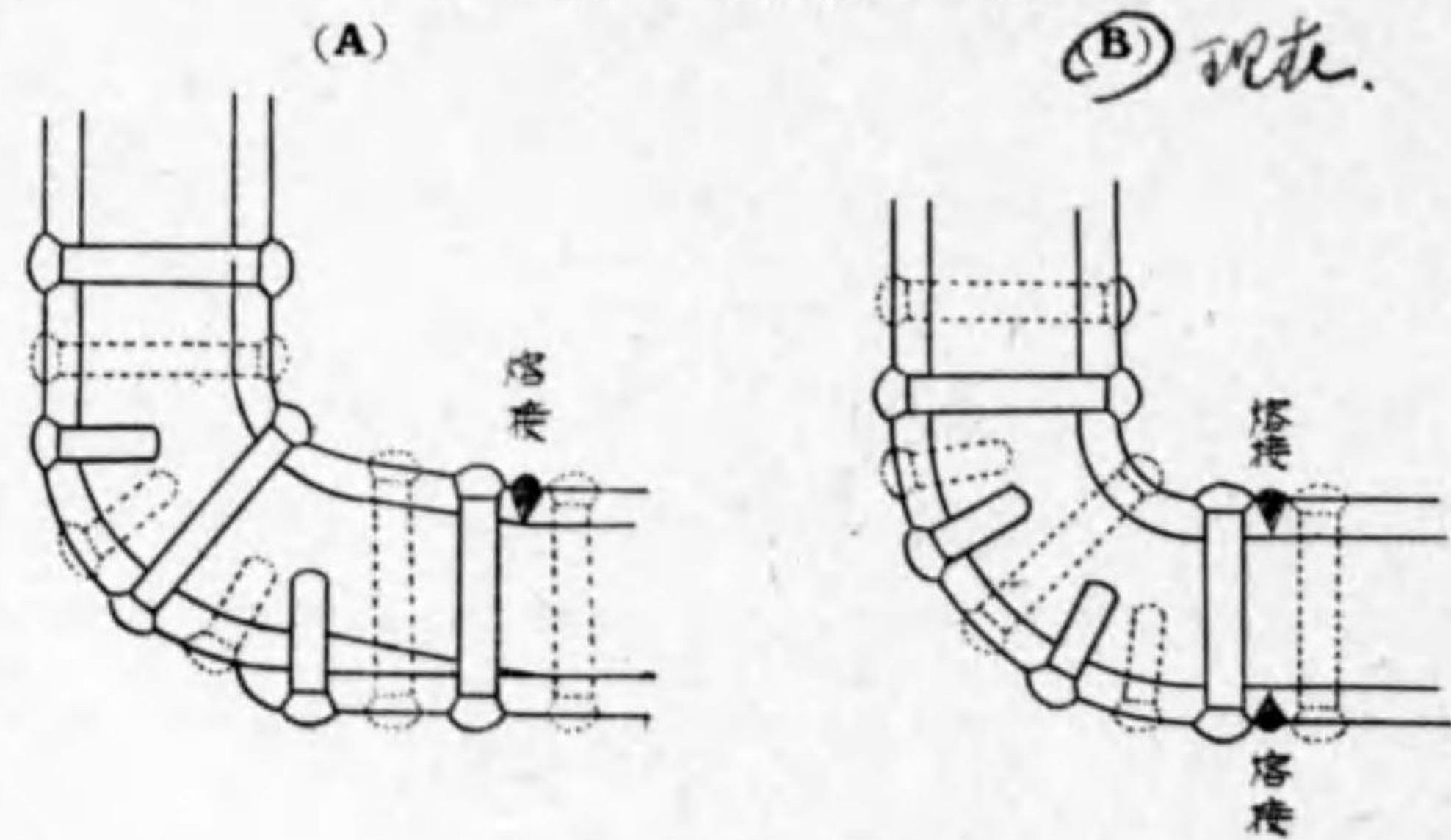
の發達に伴ひ兩火室板共火室の下半分は全部溶接となつたため、底枠の結合も(B)圖の如く簡單となつた。底枠の四隅に於ては内外を貫通する鉄は外側は鉄の間隔が大となるため外側より數本の止ネヂを植込んで頭をかしめて漏水を防いで居る。

尙、底枠の前後左右四隅の出張りは膨脹受の上に乗せ、中央の出張りは罐振止めに使用する。

第17圖 底 枠



第18圖 底枠四隅の結合法



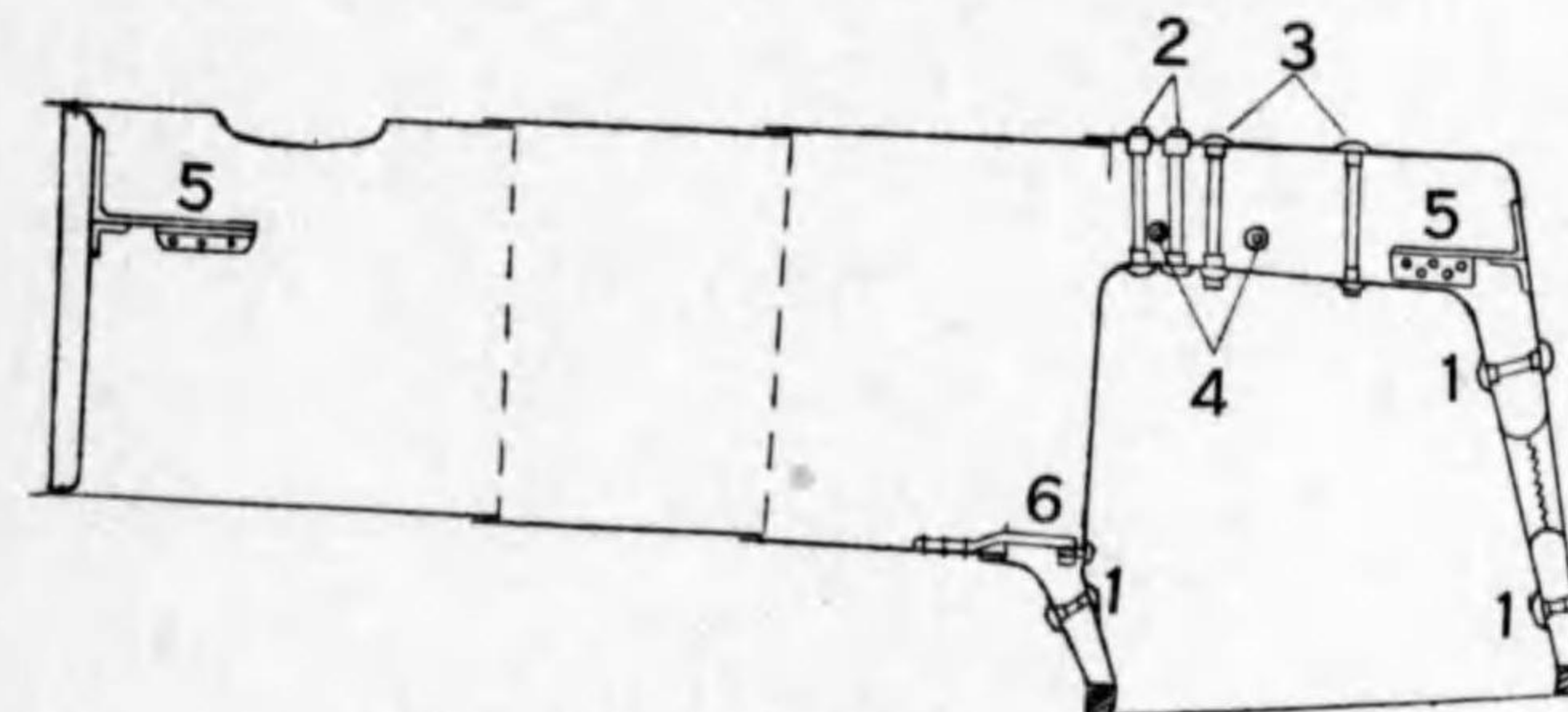
第四節 控

(1) 控を設ける理由

罐胴の如き圓筒形或は球の如き形状の内部に圧力が働くと變形を起す作用は生じないが、扁平なる器物に在つてはこれを球狀に變形しようとする力が作用し、この作用に抗するため厚き火室板を使用せねばならぬが、火室板には熱の傳導その他工作或は重量の關係で或る一定の限度がある。故に内外火室板間を控で結合して變形を防止するのである。

舊形機關車には種々の控が取付けられて居たが、新製機關車に使用される控は第19圖に示す如きものである。

第19圖 罐に設けらるゝ控の名稱と取付けらるゝ箇所



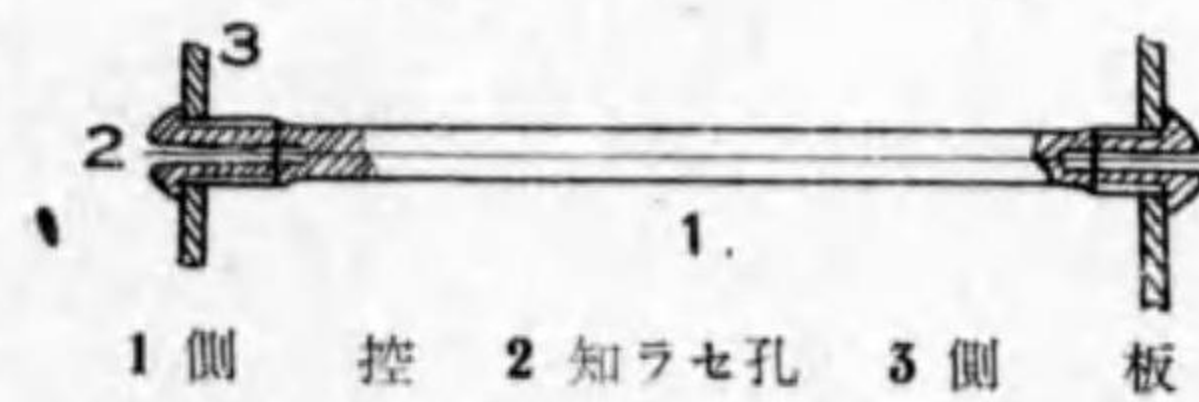
- 1 側 控 3 天井控 5 隅板控
- 2 撓み控 4 横 控 6 羽子板控

(2) 側 控

側控は内外火室兩板間、後板間及び管板の下部と喉板とを結合するもので、普通圧延鋼材(SS41)で作られ中央部は直径19耗であるが兩端のネヂ部は22耗となし1時に付12山のネヂを切つて居る。

控のピッチは内火室板面に95~100耗刻みとし、成るべく薄い内火室板の方に直角になる如く控をネジ込まれて居る。控の

第20圖 側 控



- 1 側 控 2 知ラセ孔 3 側 板

直徑はタップの直徑よりも僅か大にせられてあるから、控をネチ込んだだけで氣密が保たれるのであるが更に頭部をかして罐水の漏洩を防いで居る。

内火室板は膨脹収縮が大で且つ外火室板が内火室板より厚く、従つて外火室板寄に無理を生じ控は外火室板寄を支點として移動し外火室板のネチ際より折損するが多い。控切損を外部より知るため控の兩端より直徑6耗位の知ラセ孔を設けて居る。

内火室板は火焰が接觸し外火室板は冷氣に接する關係上、その膨脹には著しき差を生じ、内外兩板は底枠に依つてその下端が結合されて居るから、火室側板に對して伸張する作用は上方に向つて行ふの外なく、而も内外兩板の伸縮の差は上方に到る程大となるから、側控の折損も上方程多い譯である。故にかゝる箇所には撓み控を使用してこの弊を除去して居る。

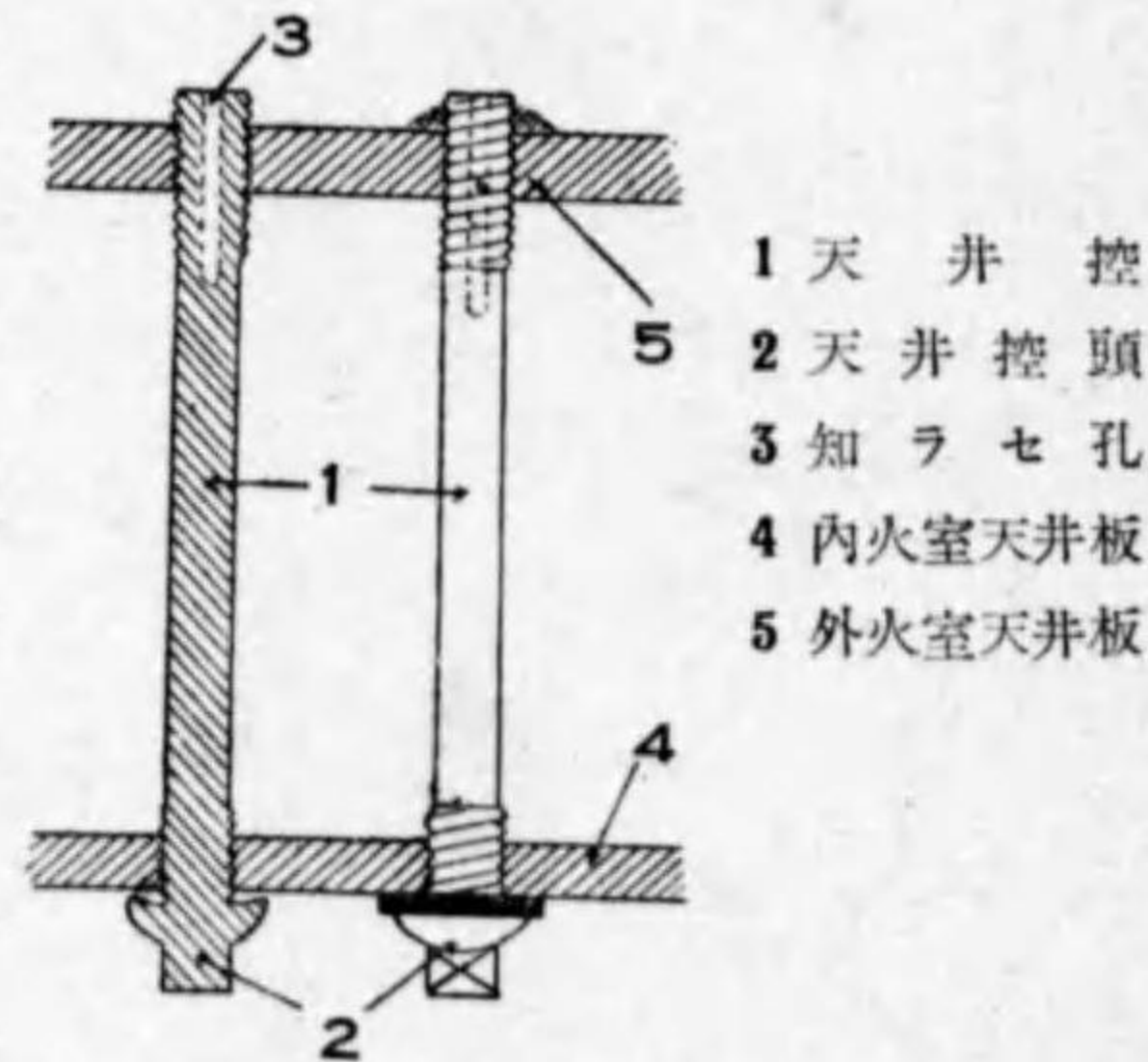
(3) 天井控

天井控は内火室天井板と外火室天井板とを結合する一種のネチであつて、兩端にネチを切り内火室の方は頭を帽形として内火室側よりネチ込み、外火室板の方はネチだけでもたせたものと頭をかしめる場合とがある。又知ラセ孔は外火室寄りのみ設けて内火室側は設けら

れない。以前は内火室寄をナットで締め付けて居たが、熱の傳導不良のためナットが過熱折損することが多かつたので、ナットを排して小さい帽形の頭を有する單體の控に改造されたのである。

内火室天井板は概ね水平であるから控を内火室板に直角になる如く取付け

第21圖 天井控



られるが、米國式の如く天井板が圓弧となつて居るものは、中央より漸次後光の如く傾けて取付けるため最後は側控と判別し難いものがある。これを後光控又は心向控と呼んで居た。

内火室天井板も後板を基準として前方に膨脹収縮するので、その度合は天井板の前端に至るに従ひ増大し、尙管板も底枠を基準として上方に伸縮するため天井板の前端は上下にも伸縮することゝなる。故に該箇所にはネチ控の天井控を用ひたのでは控の折損及び天井板に無理を生ずるため、桁控又は吊控等を用ひたが現今では撓み控が用ひられて居る。

(4) 撓み控

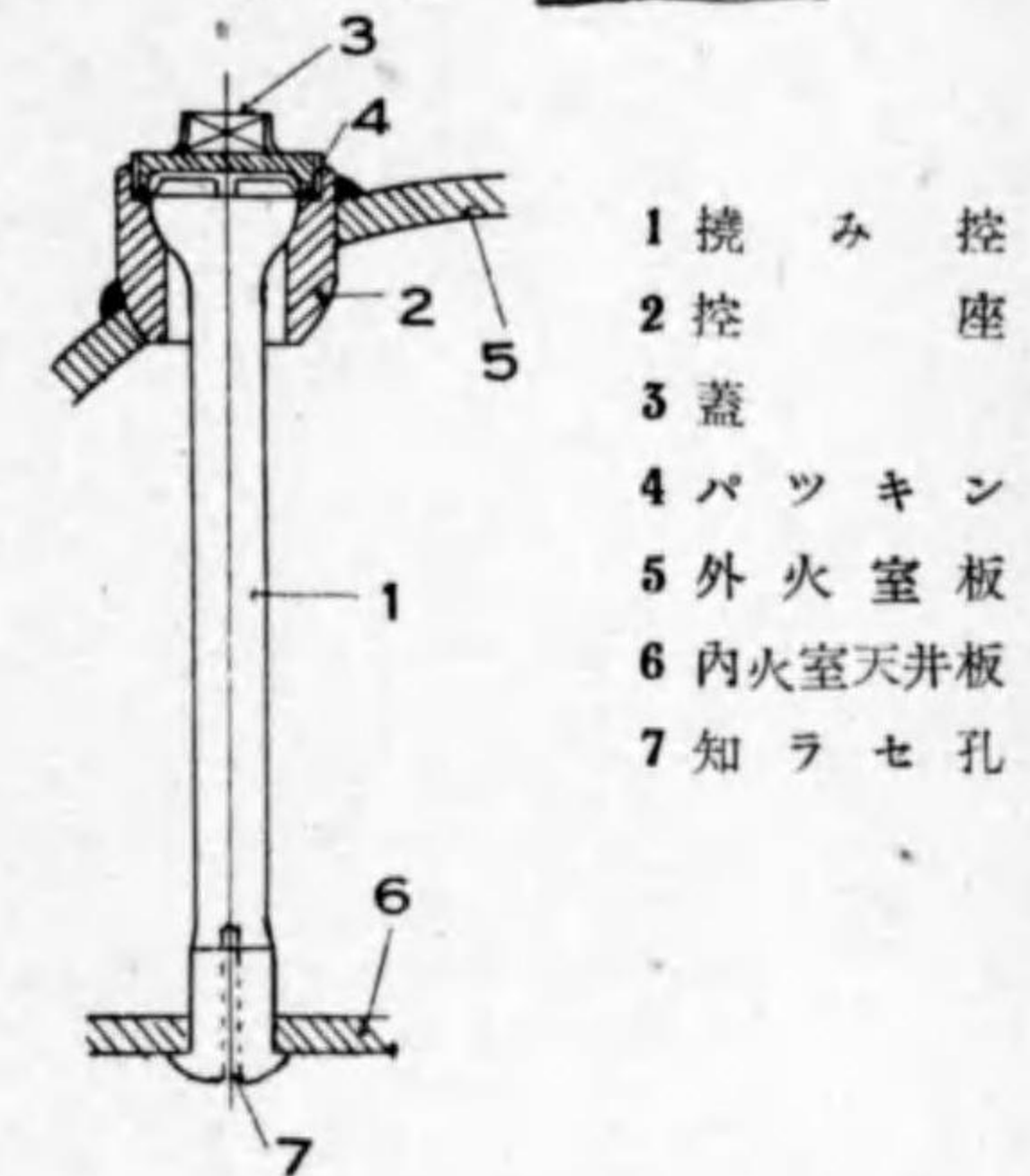
撓み控は天井控或は側控として使用されるもので、圧延鋼材(SS41)で作られ甲、乙、丙の三種がある。甲種は控の直徑19耗の側控用で、乙及び丙種は共に直徑25耗の天井控用である。

その構造は第22圖の如く内火室寄はネチ控と同様であるが他端の座に接する部分は球状となし、座は外火室板に熔接せられ、上部にはネチを切つて蓋をネチ込み、且つ蓋と座との間に銅のバツキンを使用して居るから蓋を堅く締付けることにより氣水の漏洩を防止することが出来る。

座は控頭と同じく球状となつて居るため、内火室板が移動する場合、控と座との接觸點はこの移動を自由に許容し乍ら控としての作用をするのである。

故に撓み控は天井板の前方二列或は三列、側控の前方一二列及び後列又は側控の最上列の膨脹収縮の大なる箇所を用ひられる。

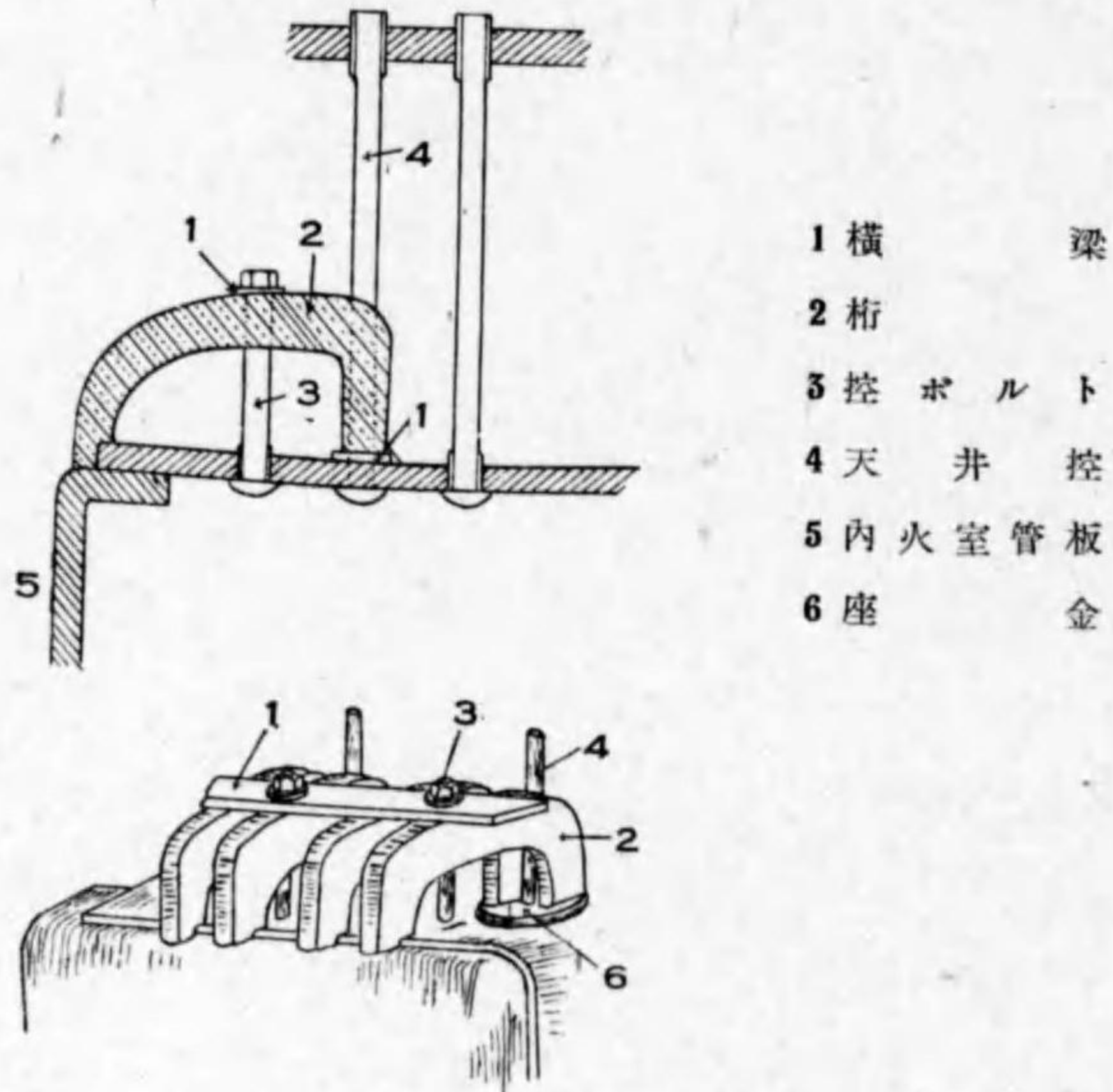
第22圖 撓み控



(5) 桁 控

桁控を使用する時は天井板の前端を直接外火室板に結合しないから互に移動するが他に影響を與へない利益がある。併しこの箇所に複雑な控を取付けると罐水循環不良となり又湯垢の堆積多く、且つ洗滌困難なるため天井板を過熱焦損せしむるに至る缺點があるので、C51, D50 形式以後の新製機関車はこれに代つて撓み控を使用し、又在來のものも撓み控と殆ど取替へられた。

第 23 圖 桁 控



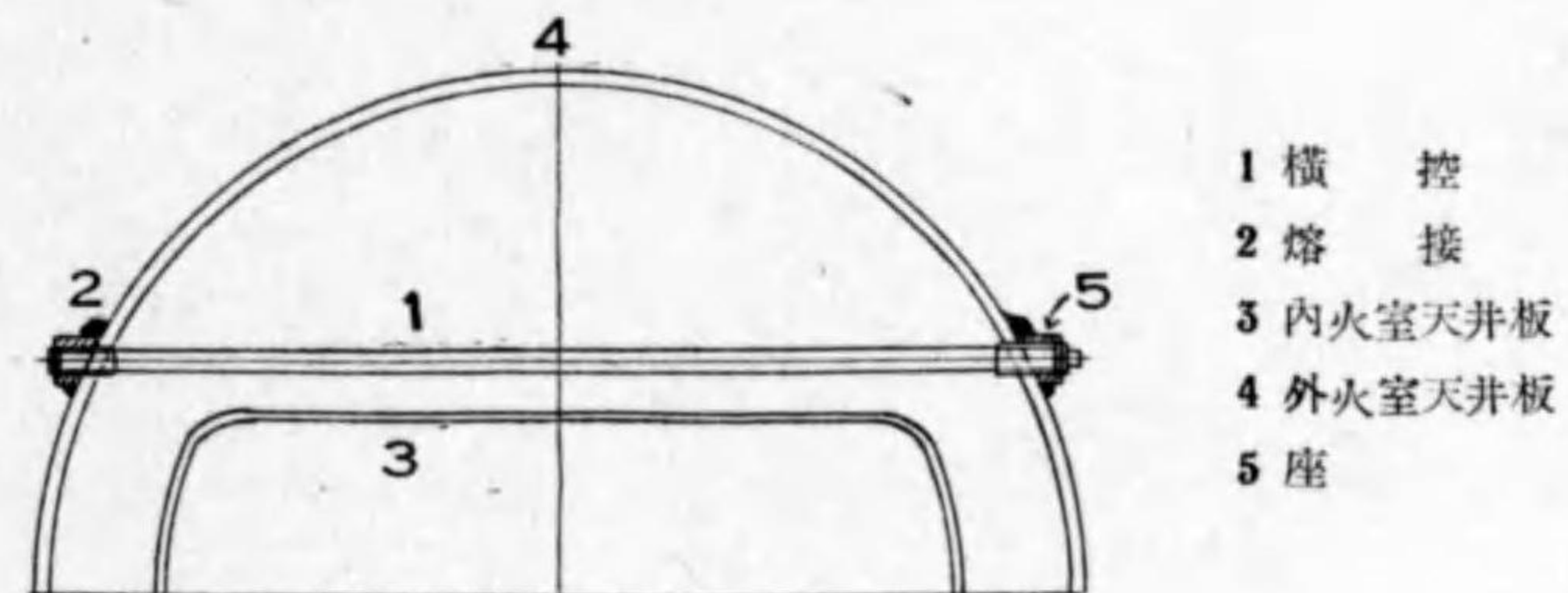
桁控の構造は第23圖の如く小形の控を天井板の前端に10數箇並列し、桁の前脚を膨脹收縮の激しき管板の上部に、後脚を天井板上座金（座金は天井控が中央を貫通して居る）の上に乗せ、各桁の上に長き横梁を渡し、この横梁と天井

板とがボルトで強固に結合されて居る。

(6) 横 控

横控は内火室天井板上約50耗の上方を通り外火室天井板の左右両側の天井板と側控との中間を結合する控であつて、内火室天井板を下方に膨出せんとする力が天井板より外火室天井板に全部かゝるため、外火室天井板は橢圓形に變形せんとする。故にこれを防止せんがため横控を用ふるのであつて、控は第24圖に示す如く丸棒の両端にネヂを切り之を外火室板にネヂ込むのであるが、外火室板が圓形となつて居るため側控の如く有効なネヂを切ることが少いので、座を熔接してネヂ山數を多くして取付けて居る。

第 24 圖 横 控

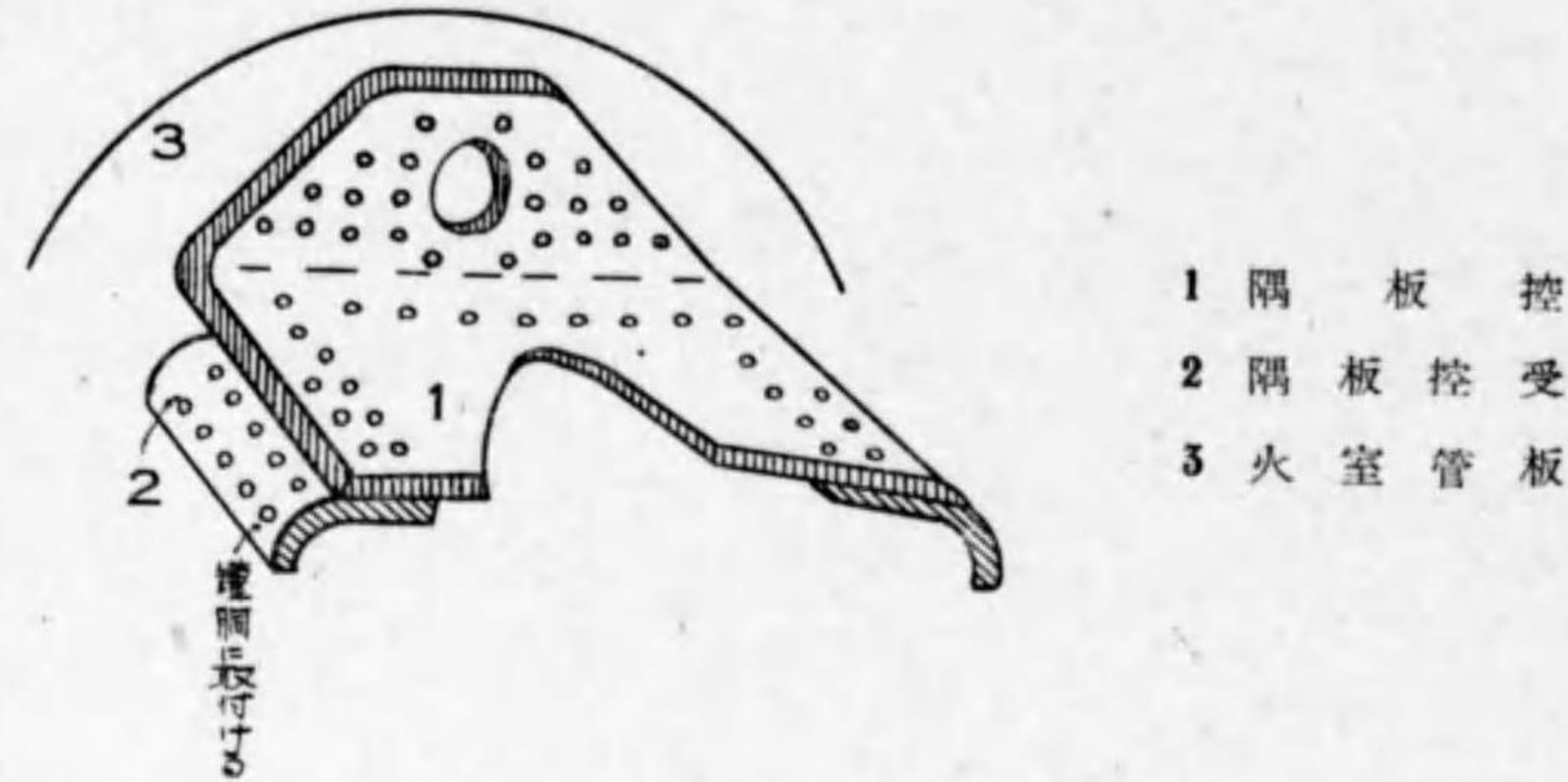


(7) 隅 板 控

隅板控は厚さ13耗位の鋼板 (SS41) で、鋼板を曲げて隅板としその一面を煙室管板又は外火室後板に銲付し、他の面は水平に恰も棚を架した如く装置し、その両端は更に別の板を銲接してそれを罐胴に結合したものである。それ故煙室管板の上部及び後板の上部は隅板控が當てられるから二枚の板の強度を持つこととなり、この部分が圧力のため膨れ出すことに對しては控の水平の部分が強力なる負擔をなすことになる。故に、舊型機関車に取付けて居た筋違控又は煙室管板上部と外火室後板上部を結合して居た縦控は、隅板控に依り取付ける

必要がなくなつた。

第25圖 隔板控

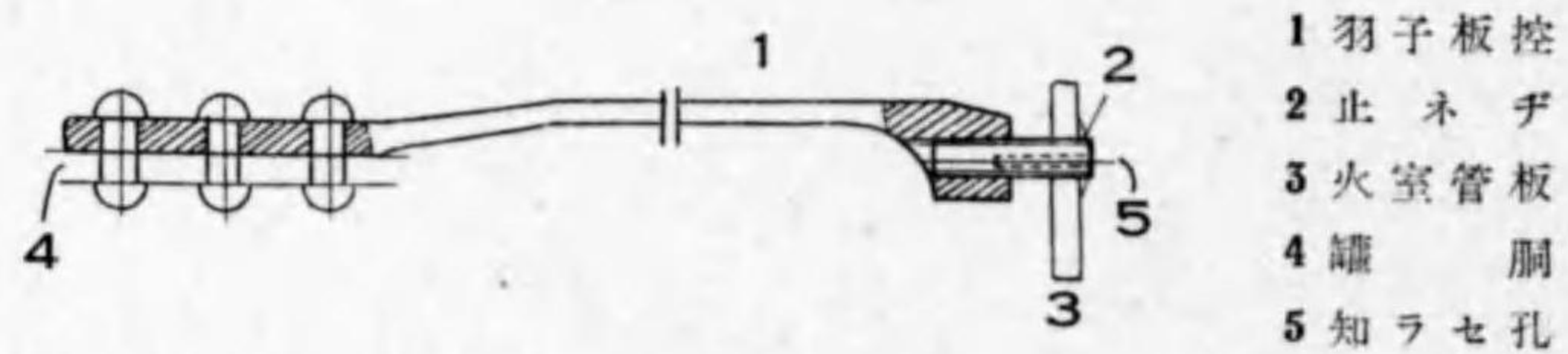


- 1 隔板控
- 2 隔板控受
- 3 火室管板

(8) 羽子板控

火室管板の上部には多数の煙管が取り付けられて控の役目をなし、下部の喉板と相対する箇所は側控に依り結合されて居るが、煙管の最下列と側控の最上列との間には未だ相當の間隔が存在して居るから膨出しをする危険性がある。依つてこの部と罐胴下部と結合する控を羽子板控と謂ふのである。

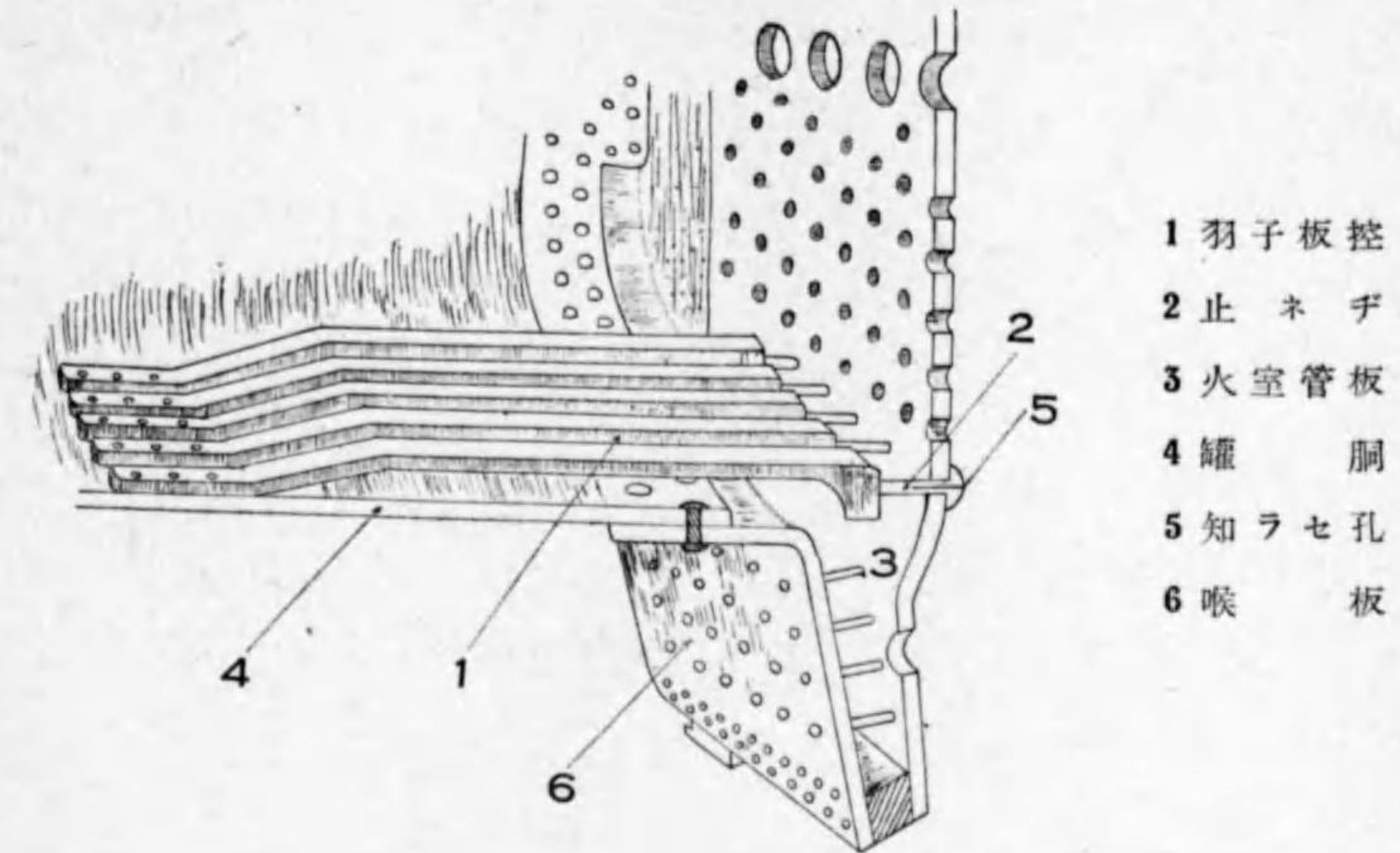
第26圖 羽子板控



- 1 羽子板控
- 2 止ネヂ
- 3 火室管板
- 4 罐胴
- 5 知ラセ孔

羽子板控は第26圖に示す如く一端を罐胴底部に銲接し、他端に頭を有し、頭を管板近く迄接近せしめて管板の方からネヂ込まれた止ネヂに依り管板と羽子板控とは確實に結合されるのである。止ネヂの頭は側控の如くかしめられ且つ知ラセ孔も同様に穿たれてある。第27圖は羽子板控が並列して取り付けられた略圖である。

第27圖 羽子板控の並列して取り付けらるゝを示す



- 1 羽子板控
- 2 止ネヂ
- 3 火室管板
- 4 罐胴
- 5 知ラセ孔
- 6 喉板

⑨ 控折損の原因

控折損の原因は種々な理由に依るものであるが、内火室板は焰に接し外火室板は外氣に接するため兩板の膨脹收縮に差違を生じ、即ち内火室板は外火室板に比して伸縮度が大なるため曲げ作用を生ずる。その度合が底棒を基として上方に及ぼすから上方に至るに従ひ増大し、又後板を基として前方に及ぼすから側板、後板の上列及び天井板の前端程折損が多いのである。

又、火室下部に於ける控の折損は湯垢堆積に依り過熱せられたことに因を發するものが多く、内火室板の表面の温度は500°C位であるが、控の頭はそれよりも突出して居る故に550°C位、頭より内部へ13耗位入れれば300°C位である。控が300°C以上に熱せられるとその抗張力は著しく低下するから、湯垢が堆積したり又は控の頭が大なるとき、罐水の循環不良の箇所に蒸氣が停滯する様なことがあれば、控は過熱折損するに至るのである。

その他工作修繕の不良又は控の取換回数を重ねるため、控孔が大となりネヂ

の太き控を使用すると太き控のみ過大の内力を受け折損するに至る。

何れにしても同じ状態に在る控で或るものは折損し、或るものは無事であることは種々の理由があるが、大體以上の如き理に基くものであるから、これを大別すれば

- ① 材質、工作及び修繕不良
2. 急冷、急熱即ち冷水の注入、蒸氣の急騰發、送風器の濫用、火落後の風戸の開放
3. 材質の衰耗、罐水の不良に依る浸蝕
- ④ 湯垢堆積又は罐水の循環不良による過熱等を擧げることが出来る。

500

1000

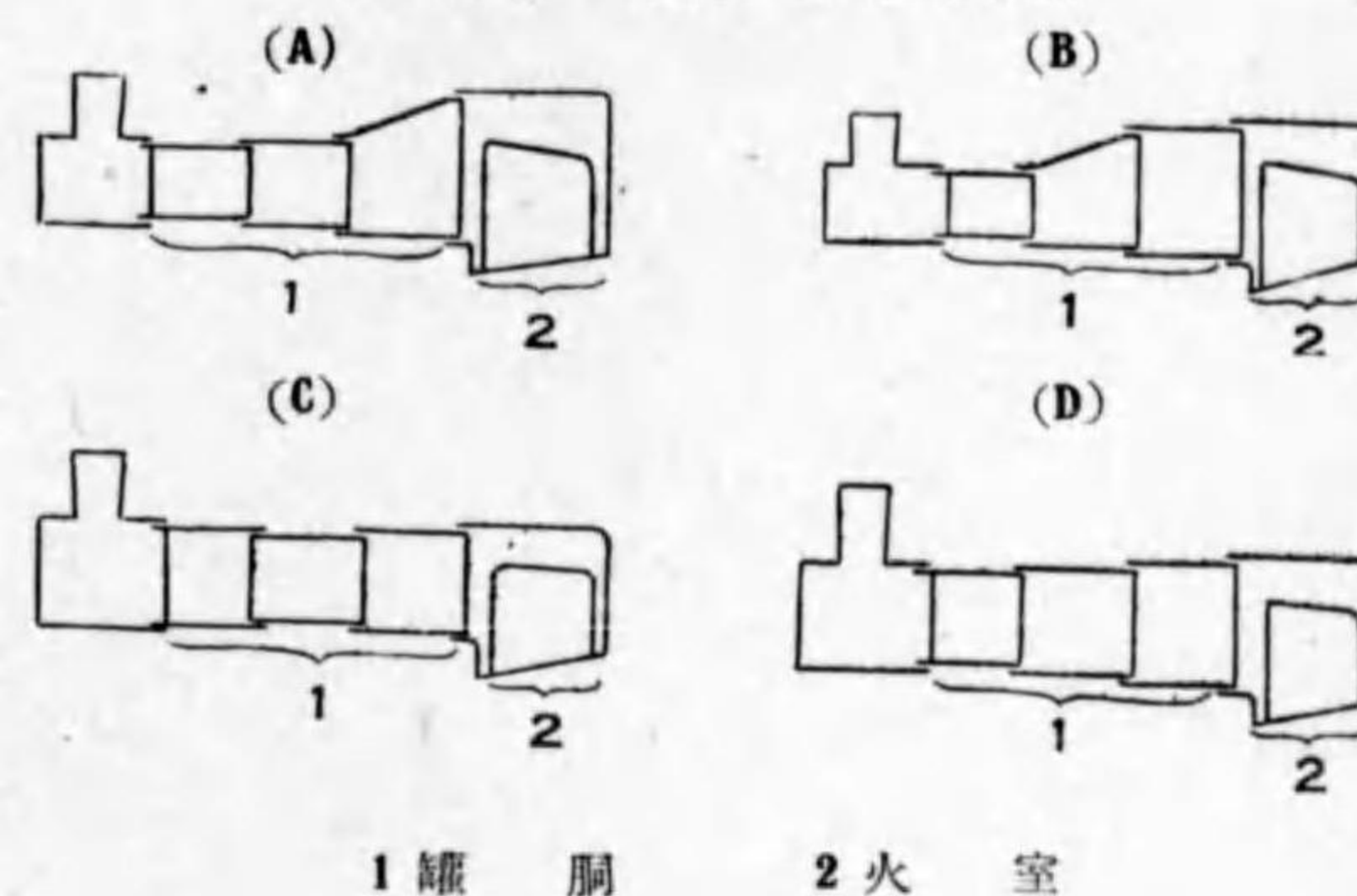
第二章 罐 胴

罐胴は煙室と火室との中間に位する圓筒であつて、内部には罐水を保持し前後管板間には多數の煙管を取付け上部には蒸氣溜を設けられる。

罐胴は、圧延鋼板(SB 34)をローラーを以て圓筒形に押し曲げたものを二箇又は三箇合して製作せられ、縦横共に銲接されて居る。

罐胴は形狀に依り次の如く分類することが出来る。

第 28 圖 罐胴形狀に依る種類



A. 斜 頂 罐

火室の直前の罐胴を上部のみ圓錐形となしたもので、蒸氣騰發の激しき箇所の容量を大きくし、且つ乾燥蒸氣を得られること及び設計上罐の重量を後方に移動する必要がある場合等にかゝる構造が採用されたが、圓錐部の工作が面倒であるため近時は採用されなくなつた。

B. 延 斜 頂 罐

火室直前の圓筒形罐胴を一つ距て、上部のみ圓錐形の罐胴を取付けたものでその特徴とする點は斜頂罐と大同小異である。

C. 直 頂 罐

罐胴を接合する場合 (D) 圖の如く前方のもの程直徑を小さく、後方に到るに従ひ板の厚さだけ大きくしたものと、罐胴の直徑を板の厚さだけ大小を作

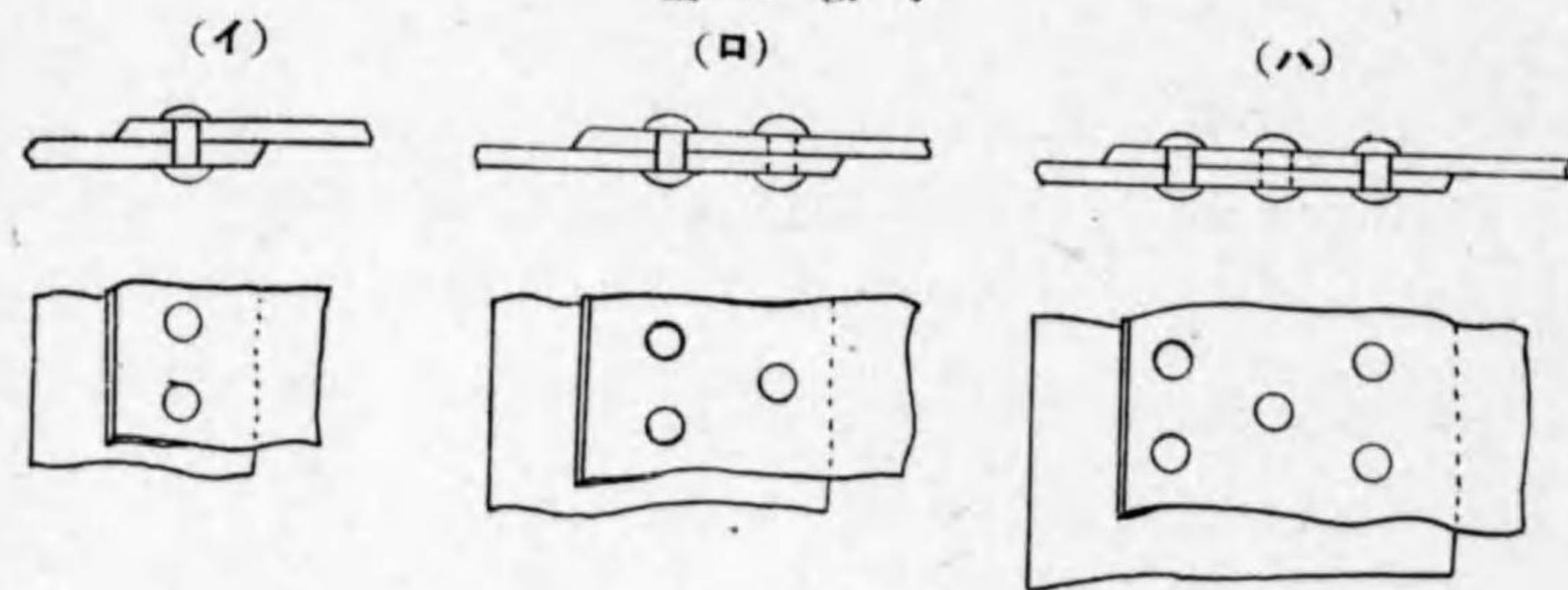
り大小罐胴を交互に組合せて作つた(C)圖の如きものもあるが、前者は洗罐の際煙室側よりの洗滌に依り泥垢の流出に便利であるため新製機關車は殆どこの型である。

第一節 罐 胴 接 手

罐胴の接手には鉄接手が用ひられ罐胴板を重ね合せて穴を穿ち、これに赤熱した鉄を挿入して空氣鏈又は水压机で鉄頭を丸く押し潰す。赤熱した鉄が冷却すれば収縮せんとするため兩板を固く密着せしめ氣水の漏洩を防ぐことが出来る。

罐胴接手には圓周に沿ふ接手は重ね接手を、縦の方向に用ひる接手は突合せ接手を用ひて居る。

第29圖 鉄接手の種類
重ね接手



(1) 重ね接手

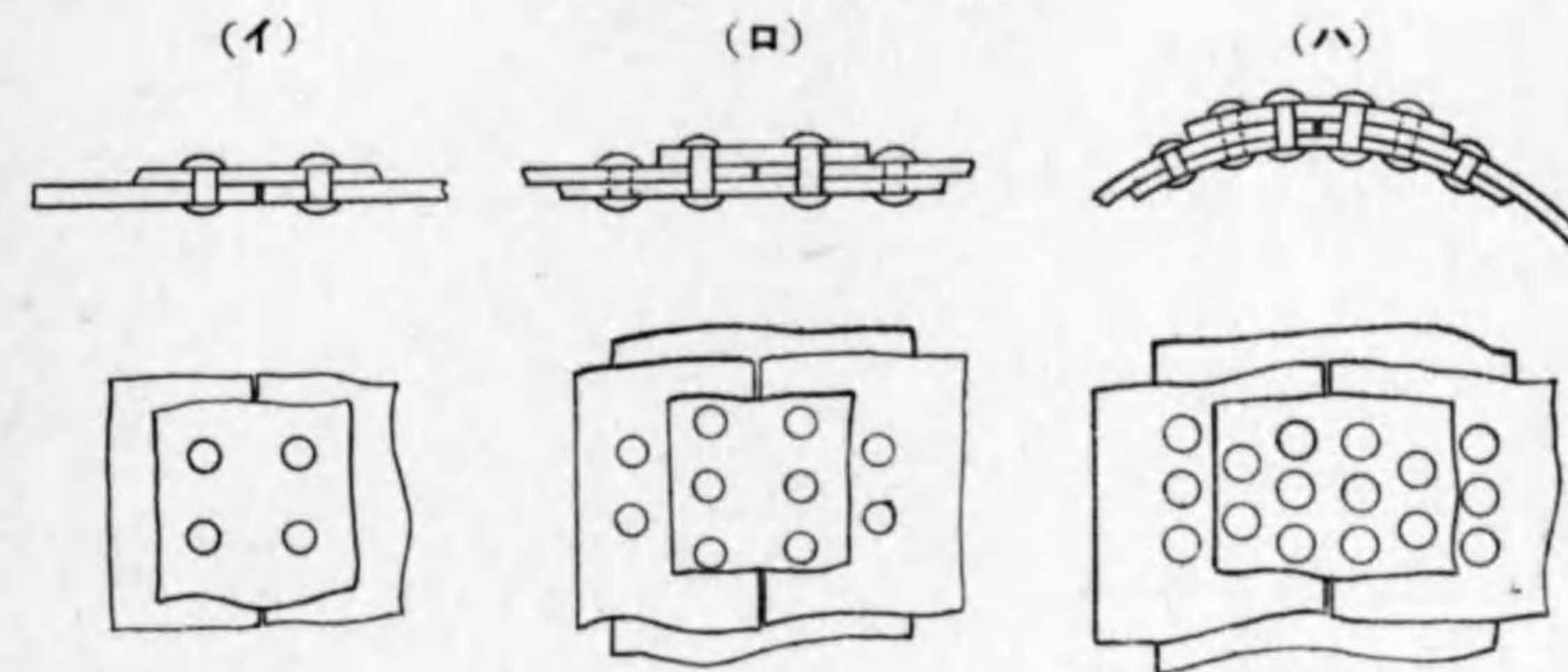
重ね接手とは第29圖に示す如く兩板を重ね合せて結合しその取付鉄列に依り單列鉄、二列鉄、三列鉄重ね接手と稱し、この接手は罐圧力のため兩板が互に反對方向に引張られるから鉄に曲げ作用が働き、その結果接手の効率が悪いが工作に手数を要しないので破壊力の小さい圓周接手(計算の結果圓周方向の破

壊力1に對し縦方向は2である、35頁参照)に用ひ、現在殆ど二列鉄重ね接手が用ひられて居る。

(2) 突合せ接手

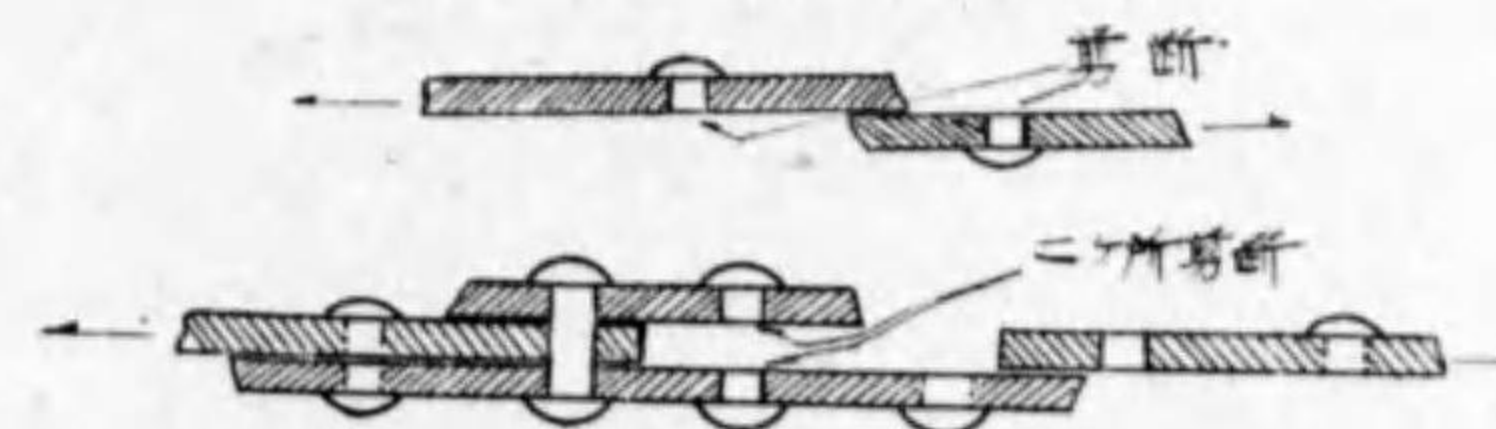
突合せ接手とは第30圖の如く兩板の端を突合せ之に目板を當て、鉄接したもので、片側のみ目板を當てたものを片目板突合せ接手、兩側から當てたものを兩目板突合せ接手と稱し、之に鉄の列を入れて同圖(イ)を片目板一列鉄突合せ接手、(ロ)を兩目板二列鉄突合せ接手と呼ばれて居る。兩目板突合せ接手は重ね接手の如く鉄に曲げ作用が働かず且つ兩目板の場合は罐板が鉄一本を切斷す

第30圖 突合せ接手



るに二箇所切斷せねばならぬから、重ね接手の鉄二本分にも相當する。故に罐胴の縦接手には(ハ)の兩目板三列鉄突合せ接手が用ひられる。参考のために重ね接手の鉄の剪斷される箇所と突合せ接手の鉄の剪斷される箇所を示せば第31圖の如くである。

第31圖 鉄の剪斷



(3) 罐胴接手の強さ

一列鉄重ね接手又は片目板一列鉄突合せ接手の簡単なものに就て述べると。

A. 一本の鉄が剪断される力

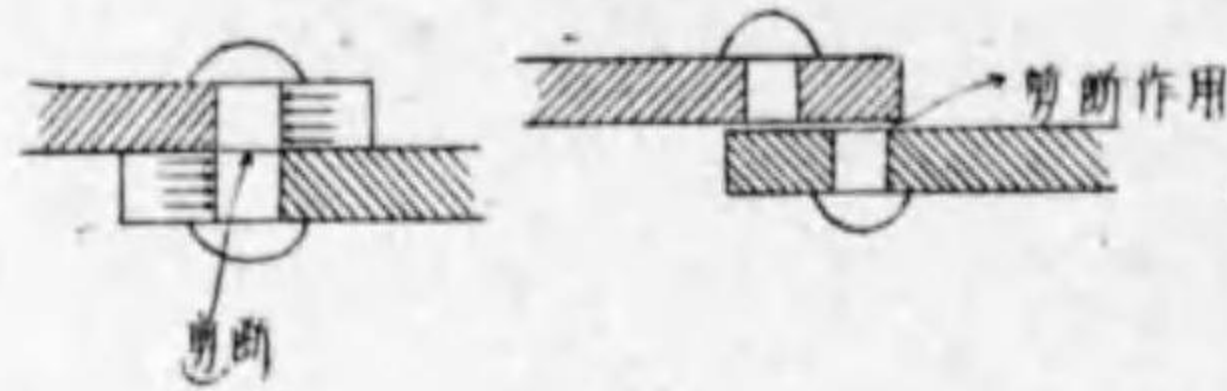
一本の鉄が剪断作用を受ける断面積は鉄の直径を d 糎とすれば

$$\frac{\pi}{4} d^2 \text{ 平方糎}$$

一平方糎の剪断に対する抵抗力を F_s 糎とすると一本の鉄の強さは

$$\frac{\pi}{4} d^2 F_s \text{ (糎)} \dots \dots \dots (1)$$

第 32 圖

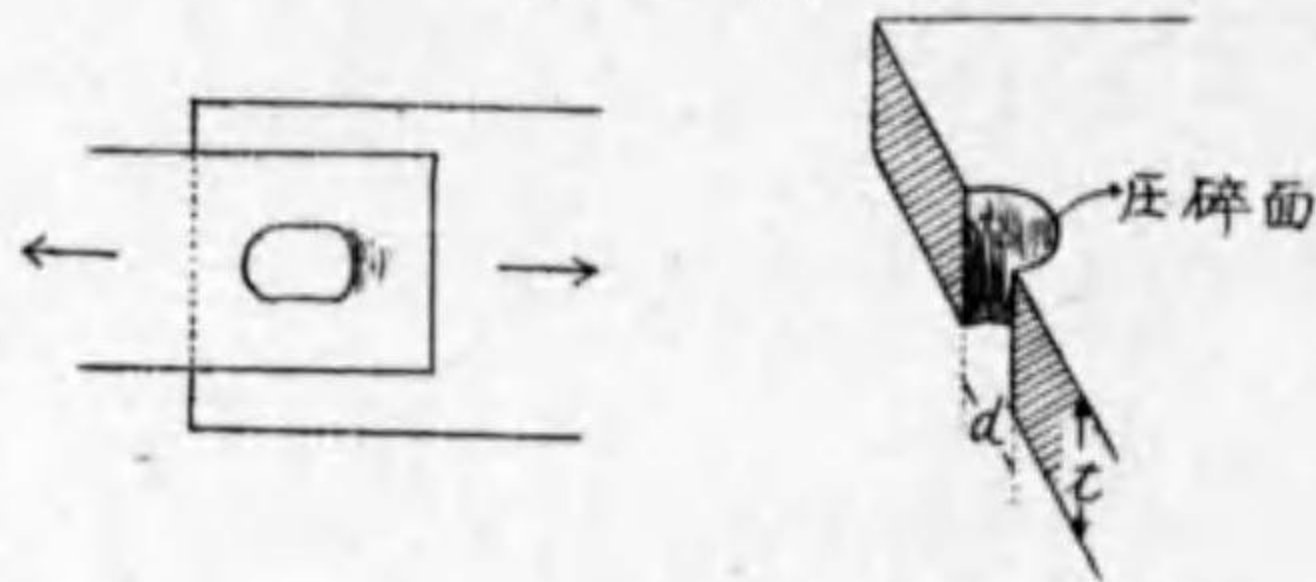


B. 一本の鉄が負擔する力に依つて鉄と板との接觸面が圧碎に抵抗する板の強さ

鉄が板に対する投射面積は板の厚さを t 糎とすれば、 $d \times t$ 平方糎であつて一平方糎の板の抗圧力を F_c 糎とすれば

$$dt F_c \text{ (糎)} \dots \dots \dots (2)$$

第 33 圖



故に今鉄の直径 (d) を大とすれば鉄接手の強さが如何に變化するかを考へると、第(1)式は鉄の直径 (d) の自乗に比例し、第(2)式は鉄の直径に比例することが判る。故に接手を強くせんがために鉄の直径を大とするだけでは板の方が耐へられなくなり、鉄孔が橢圓形に變形し潰れて終ふ。故に、板の厚さ (t) も厚くしてこれに耐へる様にせなければならぬ。即ち 第(1)式 = 第(2)式

$$\frac{\pi}{4} d^2 F_s = dt F_c$$

$$\therefore t = \frac{\pi d F_s}{4 F_c}$$

罐用鋼板の鉄接手に就ては $F_s = 3200$ 糎/糎²、 $F_c = 6700$ 糎/糎² が用ひられるからこの値を代入すると

$$d = \frac{4t F_c}{\pi F_s} = \frac{4 \times 6700}{3.14 \times 3200} \times t$$

$$\therefore d = 2.67t$$

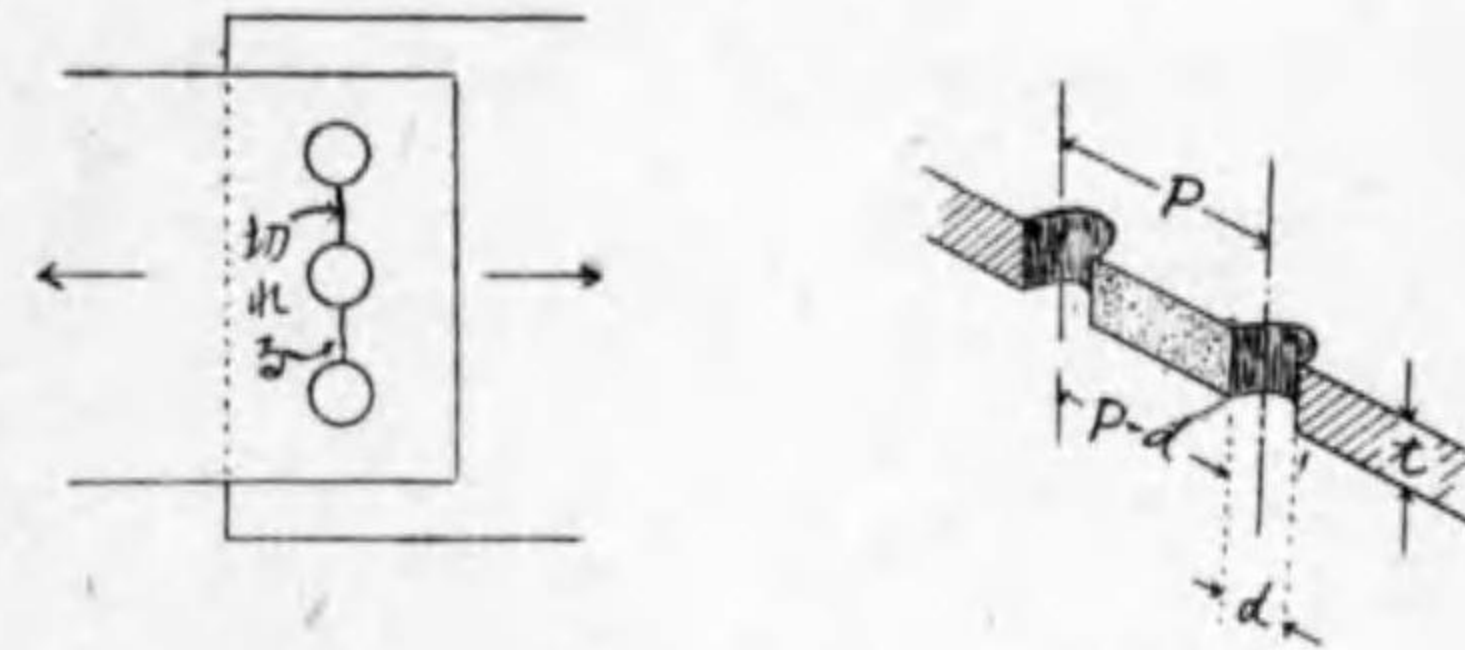
C. 鉄孔間 (心距) の板の強さ

鉄一本に対する鉄孔間 (P)

第 34 圖

の板の断面積は $(P-d)t$ 平方糎であるから板の一平方糎の抗張力を F_t 糎とすれば、断面積の抗張力は

$$(P-d) t F_t \dots \dots \dots (3)$$



鉄一本にかゝる力と、これを受持つ鉄孔間の板の抗張力とが等しくなる様心距 (P) を定めなければならぬ。

即ち 第(3)式 = 第(1)式

$$(P-d) t F_t = \frac{\pi}{4} d^2 F_s$$

$$\therefore P = \frac{\pi d^2 F_s}{4t F_t} + d$$

$$F_s = 3200 \text{ 糎/糎}^2$$

$$F_t = 3900 \text{ 糎/糎}^2 \text{ とすると}$$

$$\text{心距 (P)} = 0.64 \frac{d^2}{t} + d$$

D. 兩目板一列鉸突合せ接手

今迄述べて来たのは一列鉸重ね接手又は片目板一列鉸突合せ接手であつて、鉸を剪断する場合第31圖の如く鉸一本に就て一箇所だけ剪断すればよかつたが、兩目板一列鉸突合せ接手の場合は、鉸一本切断するに二箇所剪断せねばならぬ。故に前者の鉸二本を剪断するに等しいこととなるから

$$\begin{aligned} \text{その強さは } & 2 \left(\frac{\pi}{4} d^2 F_s \right) \\ & = \frac{\pi d^2 F_s}{2} \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

然るに鉸と板との接觸面が圧碎に抵抗する力は、罐圧力が等しければ第(2)式と同じであるから

$$\text{第(4)式} = \text{第(2)式}$$

$$\frac{\pi d^2 F_s}{2} = dt F_c$$

$$\therefore d = \frac{2 t F_c}{\pi F_s} = 1.34t$$

即ち、兩目板突合せ接手にすれば同じ一列鉸でも鉸の直径は半分で良いことが判る。

兩目板一列鉸突合せ接手の場合の鉸孔間の板の抗張力は、片目板一列鉸突合せ接手の場合と同じであるが、鉸の強さが(A)の二倍となればこれと比較して(P)を定めなければならぬ。

$$(P-d) t F_t = \frac{\pi d^2 F_s}{2}$$

$$\therefore P = \frac{\pi d^2 F_s}{2 t F_t} + d$$

$$F_s \text{ 及び } F_t \text{ ヲ代入スル } P = 1.26 \frac{d^2}{t} + d$$

以上の計算に依り、鉸列が二列となれば心距(P)は一列鉸の場合の二倍として良いことが判る。

即ち、二列鉸重ね接手及び片目板二列鉸突合せ接手の心距(P)と、兩目板一列鉸突合せ接手の心距(P)とは等しいことになり、兩目板二列鉸突合せ接手の場合は更に二倍の四列鉸と等しいことになる。

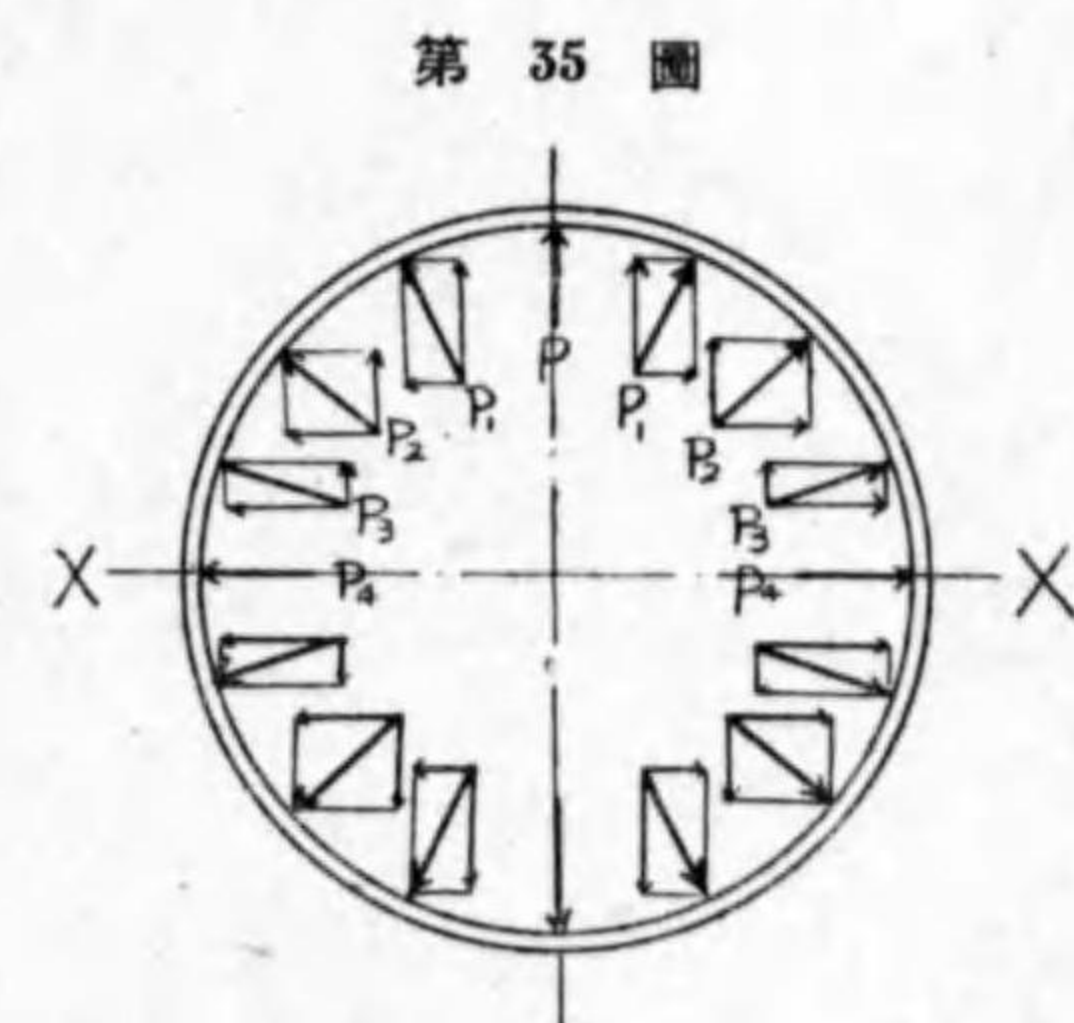
以上の説明を綜合すると、鉸接手の各部の寸法を決定するには

- イ、鉸が剪断力に依つて切れないか
- ロ、鉸孔が圧碎力に依つて潰れないか
- ハ、鉸孔間の板が引張力に依つて切れないか

と云ふ三つの重要條件を満足するものでなければならぬが、實際はこの様な簡單なものでなく權威者の實驗公式及び經驗等を考慮に入れて各部の寸法が定められるのである。

(4) 罐胴の長手接手を圓周接手よりも強くする理由

罐胴の圓周を張り擴げんとする力は第35圖に示す如く罐板に直角即ち放射状に働く。今この力を水平と垂直方向に分解して考へて見ると、罐をXX線から上下方向に破壊せんとする力は垂直分力で水平分力は何等役立たない。



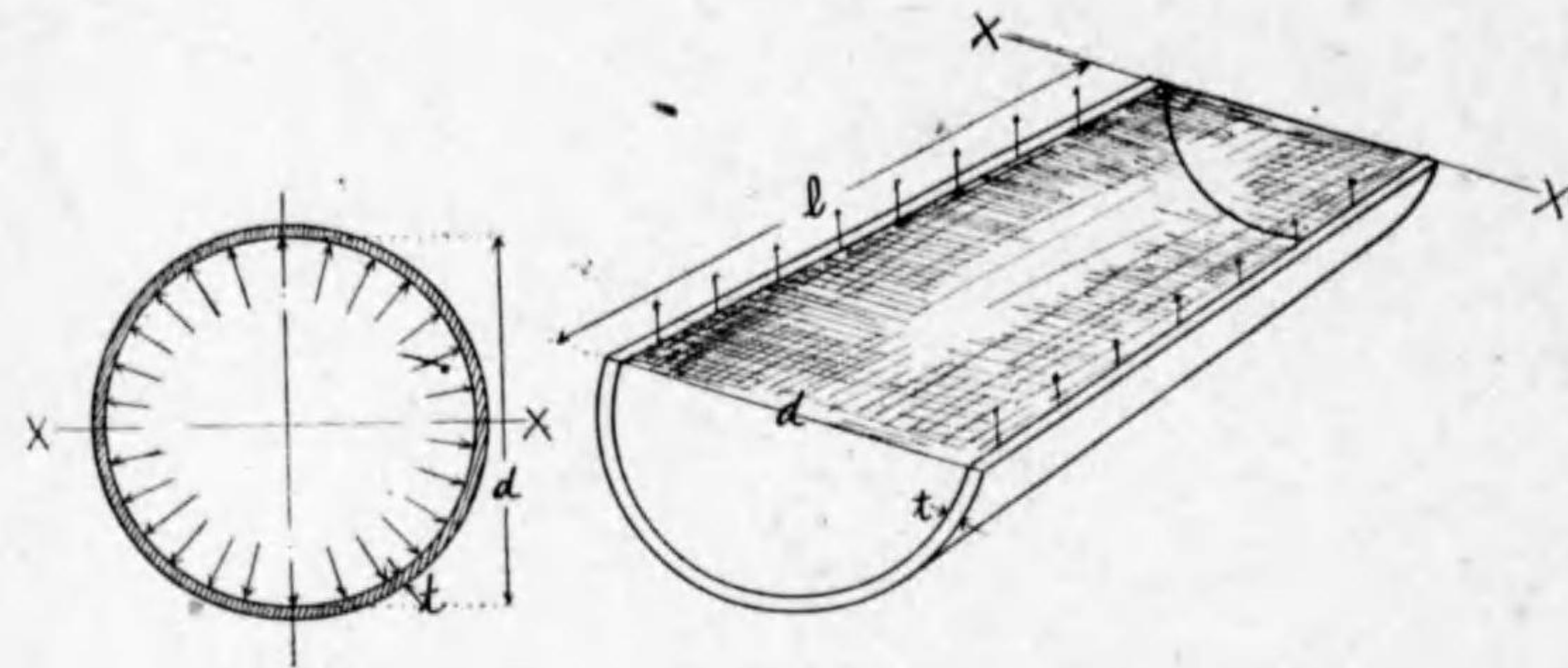
第 35 圖

XX線から破壊するための垂直分力は直上のPは罐圧力全部が垂直分力として働くが、P₁ P₂ P₃に至るに従ひ段々と減少し、P₄に至れば全部水平分力となり最早垂直分力は少しもない。この



半圓上の垂直分力を集計すると直径 (d) × P と等しくなる。これに罐胴の長さ (l) を乗すれば、罐胴を XX 線から引きちぎらうとする全圧力となる。併しこれに耐へんとする XX 線の罐胴板の力は 2tl Ft となる。

第 36 圖



然るに此の抗張力が罐を破壊せんとする垂直力 dPl と釣合ふとき

$$dPl = 2tl Ft$$

d = 罐胴の直径 (寸)

$$\therefore t = \frac{dP}{2Ft} \dots\dots(1)$$

P = 罐使用圧力 (廷/寸²)

t = 罐胴板の厚 (寸)

l = 罐胴の長 (寸)

Ft = 罐胴板の抗張力 (廷/寸²)

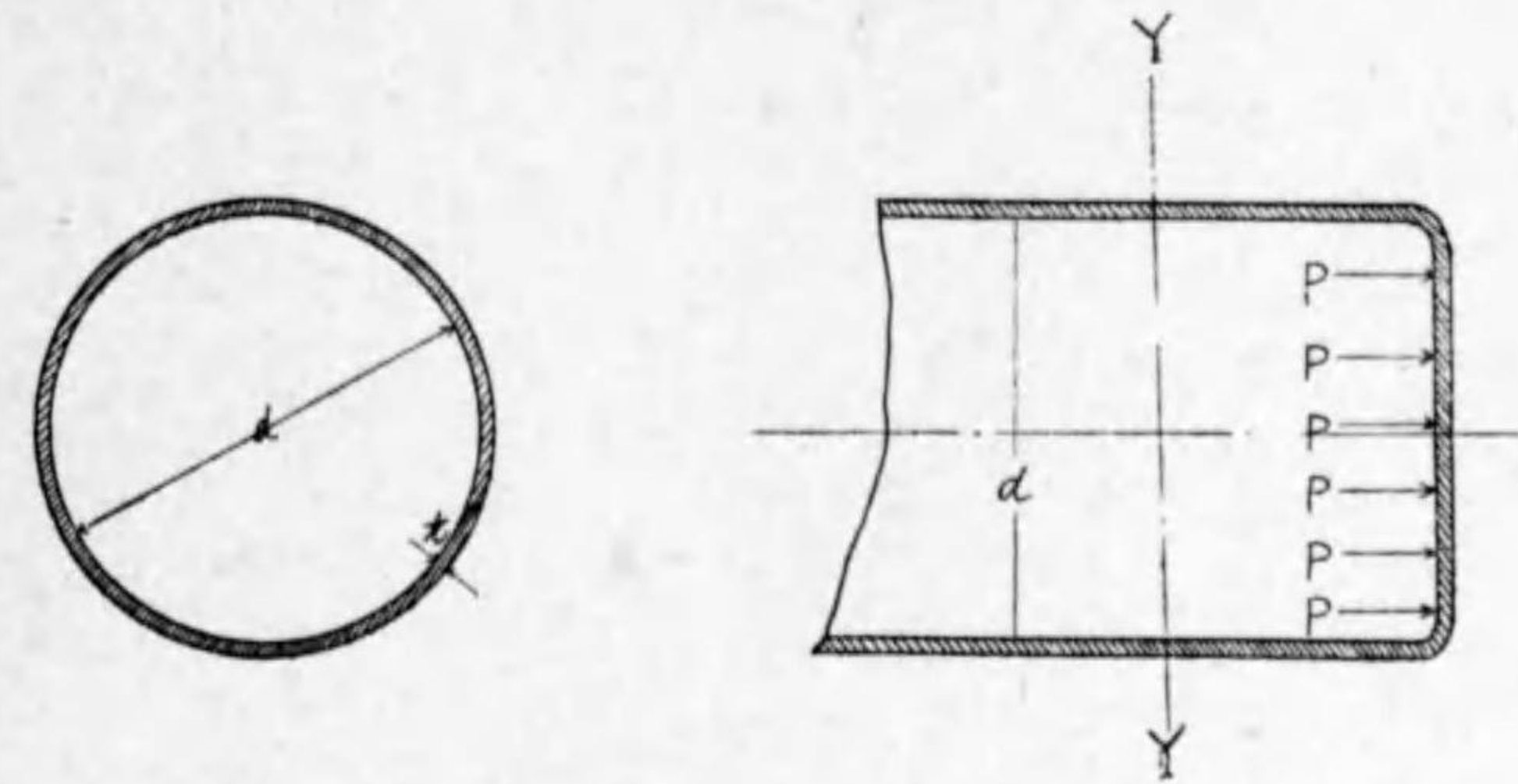
次に、罐の圧力が罐胴を前後方向 YY 線から引きちぎらんとする力は罐胴の横断面積に働く圧力 $\frac{\pi}{4}d^2P$ で、これに抗せんとする罐胴板の強さは圓周の板

の断面で、これが釣合ふとき

$$\frac{\pi}{4}d^2P = \pi dt Ft$$

$$\therefore t = \frac{dP}{4Ft} \dots\dots(2)$$

第 37 圖



今 (1) 式と (2) 式とを比較すれば、罐圧力及び罐胴の厚さは同一であるのに t の値は (2) 式は (1) 式の半分である。

即ち、同一罐で長手方向の罐板の厚さは圓周方向の二倍とせねばならぬことが判る。

故に、長手方向の接手は丈夫な兩目板三列鉸突合せ接手、圓周接手は簡単な二列鉸重ね接手を用ひるのである。

(5) 罐胴板の厚さ

罐胴板の厚さを定めるには、前計算で求めた長手方向の破壊力が圓周方向の二倍であるから長手方向の破壊力に充分耐ゆる板の厚さとせねばならぬ。長手方向の破壊力に抗する板の厚さは

$$t = \frac{Pd}{2Ft}$$

である。併しこの t は接手のない箇所を指して居るので接手の箇所はもつと弱く接手効率の良い兩目板三列鉸突合せ接手で接手効率 $\left(\frac{\text{接手の強さ}}{\text{接手を施さない板の強さ}} \right)$ が 0.85 位である。

故に接手効率 ϕ を考慮に入れて

$$t = \frac{Pd}{2Ft\phi}$$

之が辛うじて罐圧力に耐ゆる程度の t で安全なものではない。故に罐板の厚さを増して安全度を 4 倍から 5 倍位に設計されて居る。これを安全率 (x) と謂ふ。

尙、罐板の厚さの不同を見込んで 0.1 種を加算したものを實際の罐板の厚さとして居る。

故に罐板の厚さ

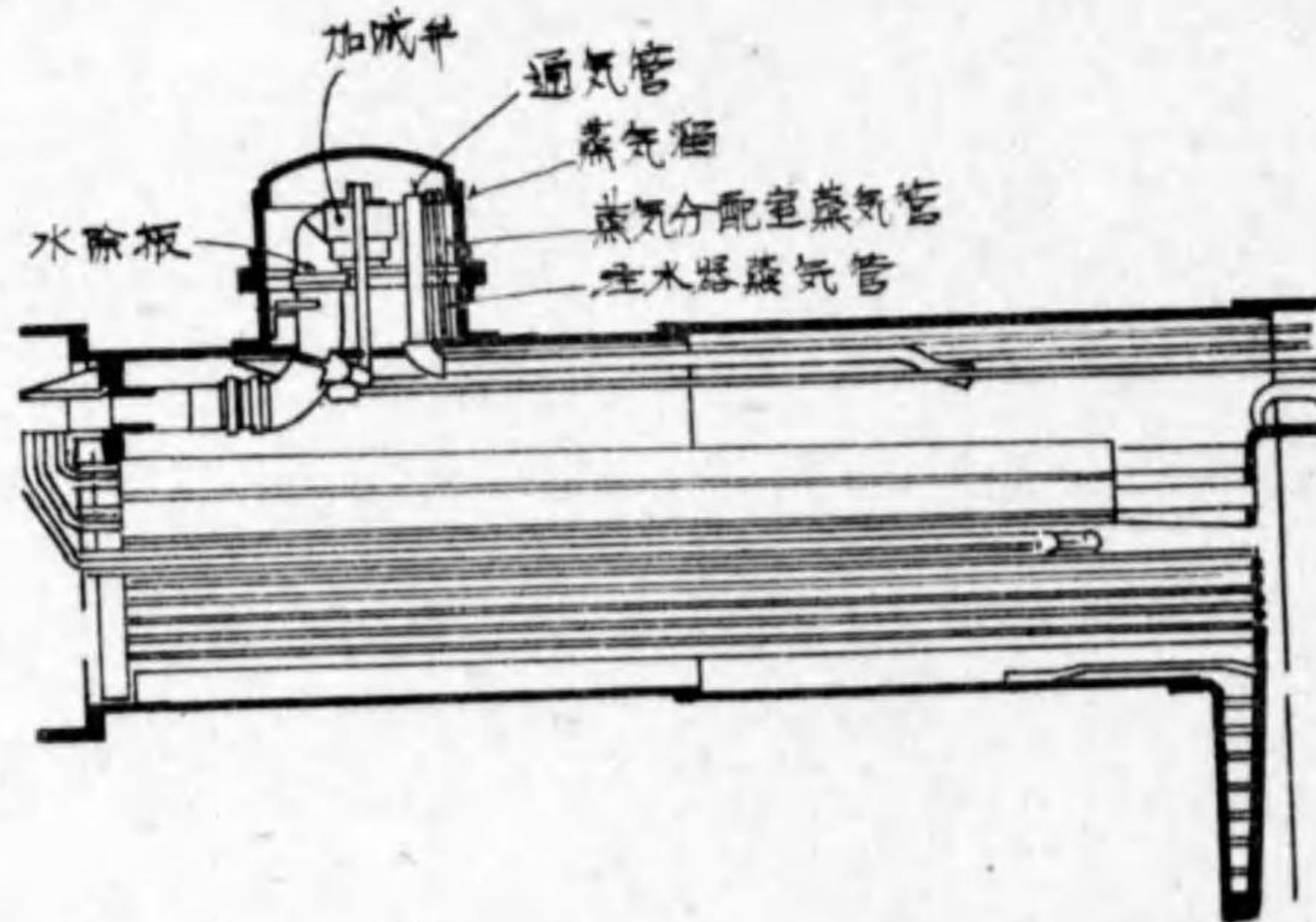
$$t = \frac{Pdx}{2Ft\phi} + 0.1(\text{種})$$

となり、又安全率 $x = \frac{(t-0.1)2Ft\phi}{Pd}$ となる。

第二節 罐内管

罐内管とは通氣管、蒸氣分配室蒸氣管、注水器蒸氣管、注水器線出管、加減弁取付管及び乾燥管の總稱である。

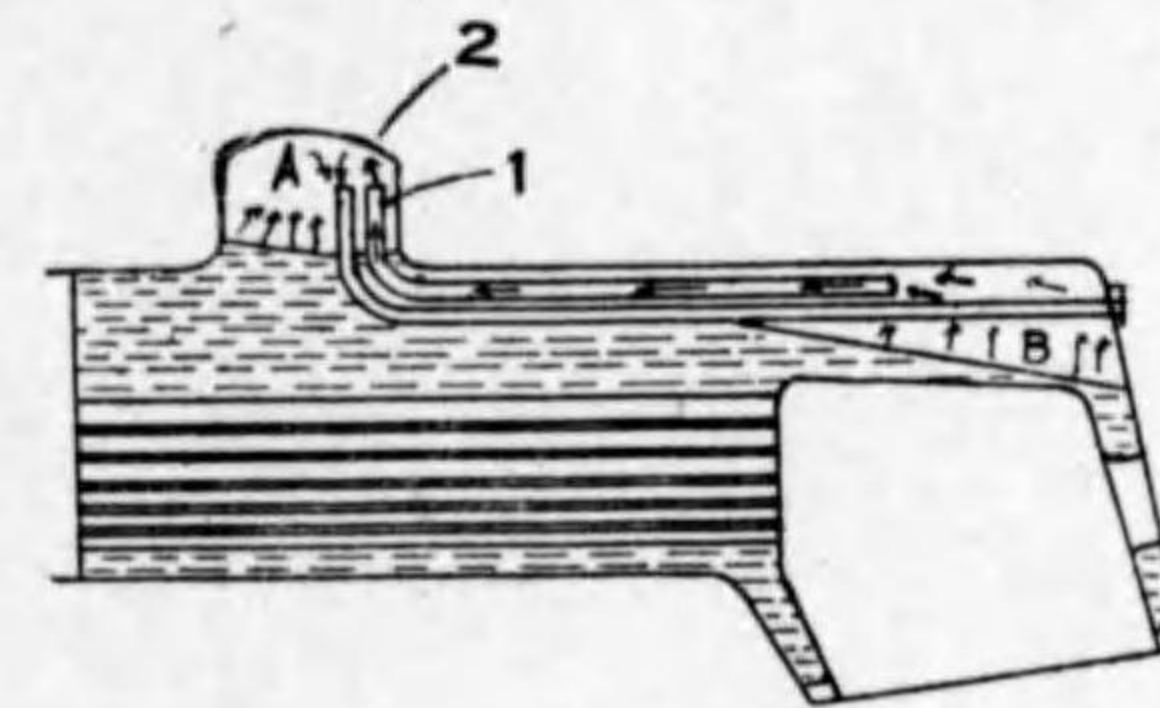
第 38 圖 罐内管



(1) 通氣管

通氣管は第39圖の如く直徑50耗位の管を以て蒸氣溜上部より天井板後板附近に到る一本の管で、これを設ける理由は急加速運轉する場合及び制動に際し機關車が急激に減速された場合罐水は慣性に依り前方に移動し蒸氣溜の下部を閉塞するに至る。この場合空氣壓縮機、給水ポンプ、送風器、或は注水器を使用して居れば、蒸氣溜内は一時他と遮斷されて居るため、その結果蒸氣の發生場所少く蒸氣溜内の蒸氣壓力は一時降下をなし罐水が上昇し來り、蒸氣分配室及

第 39 圖 通氣管



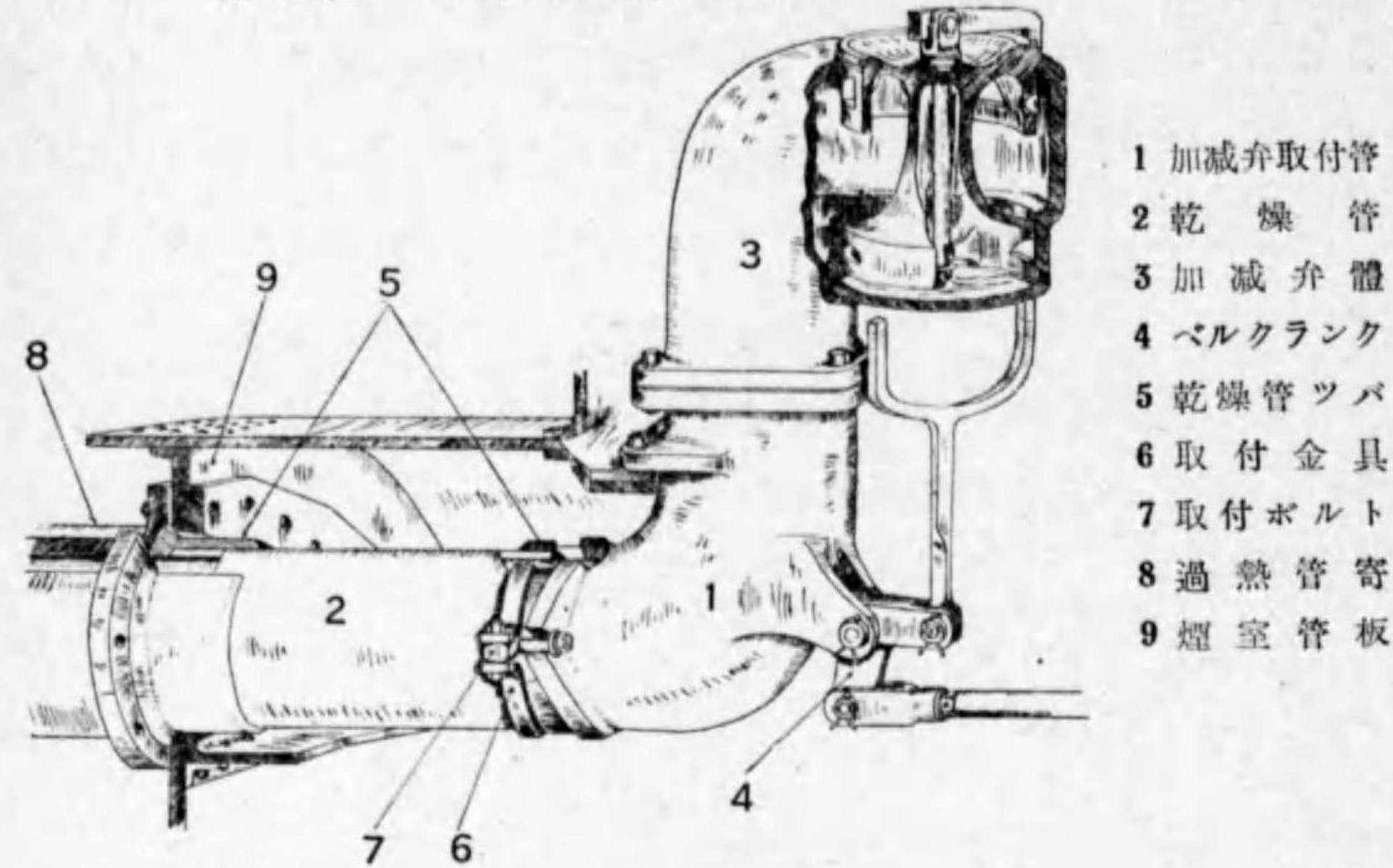
- 1 通氣管
- 2 蒸氣分配室蒸氣管

び注水器等に罐水を送り込み、運轉を阻害し或は機能を失ひ又は内部の油氣を洗ひ去る等の害を生ずるに至る。かゝる場合に通氣管が設けてあれば、天井板上の空虚な箇所の蒸氣は通氣管を通つて蒸氣溜内に蒸氣を補給するから蒸氣溜内の壓力降下を生ずるが如き虞がない。故に、蒸氣溜が第一罐胴上部に取付けられたものは殆どこの通氣管を設けられて居る。

(2) 加減弁取付管

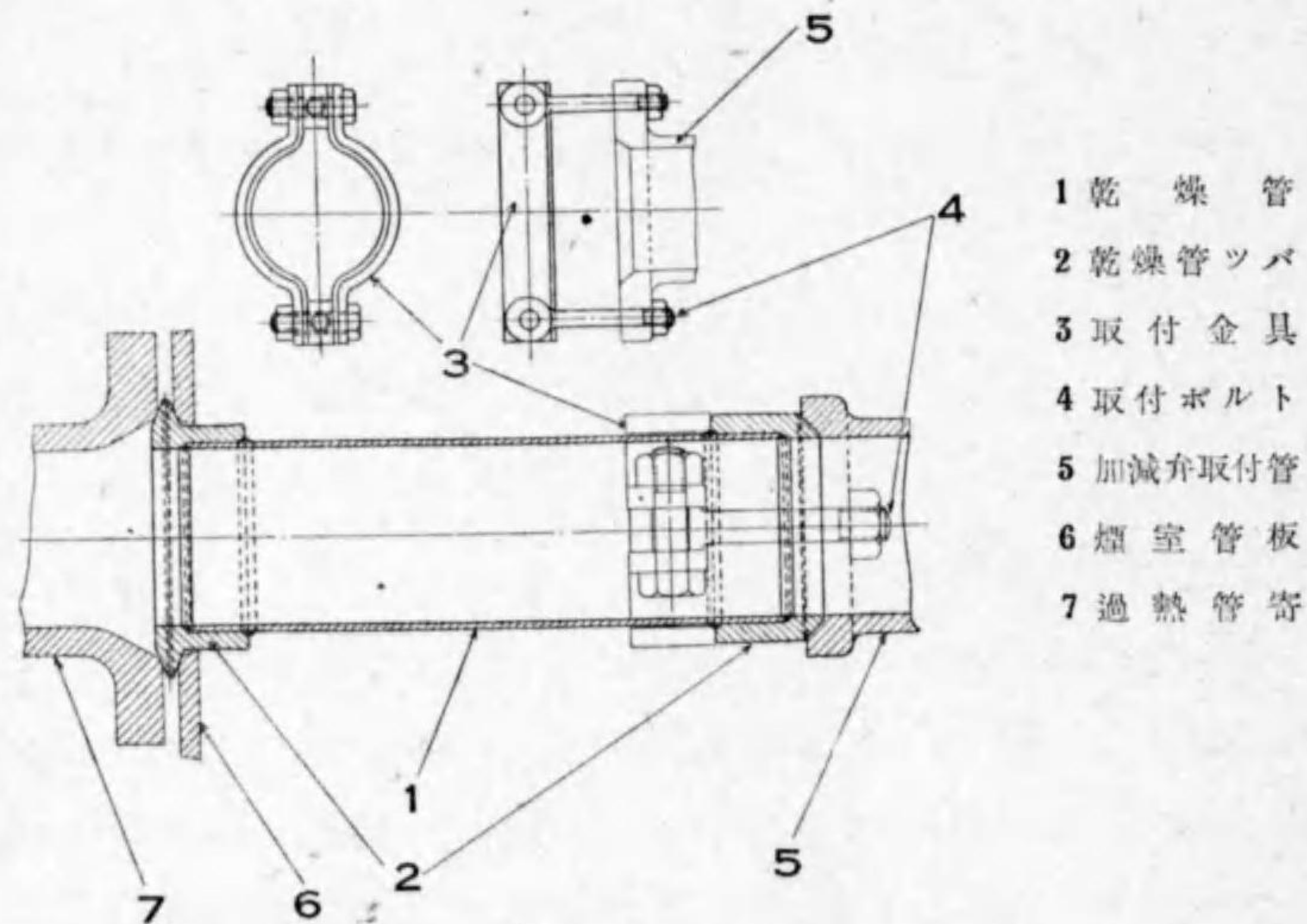
加減弁取付管は第40圖に示す如く鑄鐵で作られ上部は加減弁體に下部は乾燥管に結合される(L)形の管で、加減弁開閉用のペルクランク受はこれと共鑄せられて居る。加減弁取付管の内徑は加減弁の大きさで異り、加減弁第一種のもの内徑 132 耗、第二種を使用すれば 156 耗のものを使用するを通例とする。

第40圖 加減弁取付管及び乾燥管



- 1 加減弁取付管
- 2 乾燥管
- 3 加減弁體
- 4 ベルクランク
- 5 乾燥管ツバ
- 6 取付金具
- 7 取付ボルト
- 8 過熱管寄
- 9 煙室管板

第41圖 乾燥管



- 1 乾燥管
- 2 乾燥管ツバ
- 3 取付金具
- 4 取付ボルト
- 5 加減弁取付管
- 6 煙室管板
- 7 過熱管寄

(3) 乾燥管

乾燥管は第41圖に示す如く加減弁取付管と過熱管寄との間の管を謂ひ、鋼管で両端に銲を熔接し、過熱管寄側は球面で管寄と煙室管板とが銲を挟んでボルトで取付けられ、加減弁取付管とは、球面接手として特殊な金具で取付けて居る。

乾燥管は熱の爲に膨脹收縮をなし、或は管板の膨出等に依り取付部に無理を來すが、多少移動しても取付部の両面が球状に摺合せてあるから無理を生ぜず又接觸面から蒸氣の洩れを生じないのである。

2.19 第三節 煙 管

煙管には大煙管と小煙管との二種があり、何れも内部に熱瓦斯を流通せしめてその周囲を圍繞する罐水に充分熱を傳へ又兩管板間を結ぶ控の役目をも兼ねしめるため、肉の薄い而も丈夫なものが要求せられる。故に、煙管は最初鋼塊を熱して置いて中央に孔を穿ち、細い孔を通して所要の厚み及び長さ迄引延ばしたもので、所謂引拔鋼管を使用し、大煙管は熱間仕上、小煙管は冷間引拔をされる。

何れも 35 疋/平方疋の水圧試験に合格したものを使用されて居る。小煙管の冷間引拔とは最後の仕上温度が 721°C 以下の温度であつて、その特質は表面が滑らかであり、又小径のもので特に出来上寸法の精密なものを望むときに本方法に據る。又大煙管の熱間仕上とは 721°C 以上の温度で仕上げるのである。

(1) 煙管の太さと長さ

傳熱効率を大ならしめるためには、火室内の温度に對して煙室内の温度を出來得る限り低下せしめなければならぬ。それがためには煙管の徑を細くして管の數を増し瓦斯を細流せしめ、長さを延長すれば目的は達せられるが、その程

度が過ぎると煙室側の煙管出口附近の温度低下が甚しく出口附近では何等傳熱をなさず、有効な傳熱面とはならない。その上運轉中の振動が大となり、その撓みのために両端に故障を生じ漏洩の原因となり、又熱瓦斯の流通抵抗を大ならしめ、閉塞し易き不結果を生ずるに至る。

これの適當な割合は、小煙管に於ては外徑の70~90倍位である。C51, D50, D51等の最近の機関車の多くは約106倍位となつて居る。

併し、煙管は罐水の浮力のために重量が約 $\frac{1}{3}$ 以下に減じ、尙水の慣性に依つて煙管の振動は大に制肘せられるので、煙管の長さが増大しても割合に故障は少ないものである。

各機関車に於て長さ及び直徑を異にするときは、保存補充に大なる不便を感じるために、小煙管は直徑45, 51, 57耗の三種、大煙管は直徑127, 133, 140耗の三種が使用され、長さは3200, 3970, 4040, 4580, 4960, 5500, 6000耗の七種で、大形新製機関車(C51~C57, D50, D51)の小煙管は直徑57耗、長さ5500耗(C59は6000耗)厚さ2.75耗のもの、大煙管は直徑140耗、長さ5500耗(C59は6000耗)のものが使用されて居る。

煙管の直徑は火室管板側よりも煙室管板側の方を太くし煙室側より挿入、取外しが便利な様にし、又大煙管では斯く徑を異にすることに依り過熱管を收容する部分を特に大きくし熱瓦斯の流通抵抗を減ずることが出来る。

(2) 煙管配列法

煙管を配列する方法は正三角形配列法と正方形配列法とある。正三角形配列法と正方形配列法と比較すれば正三角形配列法は同一面積内に多數の煙管を取付けることが出来る。更に正三角形配列法中、三角形の一辺が垂直のものを垂直正三角形配列法、三角形の一辺が水平のものを水平正三角形配列法と謂ふ。

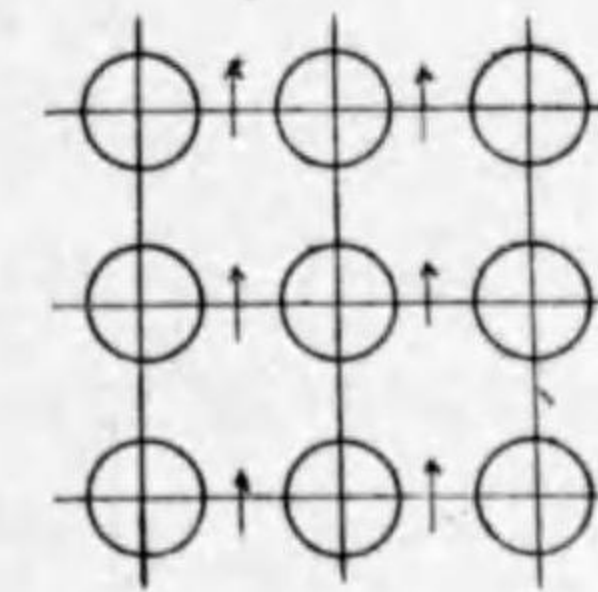
1、正方形配列法は氣泡の上昇を防げることなく罐水の循環良好であるが、煙

管の取付数が正三角形配列法より少いため、現今小煙管には用ひられず大煙管のみ過熱装置の関係で垂直配列法を採用し、その中間の餘裕ある箇所には小煙管を取付ける。

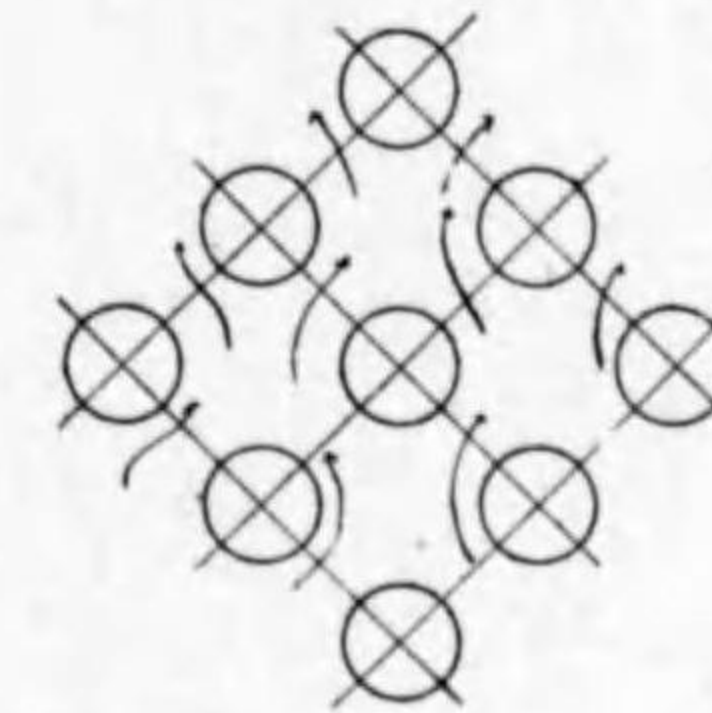
第42圖 煙管配列法

正方形配列法

垂直配列法

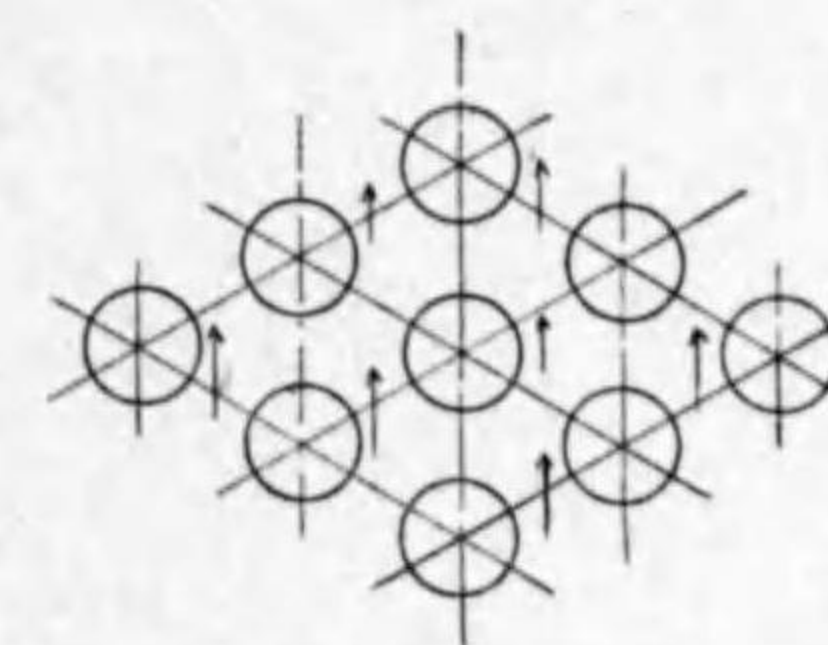


水平配列法

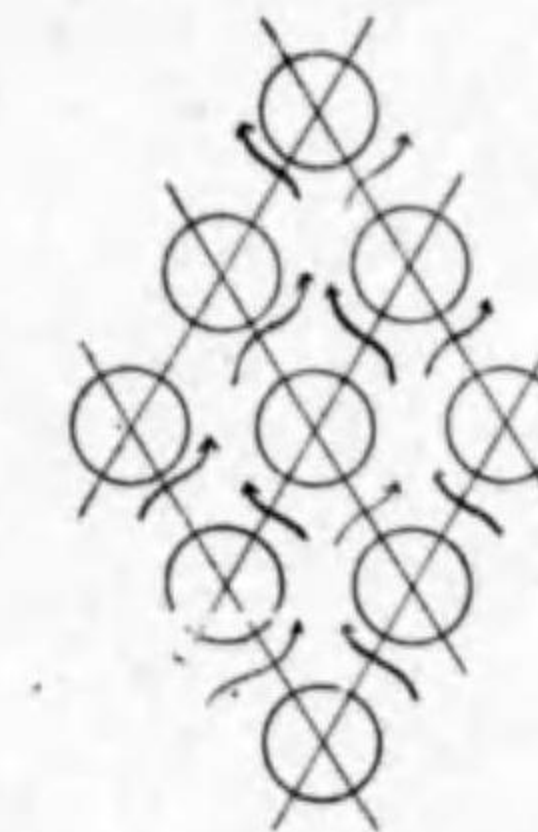


正三角形配列法

垂直配列法



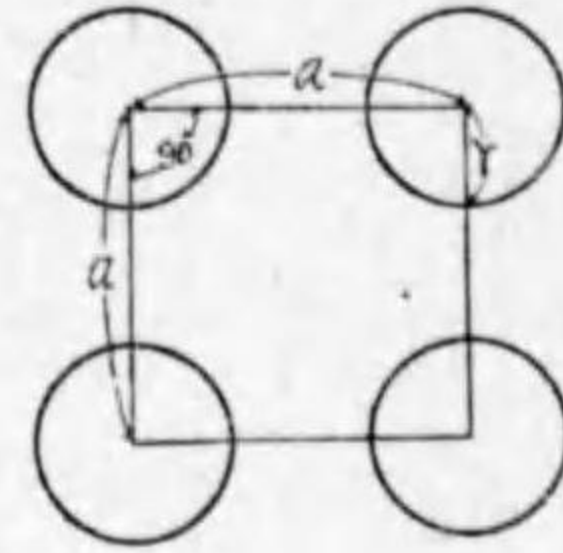
水平配列法



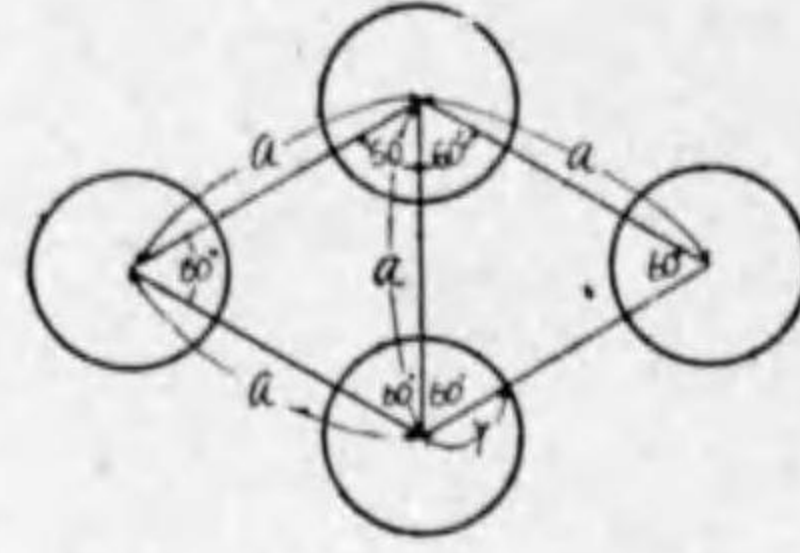
□、正三角形配列法は三角形の一辺が垂直と水平とに配列することが出来るが垂直配列法は氣泡の上昇を支障せず、水平配列法はこれに反する。故に現今小煙管に採用されて居るのは前者のみである。

第 43 圖

正方形配列法



正三角形配列法



【参考】

同一面積に煙管を設ける場合正方形配列法より正三角形配列法が煙管の数を多く取付けられる理由を證するには、煙管のピッチは兩者共全部同一であるから、今煙管四本を正四角形配列法に依る場合の所要面積と、正三角形配列法に依る場合の所要面積とを比較すれば良い。

煙管の中心から中心迄の心距を a とし煙管の半径を r とすれば

正方形配列法 $a \times a - \pi r^2$ で煙管 1 本で $\frac{\pi r^2}{4}$ であるから 4 本では $\frac{\pi r^2}{4} \times 4 = \pi r^2$

即ち煙管 1 本分の面積を a^2 から引けば良い

正三角形配列法 正三角形の面積は $\frac{\sqrt{3}}{4} a^2$ で 正三角形が二つあるから $\frac{\sqrt{3}}{4} a^2 \times 2 =$

$\frac{\sqrt{3}}{2} a^2 = \frac{1.732}{2} a^2 = 0.866 a^2$ 煙管の正三角形内に入れる面積は正三角形の一角は 60° であり正三角形が二つあるから

$60^\circ \times 6 = 360^\circ$ 丁度煙管 1 本分となる

故に $0.866 a^2 - \pi r^2$

(正方形配列法 - 正三角形配列法)

$= (a^2 - \pi r^2) - (0.866 a^2 - \pi r^2) = 0.131 a^2$

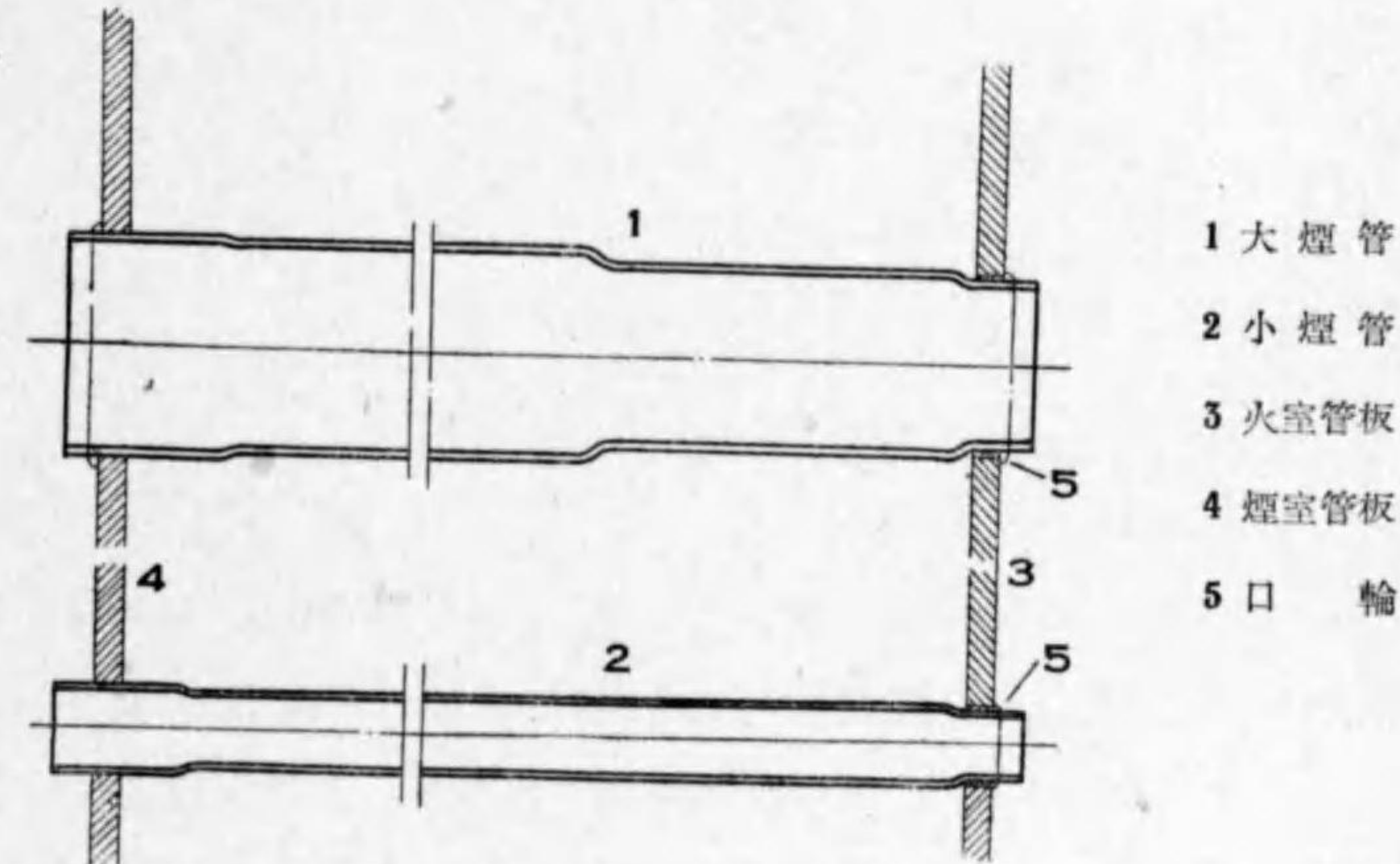
故に三角形配列法の方が所要面積は小であるから煙管を多く取付けることが出来る。

(3) 煙管取付方法

小煙管の取付方法は煙室管板管穴を火室管板の管穴より約 5 耗位大きく穿孔して總て煙室側より煙管を挿入し、管板端もこれに對應して火室寄を 5 耗位絞つてある。豫め厚さ 0.8 耗位の接目なしの銅環を管穴に嵌込んで置き、煙管を挿入して管端を火室管板より外方約 8 耗位突出せしめ擴大器(エキスパンダー)

に依つて煙管を外周に向つて押し擴げ更に管端を折り曲げて管板に密着せしめ向その周圍を軽く電氣熔接を施す。擴大器で押擴げる場合程度を超えると銅環が薄くなり過ぎ、時には煙管の肉迄薄くして、煙管の壽命を短かくする原因となり、又管端を電氣熔接したものは漏洩が少ないのであるが熔接の際小さい龜裂を生じ、これが原因で取付部の漏洩を來たし加修に相當困難を來たす場合がある。

第 44 圖 大小煙管の取付



大煙管を火室管板に取付ける方法は小煙管の場合と同様である。煙室側の取付方法は火室側の様に高熱を受けないから擴大器で押し擴げるのみで、銅環も使用せずたゞ大煙管のみ管端を折曲げて居る。何れの場合でも管穴はリーマーを通して綺麗に仕上げ、又煙管の管板に接する部分は表面を滑かに磨いて兩者の密着を良好ならしめなければならない。

(4) 煙管漏洩の原因

煙管漏洩の原因の主なもの挙げれば次の如くである。

- イ、材質不良なるとき、腐蝕又は衰耗したるとき
- ロ、煙管締付方不十分なるとき、又は締付け強きに失し銅環が押し潰されてパツキンの作用をなさざるとき
- ハ、管端周囲の電気熔接不良にして歪及び龜裂を生じたるとき、又は熔接方不十分なるとき
- ニ、管穴が叮嚀に仕上げてないとき及び煙管と管穴間に異物の介在したるとき
管端が真圓ならざるとき
- ホ、煙管の切継ぎ方不良のとき
- ヘ、罐を急に冷却したるとき及び管板に急激に冷気が接觸せしとき
- ト、洗罐を怠り湯垢の堆積大となり該部が過熱されたるとき
- チ、羽子板控が多数折損して管板が膨れ出したるとき
- リ、罐鳴を度々繰返したるとき

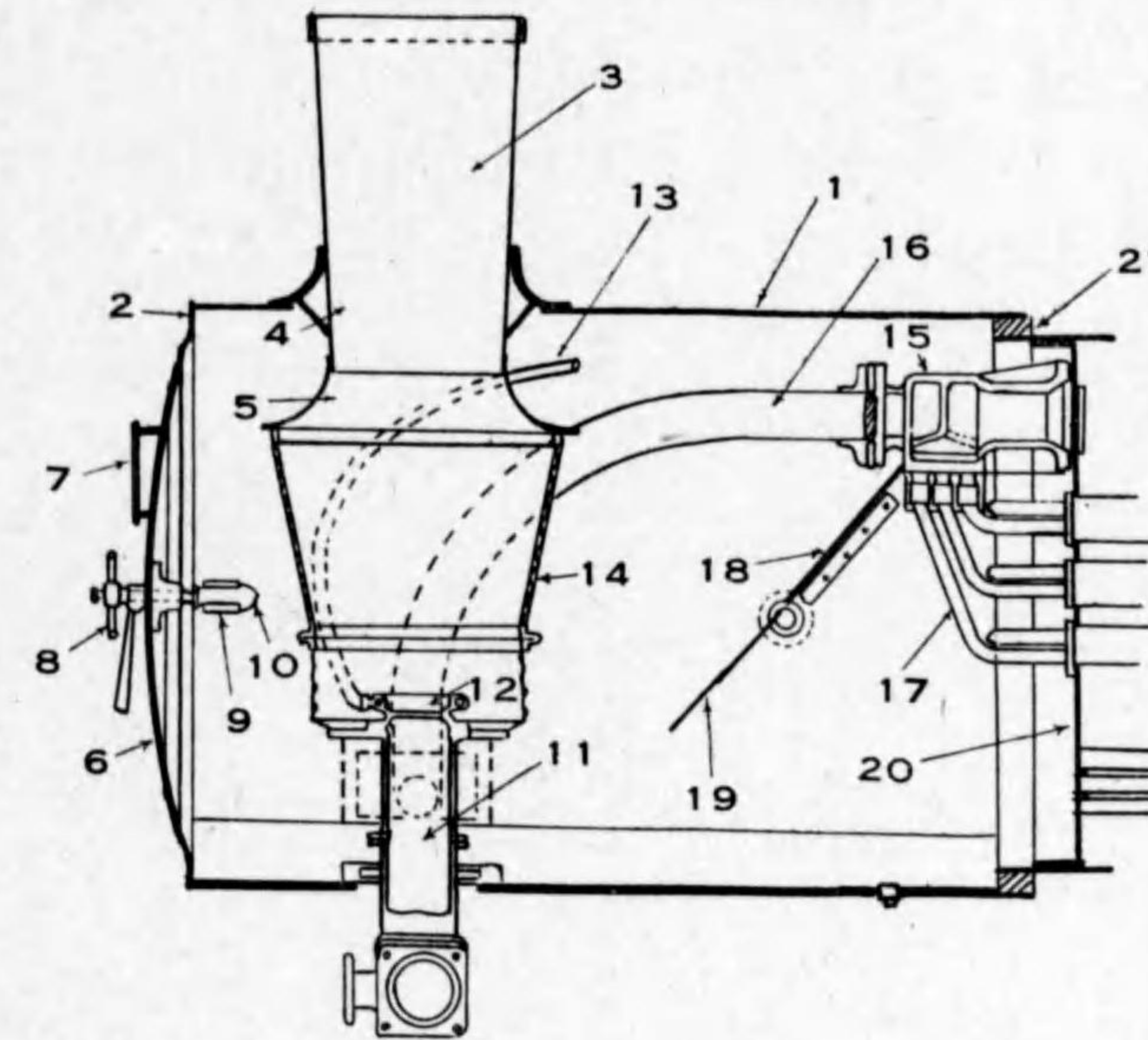
(5) 煙管の修繕

工場に於て煙管の修繕の場合は煙管を管板際より切り落して外部に取出し、煙管掃除器を以てその表面に附着する垢を清掃した後、全周にわたり腐蝕の程度を検査し又厚みの薄いものは計量して新製時の80%以下のものは使用禁止し再使用出来るや否やを検する。煙管を抜取る際には両端を切落し又火室側の方は焦損甚しき故餘分に切落すから、その短くなつた長さだけ切継ぎ用の煙管を火室側に接合して、内部に水圧試験(35kg/cm²)を行ひ合格したものを再度使用する。煙管を接ぐには双方を重油の爐に入れて表面が熔解する迄熱し、これを熔接機械に押付ける方法を探つて居たが、近時は瓦斯熔接をして居る。併し切継ぎ箇所を5箇所以下と定められ、それ以上は使用せぬこととして居る。

第三章 煙 室

煙室は罐最前部に位し機關車の通風を發生せしむる場所で、その内部には過熱管寄及び過熱管の一部、主蒸氣管、反射板、吐出管、送風器、ベチコート等を取付け、その上部には内煙突及び煙突を取付ける。

第45圖 煙 室



- | | | | |
|------------|----------|----------|----------|
| 1 煙室胴 | 6 煙室戸 | 11 吐出管 | 16 主蒸氣管 |
| 2 煙室前板 | 7 番號板 | 12 送風ノズル | 17 過熱管 |
| 3 煙突 | 8 取輪 | 13 送風蒸氣管 | 18 固定反射板 |
| 4 内煙突 | 9 カンヌキ | 14 火粉止 | 19 加減反射板 |
| 5 ベチコートパイプ | 10 戸締付ネヂ | 15 過熱管寄 | 20 煙室管板 |
| | | | 21 煙室輪 |

煙室容積の小なるものは真空の發生が強く、ために通風が激烈となる反面間

歇的となる。即ち吐出管より排氣した時強度の通風を發生するが、煙管より熱瓦斯及び空氣の流込むことに依り、忽ち通風力は低下し燃燒状態も不良となりまた諸般の設備をなすに不便である。尙シンダラの貯藏量が少ないので長距離運轉に適しない。

容積の大なるものはこれに反し通風力が平均するから、熱瓦斯の流れも比較的平等となり罐水に充分熱を傳へ未燃炭及び火粉の飛散も少ない。又シンダラの貯藏も充分であるから長距離運轉に耐へ煙室内の修理にも便である。煙室の容積に就てクララ氏は火格子面積一平方米につき煙室容積3立方メートルが適當なりと稱したのであるが、國有鐵道に於ては火格子面積一平方米に付き約1.6~2.0立方メートルとされて居る。

第一節 煙室 胴

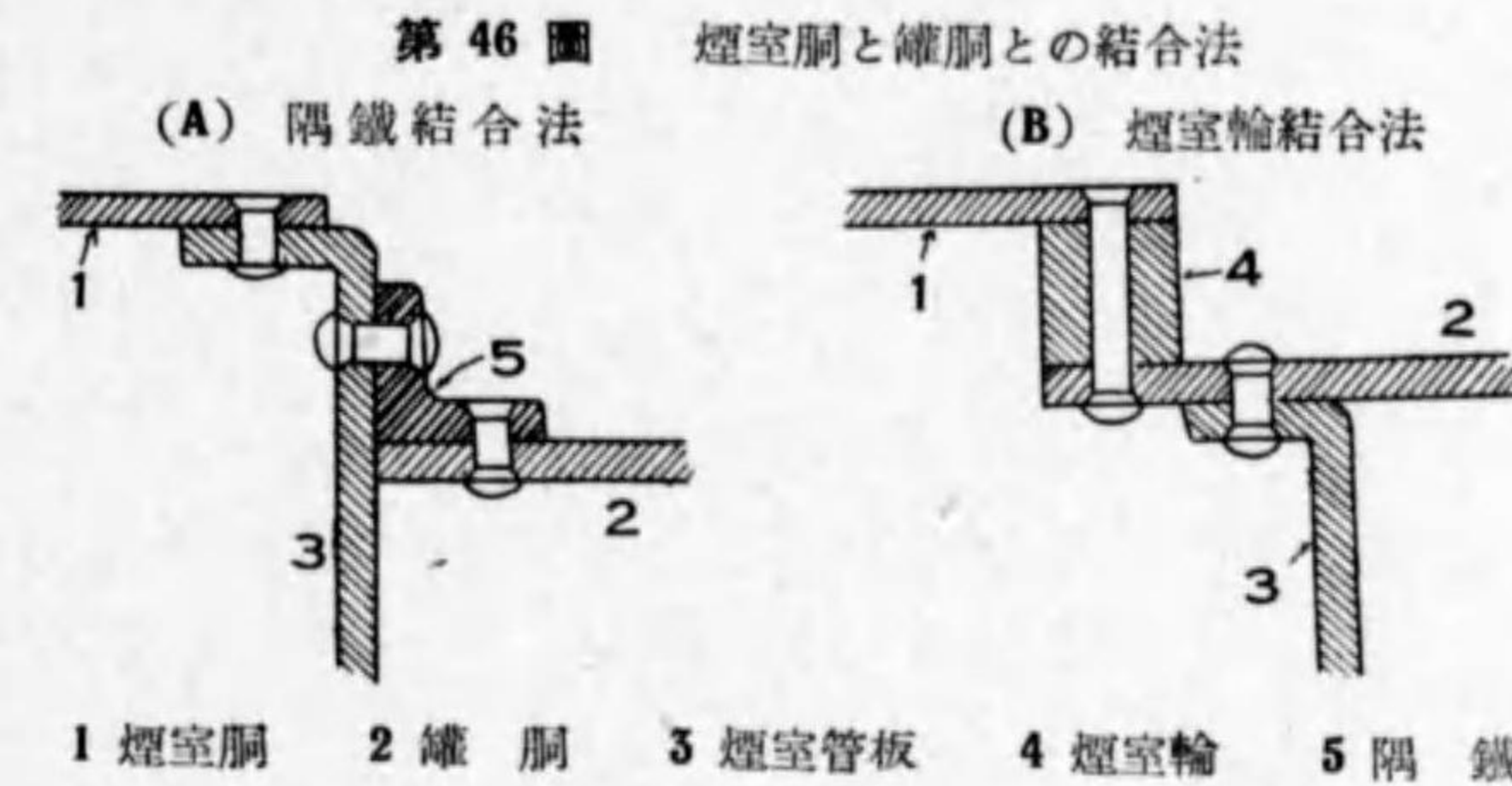
煙室胴は厚さ13耗位の鋼板(SS41)を圓筒形に作り、底部には内側から厚さ10耗位の當板をなして罐台に25耗の打込ボルトで取付けられ、左右兩底部には主蒸氣管の貫通する穴を穿ち石綿パツキンを以て氣密を保つて居る。

煙室胴の前板は13耗位の鋼板(SS41)を用ひ山形鋼を以て兩者を銲接して居たが新製機關車のD51, C57, C59形式は前板に丸味を附して胴に熔接される様になつた。

煙室胴と罐胴との結合方法

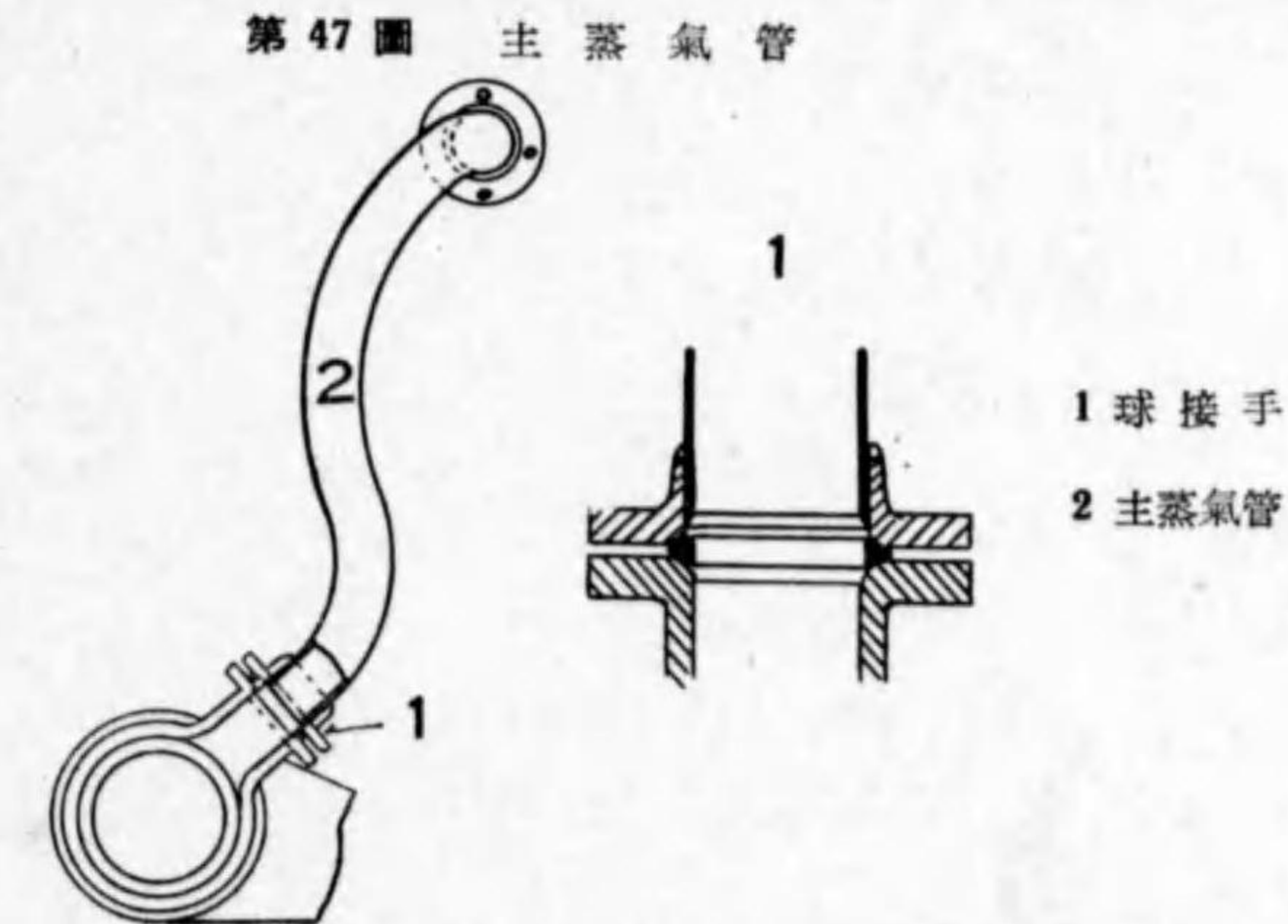
煙室胴と罐胴との結合方法は第46圖に示す如く山形鋼を以て取付ける隅鐵結合方法と、煙室輪結合方法との二種がある。隅鐵結合方法は煙室管板を延長して煙室胴板と銲接し、山形鋼で煙室管板と罐胴板を夫々銲接するのである。煙室輪結合方法は燒炭法を採用するもので鋼材(SS41)又は鑄鋼(SC41)で作つた煙室輪

を燒いて罐胴の外周に嵌め、兩板は煙室輪を挟んで銲接されてゐる。この方法は煙室輪を大きくすることに依り煙室の直徑を大きくすることが出来、又罐胴の外周に罐覆を被せるのに罐胴と覆との間をこの輪の厚さだけとることゝして居るから、外觀は煙室も罐胴も直徑は等しく見えるのである。新製機關車は殆ど煙室輪結合方法を採用して居る。



第二節 主 蒸 氣 管

主蒸氣管は鋼管(ST30)を用ひ過熱管寄と蒸氣室との中間にあつてシリンダ



に蒸気を送る通路である。管の断面積はシリンダ断面積の約5%位であるが、C53形式の如く、右側の主蒸気管で右側及び中央蒸気室の二箇所に送気するものにあつては12%位に設計されて居る。尙、C53形式は工作の関係上左側も同寸法とする。

蒸気管は煙室胴に沿つて彎曲して居るのは膨脹収縮に對して無理を生じないためと煙室内の検査修繕に便するがためである。

新製機関車のシリンダ断面積に對する主蒸気管の断面積の割合を示せば次の如くである。

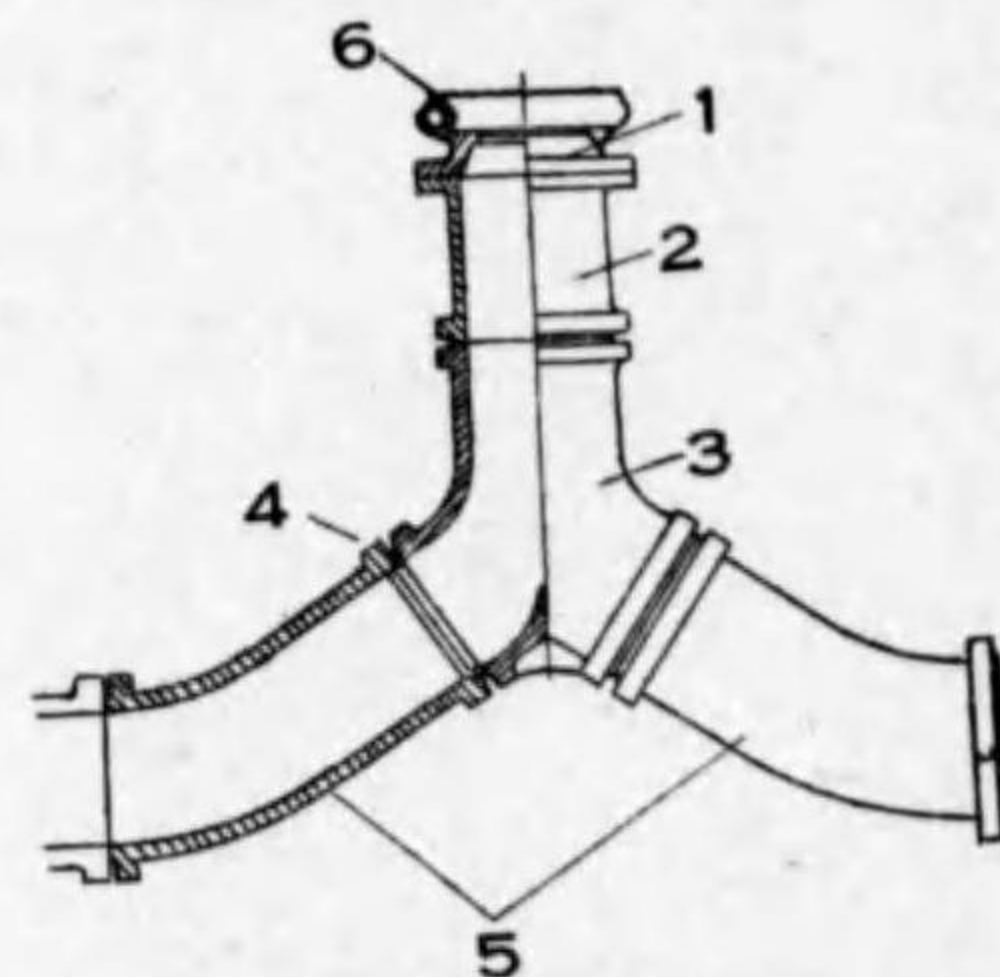
形 式	C 56	C 58	C 53	D 51
主蒸気管の断面積とシリンダ断面積の比	5.4%	6.47%	12%	5.7%

第三節 通風装置

(1) 吐出管

吐出管はシリンダで使用済の蒸気を煙突中心線上の下方に導き、これより煙突内に排気を放射し通風を生ぜしめる鑄鐵製の管であつて、第48圖に示す如く上部から吐出ノズル、上部吐出管、吐出二又管、下部吐出管よりなり、吐出ノズルと上部吐出管及び上部吐出管と吐出二又管

第48圖 吐出管



- | | |
|---------|---------|
| 1 吐出ノズル | 4 球接手 |
| 2 上部吐出管 | 5 下部吐出管 |
| 3 吐出二又管 | 6 送風ノズル |

とはボルトで取付けられ、吐出二又管と下部吐出管及び下部吐出管と弁室とは球接手となつて居る。

吐出管はピストンの背圧を出来得る限り減じて而かも最高の通風力を創生するものが望ましいため、途中の管の曲りも緩やかに太くし先端で蒸気の色を得るためノズルを取付け先が絞られる。

最近新製の D51, C58, C57, C59 形式は罐台に排氣溜を設ける関係上、下部吐出管及び二又管は設けられない。

(2) 吐出ノズル

吐出ノズルは多孔式の送風ノズルと一體に鑄造せられたものが取付けられ、又吐出ノズルに渡し金を取付けて排気を擴散せしめ通風の創生を助けるものもある。

吐出ノズルの口径の大小は真空の創生とピストン背圧に關係することが至大で、口径大なるときは背圧は少いが蒸気の放射する速度は小なるため通風が薄弱となり、又口径が小に失するときは通風は強烈となるがピストンの背圧を増しシリンダ内に於ける平均有効圧力を減ずるに至る。故に吐出ノズルの適当な口径は、同一機関車でも燃料の種類、列車の性質及び線路の状況並に蒸気騰發の良否に依つて一定とすることは出来ないから、ノズルを別體で取付け必要に應じて適当なものと何時でも取替へ得る構造とせられてゐる。

故に吐出ノズルの口径を公式に依つて定めることは困難であつて主なる寸法だけを大體の目安として、これに經驗及び機関車の習性を加味して定めなければならぬ。

簡単な方法としてはシリンダ断面積の $\frac{1}{16}$ ~ $\frac{1}{18}$ を吐出ノズルの断面積として用ふる場合もあるが、現在最も廣く採用される方法はフォンボリース氏の算式である。

$$d = 115 \sqrt{\frac{G}{1 + 0.1 \left(\frac{G}{F}\right)}}$$

d = 吐出ノズルの直径 (mm)

G = 火格子面積 (平方米)

F = 煙管の總斷面積 (平方米)

$\frac{G}{F}$ = 6~8の場合に本公式を適用す

若し吐出ノズルに渡し金を取付ける場合には渡し金の幅は上式で求めた d の 10%とし、吐出ノズルの口径は 6%位大きくするのを通例とする。

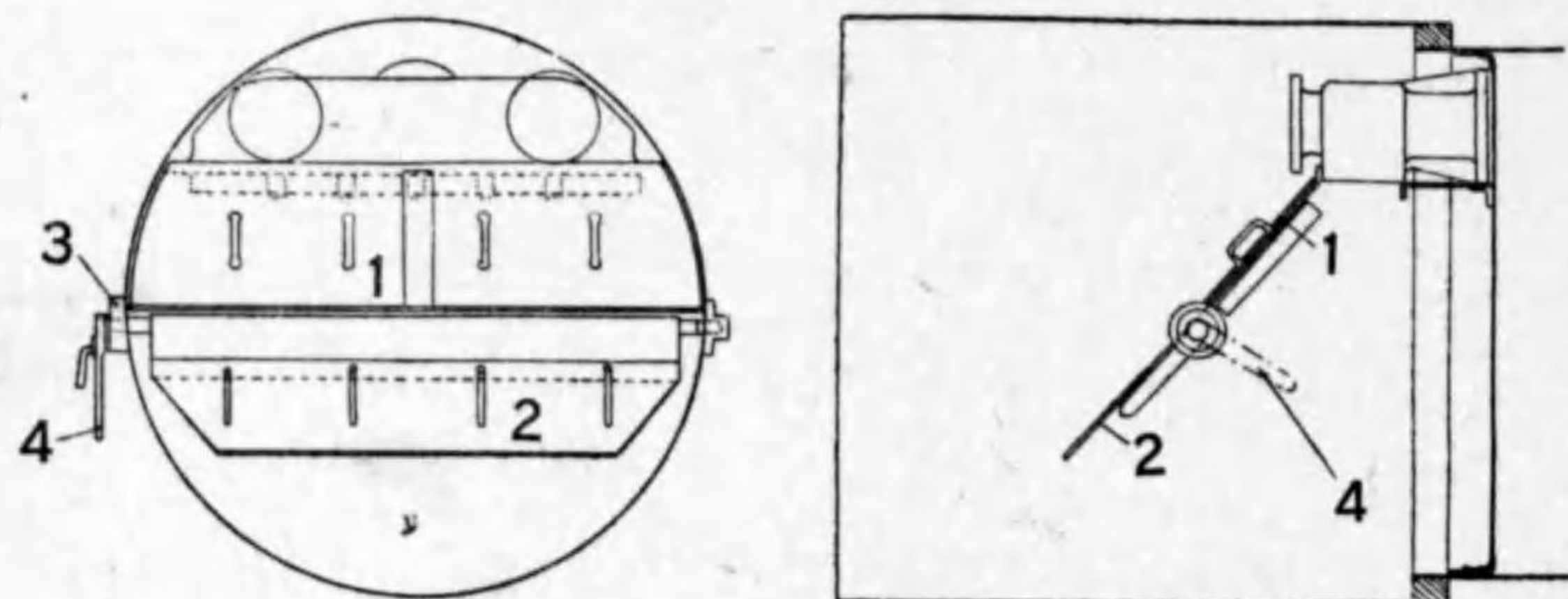
本算式に依り求めた数値は實際のものよりも少し大き過ぎる場合があり、大體 80%位の大きさが實際のものに適合して居る。

尚、給水温メ器に排氣を導くものにあつては吐出ノズルの口径は 15%位縮少して居る。

(3) 反射板

反射板は過熱管寄前面 (飽和蒸氣機関車に在つては煙室上部) より煙室中央下部まで稍々斜に煙管前面を覆ふ厚さ 6 耗位の鋼板で第 49 圖に示す如く上半分

第 49 圖 反 射 板



1 固定反射板 2 加減反射板 3 加減反射板軸受 4 加減反射板ハンドル

を固定反射板、下半分を加減反射板とし煙室外部よりハンドルに依り傾斜度を

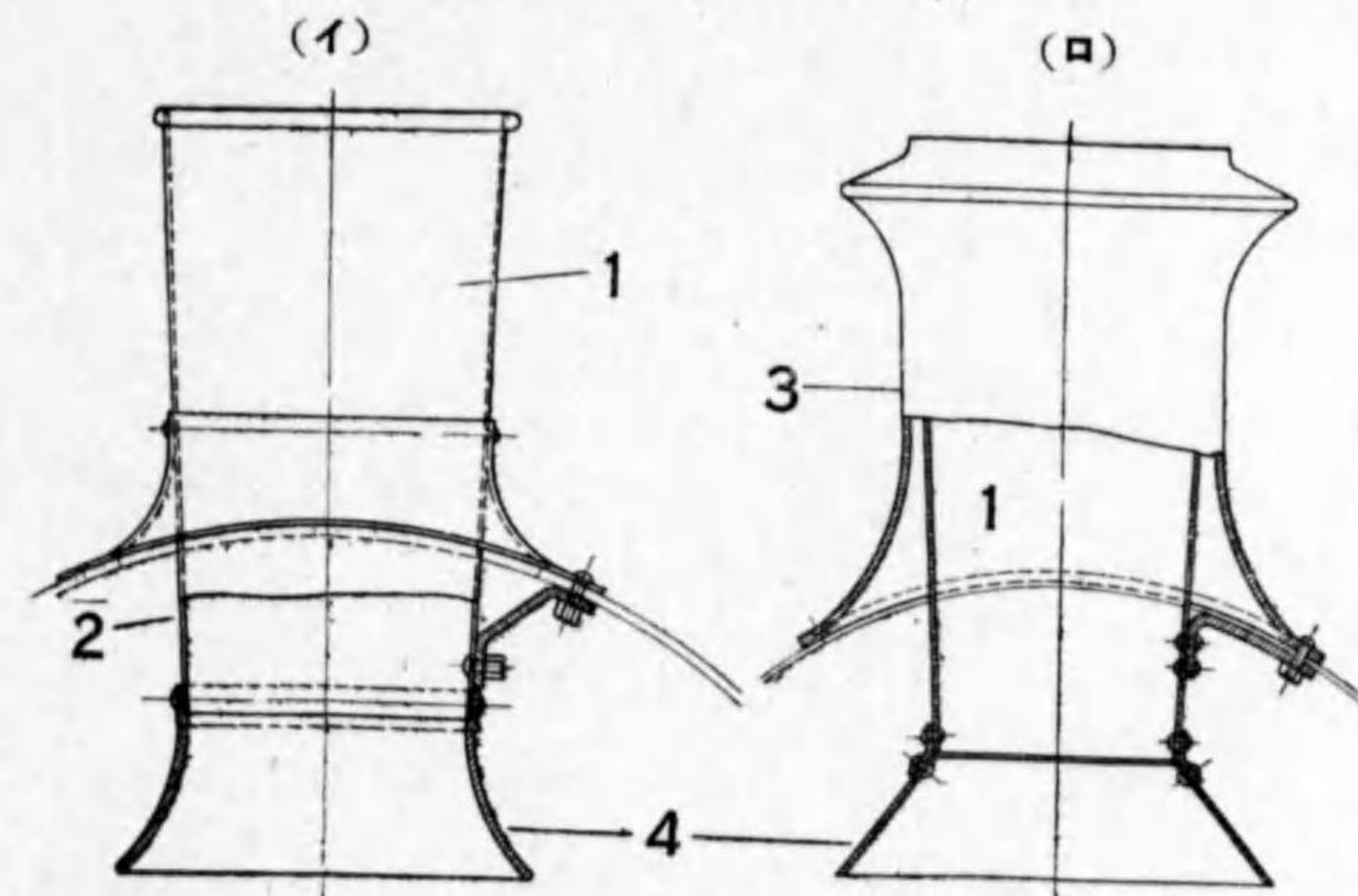
加減することが出来る。尙加減反射板は下部を上下に伸縮出来る構造のものもある。

給氣運轉中は吐出管の上方に高度の眞空を創生するから煙管の上列には激烈な通風を生じ、又熱瓦斯が煙管を通過する場合、瓦斯は軽きため勢ひ熱瓦斯の通過は煙管上方程多く且つ通過速度が迅速で熱瓦斯が罐水に充分熱を傳へないで煙室に出で甚だ不經濟である。故に反射板を管板の前面に設け煙管上方を通過する熱瓦斯は反射板を迂廻することに依り抵抗を生じ、割合通風の緩慢な下方は何等障碍物なきため、熱瓦斯は煙管全般に亘り平等に通過することとなる。又シンダーも反射板に依り煙室底部に落着かしめるのである。

(4) 煙 突

煙突は吐出管中心線上に取付けられたもので、第 50 圖の如く煙突、内煙突、ベチコートパイプ、化粧煙突からなつて居る。

第 50 圖 煙 突



1 煙 突 2 内 煙 突 3 化粧煙突 4 ベチコートパイプ

シリンダよりの排氣又は送風器よりの蒸氣を煙室内に噴射せしめ丁度ピスト

ンの様な働をなさしめ、煙室内の熱瓦斯及び煤煙を煙突外に持出すと同時に、煙室内に部分真空を作り通風を發生するのである。

然るに近時大形機関車が出現した爲煙突の長さは自然制限されるに至つた。これと同時に煙室の底部と煙突下部との間隔が大となり、勢ひ吐出管より放射した排氣が上方で擴り煙室胴に衝突して真空の創生を阻害し通風を不良ならしめるから、内煙突を煙室内部に垂下し吐出管との距離を近づけ、その下に更に下擴りの漏斗形のベチコートパイプを取付け、放射蒸氣を誘導し通風作用を良好ならしめて居る。

煙突内を排氣が丁度ピストンの如き作用をなすから排氣が内煙突に最初觸れる位置は中央下部で而も同一平面上にあるのが望ましいから、煙突中心線と吐出管及び吐出ノズルの中心線とは一致して居なければならぬ。又排氣の擴りに沿はすため煙突は下方に向つて $\frac{1}{10}$ の細りを附して居り又設計では排氣は煙突の $\frac{1}{2}$ の所で煙突に接觸する様に定められて居る。

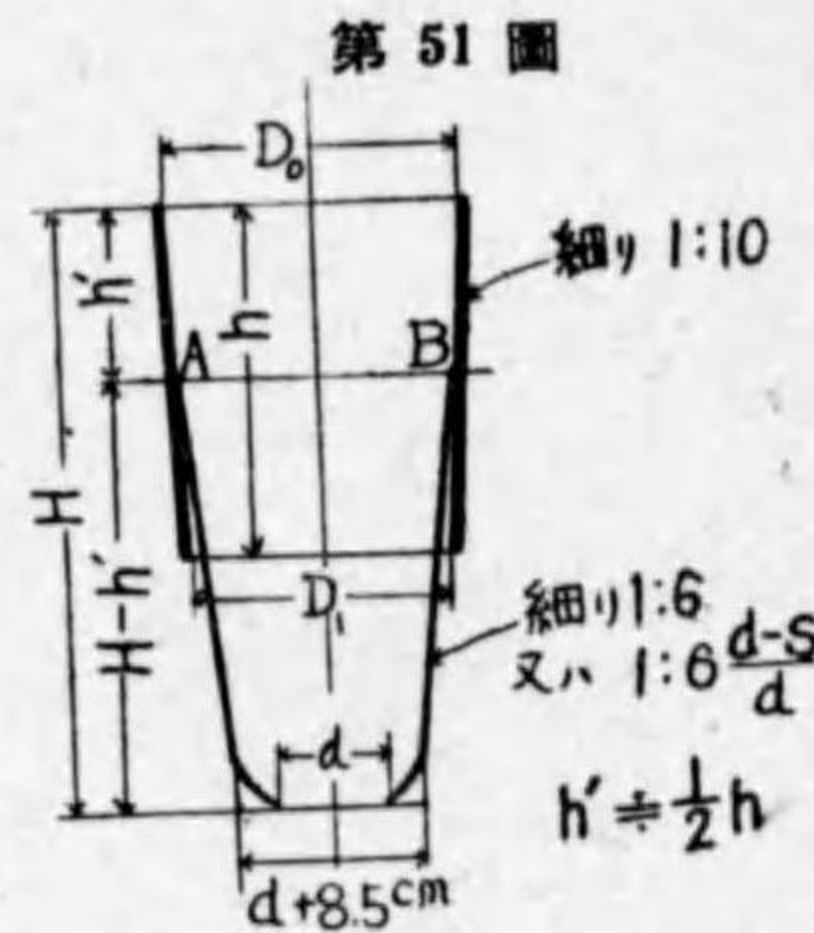
煙突の大きさは普通次の式から算出される。

蒸氣が吐出ノズルから放出する場合はノズルを出た瞬間擴大するもので、その擴りは實驗上 8.5 種と見做され、蒸氣は (吐出ノズル口径 + 8.5 種) このノズルから放出されると等しく、又蒸氣は上方に至るに従ひ $\frac{1}{6}$ の割合で圓錐形に擴がつて行くものと假定すれば

$$D_o = d + 8.5 + \frac{1}{6} \left(H - \frac{h}{2} \right) + \frac{h}{20}$$

但し D_o = 煙突内側の上部直徑 (種)

d = 吐出ノズルの直徑 (種)



H = 吐出ノズルより煙突頂上迄の高さ (種)

h = 煙突の長さ (種)

S = 渡金の幅 (種)

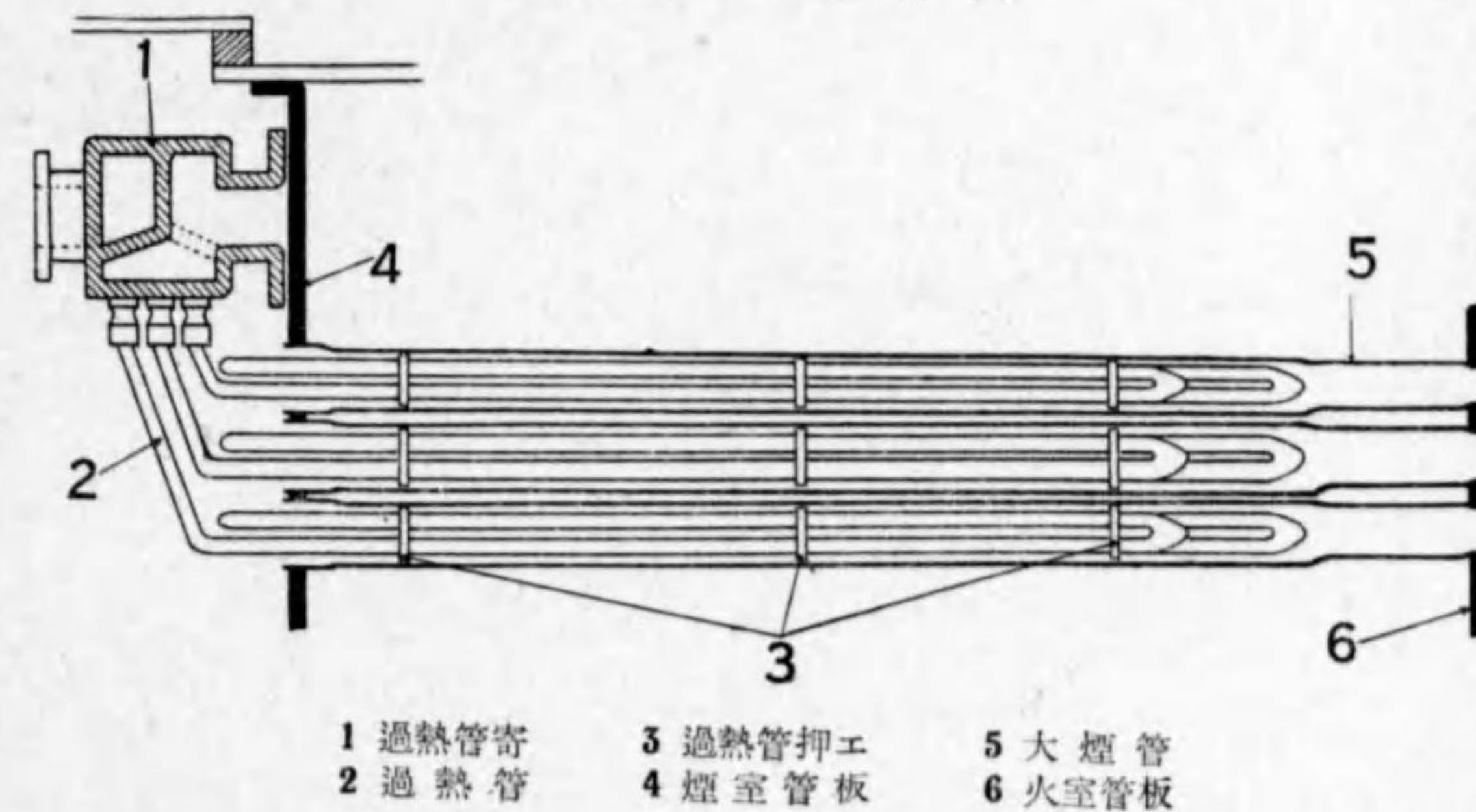
又吐出ノズルに渡金のあるものは

$$D_o = d + 8.5 + \frac{1}{6} \left(\frac{H - \frac{h}{2}}{\frac{d-s}{d}} \right) + \frac{h}{20}$$

第四節 過熱装置

飽和蒸氣機関車は罐で發生した蒸氣をその儘シリンダに送つて居るが、過熱蒸氣機関車は罐からシリンダに行く途中飽和蒸氣を更に加熱するもので、その方法には煙室内上下に各一箇の管寄を設けその間に多數の過熱管を設けたものや、罐胴の一部を仕切つて此處に蒸氣を導き過熱する等の方法を講じたものがあつたが、前者は煙室内の温度低きため、後者は修理に手数を要するため一般に採用されるには至らなかつた。

第 52 圖 過熱装置

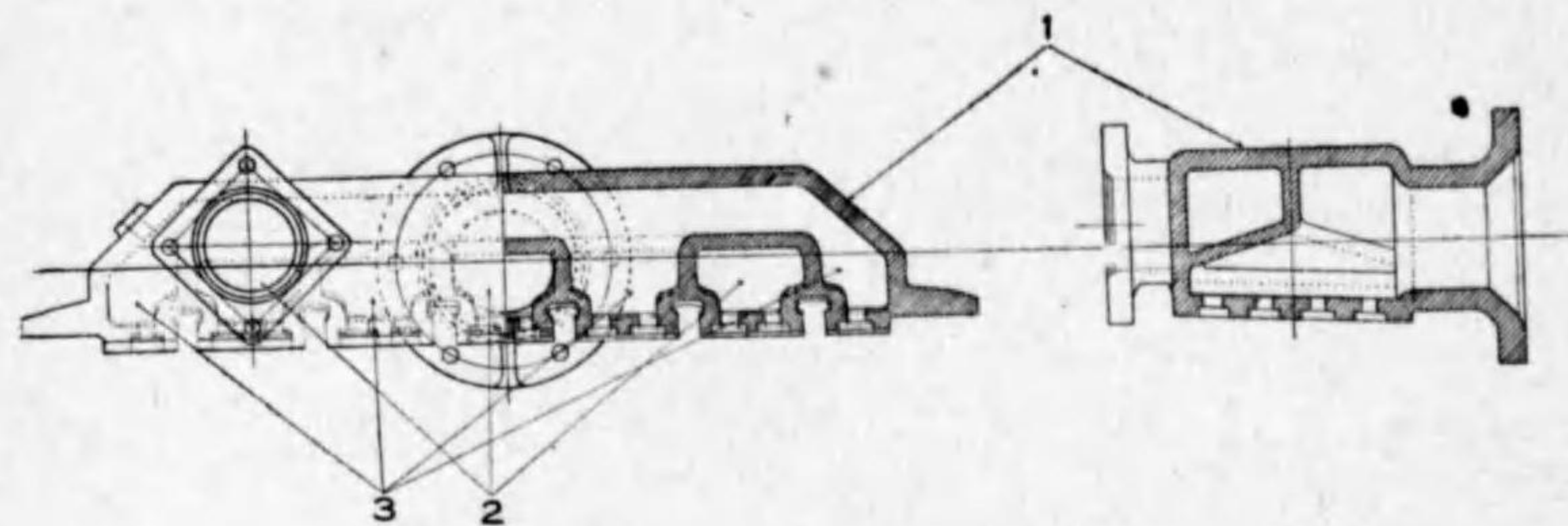


煙管式過熱器はウキルヘルムシュミット氏が考案したもので、現今各國共この過熱装置を採用して居る。本装置は過熱管寄と過熱管の二部から成つて居る

(1) 過熱管寄

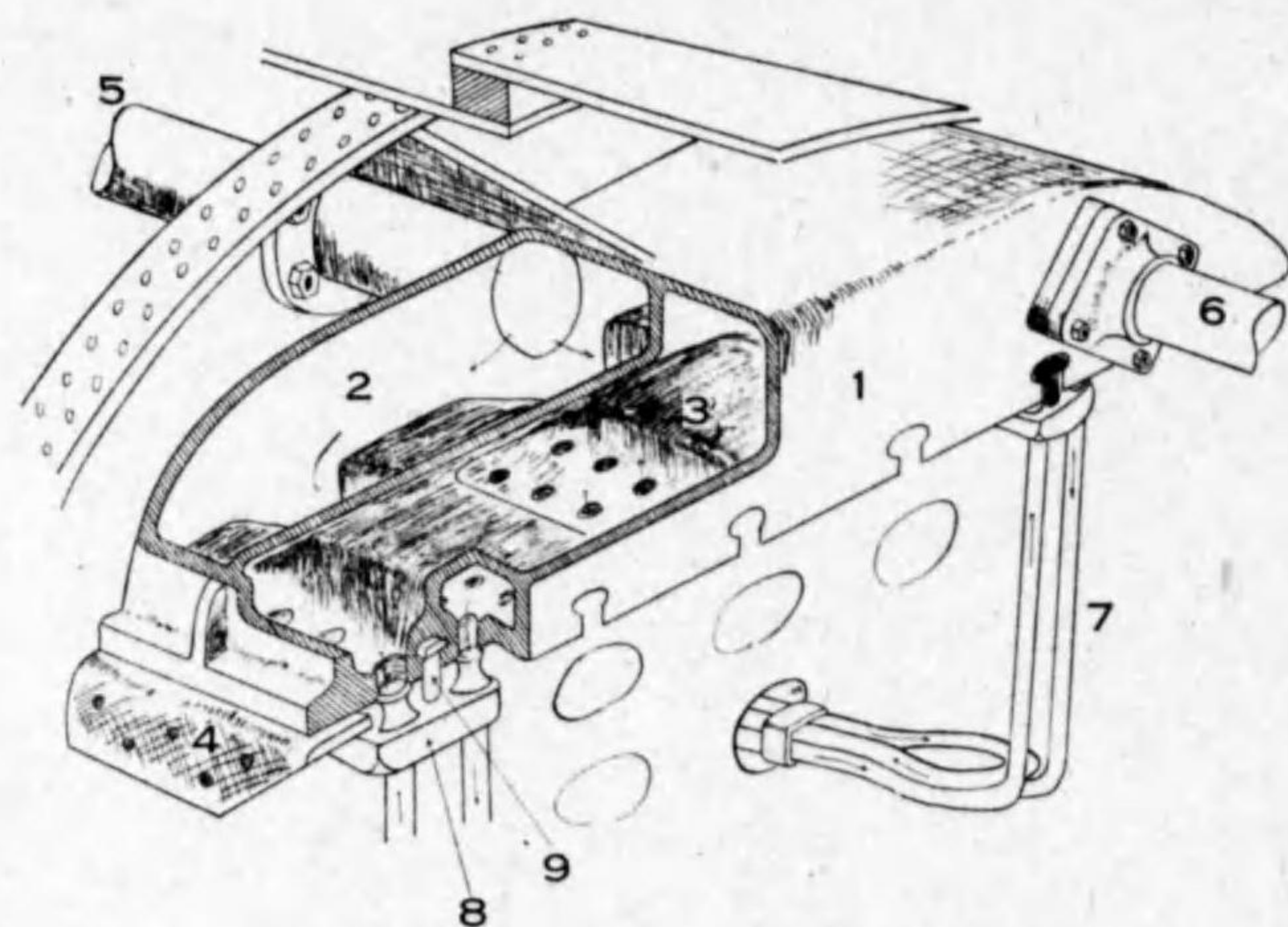
加減弁から煙室に運び來つた飽和蒸氣は十數本の過熱管に分流せしめ、その

第53圖 過熱管寄



- | | | | | |
|---------|---------|--------|-------|-------|
| 1 過熱管寄 | 3 過熱蒸氣室 | 5 乾燥管 | 7 過熱管 | 9 ボルト |
| 2 飽和蒸氣室 | 4 過熱管寄受 | 6 主蒸氣管 | 8 鈔 | |

第54圖 過熱管寄



間過熱蒸氣と化して更に之を集めて主蒸氣管に送らねばならぬ。その分流及び合流をせしむる場所が管寄である。管寄は厚さ20耗位の鑄鐵 (FC19A) 箱で、煙室内後方上部に在り煙室胴の兩側に取付けられた支エ金具に依つて支持され上半分の後室は飽和蒸氣室で後面中央に乾燥管取付座があり、前室は過熱蒸氣室となりその前面左右兩端附近に主蒸氣管の取付座が設けられる。

管寄の下半部は飽和蒸氣室と過熱蒸氣室とに區分された小室が交互に隣接しこれ等各室の下部には過熱管を挿入すべき穴が多數穿たれて居る。

併しこの二室は壁一枚で接して居るため、折角過熱された蒸氣が飽和蒸氣室の溫度低きため熱を奪はれる缺點がある。これを防ぐため C53 形式の管寄は飽和蒸氣室と過熱蒸氣室とを別體のもので作り、兩者間に間隔を置いて組立てる方法を講じたものもあつたが、取付箇所疵の發生することが度々あるので一體のものに順次取換へられつゝある。

(2) 過熱管

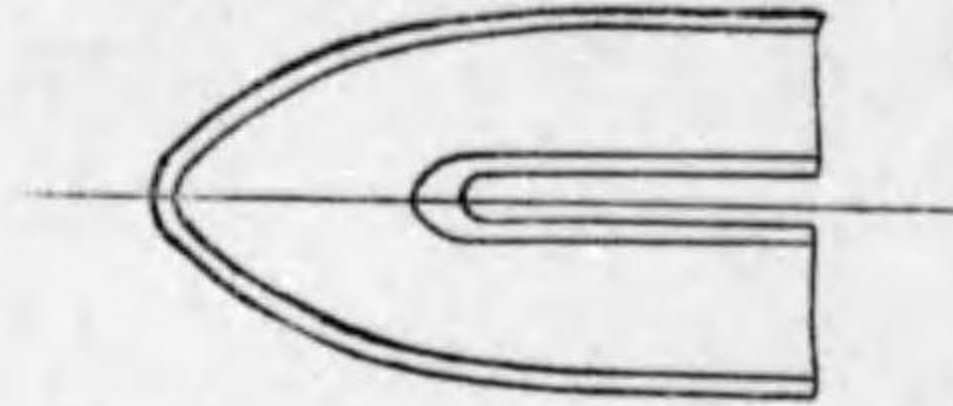
過熱管は外径38耗の引拔鋼管 (STL) で35疋/平方寸の水圧試験に合格したものが使用されて居る。

過熱管は始端が過熱管寄飽和蒸氣室で、それより大煙管内を二往復しその間飽和蒸氣を過熱蒸氣と化し、終端は過熱蒸氣室に取付けられる。

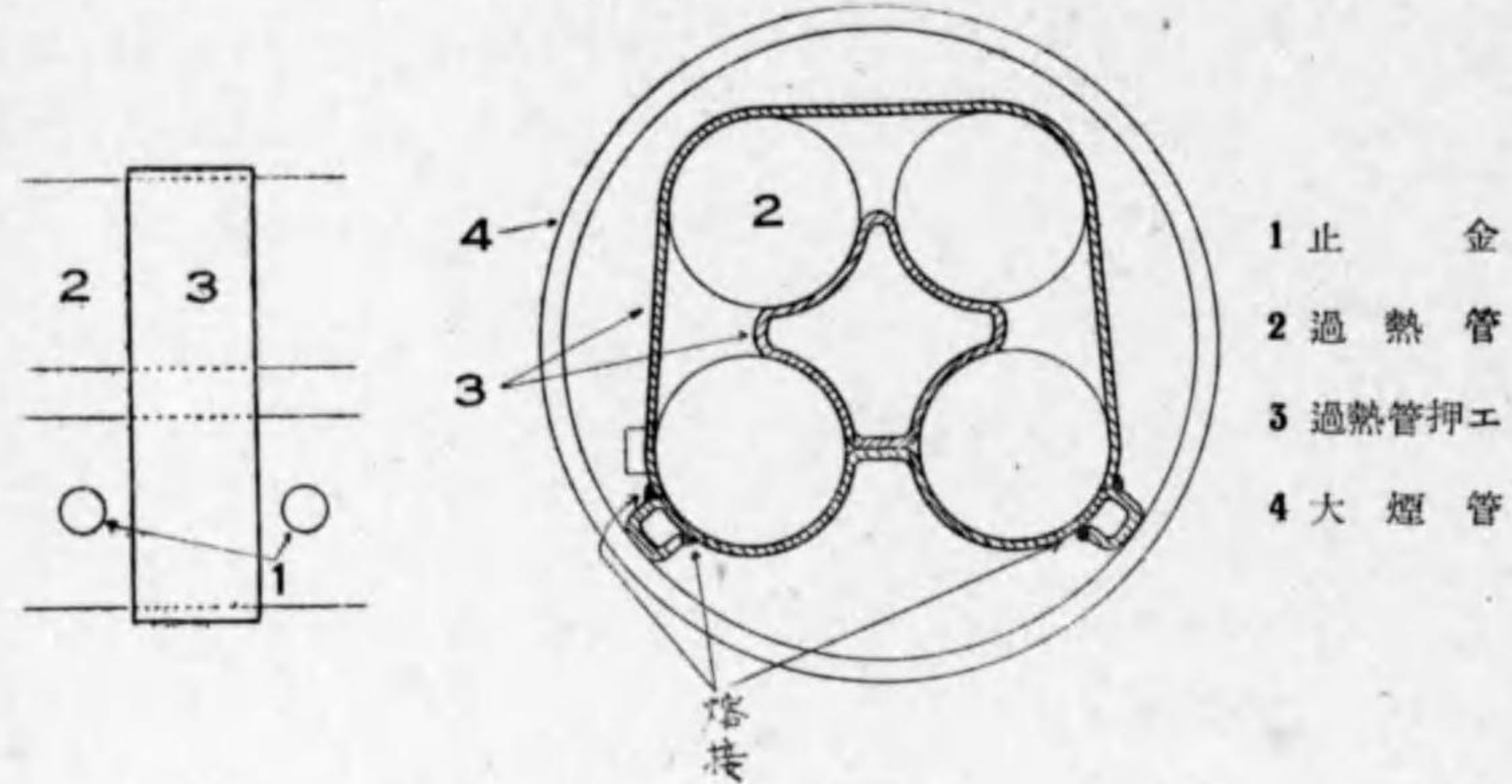
大煙管内の火室側の折返部は火室管板より500~700耗位内方で止め火焰のため管端の焦損するを防止し、尙折返部を二つ揃へると熱瓦斯通過に抵抗を與へるため、一つの折返部は200耗位内方に置かれて流通抵抗を減じて居る。

過熱管の煙室側の折返部は緩なる弧に曲げられて居るが、火室側の方は煙管内であるから急折返をせねばならぬためと、同時に焦損を防止するために、第55圖 (A) に示す如く過熱管折返部を鍛造しこれが過熱管に熔接される。又過熱管端の球面接手の箇所も同様に熔接されて居る。

第55圖 (A) 過熱管折返部



(B) 過熱管押エ



過熱管押エ

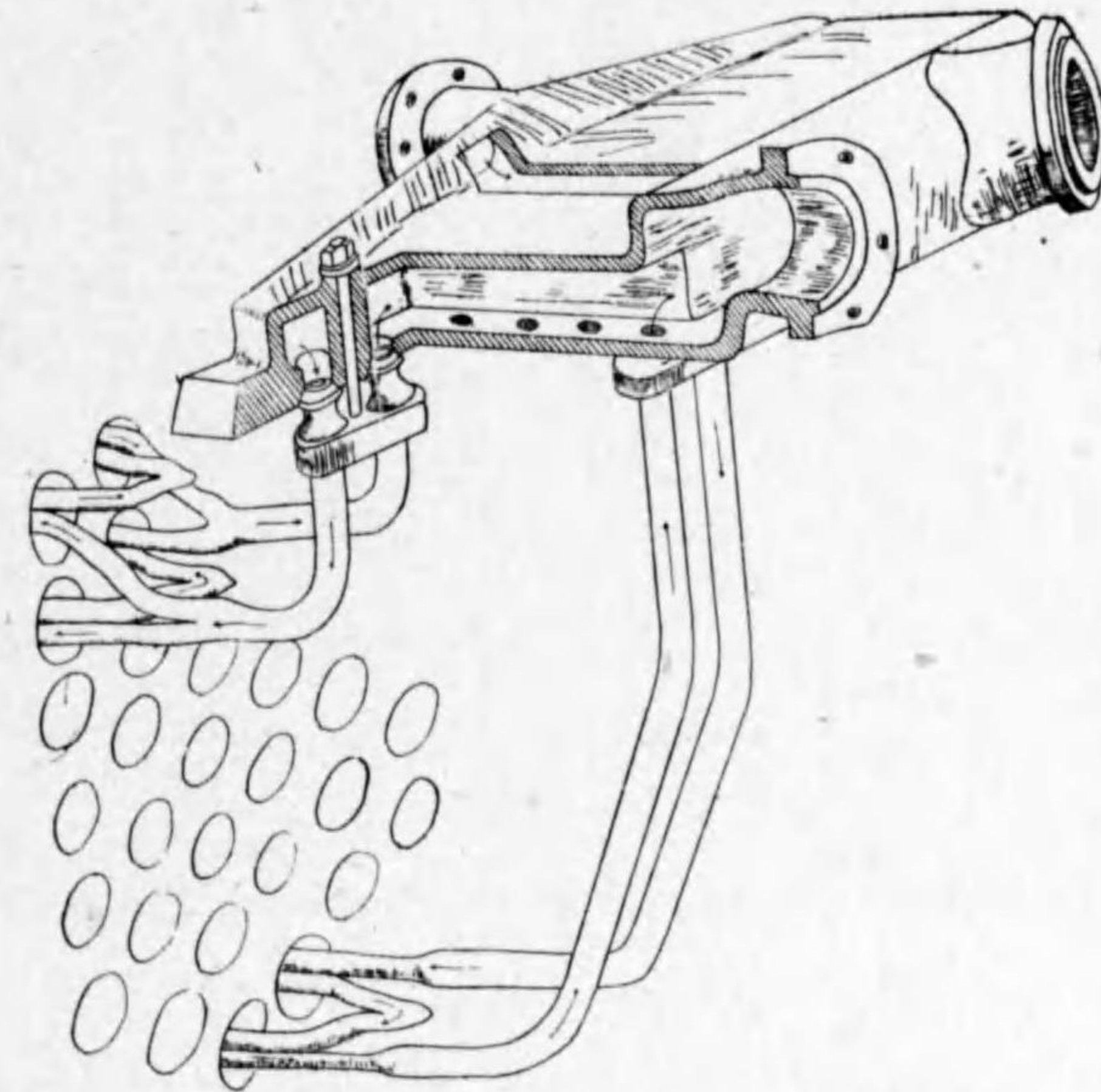
過熱管と大煙管間又は過熱管相互間が接觸して熱瓦斯の流通が不平均となり甚しい場合はシンダー又は灰燼及びクリンカーが堆積して煙管が閉塞することがあるので、これを防止し常に過熱管を中央に保持するため第55圖(B)の如き管押エを三箇所設け、且つ管押エが移動しない様に止金を二箇所熔接して居る。

(3) E形過熱管

過熱管が大煙管内を二往復する普通の過熱管をA型過熱管と稱し、これに反し第56圖の如く大煙管の代りに中煙管を使用し、過熱管を一往復せしめて更に

隣の過熱管を一往復し合計二往復して過熱蒸氣となるものをE形過熱管と稱し滿鐵その他の大形機關車に多く採用されて居る。鐵道省では試験的に一部の機關車に取付けられた程度である。その利益とする點は

第56圖 E形過熱管

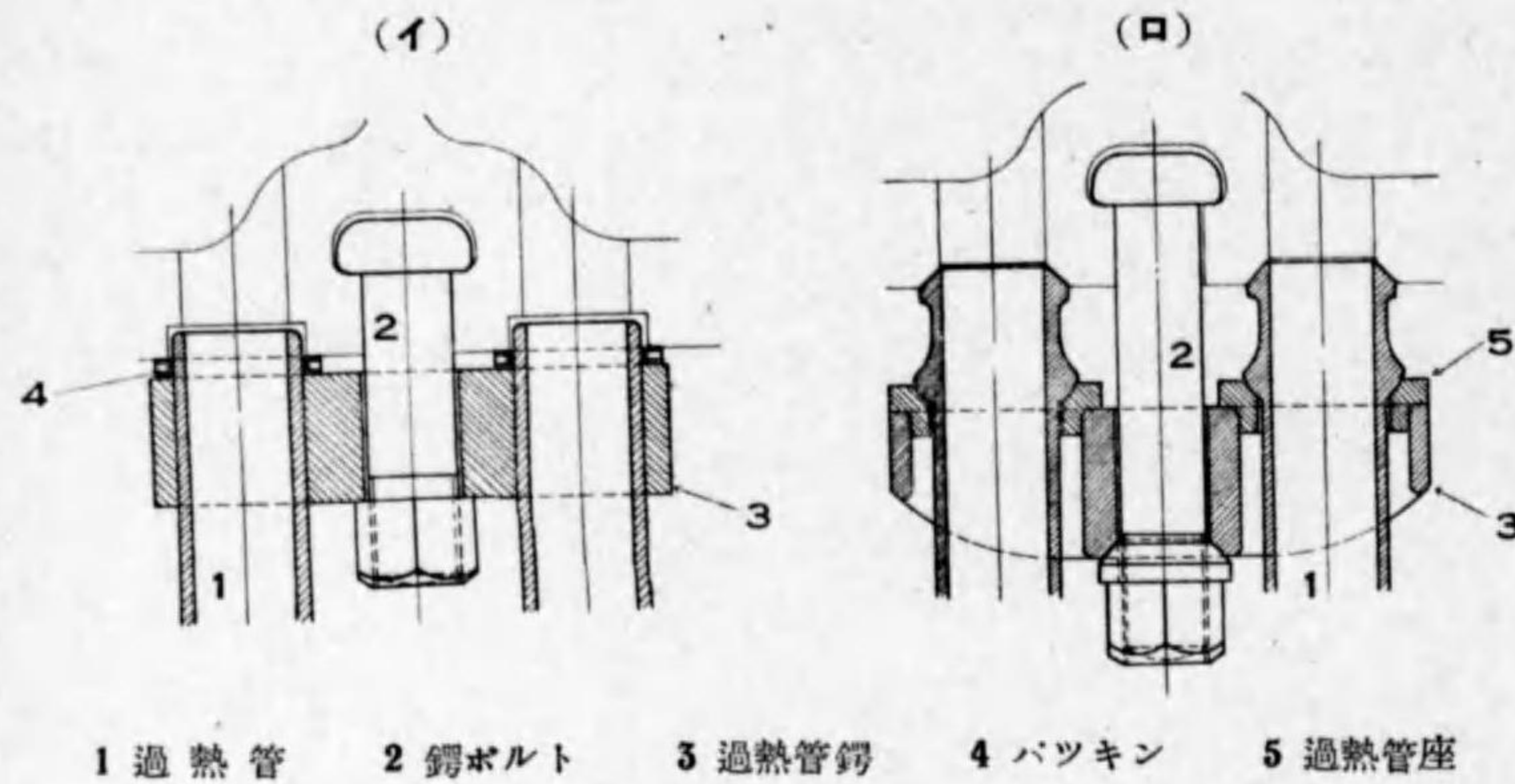


- イ、直徑の小なる大煙管を用ひるから多數の煙管を取付けることが出來、蒸發面積を増す
- ロ、過熱面積を増大することが出来る
- ハ、大煙管が小徑であるから比較的薄き管を使用し得るため罐効率を高める
- ニ、大煙管の管板に對する取扱及び保守が容易となる
- ホ、熱瓦斯の流通抵抗を減じ過熱度を高める

(4) 過熱管の取付方法

過熱管の取付方法には第57圖に示す如く結輪式と球面式の二方法がある。

第 57 圖 過熱管の取付方法



結輪式の第57圖(イ)は従来から使用された方法で、過熱管端を擴大器で錨金に圧着せしめ鋼環の間に石綿を挟んだパツキンを使用して錨ボルトに依り締付けて氣密を保つて居る。

球面式は第57圖(ロ)に示す如く過熱管端の上下を球面に造ると共に、その球面に適合する様管寄の元と接する部分も球面となし、又之を締付ける錨との間に使用する座金も球面となして錨ボルトに依り締付けられて氣密を保つものである。

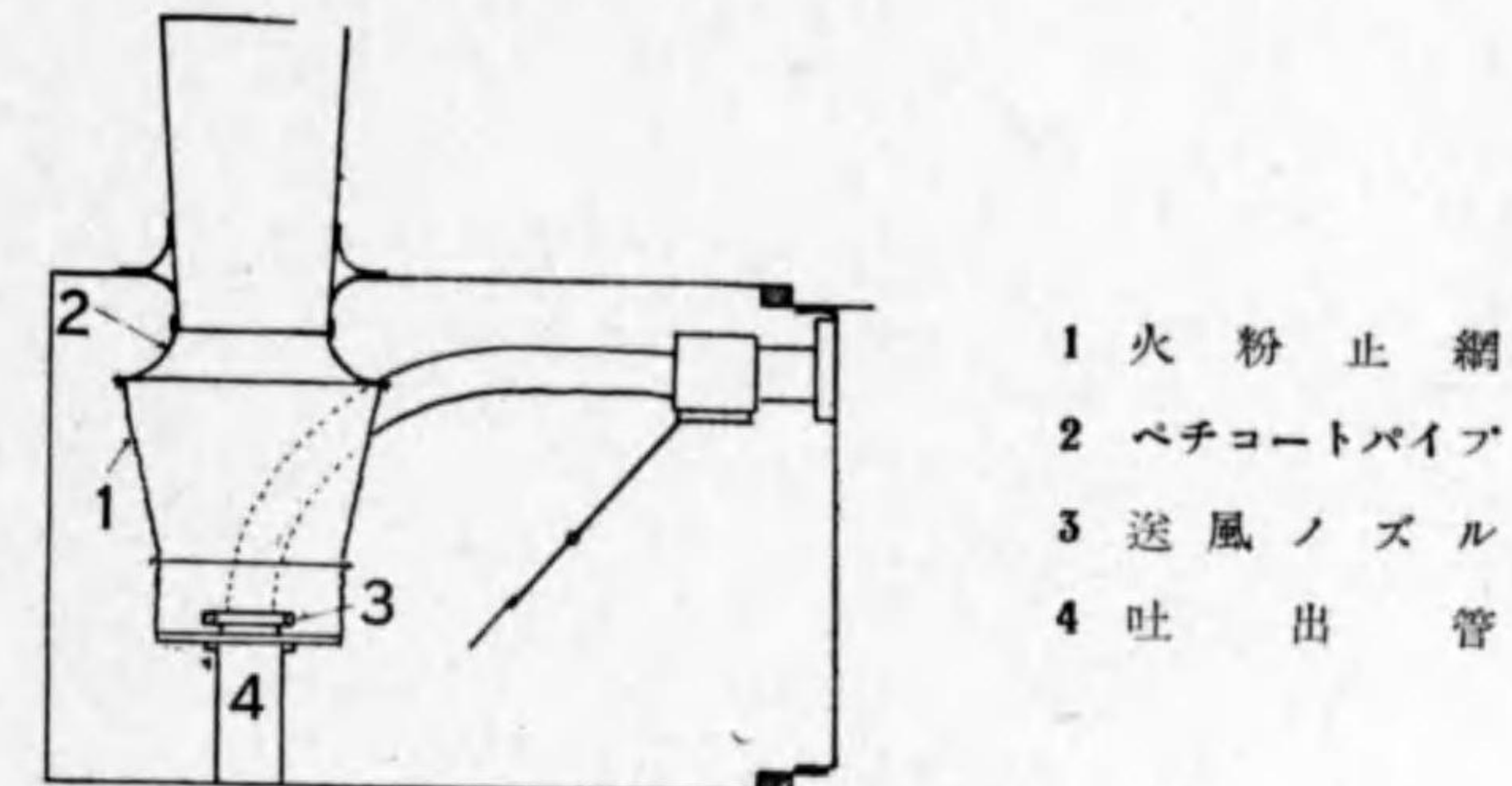
球面式は過熱管の膨脹收縮に依り接觸面が移動した場合に於ても氣密を保持する利益があるが、兩者の摺合せに手数を要し、疵が生じた場合等一々取外して摺合せをせねばならぬから面倒であるが、一度叮嚀に摺合せて置けば容易に漏洩するものではない。故に新製機関車の C53, C54, C55 以降の機関車は全部この式を採用して居る。

結輪式はこれに反して加修が容易であるが漏洩が多い缺點がある。

第五節 火 粉 止

火粉止は機関車の通風に依り火粉が煙突外に飛散し沿線火災及び列車火災を起すのを防止するために設けられたもので、常盤炭使用の機関車は直径 1.6 耗の針金で、100 平方耗に付き 16 目、北海道炭その他の使用機関車は 20 目の金網で煙室内部吐出管前方より斜に取付ける柵式と、吐出管と煙突とを圓筒形にて連絡する籠形の二種がある。

第 58 圖 火 粉 止



併しこの金網はシンダーで閉塞されて通風を阻害したり又腐蝕、破損することが往々で保守に困難であるため、火粉の噴出の多い常盤炭と北海道炭の一部を使用する機関車にのみ装置し、その他の機関車はこの装置を取外して居る。第58圖は籠形の火粉止である。

第四章 罐 附 屬 品

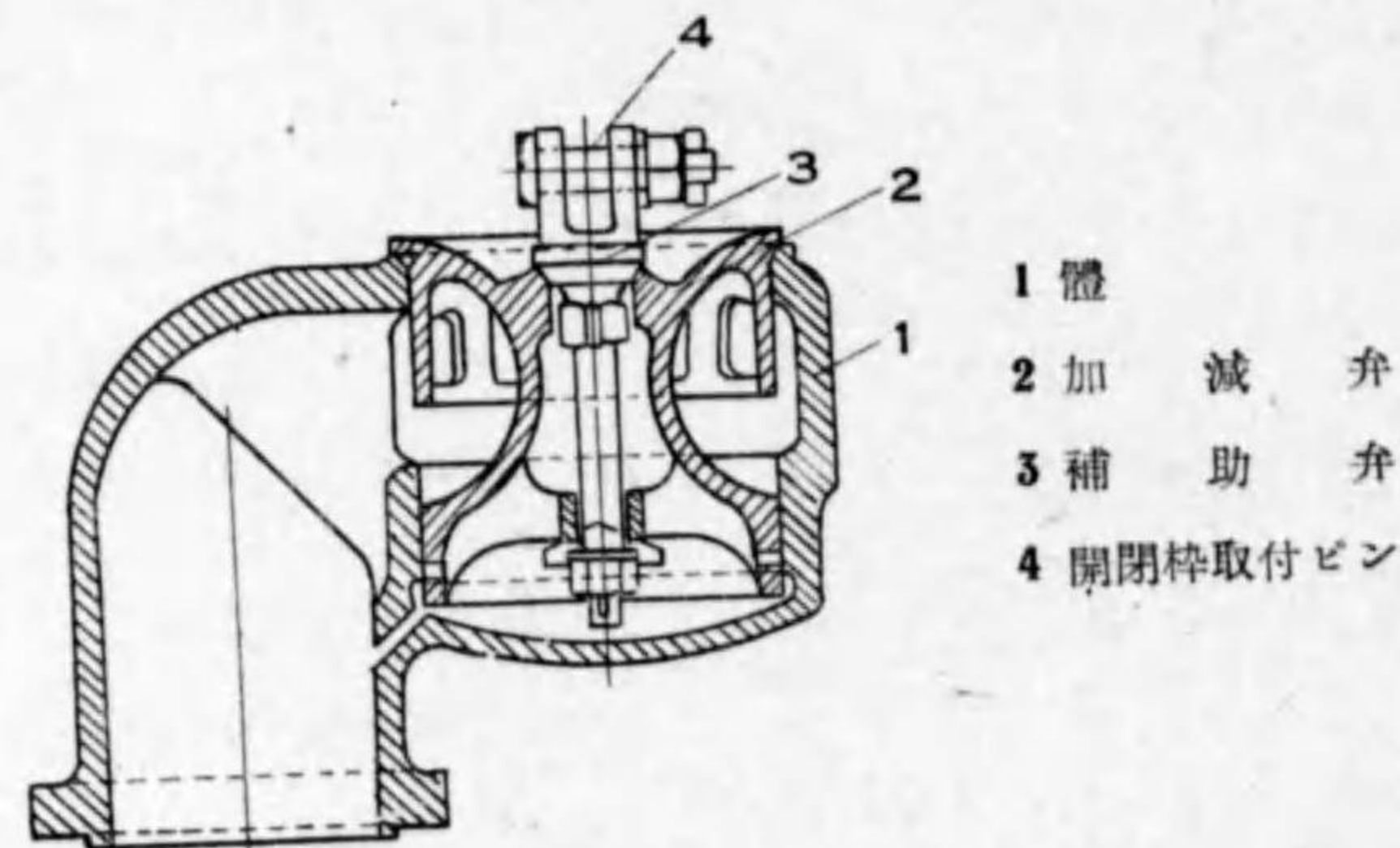
第一節 加 減 弁

加減弁の具備すべき条件を挙げれば、

- イ、開閉が容易なること
- ロ、自動開弁しないこと
- ハ、蒸氣の加減が容易に出来ること
- ニ、装置に破損又は故障を生じたとき自動的に閉塞すること
- ホ、満開したとき蒸氣の絞り作用を生じないこと
- ヘ、水面より遠ざかつた乾燥蒸氣を供給すること

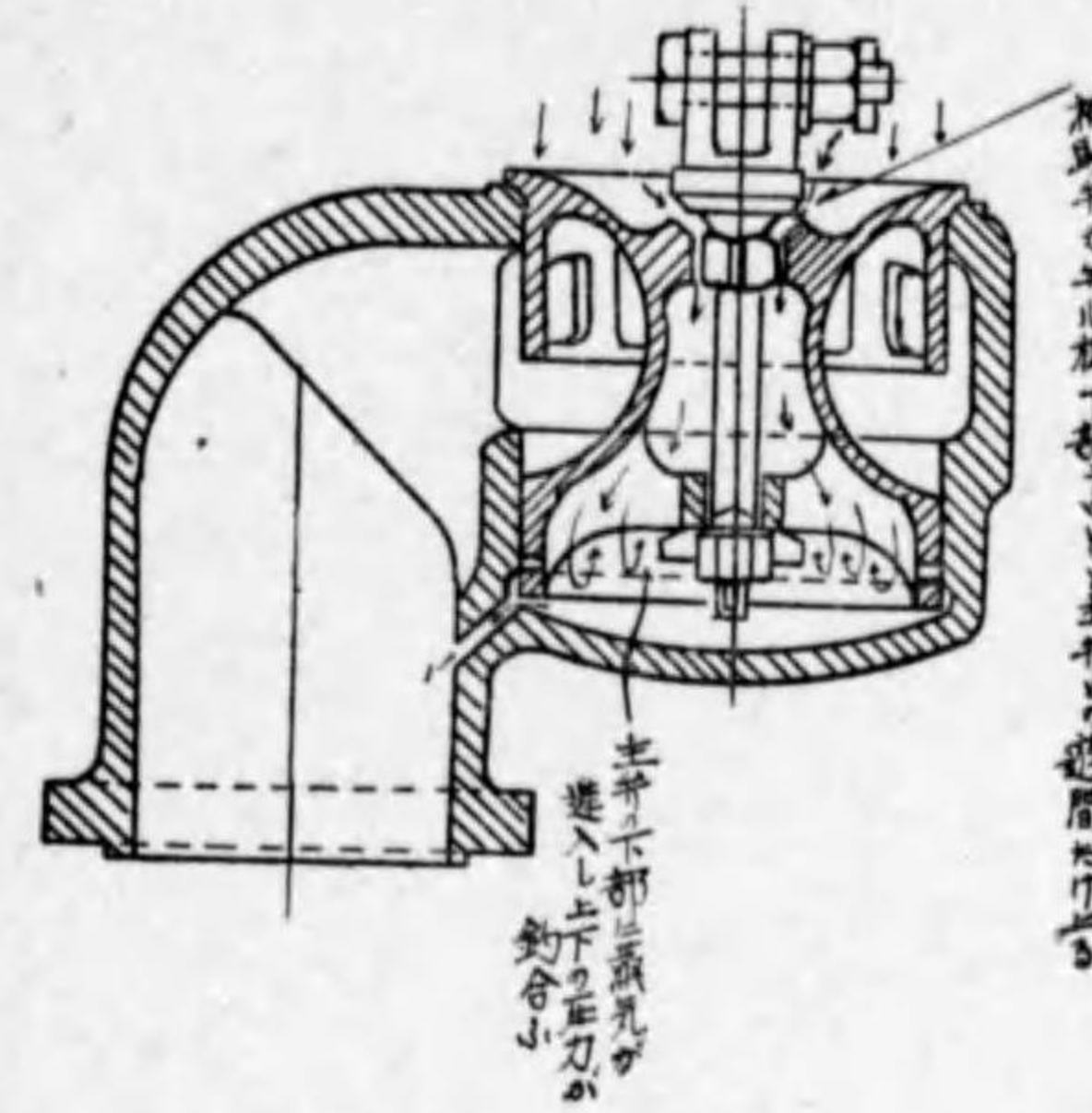
等であるが、基本形加減弁は全くこの条件を満足せしむるもので、弁體、加減弁、補助弁、開閉棒から成つて居る。

第 59 圖 加 減 弁



弁は二重弁でその中央上部に補助弁を設け、補助弁心棒の上端は開閉棒にピンを以て連がり下端はナット付となつて居る。ナットと加減弁下部とは8耗

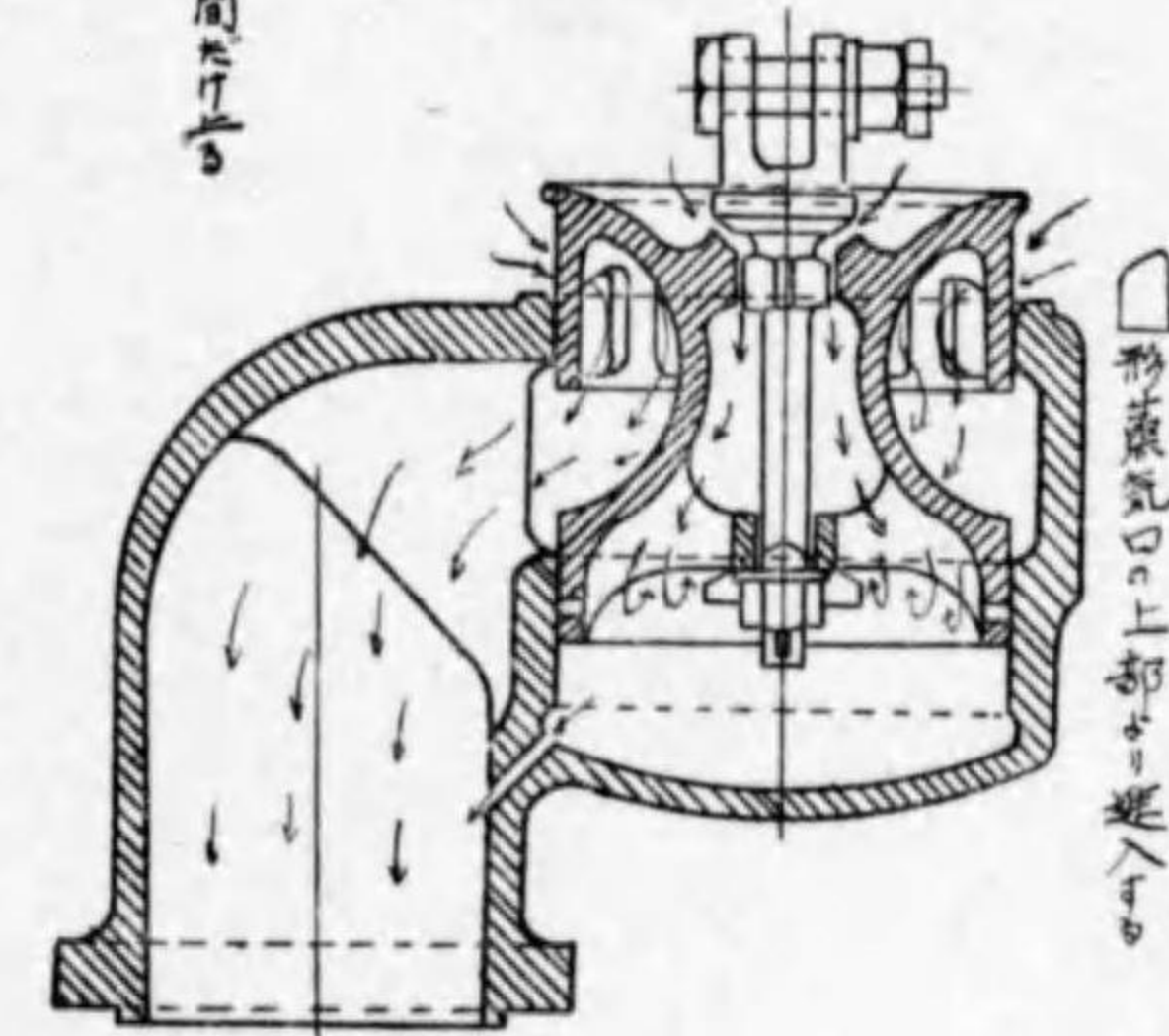
其一 補助弁のみを開いた場合




の遊間が設けられる。

開閉棒を引けばこの運動はベルクランク及び開閉棒を経て弁心棒を引上げ弁心棒は遊間だけ引上げられ、補助弁は座から離れ蒸氣は弁體内を通つて加減弁

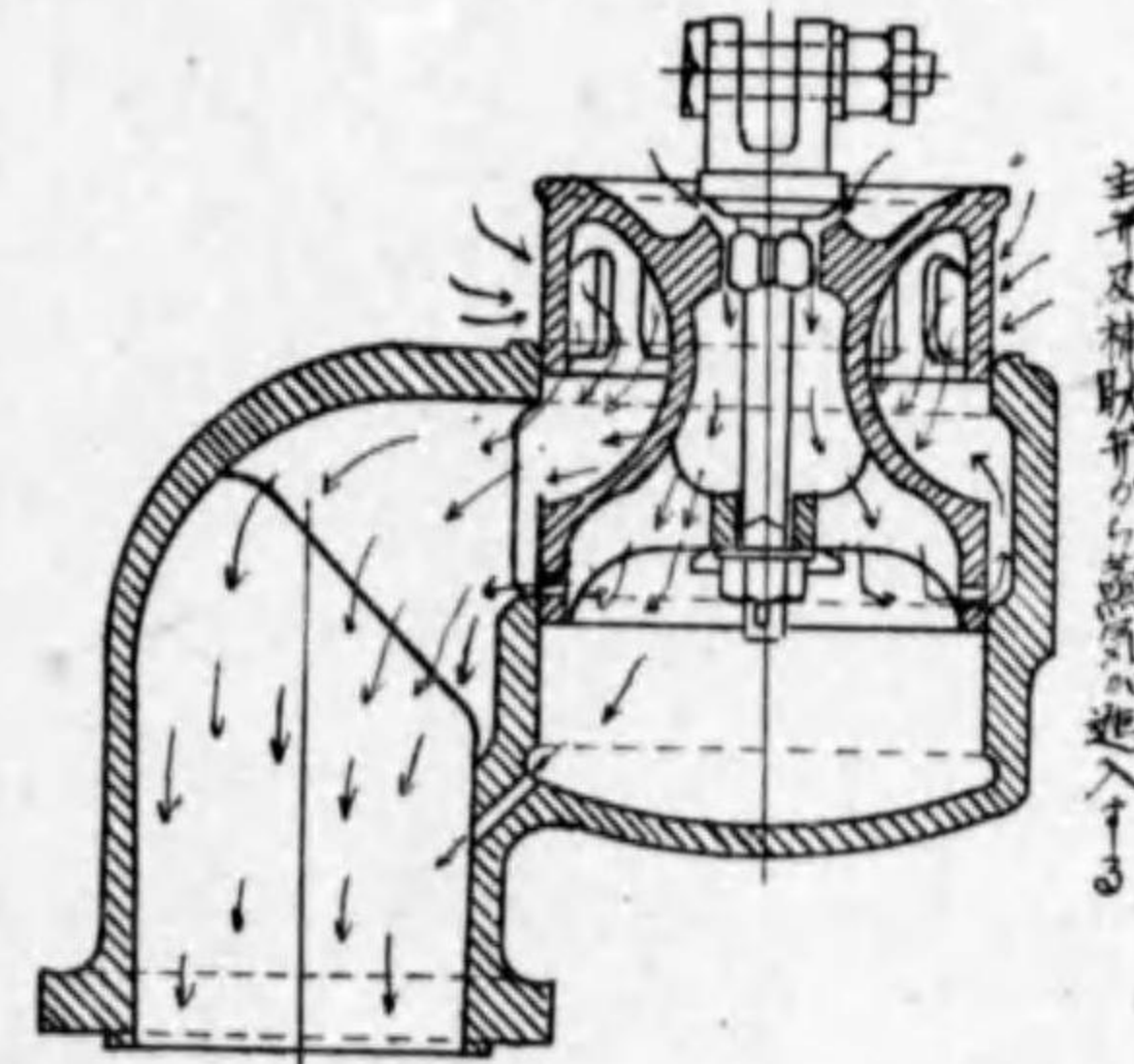
其二 加減弁を小開した場合



下面に進入し、瞬時に弁の上面と下面との蒸氣圧力が釣合ひ弁を軽く引上げることが出来る。

加減弁の蒸氣口は  形で

其三 加減弁を全開した場合



弁の周圍に八箇開口し、下部二重弁には二箇設けられる。

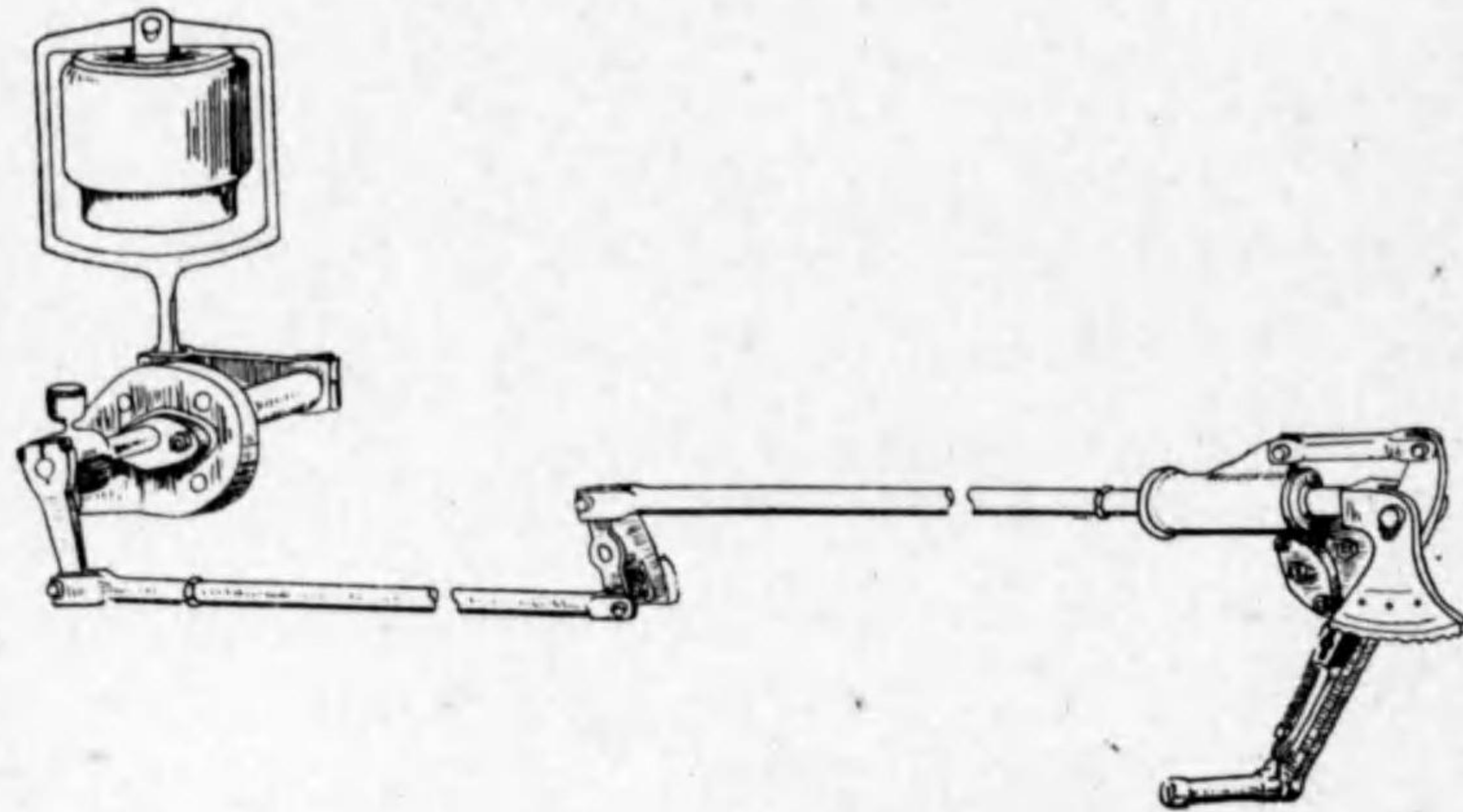
加減弁の蒸氣通路の断面積はピストン面積の5~7%位となる様定められて居る。加減弁を小開したときは蒸氣口が上細りとなつて居るから、蒸氣の進入量は少なく開度を大ならしむるに従ひ蒸氣口は急増し、遂には滿

開となり補助弁から進入した蒸氣も下部蒸氣口から供給さるゝに至る。

加減弁を閉塞する場合は補助弁が先づ閉塞され、主弁の上下圧力差と弁の自重に依り容易に閉塞することが出来る。尙、補助弁漏洩のため主弁の下部に蒸氣が蓄積して自働開弁の事故を惹起するが如き危険を防止する目的から、加減弁下部室に直径6耗の逃げ穴が設けられて居る。

加減弁開閉棒は従來は罐内を通り蒸氣分配室を貫通してこゝにパツキンを設けて居たが、新製機關車C55以降は開閉棒は罐外に引出して居る。その特長とする點は

第60圖 加減弁開閉装置(横引出式)



- イ、開閉棒が罐の外部を通るから検査修繕が容易である
- ロ、パツキン箱が蒸氣溜側面に設けられる故何時もパツキンは蒸氣に接して居るから、罐水に浸潤さるゝことなく永く使用することが出来る
- ハ、パツキンより氣水の漏洩することあるも乗務員の作業を妨げない
- ニ、開閉棒はパツキン内を僅少角度だけ回轉するのみであるからパツキンの保守が容易である

加減弁には第一種、第二種の二つがあり、第一種はシリンダ直径560耗以下のものに用ひ弁の直径178耗、第二種はシリンダ直径560耗を超ゆるものに用ひられ弁の直径は210耗、弁のリフトは何れも49耗、補助弁は8耗である。

第二節 注 水 器

建設規程に依り罐には二箇の獨立した給水器を設くる様に定められて居る。故に機關車には注水器二箇、若しくは注水器一箇と給水ポンプ一箇とを備へ自己の蒸氣を使用して罐内へ水を送込む役目をなして居る。注水器にはグレッツシヤム式、セラ式、モニター式等あるが、その原理は何れも同一である。グレッツシヤム式は故障が少いのと性能が優秀なため基本形として殆どの機關車に使用され、セラ式は他に比べて注水量が多いため大陸向の大形機關車に使用されて居る。

注水器の作用を大別すると次の三作用となる。

イ、水の吸上作用

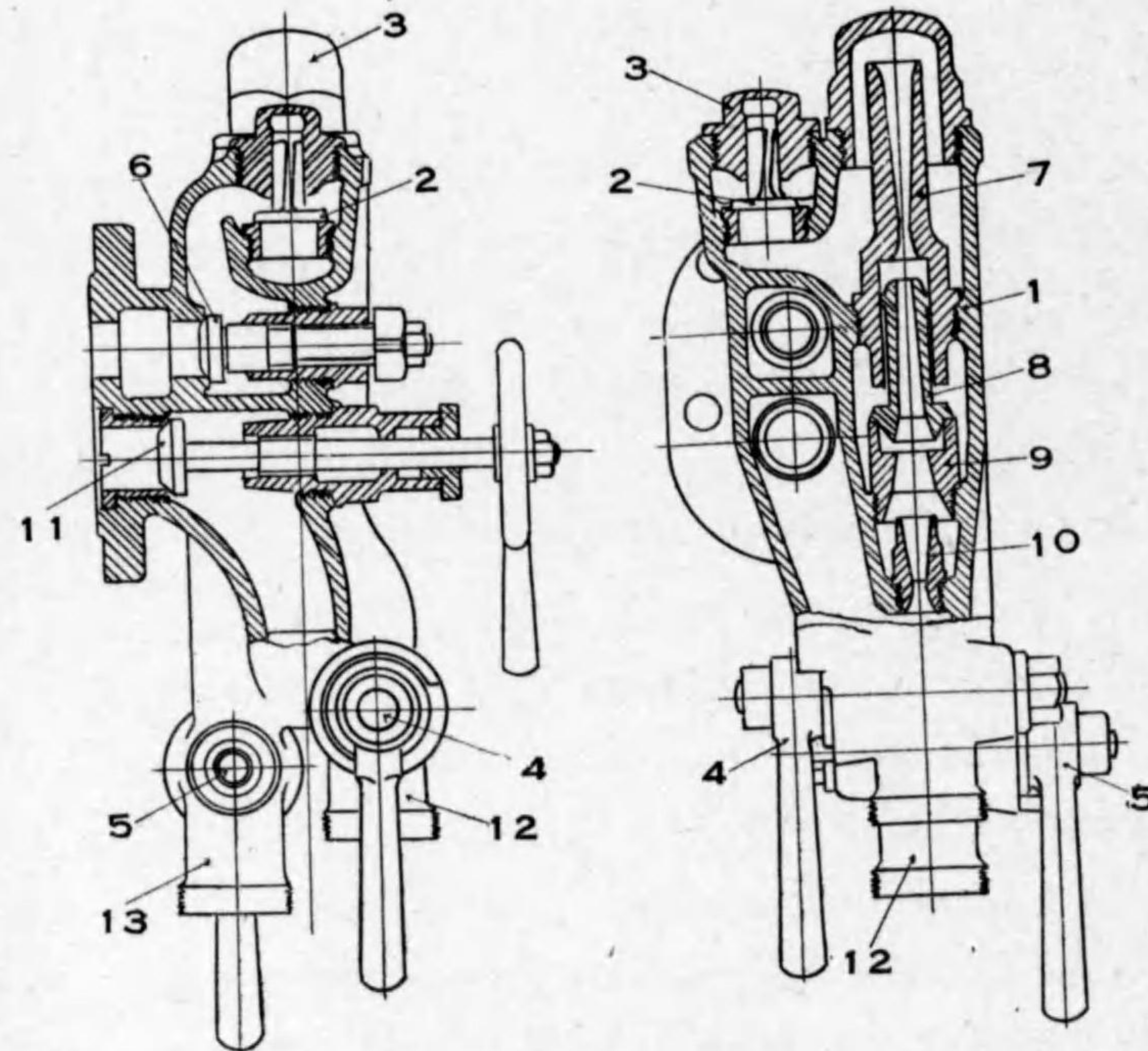
蒸氣ノズルより蒸氣を噴出せしめ注水器内の空氣を誘引して共に溢水管を通り注水器外に放出して内部に部分真空を生ぜしめ、その結果水槽内の水は大氣圧に押されて吸水管より注水器に上昇する。

ロ、蒸氣と水の合體作用

注水器は罐の蒸氣を使用し混合ノズル内で蒸氣と水とを合體せしめ大なる混合流となし罐内に注水するもので、この原理は全く運動量に依るものである。運動量とは物體の質量と速度の相乗積であつて、即ち蒸氣ノズルから噴射する速度は約900米/秒にも達するが質量は小であるから運動量としては小であり、又吸水管から吸上られる水は質量は大であるが速度は小であるから運動量としては小である。故に兩者單獨では何れも運動量が小さきため、罐

圧力に打勝つことは出来ないが、この両者が混合ノズル内で混合すれば蒸気は水のため完全に凝縮され自己の有する速度を水に全部傳へるから、その結果質量の大なる水は速度も大となり運動量の非常に大きい混合流となるのである。この現象は我々が日頃常に目撃するもので卑近な一例を探れば、水面に竹棒を軽く落せばその儘浮んで居るが、竹棒に手で速度を加へて水中に投げ込めば竹棒は一時水中深く突進して行くのもこれと全く同理である。

第61圖 基本形注水器



- | | | | | |
|--------|---------|---------|----------|--------|
| 1 體 | 4 水コック | 7 繰出ノズル | 10 蒸氣ノズル | 13 溢水管 |
| 2 逆止弁 | 5 溢レコック | 8 凝水ノズル | 11 蒸氣弁 | |
| 3 逆止弁蓋 | 6 繰出止弁 | 9 混合ノズル | 12 吸水管 | |

ハ、速度を圧力に變へる作用

混合管より突進した運動量の大なる混合流は先擴りの繰出ノズルに依り圧力に變へられて罐圧力よりも高くなつて逆止弁を押し開いて罐内に進入する。

(1) 基本形注水器の構造作用

基本形注水器は英人グレッツシヤム氏に依り考案せられたもので、その構造は第61圖に示す如く體は砲金 (BC22A) で作られ内部には蒸氣ノズル、混合ノズル、凝水ノズル、繰出ノズル、逆止弁を藏し且つ繰出止弁及び蒸氣弁を有して居る。今その主なるものゝ構造作用を述べれば

イ、蒸氣ノズル

蒸氣弁を開けば蒸氣は蒸氣ノズルより噴射し周圍の空氣を誘出して部分眞空を生ぜしめ吸水管より水を器内に吸上げる作用をなすもので、ノズルは大なる速度を得るため中央が細く端擴りとなつて居る。

ロ、混合ノズル

蒸氣ノズルから噴出した蒸氣と吸水管から上つて來た水と合體する場所で、蒸氣は凝水すればその體積は $\frac{1}{150}$ 位に減するからノズルの形狀は入口が廣く上方に至るに従ひ細くなつて居る。注水器はこの混合管内で水と蒸氣とが適當に混合しない限り送水は不可能である。

ハ、凝水ノズル

凝水ノズルは自由に上下する構造で口径は上方に至るに従ひ稍々小となつて居る。最初水を呼出す時に蒸氣を噴射すれば蒸氣は該ノズル内を擴散しながら噴射するため、上方に押し上げ混合ノズルと凝水ノズルとの間に隙間を生ずることとなり、この隙間を通つて蒸氣は空氣を伴つて溢水管に出る。

吸水管より水が吸上り蒸氣が完全に凝水すれば、蒸氣の有する運動のエネルギーは全部水に傳へられる結果大なる勢力を有する混合流となり、混合ノズ

ル出口を出る時は一本の棒の如くなつて突進するため、凝水ノズルの内壁には衝突しなくなる。故に今まで押上げられて居た該ノズルは自己の重量に依り下方に落付き溢水管への通路は閉塞され混合ノズルと凝水ノズルとは恰も一體の如くなる。但しこの場合、蒸氣の量が不足すれば蒸氣の有する運動のエネルギーは少量なるため勢力のない混合流となり、又水の量が不足する場合は蒸氣は混合ノズル内で全部凝縮されないで凝水ノズル内に入るから、残留蒸氣は擴散して内壁を押し上げるから溢水管の通路を開くこととなり、兩者の場合共混合流の運動量は小さきため逆止弁を押し開くことが出來ず溢水管に放出されるのである。適當な混合割合は蒸氣1疋に對し水約9疋位であるが、蒸氣圧力及び水の溫度に依り多少相違して來る。

二、繰出ノズル

繰出ノズルは凝水ノズルより進入して來た混合流速度を圧力に變換せしむるノズルで先擴となつて居る。これは高圧力の混合流をそのまま罐内に導けば途中の摩擦や渦流のためエネルギーの損失となるから、これを防止するためである。注水器の大きさは該ノズルの最小口径寸法で呼び7耗, 8耗, 9耗の三種があり、送水量も口径の大なる程多くなる。

【参考】

基本形注水器の性能

水コックの開度		注水器の種別			記事
		9耗	8耗	7耗	
繰出量 立/分	90°	120以上	90以上	75以上	給水溫度は常溫とす
	50°~60°	100以上	70以上	60以上	同上

【備考】 性能試験は次の各項に依ること

A. 使用蒸氣圧力は14疋/厘²とし蒸氣弁の開度は270°を標準とす

- B. 注水器の繰出口に於ける背圧力は15疋/厘² (使用圧力よりも1疋/厘²高くす)
- C. 給水溫度は35°C以上にて注水し得ること
- D. 吸込水高さは1200耗以上とす
- E. 注水の前後に於て僅少の溢水あるも送水中は漏水なきこと

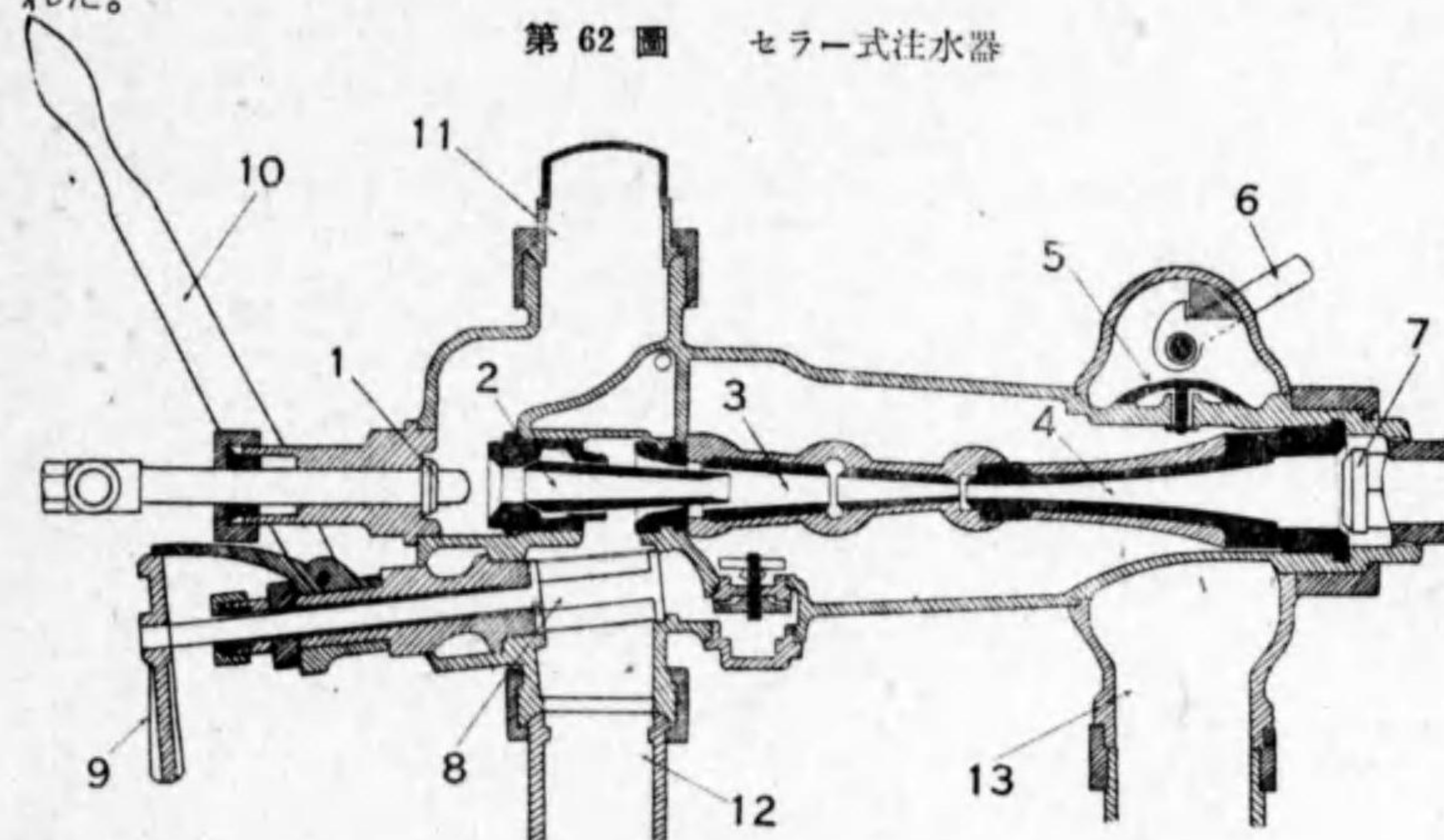
基本形注水器の性能實驗表

大 小 (耗)	水 槽 内 の 温 度 (C°)					送水不能 の 温 度 (C°)
	27	32	38	43	49	
7	85	88	91	82	78	48.5
8	98	98	100	93	80	50
9	114	136	136	130	114	50

(2) セラー注水器

セラー注水器は米國人セラー氏の發明したもので、舊式機關車に取付けられて居たが、現在では舊式機關車も一部を除く外は殆ど基本形注水器に取換へられた。

第 62 圖 セラー式注水器



- 1 蒸氣弁 4 繰出ノズル 7 逆止弁 10 蒸氣弁ハンドル 13 溢水管
- 2 蒸氣ノズル 5 溢水弁 8 水コック 11 蒸氣管
- 3 混合ノズル 6 偏心テコ 9 水コックハンドル 12 吸水管

その構造は第62圖に示す如く各ノズルは水平に取付けられてゐる。

今その作用を説明すれば、水コック(8)を開いて蒸氣弁(1)を小開すれば(2)の蒸氣ノズルの周囲にある吸上用蒸氣ノズルより少しく蒸氣を噴出し吸水管上部に部分真空を生じ、その結果吸水管内の水を吸上げる、このとき蒸氣弁(1)を満開すれば(3)の混合ノズル内で蒸氣と水とが合體して高速度の混合流となり(4)の繰出ノズルに進入して高圧力に變り罐圧力に打勝つて(7)なる逆止弁を押開いて罐内に給水されるものである。若し蒸氣と水の合體が適當でない場合は逆止弁を押開くことが出来ず各管ノズルの隙間より溢水室に出で溢水弁(5)を押し上げて溢水管(13)より外部に放出される。吸水管の水が熱せられて水を呼出し得ないときは(6)の偏心テコを起し、溢水弁を押し付けて後蒸氣弁を小開すれば蒸氣は吸水管に逆流し、吸水管内の水を水槽に押し戻し熱水と冷水とを交替せしめることが出来る。

・(3) 注水器の送水原理

イ、蒸氣の噴出速度

蒸氣ノズルより圧力のある蒸氣を噴射せしめると、急に圧力降下を生ずると同時に蒸氣の有する熱量は蒸氣に速度を與へるために使はれることとなる。従つて噴出速度はこの熱量から逆に計算に依り求めることが出来る。

今ゲージ圧力14疋/糎²の蒸氣がノズルより噴出して急に大氣圧まで膨脹したとする、その時の前後の熱量の差を求むれば、飽和蒸氣の性質表に依り最初の蒸氣(14疋/糎²)一疋の全熱量 H_1 は667.4 カロリーで、噴出後大氣圧迄降下すれば全熱量 H_2 は639 カロリーである。

故に噴出に使用した熱量は

$$H_1 - H_2 = 667.4 - 639 = 28.4 \text{ カロリー}$$

併しこれは噴出後も蒸氣の乾燥度 100%と見た計算であるが、實際は90%以

下で10%以上は凝水する。今假に10%凝水したと見れば、潜熱は539.9 カロリー - (100度の水1疋を100度の蒸氣に化するに要する熱量、又逆に云へば100度の蒸氣1疋を100度の水に凝水するために外部に取出す熱量)であるから實際の H_2 は

$$H_2 = 639 - (539.9 \times 0.1) = 585.01 \text{ カロリー}$$

$$\therefore H_1 - H_2 = 667.4 - 585.01 = 82.39 \text{ カロリー}$$

この熱量を仕事量に換算すると1カロリーの熱量は427疋米の仕事に相當する(之を熱の仕事當量と云ふ)故に、今求めた熱量を仕事量に換算すると

$$427 \text{ 疋米} \times 82.39 = 35180.53 \text{ 疋米} \text{ となる。}$$

仕事とは物理学に依り力(F)と距離(S)の積であり、又 $\frac{WV^2}{2g}$ で現はされる。故に次の式が成立する。

$$F S = \frac{WV^2}{2g}$$

$$\therefore V^2 = \frac{2gFS}{W}$$

$$V = \sqrt{\frac{2gFS}{W}}$$

F = 力 (疋)

S = 距離 (米)

V = 速度 (米/秒)

W = 重量 (疋)

g = 重力に依る加速度 (9.8米/秒/秒)

然るにこの場合、蒸氣の重量Wを1疋とすると

$$V = \sqrt{2gFS}$$

注水器の蒸氣ノズルより噴出の際の仕事量は

$$FS = 427 (H_1 - H_2)$$

であるから、之を前式に代入すると蒸氣の噴出速度Vは

$$V = \sqrt{2 \times 9.8 \times 427 \times 82.39} = 830 \text{ 米/秒}$$

ロ、吸水管の水が注水器に進入し来る速度

重量 W の水が S の高さから落下したときの仕事 $W \times S$ は深さ S なる水の底圧 $W \times S$ と同じであつて、若し水を底部から噴出せしむれば $W \times S$ だけの底圧は W の水に噴出速度を與へるのであつて、その能力は W の水が S の高さから落ちて來たと同じである。故に底圧 $W \times S$ は底部から噴出する水に仕事を働きかけるものである。

水の噴出速度を V 米/秒とすると

$$WS = \frac{WV^2}{2g}$$

$$\therefore V^2 = \frac{2gWS}{W}$$

$$V = \sqrt{2gS}$$

トリチェリーの實驗に依り大氣圧力は水銀柱76糎と鈞合ふのであつて、云ひ換へれば管を水銀の中に立て管内の空氣を排除して完全真空にすれば水銀は76糎の高さまで押し上つて來る。水銀の比重が13.6であるから、水なれば

$$76 \times 13.6 = 1033.6 \text{ 糎}$$

但し注水器で作り得る真空は水銀柱50糎程度であるから、前式に代入すると水の吸上る速度 V は

$$V = \sqrt{2gS} = \sqrt{2 \times 9.8 \times (0.5 \times 13.6)} = 11.6 \text{ 米/秒}$$

ハ、蒸氣と水との合體後の速度

今蒸氣ノズルより噴出する蒸氣の重量を W_1 、速度を V_1 、又水の重量を W_2 その速度を V_2 とすると合體後の重量は $W_1 + W_2$ であり、その速度を V_3 とすれば蒸氣の有する運動量は $W_1 \times V_1$ 、水の有する運動量は $W_2 \times V_2$ となるから合體前の全運動量は $(W_1 \times V_1) + (W_2 \times V_2)$ である。又合體後の運動量は $(W_1 + W_2) V_3$ であり、この兩者は相等しい筈である。

即ち

$$W_1 V_1 + W_2 V_2 = (W_1 + W_2) V_3$$

$$\therefore V_3 = \frac{W_1 V_1 + W_2 V_2}{W_1 + W_2}$$

今蒸氣1疋を以て水9疋を送水するものとし前に求めた各値を代入すると

$$1 \times 830 + 9 \times 11.6 = (1 + 9) V_3$$

$$\therefore V_3 = \frac{934.4}{10} = 93 \text{ 米/秒}$$

ニ、混合流が罐内に進入し得る理由

以上計算にて求めた合體後の水の速度を以て罐内の圧力に打勝つて罐内に進入し得るや否やを證するには、罐の圧力を速度に換算して前者と比較するか又は合體後の水の速度を圧力に換算して罐の圧力と比較すればよい。

今罐圧力を速度に換算すると

罐圧力14疋/糎²は絶對圧力で15疋/糎²であるから、前に求めた如く、圧力1疋/糎²は水柱約10米に相當するから高さ (S) は150米である。これを公式に代入して罐水の噴出速度 V_4 を求むれば

$$V_4 = \sqrt{2gS} = \sqrt{2 \times 9.8 \times 150} = 54 \text{ 米/秒}$$

これに依り明かなる如く混合流の速度は93米/秒であるから54米/秒に較ぶれば速度に於て約2倍大なることが判る。

又逆に混合流の速度を圧力に換算して罐圧力と比較すれば

$$\frac{WV^2}{2g} = WS$$

$$\therefore \frac{V^2}{2g} = S$$

1疋/糎²の底圧を得るためには断面1平方糎の水管に水の高さ (S) 10米とせねばならぬから P 疋/糎²の圧力を水柱に換算すると

$$P \text{ 疋/糎}^2 = 10P \text{ (米)}$$

故に $S = 10P$ であるから前公式に依り

$$\frac{V^2}{2g} = 10P$$

$$\therefore P = \frac{V^2}{10 \times 2g} = \frac{93^2}{10 \times 2 \times 9.8} \approx 44 \text{ (疋/糎}^2\text{)}$$

即ち罐圧力14疋/糎²に比較すると餘程の開きがあることが判る。併し實際は氣水合體の場合の渦巻損失、給水通路の摩擦又は衝突損失等があり上記の値よりは幾分小さいものである。

(4) 注水器故障

注水器の故障を大別すると次の如く水を吸上げざる時と、吸上げても送水することの出来ない場合に大別することが出来る。その主なものを挙げれば

水を吸上げざる場合

1. 貯水の缺乏したとき
2. 炭水車吸水管コックの閉塞
3. 吸水管濾過器が糸屑及び石炭の粉末等で閉塞されて居るとき
4. 吸水管が熱せられたとき
5. 吸水管の接手弛緩により空氣漏入するとき
6. 蒸氣ノズルの弛緩せるとき
7. 炭水車の水取口蓋が氷結して密封状態となつて居るとき

水を呼び出しても送水の出来ざる場合

1. 混合ノズルの弛緩及び凝水ノズルの破損及び偏耗
2. 繰出管の弛緩及び偏耗
3. 氣水の合體が適當ならざるとき (取扱方不良、炭水車の水溫高き場合)
4. 繰出弁が閉塞されて居るとき

5. 逆止弁がスケールで固着されて居るとき

(5) 送水溫度

注水器は罐内の蒸氣と炭水車の水とを合體せしめて罐内に送水するのであるから、送水される水溫は蒸氣の熱量と水の熱量との和であるから容易に概算することが出来る。前計算に使用した如く蒸氣壓力を14疋/糎²とすれば

蒸氣1疋の熱量 639 カロリー

水1疋の熱量を假に15カロリー

蒸氣1疋を以て水9疋を合體するとすれば蒸氣1疋と水9疋即ち10疋の全熱量 = $639 \times 1 + 15 \times 9 = 774$ カロリー

合體流1疋の熱量 = $\frac{774}{1+9} = 77.4$ カロリー

攝氏1度の水1疋の熱量は1カロリーで、溫度と熱量の數値は大體等しき故に 77.4°C である。

故に注水器にて送水する場合に水コックを絞れば給水溫度は高くなることが判る。給水溫度を高めることは罐の保守上にも石炭節約上にも必要なことである。

今その一例を示すと

水コックの開度に依る給水溫度

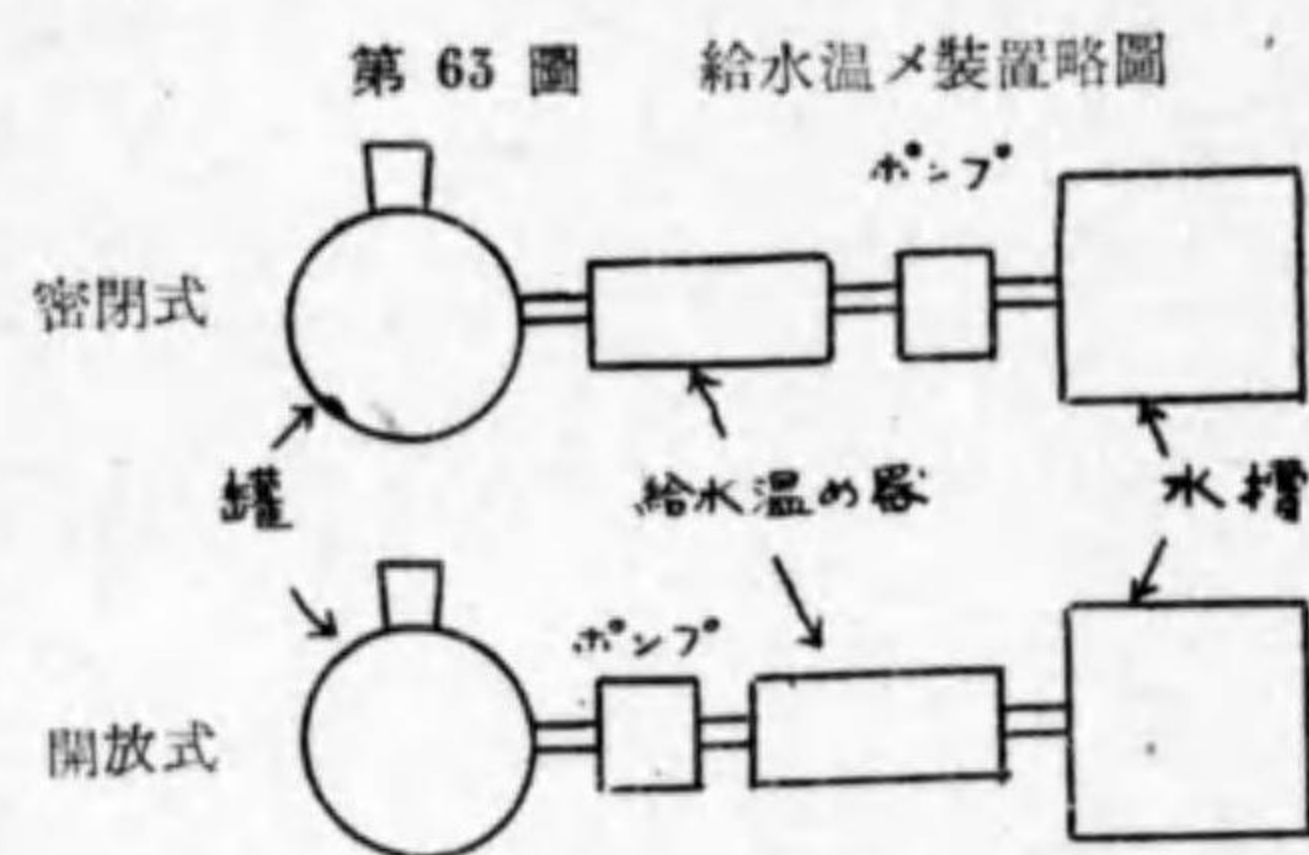
注水器の大きさ	水コックの開度	給水溫度 (°C)	記 事
7 糎	90°	82°	蒸氣壓力13疋/糎 ² 蒸氣弁は満開とす
	45°	94°	
9 糎	90°	69°	
	45°	76°	

第三節 給水溫メ装置

給水溫メ装置は排氣を使用するものと、排出熱瓦斯を使用するものがあるが、現在我が國ではシリンダで使用済の排氣を使用し罐内に送水する途中排熱を回収するもので燃料の節約、蒸發量の増加、罐の保守上有効なものである。

排氣取入箇所は普通下部吐出管（左右）より管に依り溫メ器に導いて居るが新製機關車は排氣溜を設けて居る關係上、排氣溜後部にフランジ付の管を取付けてそれより溫メ器に導いて居る。

溫メ装置は給水ポンプ、溫メ器及び管装置の主要部分から成りその種類は給水を温める方法に依り分類される。即ち罐と給水ポンプとの間に溫メ器のあるものを密閉式、外にあるものを開放式と云ふ。



第 63 圖 給水溫メ装置略圖

イ、密閉式

密閉式は給水ポンプにて炭水車の水を溫メ器を経て罐に送り込むもので、給水ポンプには冷水を吸込むからポンプの効率が良く、又溫メ器内で排氣熱に依り

100°C 以上に温めることも可能であるから、新製機關車及び在來の機關車も大部分この式のものが取付けられる。この式の溫メ器は細管内を水が通りその外部より排氣に依り水に熱を傳へるもので、本省丸形式及び重見式はこれに屬する。

ロ、開放式

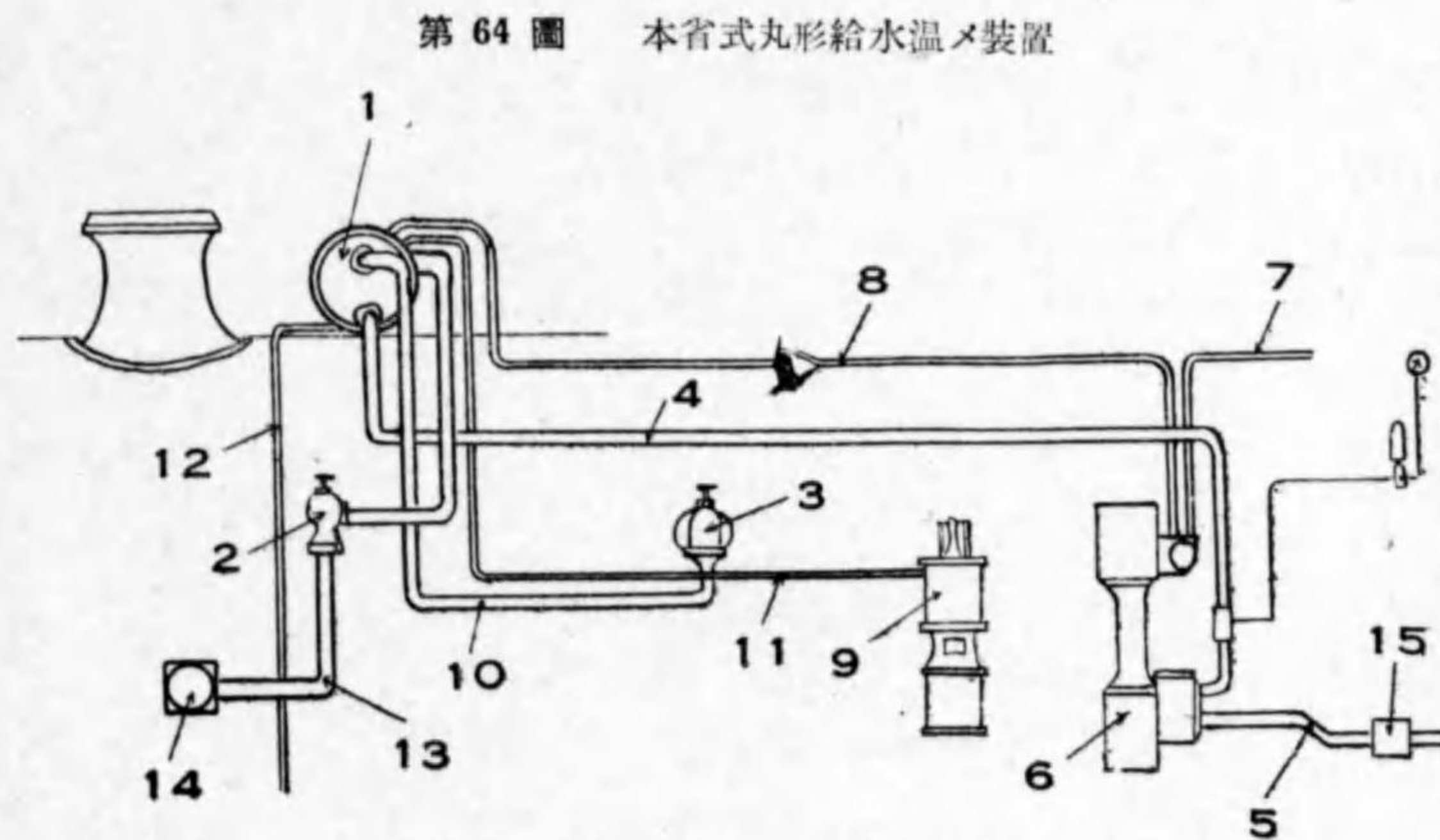
開放式は給水ポンプに直接溫水を吸込んでこれを罐に送り込むのであるから溫メ器内で溫水は100°C以下でなければならぬ。若し100°C以上となればポンプ

に溫水を吸込むことが出来ず溫水から發生した蒸氣を吸込むこととなる。又ポンプに溫水を吸込む關係で効率も悪い。

本省細管式及び住山式はこの形式に屬する。本省細管式は溫メ器内の細管内を蒸氣が通り周圍の水に熱を傳へ、住山式は混和式と云つて溫メ器内の水に直接排氣を吸込み凝水として回収するから、水をも回収することが出来る。何れもポンプの効率が悪いのと構造複雑となるため新製機關車には採用されず、又住山式は殆ど本省丸形式と取替へられた。

(1) 本省式（密閉式）給水溫メ装置

本省工作局の設計で新製機關車の大部分は本形式が取付けられ、本装置の主要なるものは丸形溫メ器とウェヤー式又は本省式（一部のもの）給水ポンプから成り、溫メ器は煙室の前方歩ミ板上部又は煙突後方罐胴上部に取付けられる。



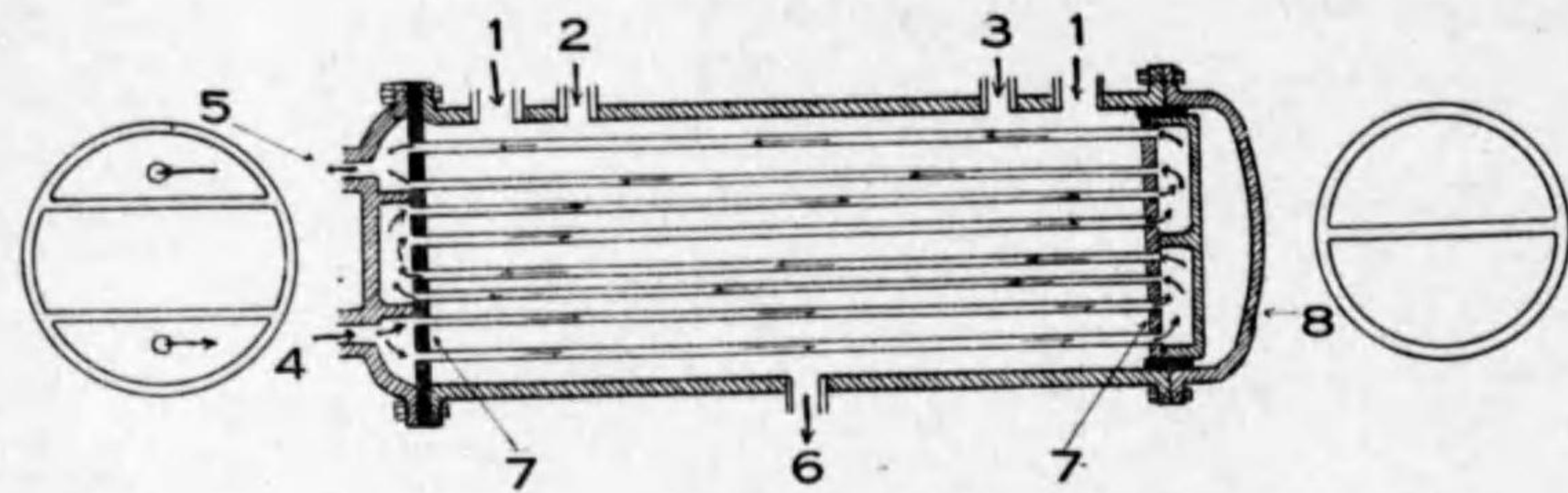
第 64 圖 本省式丸形給水溫メ装置

- | | | |
|---------|------------|--------------|
| 1 溫メ器 | 6 給水ポンプ | 11 空氣壓縮機排氣管 |
| 2 止弁 | 7 蒸氣管 | 12 排水管 |
| 3 罐逆止弁 | 8 給水ポンプ排氣管 | 13 シリンダ排氣取入管 |
| 4 第一繰出管 | 9 空氣壓縮機 | 14 排氣取入口 |
| 5 吸込管 | 10 第二繰出管 | 15 濾過器 |

イ、温メ器

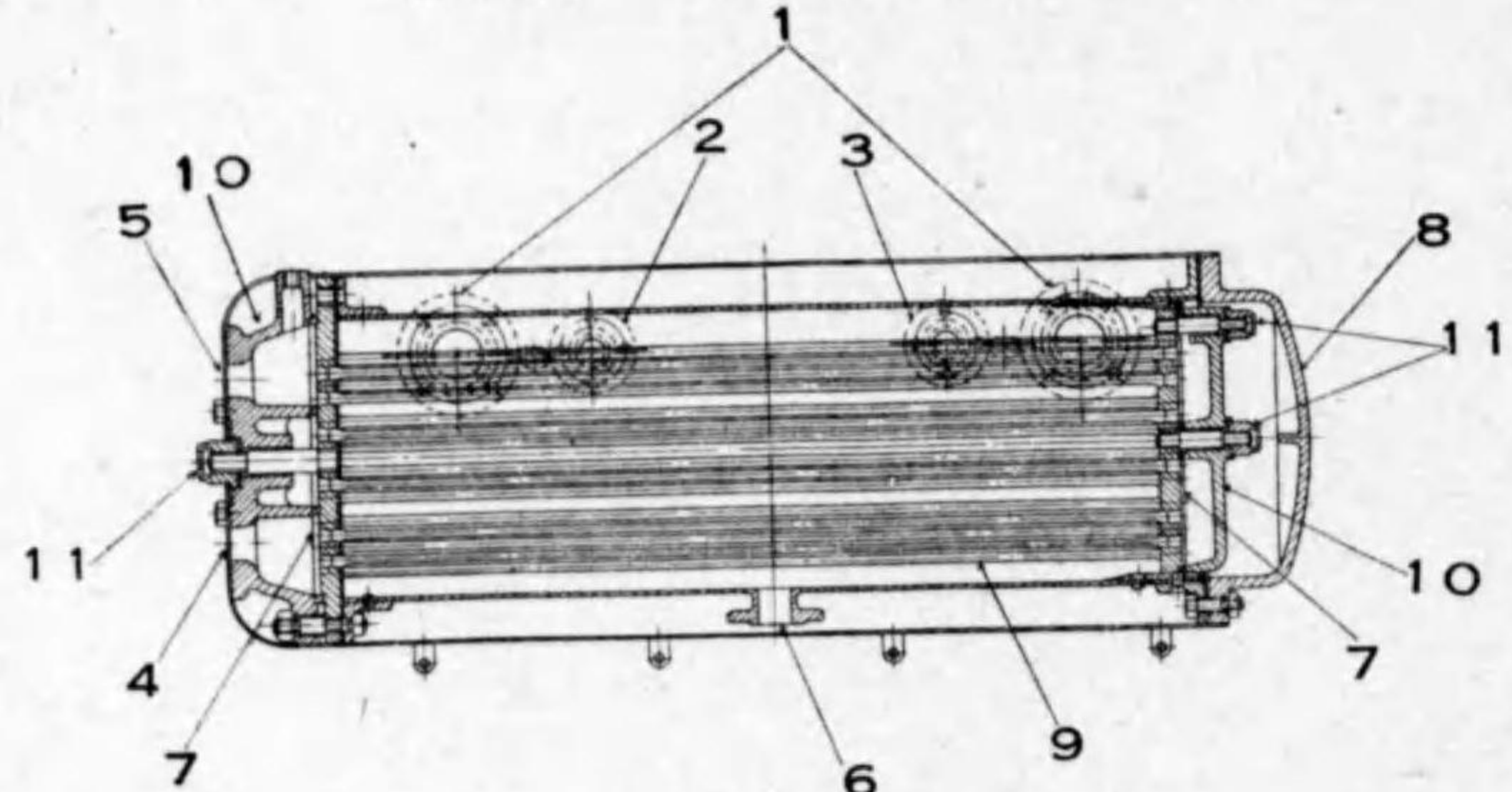
温メ器は第65圖及第66圖に示す如く器内に直徑16耗の銅管160本を設けこの細管は蓋に依り四分割される。この分割の方法は上部から順次になされたものと最近新製のもので十字形にされたものの二種がある。即ち給水ポンプより繰込まれた冷水は、第一繰出管より温メ器の細管に分流し二往復して第二繰出管に出で逆止弁を押し開いて罐内に給水されるもので、その細管内を二往復す

第65圖 本省式(丸形)温メ器の略圖



- 1 排氣取入管
- 2 給水ポンプ排氣取入管
- 3 圧縮機排氣取入管
- 4 第一繰出管
- 5 第二繰出管
- 6 排水管
- 7 管板
- 8 蓋

第66圖 本省式(丸形)温メ器



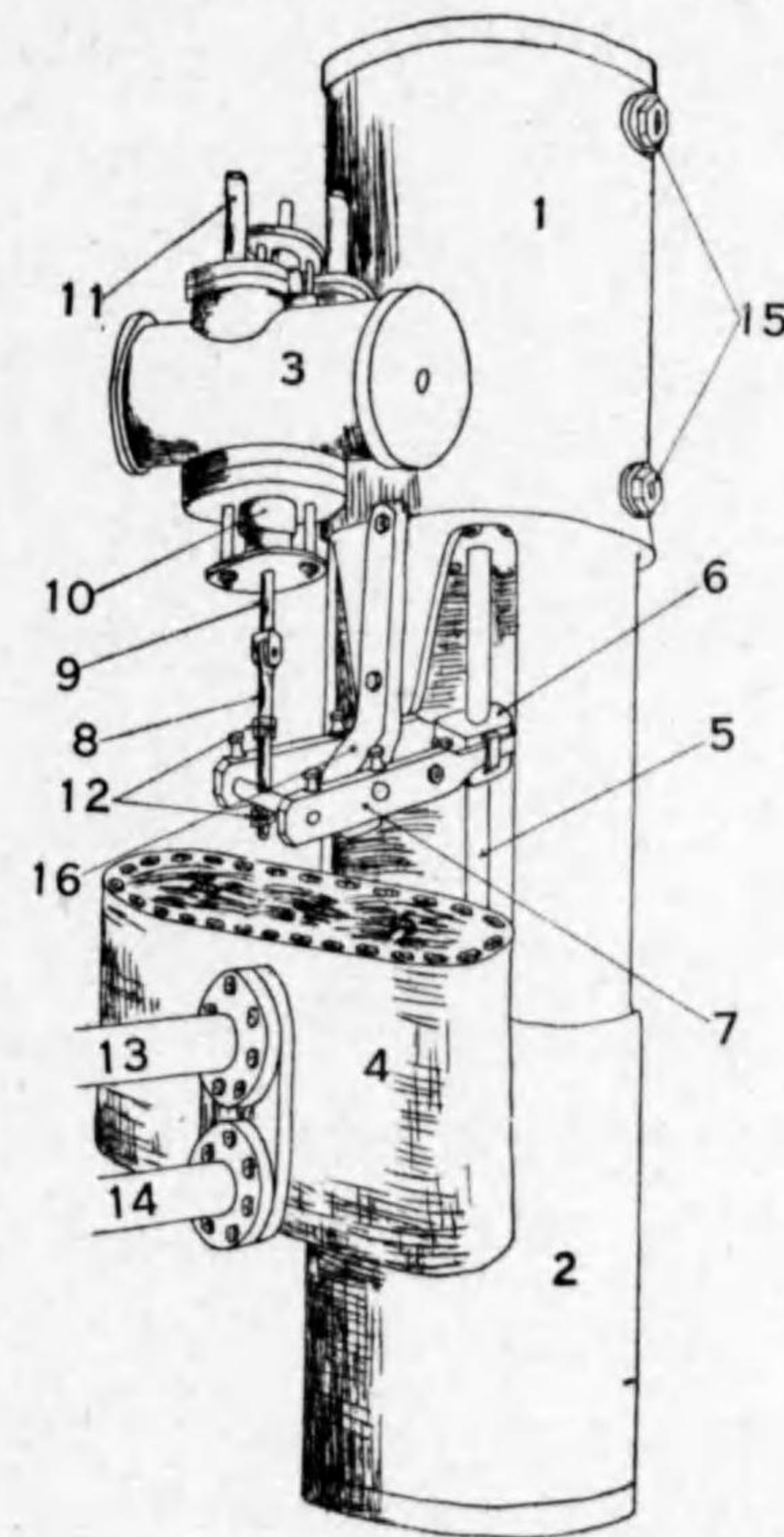
- 1 排氣取入管
- 2 給水ポンプ排氣取入管
- 3 圧縮機排氣取入管
- 4 第一繰出管
- 5 第二繰出管
- 6 排水管
- 7 管板
- 8 蓋
- 9 温メ器
- 10 管寄
- 11 締付ナット

る間に温メ器内に導かれた左右シリンダ、給水ポンプ、空気圧縮機の排氣に依り細管の外部より水を温め而かる後排氣は温メ器の下部排水管より外部に放出される。

温メ器の細管は温度變化に依る伸縮を許す爲繰出管を取付けない方の管板は自由に胴内を摺動し得る構造とし伸縮に依る無理を與へず細管の折損及び取付部の漏洩を防止して居る。

繰出管取付側の蓋の仕切りは二箇、(細管が十字形に分割されたものはT形の仕切) 反対側は一箇で、體と蓋との間に銅の丸棒又は板パツキンを挟んでボ

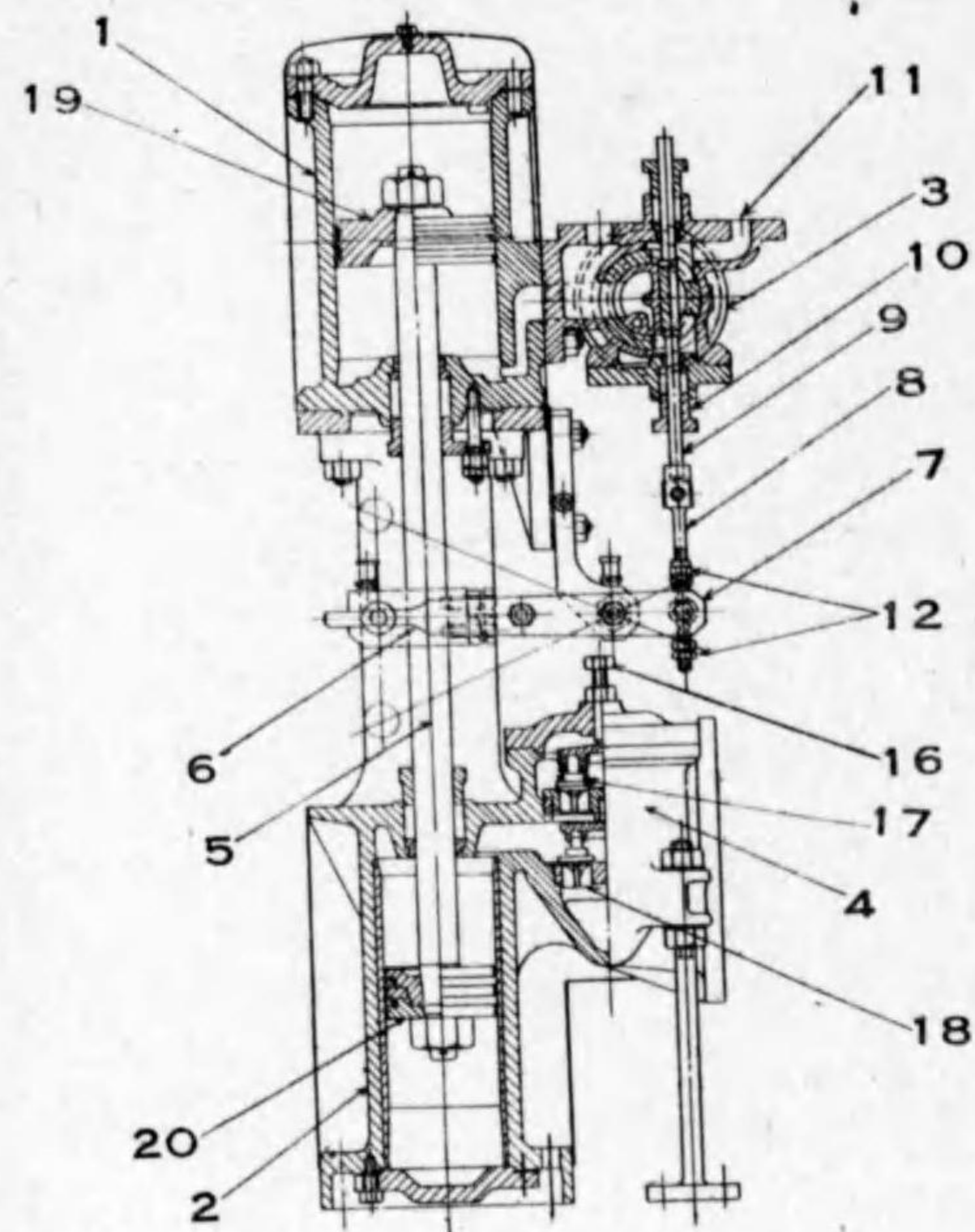
第67圖 ウェヤー式給水ポンプの略圖



- 1 蒸氣シリンダ
- 2 水シリンダ
- 3 蒸氣室
- 4 水弁室
- 5 ピストン棒
- 6 クロスヘッド
- 7 テコ
- 8 弁加減棒
- 9 逆轉弁棒
- 10 パツキン箱
- 11 蒸氣管
- 12 加減ナット
- 13 繰出管
- 14 吸込管座
- 15 排水管座
- 16 押エネチ
- 17 繰出弁
- 18 吸込弁
- 19 蒸氣シリンダピストン
- 20 水シリンダピストン

ルトで締め付け、他側に洩れるのを防いで居る。

第 68 圖 ウエヤー式給水ポンプ



ロ、給水ポンプ
(ウエヤー式)

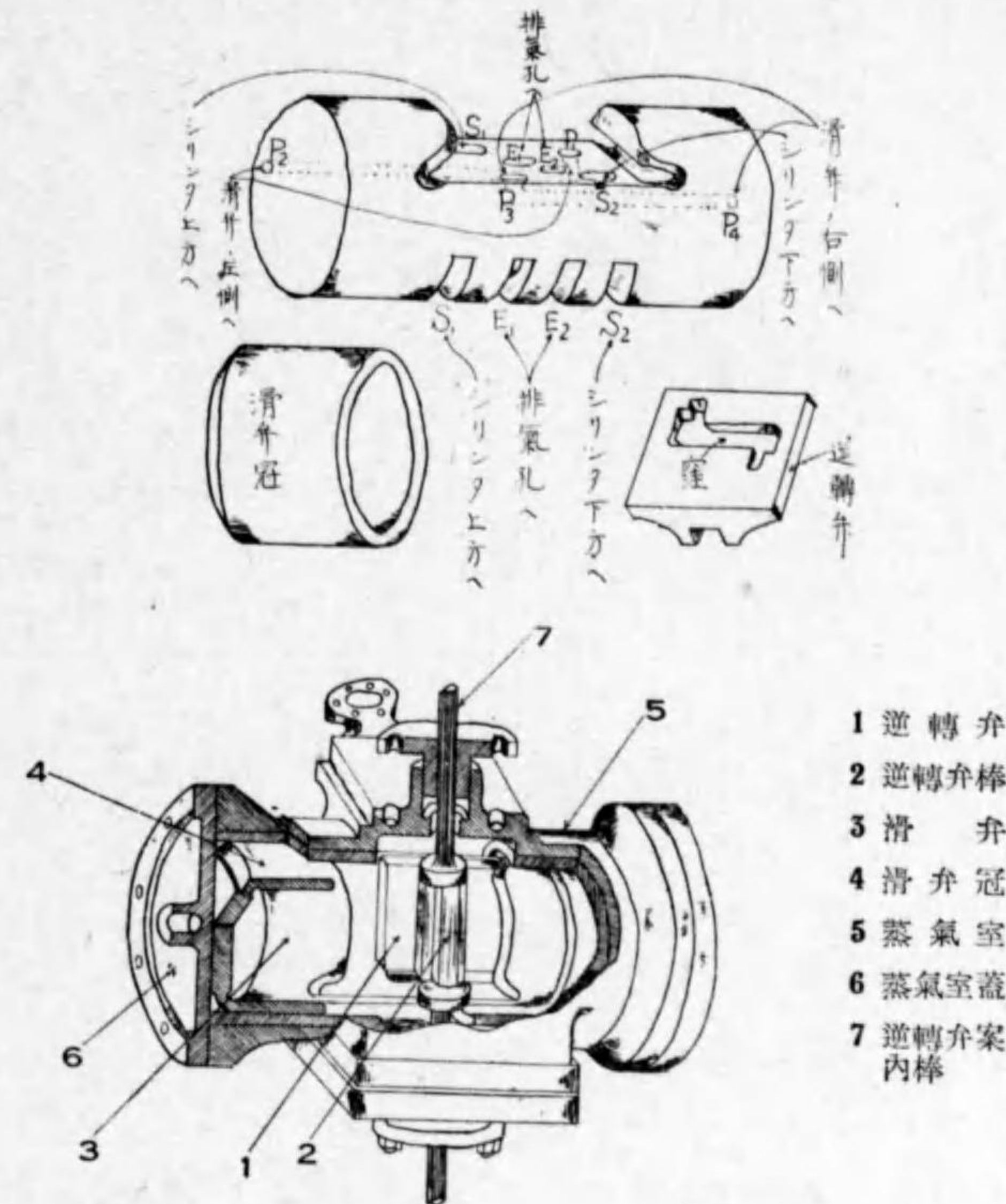
ウエヤー式給水ポンプは省基本形として新製機関車及びその他の機関車に取付けられ、その構造は第67圖及び68圖に示す如く蒸気シリンダ、水シリンダ、蒸気室及び水弁室の四主要部から成る。蒸気シリンダ及び水シリンダのピストンを一本のピストン棒に取付け、ピストン棒の中央にク

ロスヘッドをボルトで固定し、このクロスヘッドに逆轉テコを取付けピストン棒の上下運動を逆轉テコを介して逆轉棒に傳へ、逆轉弁及び滑弁を動かして蒸気シリンダの上下へ交互に蒸気を給排してポンプを運轉するのである。

第69圖は滑弁及び逆轉弁を示すもので滑弁は圓壙形になつて蒸気室に軽く嵌込まれ左右兩端は滑弁冠に緩く嵌り、その中央部は第69圖の如く逆轉弁の弁座となすため片面を削り取り6箇の蒸気口が設けられ裏面及び兩側面に通じて居る。

逆轉弁は平形の弁で逆轉棒に嵌められ中央にZ形の窪を有し、ピストン棒か

第 69 圖 逆轉弁及び滑弁

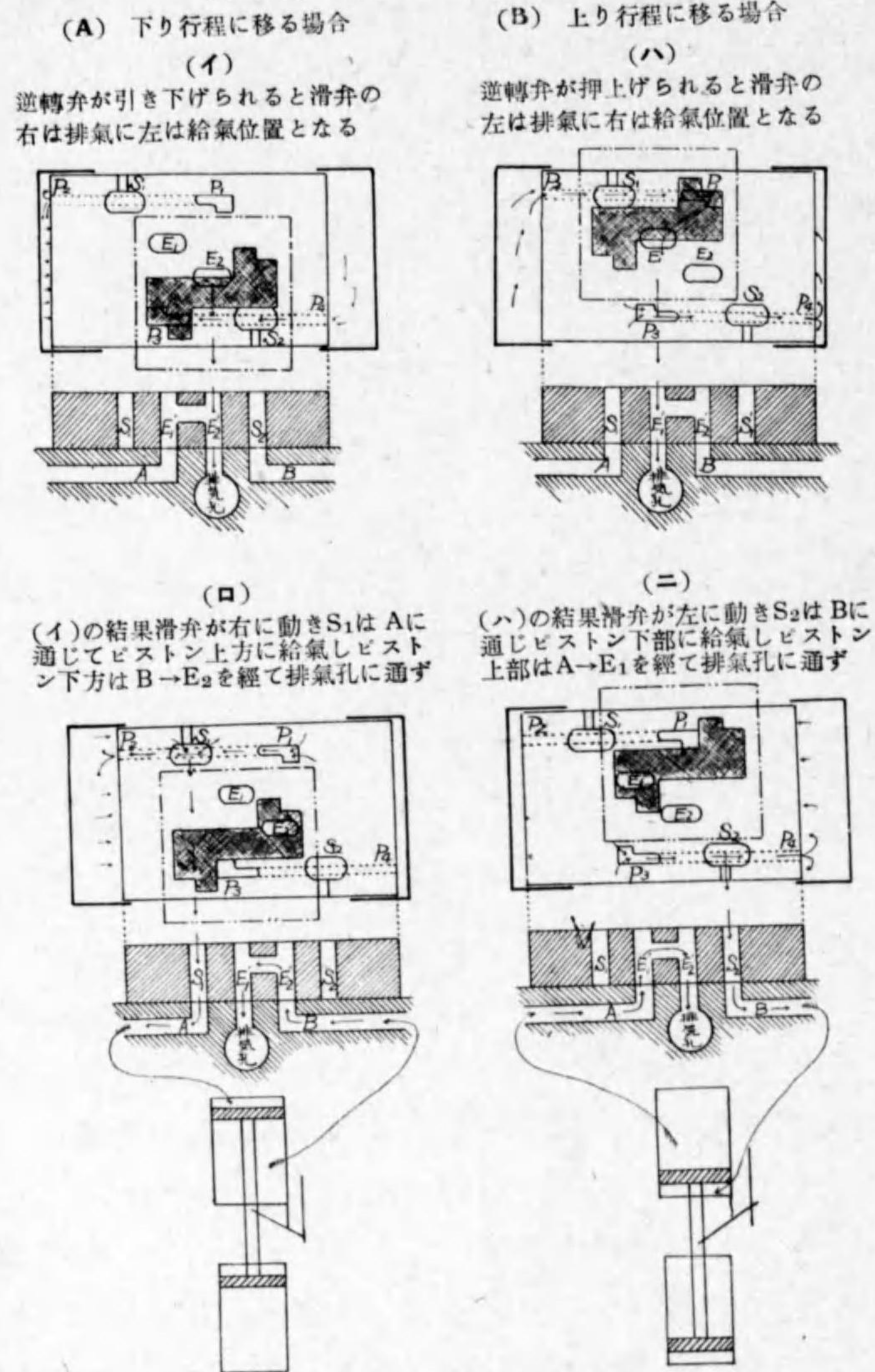


ら傳はる逆轉運動に依り上下に動かされ、その結果滑弁を左右交互に動かす。

今その蒸気口に就て説明すればP₁は滑弁の左側P₂へ、P₃は滑弁の右側P₄に通じ、逆轉弁の窪に依り何れか一方が排氣に通ずれば他側は逆轉弁が弁座を覆はなくなるので蒸氣が進入することになる。S₁はシリンダ上部に、S₂はシリンダ下部に、E₁及びE₂は排氣口に通ずる。

第70圖 Aはピストンが下り行程に移るときの滑弁及び逆轉弁の作用を示すもので、(イ)圖はピストンが上り行程の極端(約70%)に近づくと逆轉テコに依り

第70圖 給水ポンプ弁運動の作用圖



逆轉棒ナットを下方に引き下げるから逆轉弁も下り始め、ピストンが行程の約90%に近づくとP₁を開口し、P₁から蒸氣は滑弁体内を通り左側P₂に進入し右側P₄は逆轉弁の窪がP₃と排氣口E₂とを連絡する故滑弁右側の蒸氣は排氣孔に通ずる。その結果滑弁は右方に押され(ロ)圖の位置となりS₁の蒸氣口とシリンダ上部に至る通路Aと通じてピストンの上部に蒸氣を供給し、ピストン下部は排氣通路Bと滑弁排氣口E₂と連絡するからE₁を経て排氣孔に通じてピストンは下り行程を初める。

第70圖(B)はピストンが上り行程に移るときの弁の作用を示すもので、(ハ)圖はピストンが下り行程の約70%に達すると逆轉テコは逆轉棒上部ナットに當り逆轉弁を上方に衝き上げる。

その結果滑弁左側に入つて居た蒸氣は、P₂より逆轉弁窪を介してP₁から排氣口E₁、E₁を経て排氣孔に放出され、P₃から滑弁の右側P₄に蒸氣が供給されるから、その圧力差で滑弁は左方に押され(ニ)圖の位置を採り、S₂よりBを経てシリンダ下部に給氣し、シリンダ上部はAよりE₁、E₂を経て排氣孔に通じピストンは上り行程を始める。

故にピストンの行程を調整するには逆轉棒の上下ナットを移動して行ふことが出来る。即ち上り行程が不足するときは下部ナットを下げ、これに反するときには締め上げ、下り行程が不正のときは上部ナットを加減すればよい。

尙、給水ポンプの蒸氣シリンダの直徑200 耗、水シリンダ直徑140 耗、行程255 耗であるが、標準行程を250 耗として居る。

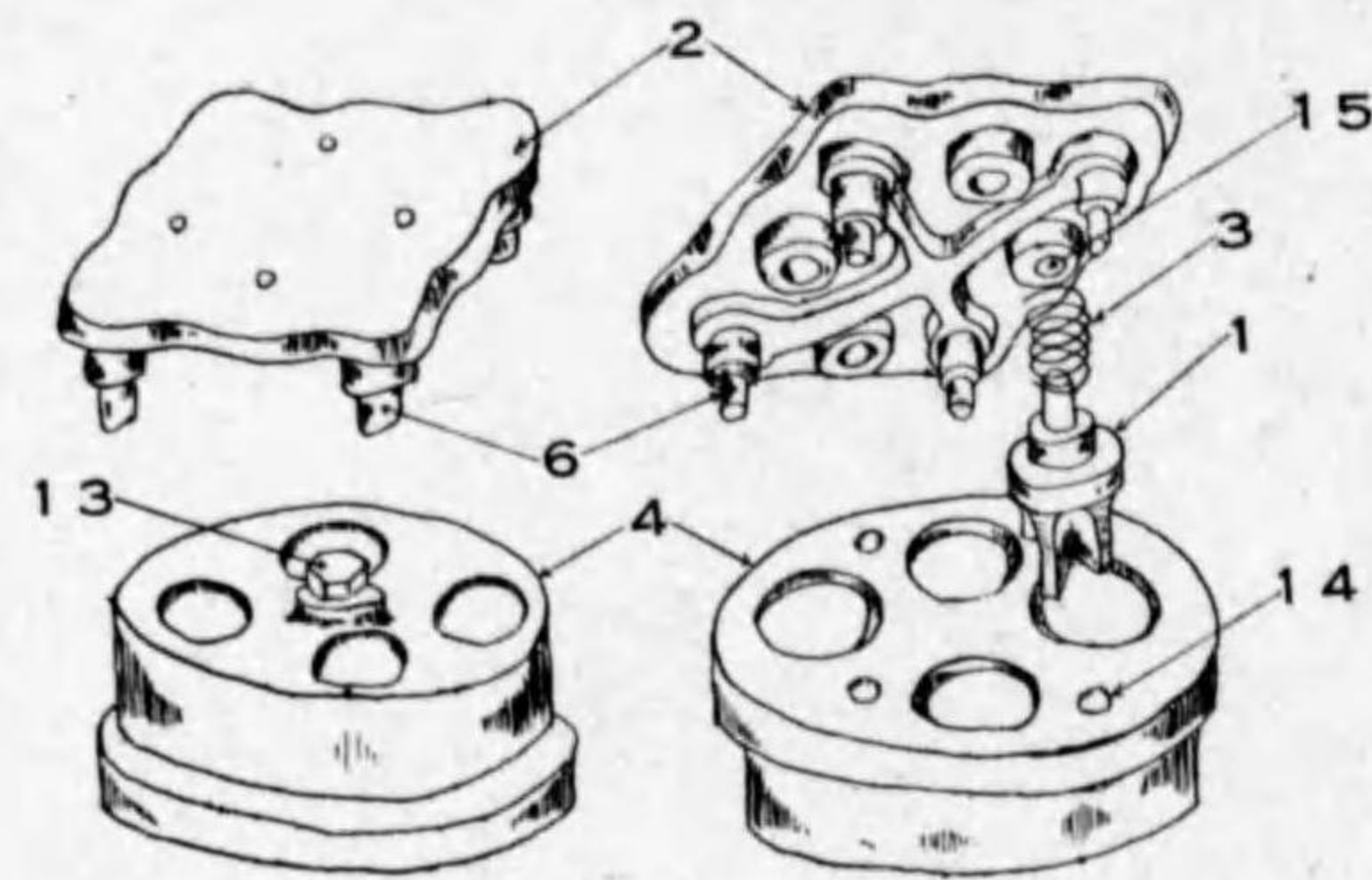
ハ、水 弁 室

水弁室は水シリンダの横に取付けられ、その内部は第71圖に示す如く三段に分れ上段は繰出側で繰出管に通じ、下段は吸込側で吸込管に通じて居る。

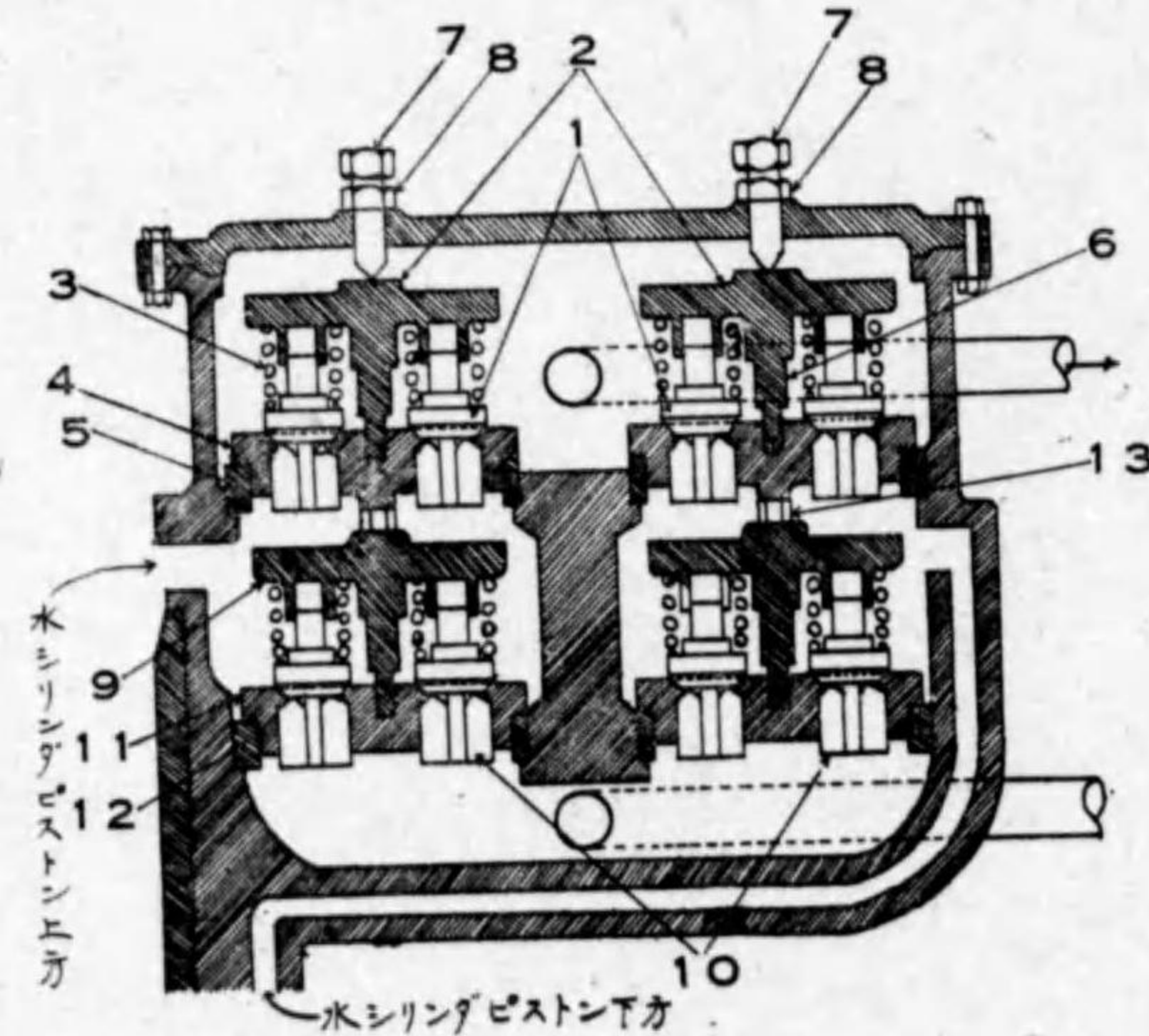
中段の室は左右に兩分され左室がピストン上部、右室がピストン下部に通じ

中段室と上及び下室とは弁座で界をなし、上部弁座に繰出弁各々4箇、下部弁座に吸込弁を同じく各々4箇設け、弁は弁座と弁座押エに挟まれ、弁座押エ足で弁座の間隙を保つて居る。水弁室蓋には押エネチが設けられ弁座押エ及び弁座を堅く押付け水の他側へ漏洩するのを防いで居る。

第71圖 水 弁 室



- 1 繰 出 弁
- 2 繰出弁弁座押エ
- 3 バ ネ
- 4 弁 座
- 5 プ ッ シ ュ
- 6 弁座押エ用足
- 7 弁座押エネチ
- 8 同 止 ネ チ
- 9 吸込弁弁座押エ
- 10 吸 込 弁
- 11 弁 座
- 12 プ ッ シ ュ
- 13 押 エ ネ チ
- 14 弁座押エ用ピン孔
- 15 弁 棒 案 内



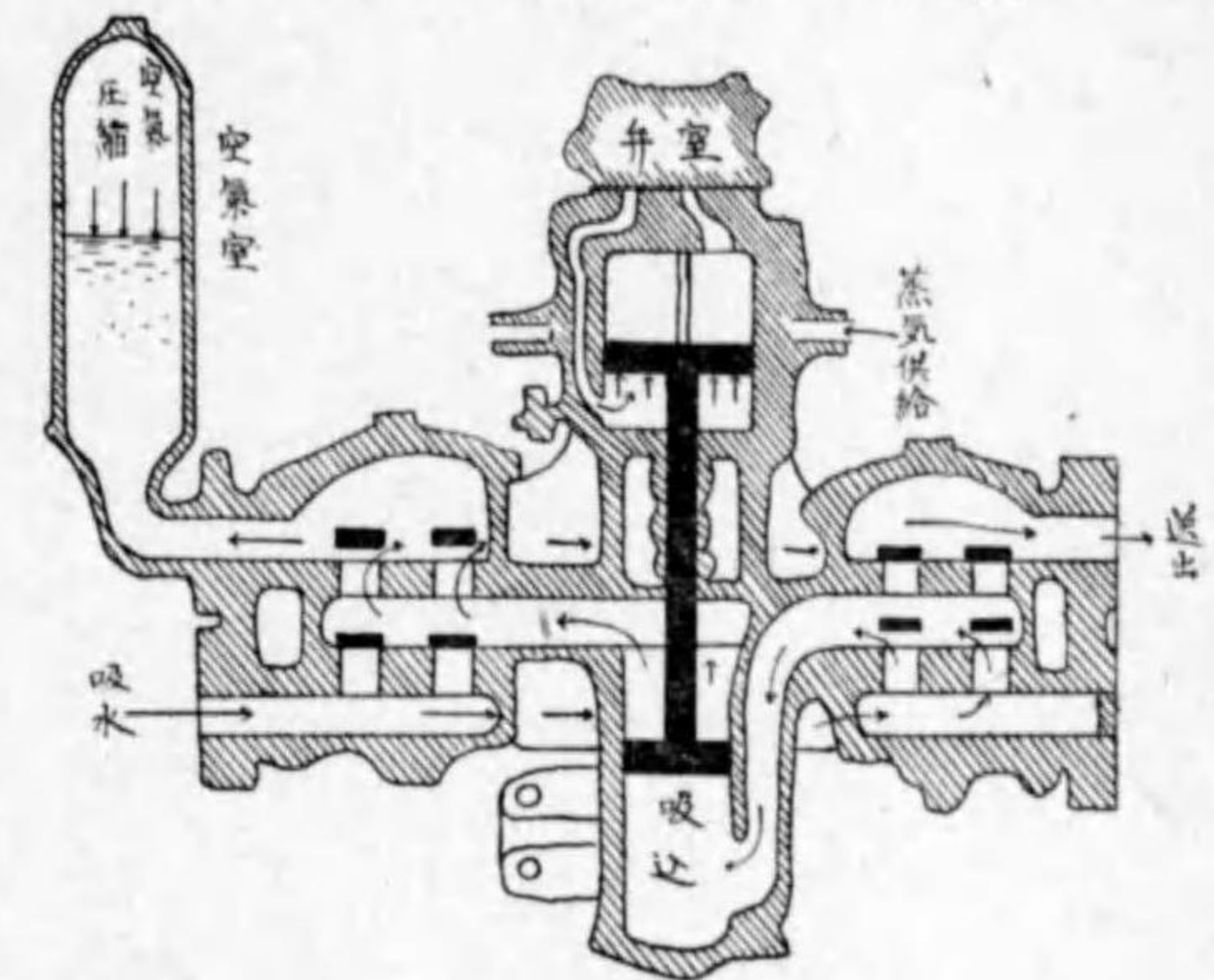
今水ピストンが下り行程を初めると、左水弁室の吸込弁より水がピストン上部へ進入し、ピストン下側の水は圧せられて右水弁室の繰出弁を押し開いて繰出管に繰出される。

ピストンが上り行程の時は左水弁室が圧力を生じて吸込弁を座に密着せしめ繰出弁を押し開いて繰出管内に送水すると同時に、ピストン下部は部分真空が生ずるため吸水管の水は吸込弁を押し開いてピストン下部に進入するのである。

ニ、本省式給水ポンプ

第72圖 本省式給水ポンプの略圖

本省式給水ポンプは第72圖及び第73圖に示す如く、堅形でウエヤー式の如く蒸気シリンダ及び水シリンダピストンを一本のピストン棒で連結し、水シリンダの左右に水弁室が設けられ蒸気弁室は蒸気



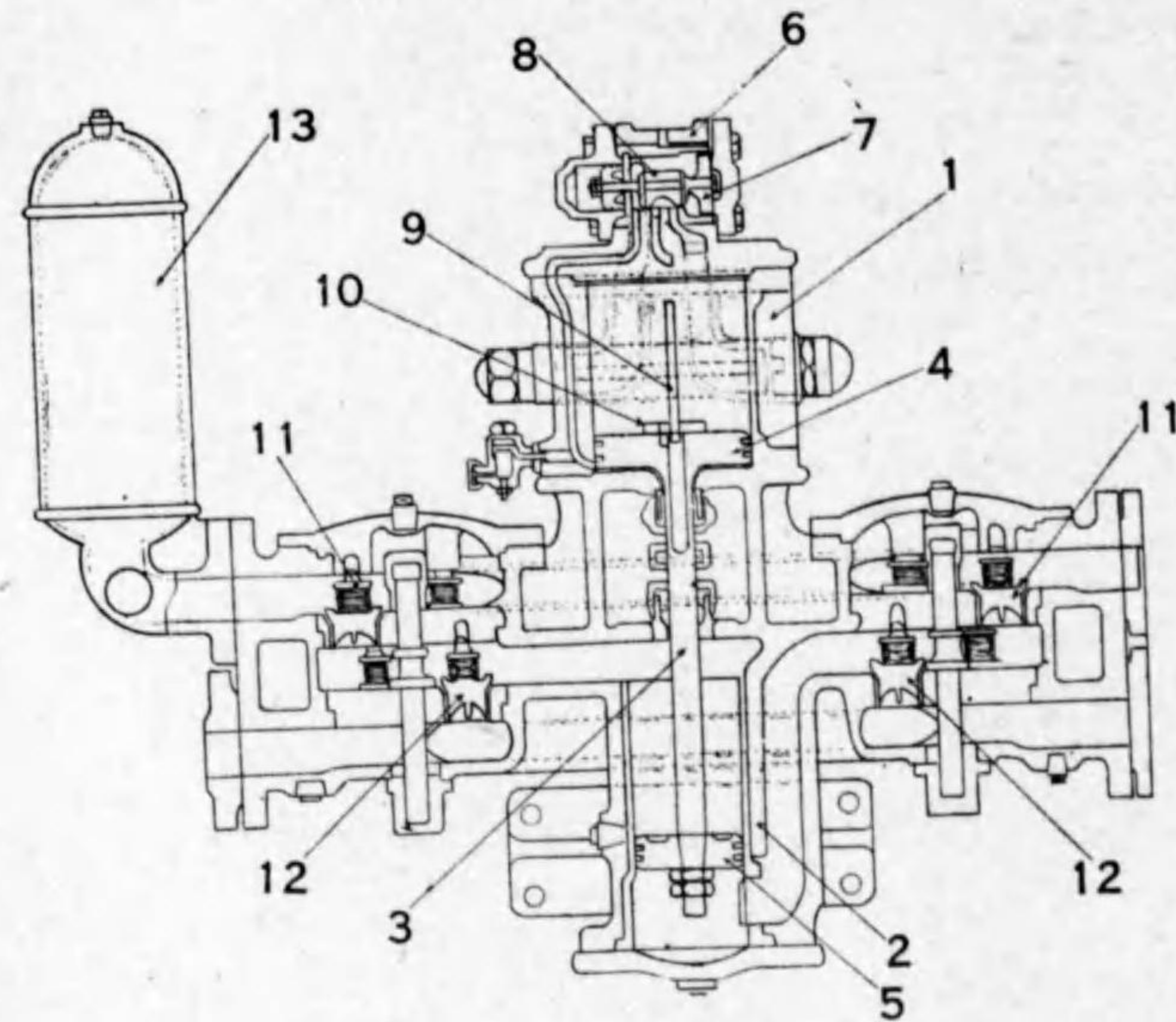
シリンダ上部に取付け、空気室を水弁横に設けて繰出管と通せしめて居る。蒸気弁室及び蒸気シリンダは單式空氣壓縮機の構造と全く同じで、弁室内には滑弁、ピストン弁及び逆轉弁を備へ、滑弁はピストン弁と共に左右に動き蒸気をシリンダの上下へ交互に給排する。

ピストン弁は逆轉弁の上下運動に依り動かされるものである。

水弁室は水シリンダの左右に設けられ上段、中段、下段の三室に區劃され下室は吸込管に、上室は繰出管側に連る。下室と中室との間には吸込弁を左右各々四箇、中室と上室との間には繰出弁を各々四箇宛備へ、各弁上部にはバ

ネ及びバネ押エを有することはウエヤー式と同じである。

第73圖 本省式給水ポンプ



- 1 蒸気シリンダ
- 5 水ピストン
- 9 逆轉弁棒
- 13 空気室
- 2 水シリンダ
- 6 蒸気室
- 10 逆轉板
- 3 ピストン棒
- 7 主ピストン
- 11 繰出弁
- 4 蒸気ピストン
- 8 滑弁
- 12 吸込弁

空気室は繰出管と連絡し内部に空気を貯へるもので、繰出管内の圧力が高まれば空気室内の空気も圧縮せられ、繰出管の圧力が下れば圧縮されてゐる空気は膨脹するため水に圧力を與へるので、送水する水の速度を出来るだけ平等となしウォーターハンマーの作用を減するのである。

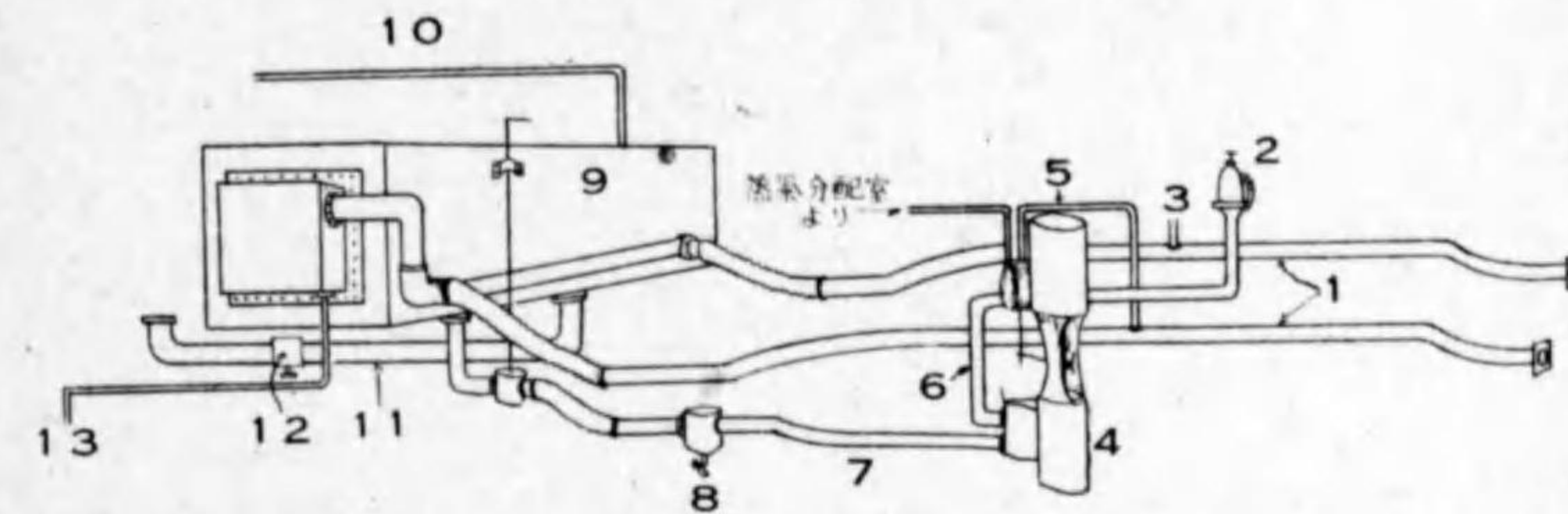
ホ、給水ポンプの取扱方

本省式丸形温メ器の保有水量は23.7立位であるから絶氣後1~2分間使用すればポンプの運轉を停止せねばならぬが、夏期等相當水温の高い時は空気圧縮

機及び給水ポンプの排氣だけでも相當高温に熱せられるから、ポンプの運轉速度を15行程/分以下とすれば連続使用しても差支へない。

許容最低繰出温度 C°	ポンプ速度 行程/分	水温 6°C	水温 15°C	水温 25°C
		冬季	中季	夏季
50	10	4.5(分)	制限なし	制限なし
	15	1.0	3	制限なし
60	10	1.5	3	制限なし
	15	1.0	1.3	2

第74圖 本省細管式給水温メ装置



- 1 排氣取入管
- 5 給水ポンプ排氣管
- 9 温メ槽
- 13 排水管
- 2 罐逆止弁
- 6 繰出管
- 10 通氣管
- 3 空気圧縮機排氣管
- 7 吸水管
- 11 通水管
- 4 給水ポンプ
- 8 濾過器
- 12 通水コック

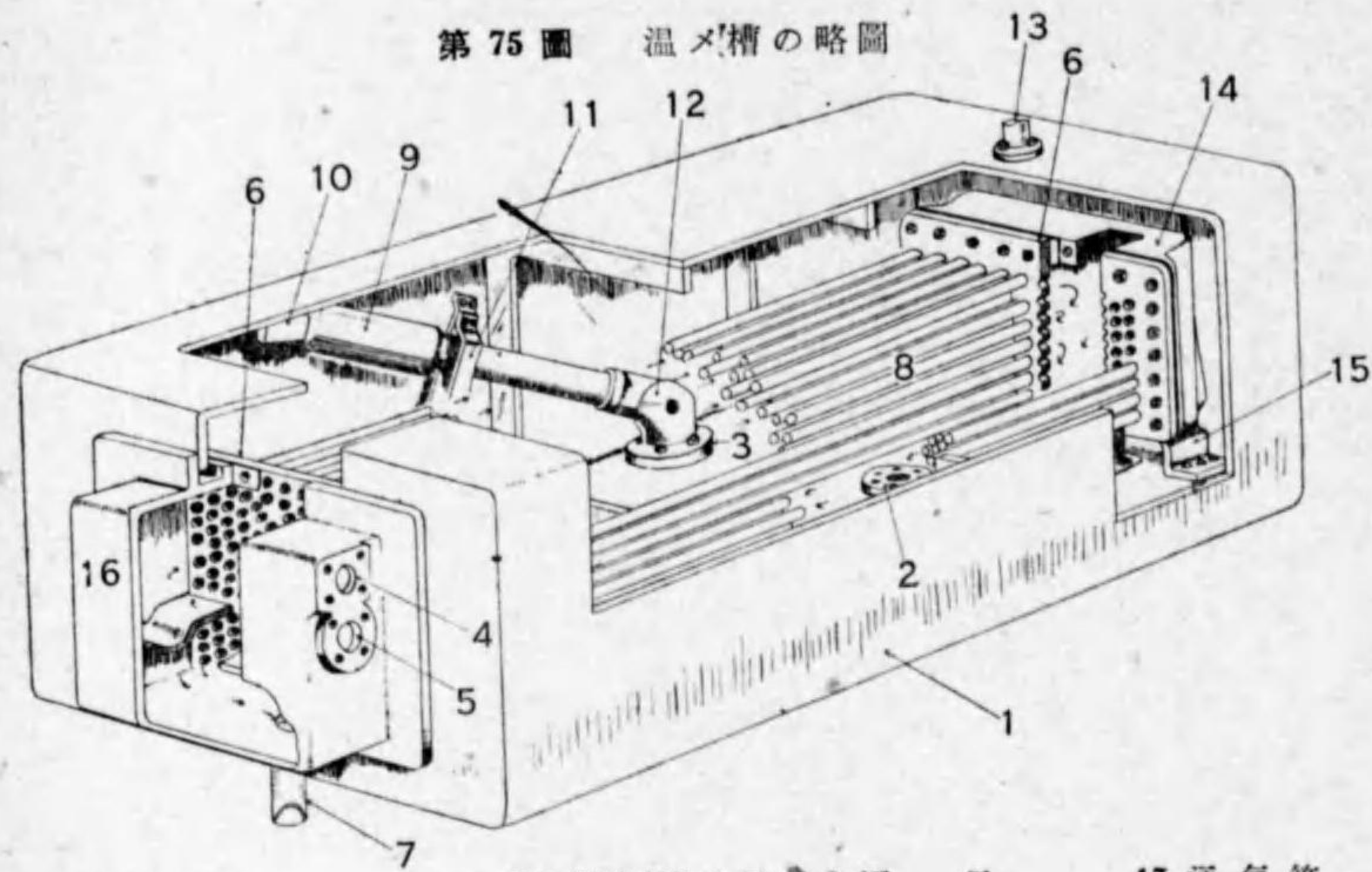
(2) 本省細管式給水温メ装置

本省細管式給水温メ装置は開放式に屬し、本装置は炭水車水槽の前部に温メ槽を設け主水槽とは別室で内部に多數の銅の細管を設け、これを二群に分ち左右シリンダの排氣、空気圧縮機及び給水ポンプの排氣をこの細管内を一往復せしめ、その間温メ槽内の水に熱を附與して排水管より外部に放出する。故に本省丸形式とは全く反對である。

温メ槽は容量1200立位で左右に排氣溜を設け内部に直径16耗の銅管270本を

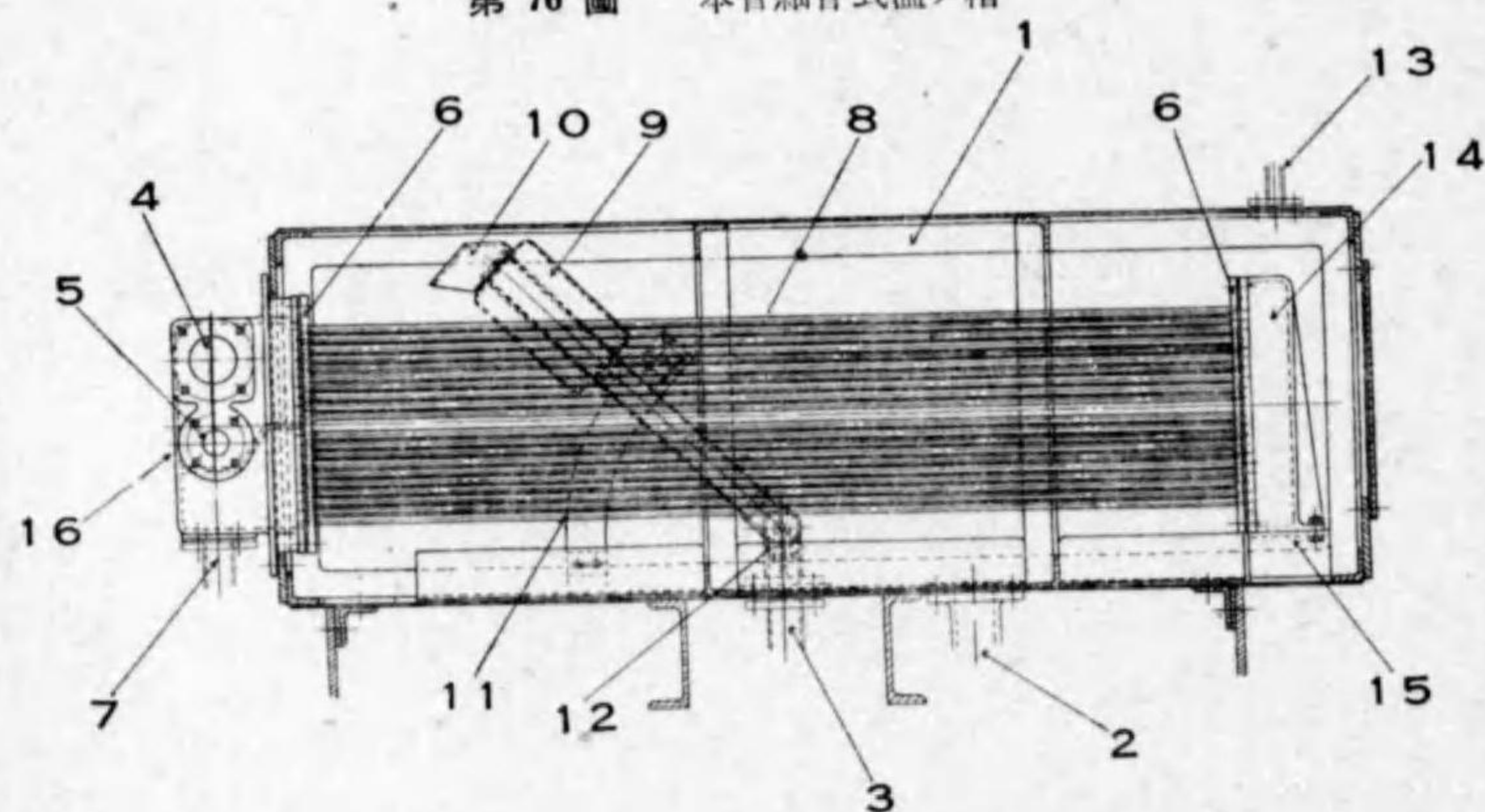
二群に分つて包蔵し、上部には通氣管を設け、底部には水槽より通ずる通水管と、給水ポンプに到る吸水管が取付けられて居る。

第75圖 温メ槽の略圖



- | | | | |
|-------------|------------|-----------|---------|
| 1 温メ槽 | 5 補助機排氣取入口 | 9 浮子 | 13 通氣管 |
| 2 通水管 | 6 管板 | 10 温水取入口 | 14 管寄受溜 |
| 3 吸水管 | 7 排水管 | 11 温水取管案内 | 15 管寄溜 |
| 4 シリンダ排氣取入口 | 8 温メ管 | 12 温水取管座 | 16 蒸氣溜 |

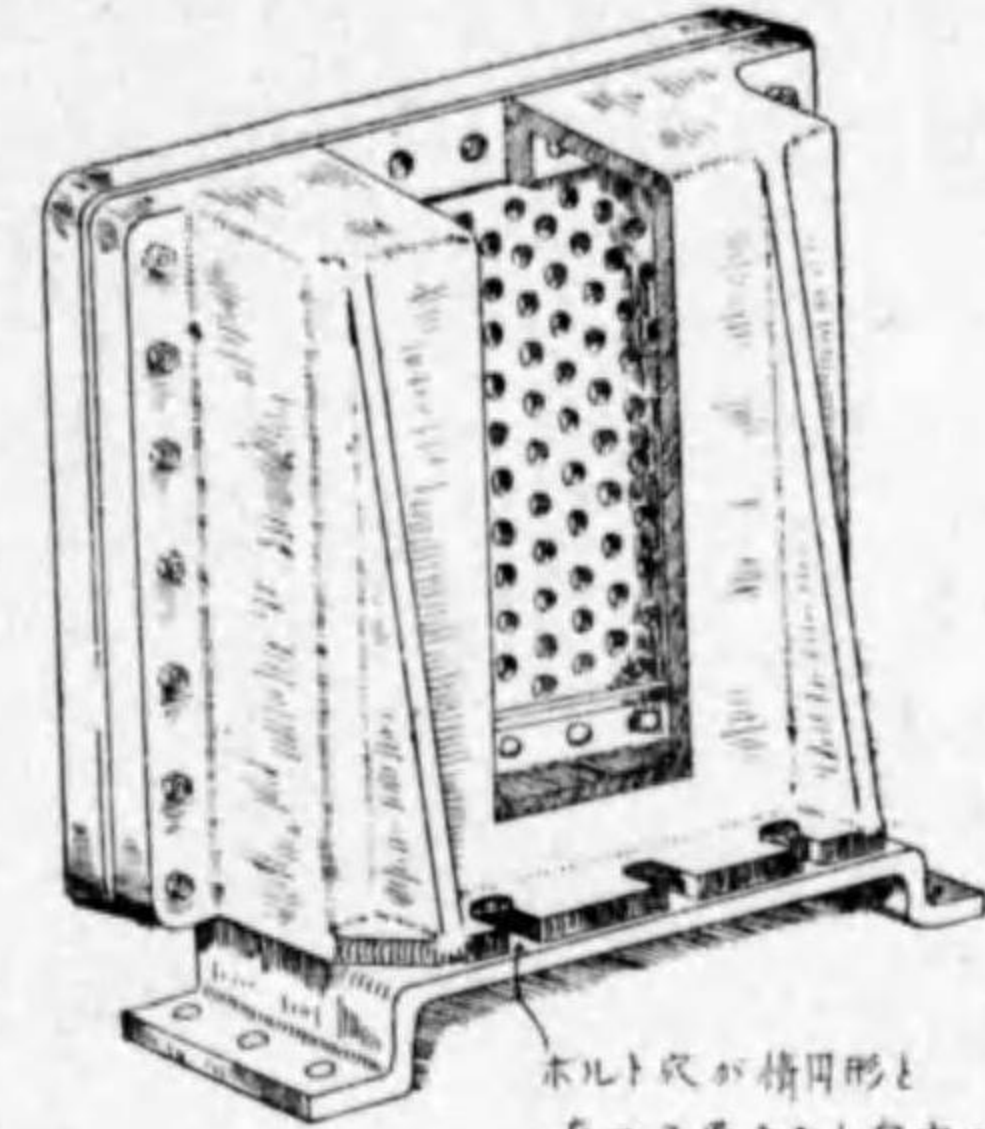
第76圖 本省細管式温メ槽



左側の排氣溜は上下二室に分れ上室には排氣取入管を、下部の室には排水管を取付ける。排氣は左側排氣溜上室より上段の細管に分流し右側排氣溜に至り、それより下段の細管に分流し、その間周囲の水に熱を附與して下部排水管より外部に放出される。

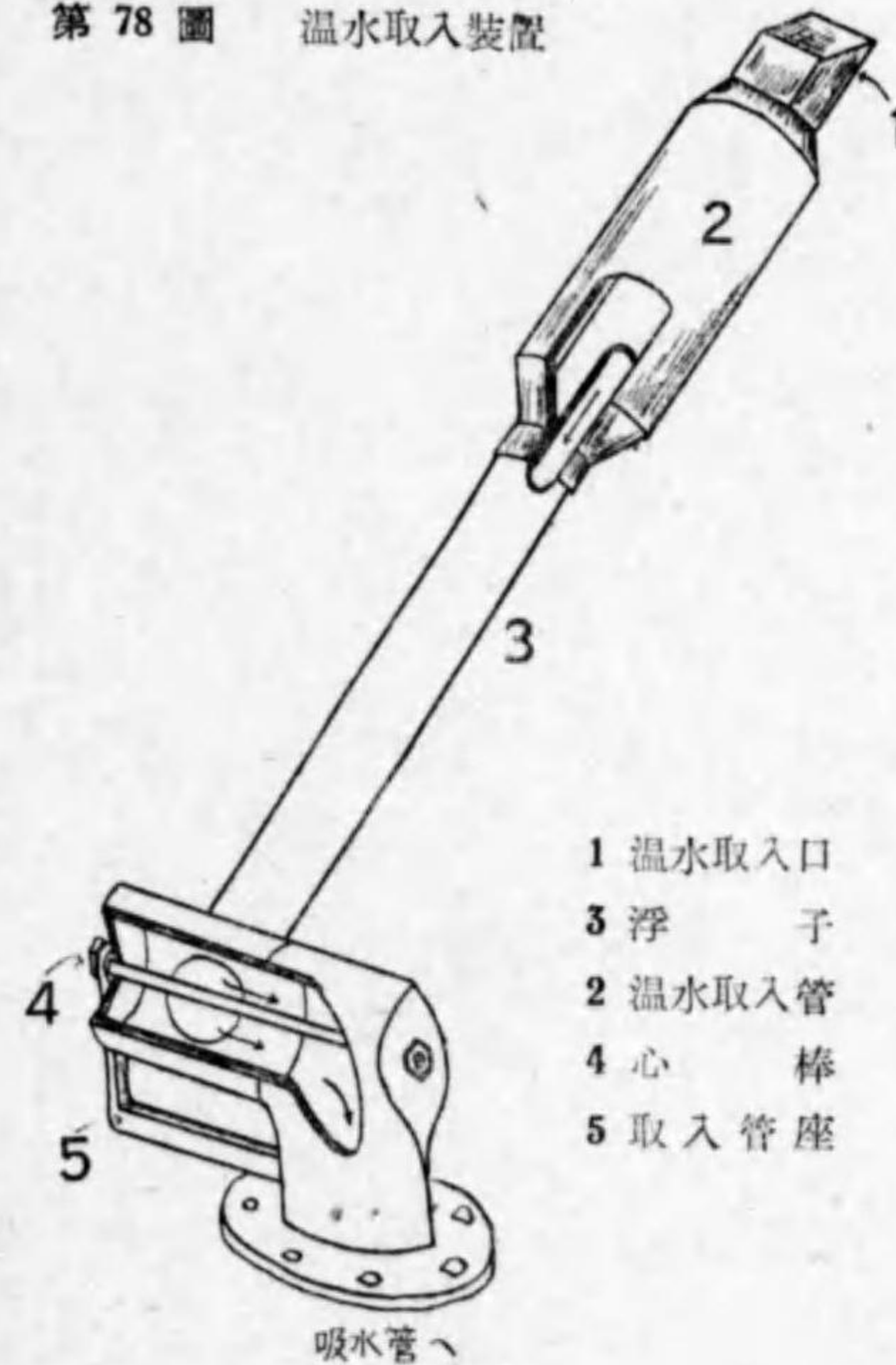
細管は熱の影響に依り膨脹、收縮するため、左側管板は固定するも右側は第77圖の如くこれを固定せず、蒸氣溜

第77圖 管寄の取付



ホルト状が楕圓形となつて居るから自由に伸縮す

第78圖 温水取入装置



- 1 温水取入口
- 3 浮子
- 2 温水取管
- 4 心棒
- 5 取入管座

受上を左右方向にのみ摺動出来る様にボルト孔を細長き楕圓形として居る。

温メ槽内の水が熱せられると重量が軽くなるため上方高温となるから、これを給水ポンプに汲出す際可及的上層の温水を汲出さなければならぬ。故に本装置には浮子式温水取入装置を設ける。

第78圖に示す如く本装置の取入管の先端には氣密の空氣溜を取付け、管の根元は取入管座に密着した儘心棒を中心とし水面

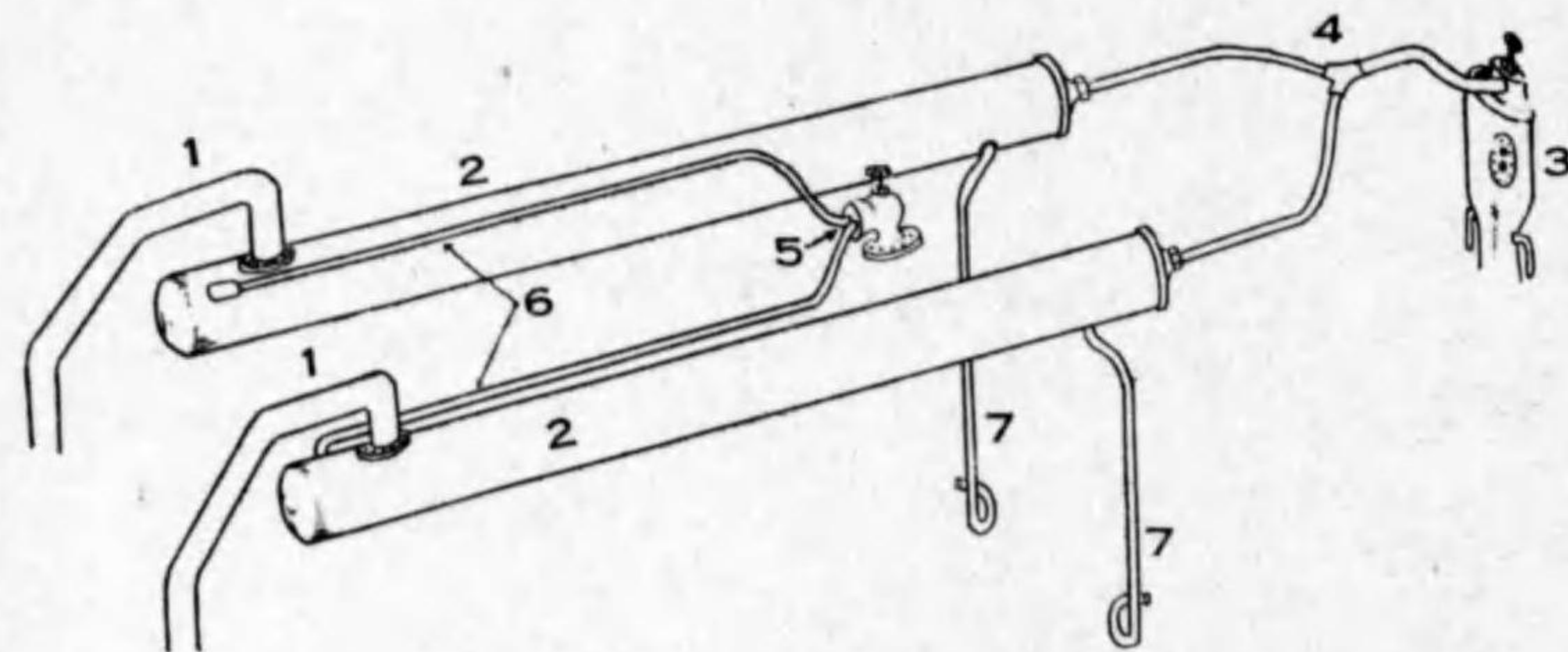
の高低に依つて相當角度だけ自由に回轉し何時も上層の温水を汲出し得る構造となつて居る。

本装置は温メ槽の容量が相當大であるため給氣運轉中に熱した温水を惰力運轉中に送水することが出来るので、燃燒率を低下せしむる効果がある。併し温水が100°C近くになるとポンプの効率が悪く、又通氣管を設けて100°C以下に制限するため熱水を罐内に送水することが出来ず且つ構造も複雑となる等のため9600形式の一部及びC50形式に取付けられたのみである。

(3) 重見式給水温メ装置

重見式給水温メ装置は、注水器より罐内に送水する途中温メ器の中を迂回せしめその間排氣熱に依り給水を熱するもので、構造が至極簡單で設備費が低廉であるため小形機關車に取付けられたが、注水器より線出される水が既に相當高温となつて居るため、排氣熱を回収する割合が比較的少い缺點がある。

第79圖 重見式給水温メ装置



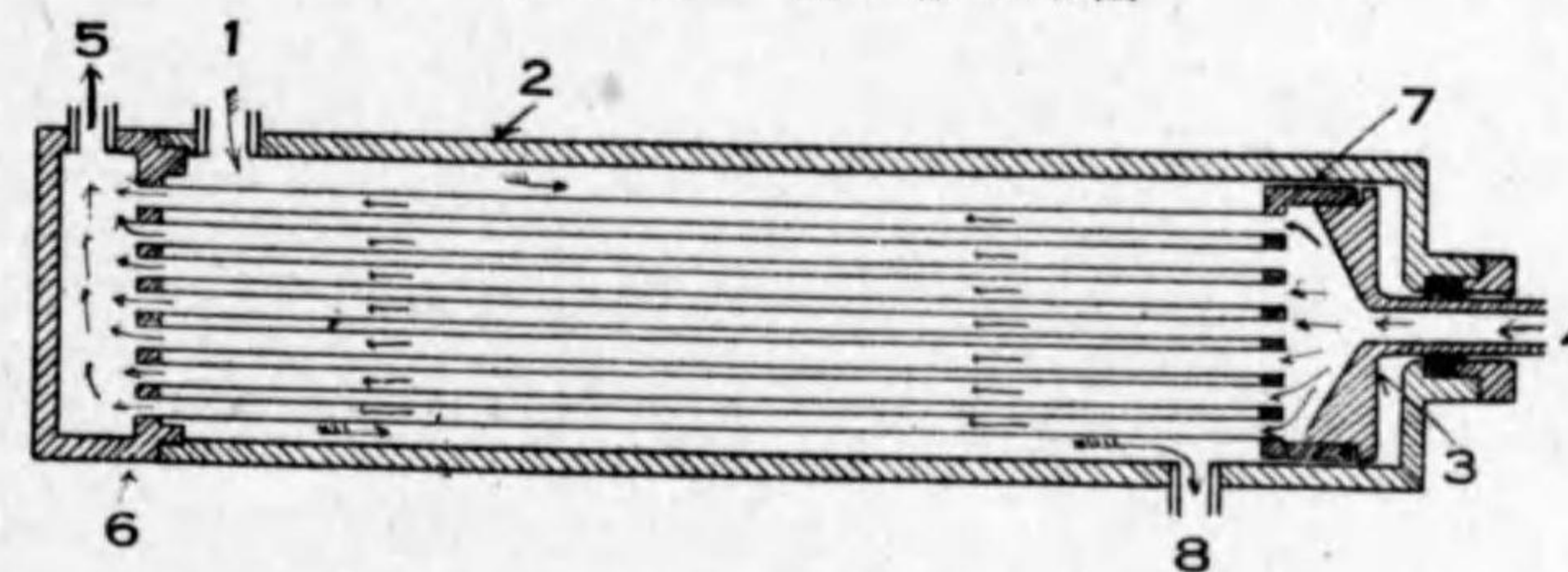
- 1 排氣取入管 3 注水器 5 罐逆止弁 7 排水管
- 2 温メ器 4 第一線出管 6 第二線出管

その構造は第79圖の如く右側注水器線出ノズル上方の帽ナットに止弁を設けて第一線出管を取付け、該線出管は途中左右に分れて温メ器に夫々取付けられ

る。

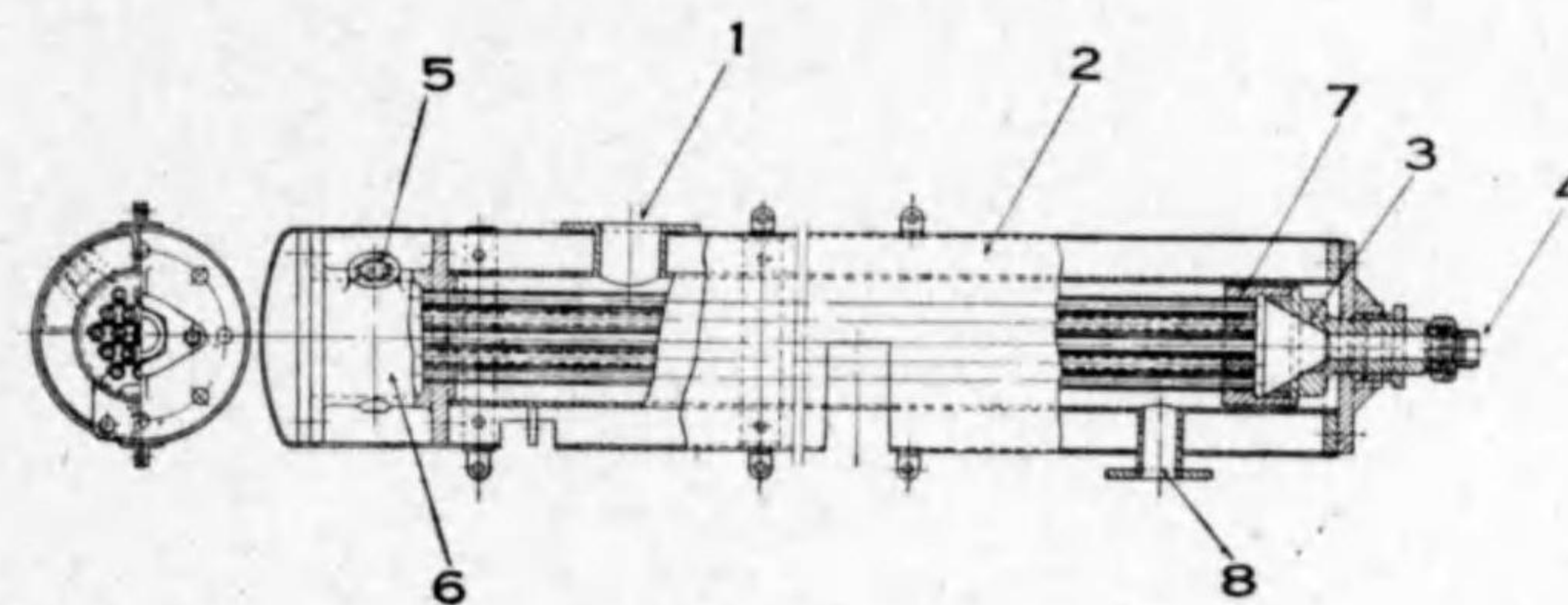
温メ器は細長き圓筒形で罐胴左右上部に設けられ、内部には直径19耗の銅管が19本取付けられる。

第80圖 温メ器の略圖



- 1 排氣取入管 3 水入口體 5 第二線出管 7 後管寄
- 2 温メ器體 4 第一線出管 6 前管寄 8 排水管

第81圖 温メ器



銅管の膨脹收縮を許すため前管板は温メ器體に取付けられるが、後の管板は水入口體と共に前後に移動する構造とし、水入口と温メ器後蓋との間にはパッキンを用ひて氣密を保つて居る。

左右シリンダよりの排氣は温メ器の前方より入つて細管の周圍を通り、温メ器後方下部に設けられた排水管より外部に放出される。

今、右側注水器で送水すれば注水器より出た混合流は第一線出管に出で罐胴上で左右に分れて温メ器の細管に分流し、排氣に依り細管の外部より熱を附與

され第二線出管に出で少し後退した處で左右合流して罐逆止弁を押し開いて罐内に送水される。

本装置の合理的の取扱方は注水器より溢水せざる範圍で水コックの開度を大とし蒸氣弁を絞つて線出温度を出來得る限り低下せなければならぬ。

【参考】

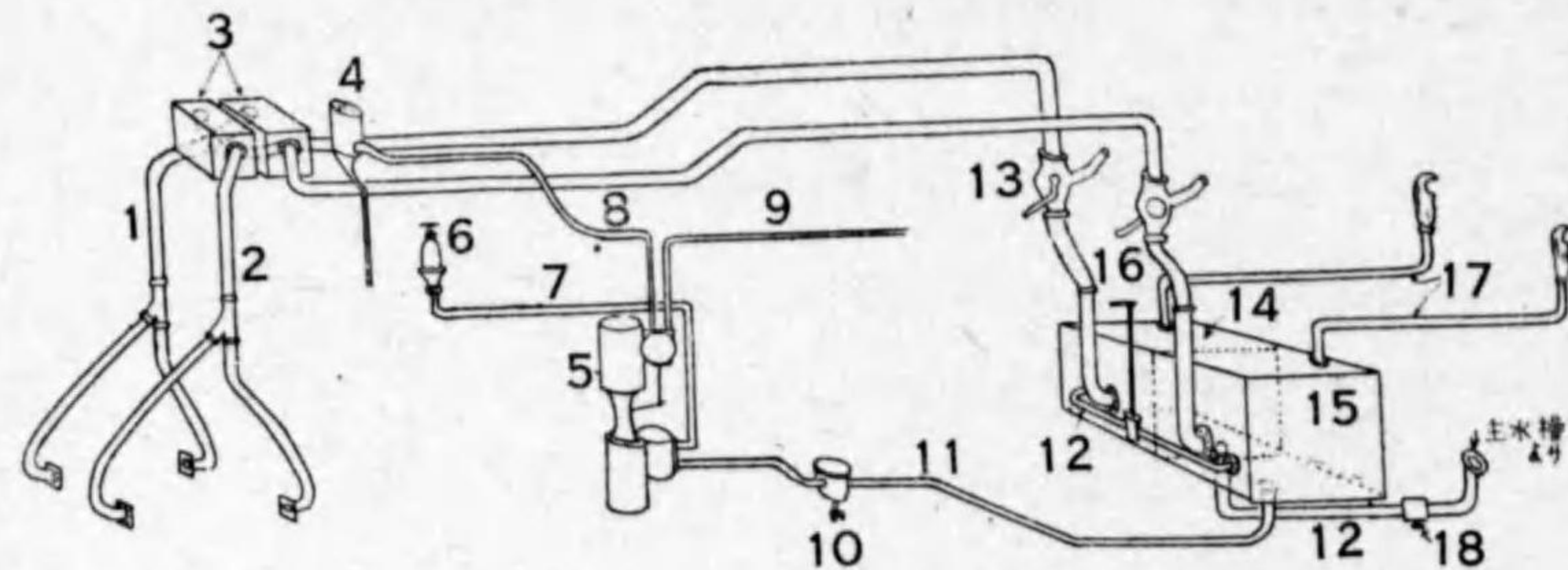
温メ器内へ入る排氣温度は普通 105°C 位、注水器の送水温度は低くて 60°C 位である。

温メ器が不良の場合は注水器上の止弁を閉塞して注水器線出弁を開いて注水器單獨として使用すればよい。尙、壓縮機の排氣も導いては居るが停車中及び絶氣中は温メ器の温度低きため左側の注水器を使用する方が良く、若し右側を使用すれば温メ器内で却つて冷却される處がある。

(4) 住山式給水温メ装置

住山式給水温メ装置は開放式であるが、他の温メ装置と異なる點は排氣を直接水槽内に吹込ませて水と混和せしむること、これを開放混和式と稱すること

第 82 圖 住山式給水温メ装置



- | | | | |
|-----------|--------|----------|-------------|
| 1 右側排氣取入管 | 6 罐逆止弁 | 11 吸水管 | 16 高温槽締切コック |
| 2 左側排氣取入管 | 7 線出管 | 12 通水管 | 17 通氣管 |
| 3 分油器 | 8 排氣管 | 13 三方コック | 18 通水止弁 |
| 4 消音器 | 9 蒸氣管 | 14 低温槽 | |
| 5 給水ポンプ | 10 濾過器 | 15 高温槽 | |

もある。即ち排氣熱を全部回収することが出來、その上水の回収も出來、惰力運轉中及び停車中にもポンプを使用することが出來るため燃焼率を低下せしむる利益はあるが、排氣中に混じて居る油を完全に取去ることが困難で勢ひ罐内に油氣を送り込むこととなり、その結果氣水共發を惹起し或は罐板及び煙管等に油氣が附着して熱の傳導を妨げる等の缺點があるため新製機關車には取付けられず、在來のものも本省密閉式に追々と取替へられつゝある。

その構造は炭水車水槽の前方を二室に區劃し、一室を低温水槽、他を高温水槽となし、低温水槽は主水槽と通水管にて通じ右側のシリンダ排氣を吹込ませ高温水槽は低温水槽で熱せられたものを左側シリンダ排氣に依り更に熱するのである。故に給水ポンプを運轉すれば次の徑路で水槽の水は罐に送り込まれるのである。

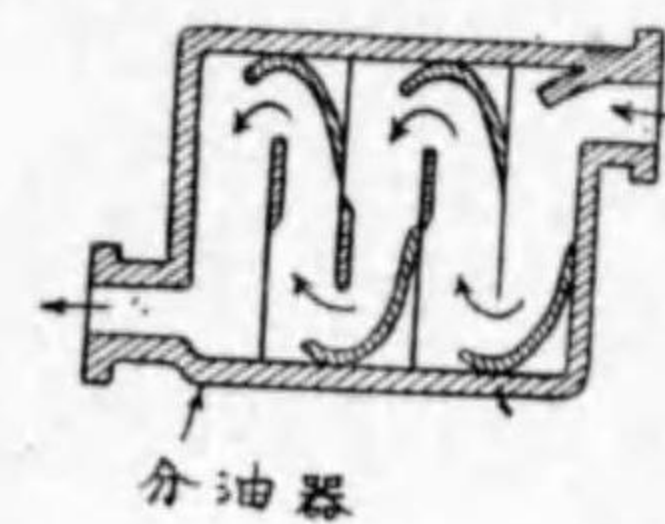
主水槽→通水管→低温水槽→通水管→高温水槽→吸水管→濾過器→給水ポンプ→線出管→罐逆止弁→罐

尙、本装置には次の装置が設けられて居る。

イ、分油器

排氣取入管の途中に設けられた長方形の箱で内部には誘導板數箇を設けて排氣の通路を屈曲せしめ、排氣が屈曲通過する際質量の大なる油を遠心力に依り周壁に附着せしめ、附着した油を排水管より外部に放出するのである。

第 83 圖 分油器



ロ、通氣管

通氣管は低温水槽にも高温水槽にも設けられ給水ポンプに温水を吸込む開放式であるから 100°C 以上の温度の上昇を防止するため設けられたもので、他の通氣管に比し直径の大なるものが使用されて居る。即ち排氣を直接水槽に

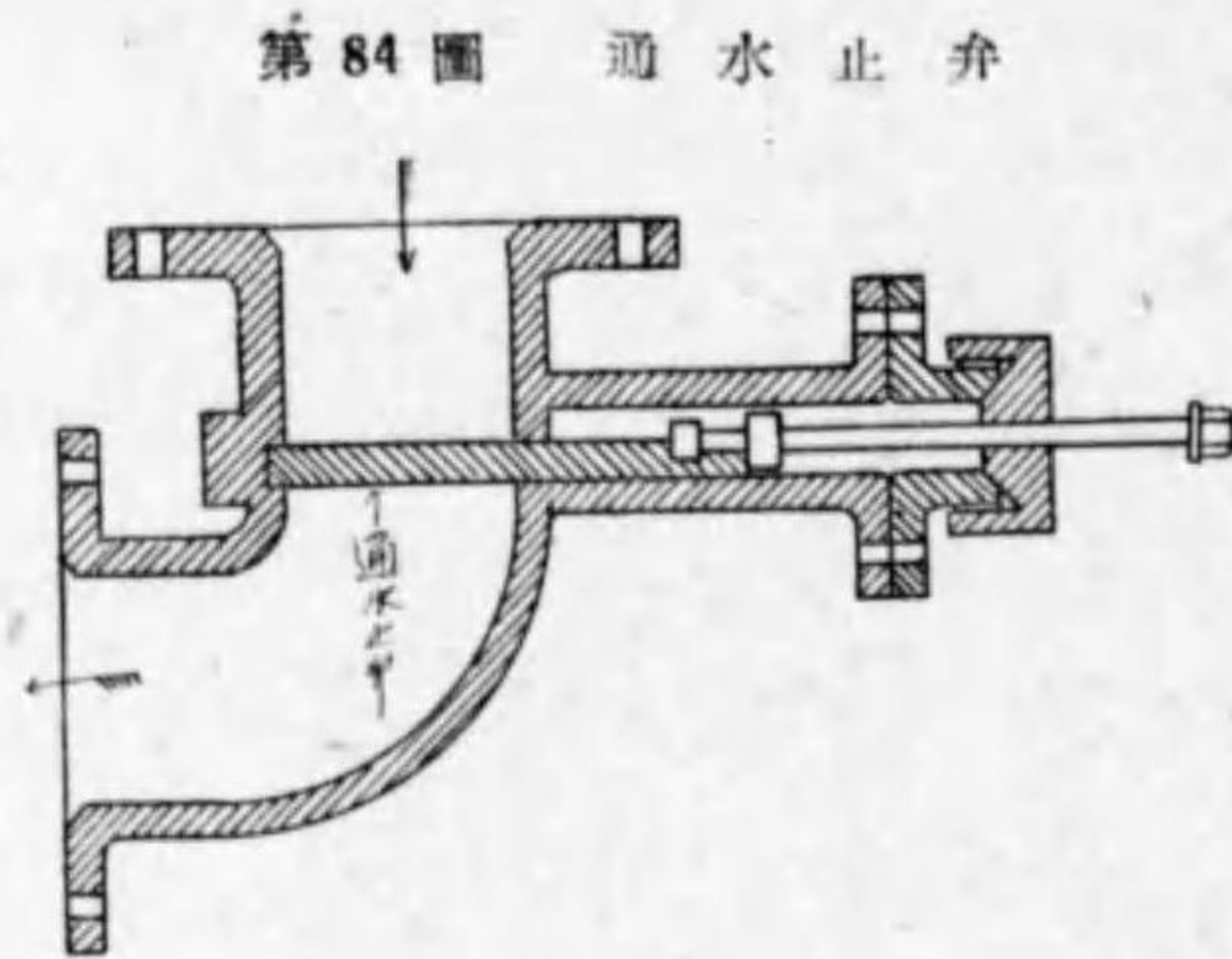
吹込むため、排気圧の高い發車の際及び空轉を生じたときに、温水槽の水が外部に溢れ出んとするのを充分收容する目的のものである。

ハ、排氣切換三方コック

排氣切換三方コックは排氣取入管の途中即ち運轉室の後方に設けられ低温及び高温水槽の水が漸次温められて沸騰を始めた時、該コックを切替へ大氣中に排氣を放出するために設けられたものである。

二、通水止弁

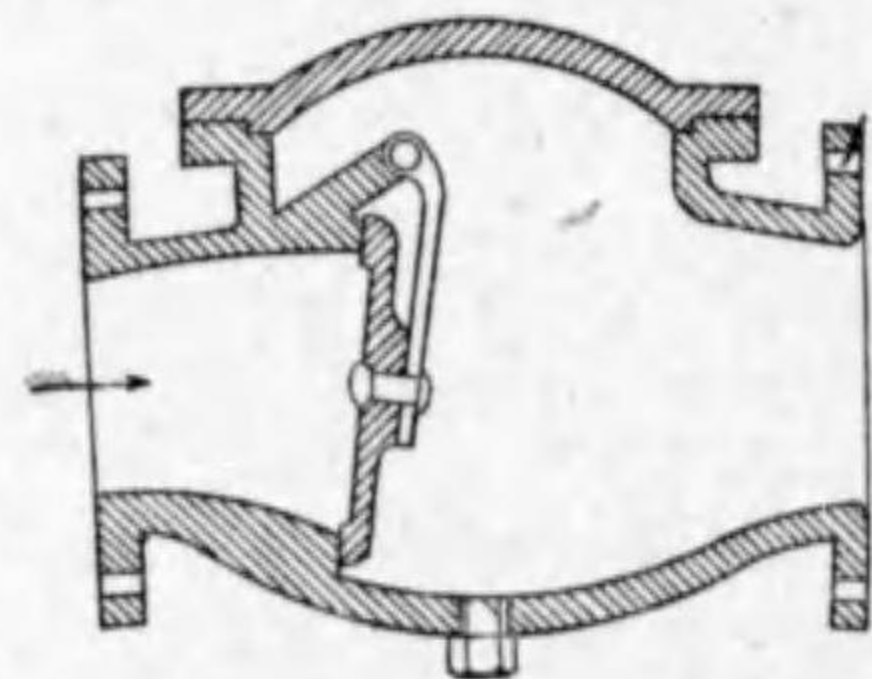
主水槽と低温水槽とを通ぜしめる通水管の途中に設けられた止弁で、温水槽内の修繕をする場合にこの止弁を閉塞するので、一般の止弁と異り引出し又は押込むことにより開閉するのである。



第 84 圖 通水止弁

ホ、逆止弁

低温槽から主水槽へ温水の逆流を防止するために設けられたもので、低温槽の水が減すれば主水槽の圧力は高いから弁は開いて低温槽に水は進入するが、低温槽に水が充分充滿すれば弁は閉塞して主水槽と低温槽とを遮断する。



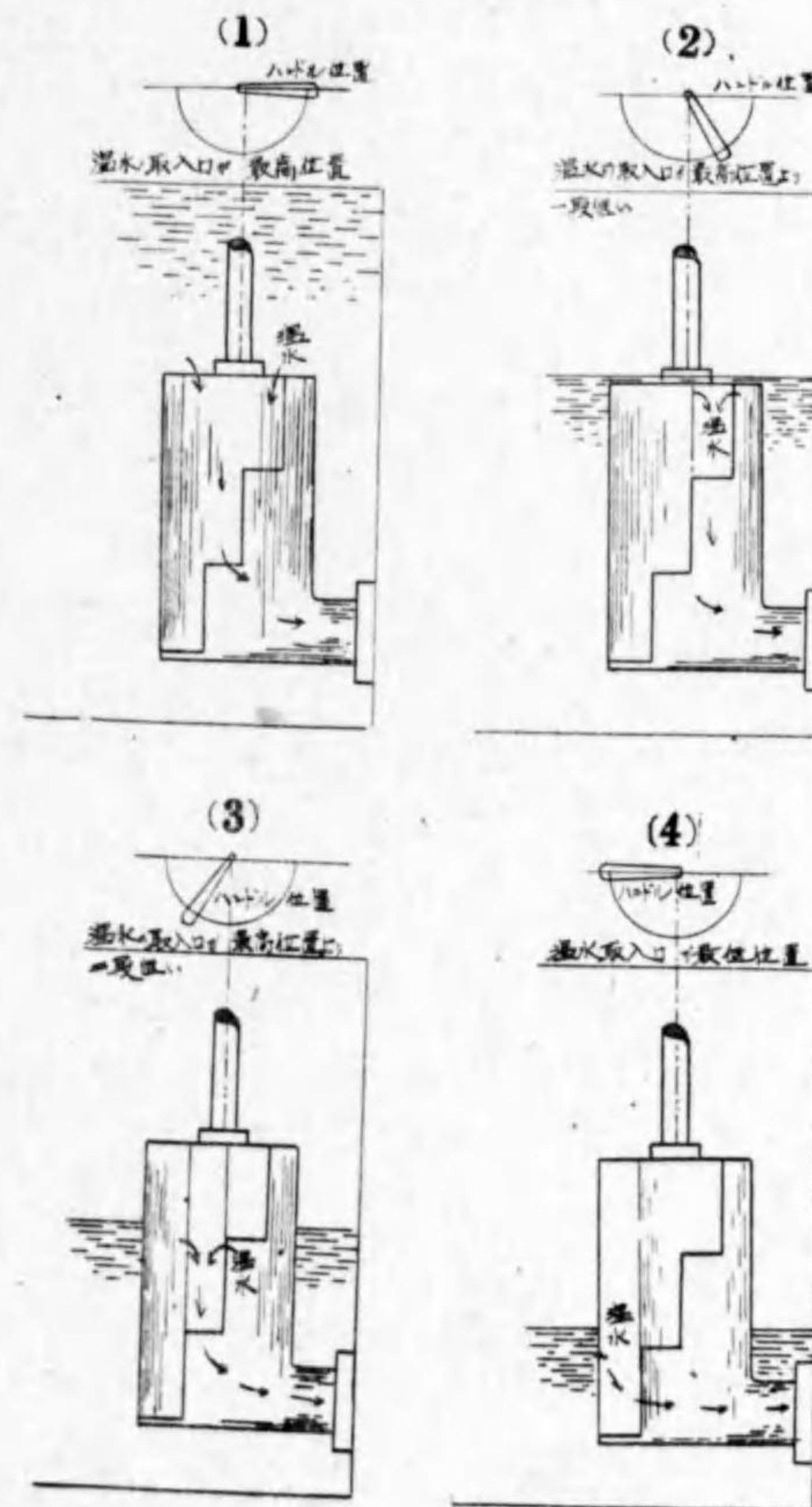
第 85 圖 逆止弁

ヘ、通水加減コック

低温槽の上部より温水を高温槽に導けば比較的溫度の高いものが得られるた

め、低温槽の通水管取付口に設けられる一種の階段コックで、主水槽の水位が減少して低温槽に水が充滿せなくなつた時には、その水位に應じた位置にハンドルを廻して温水取入口を變更するもので、平素は最上段より取入れこの變化は四段に出来るやうになつて居る。

第 86 圖 通水加減コック



ト、高温槽の締切りコック

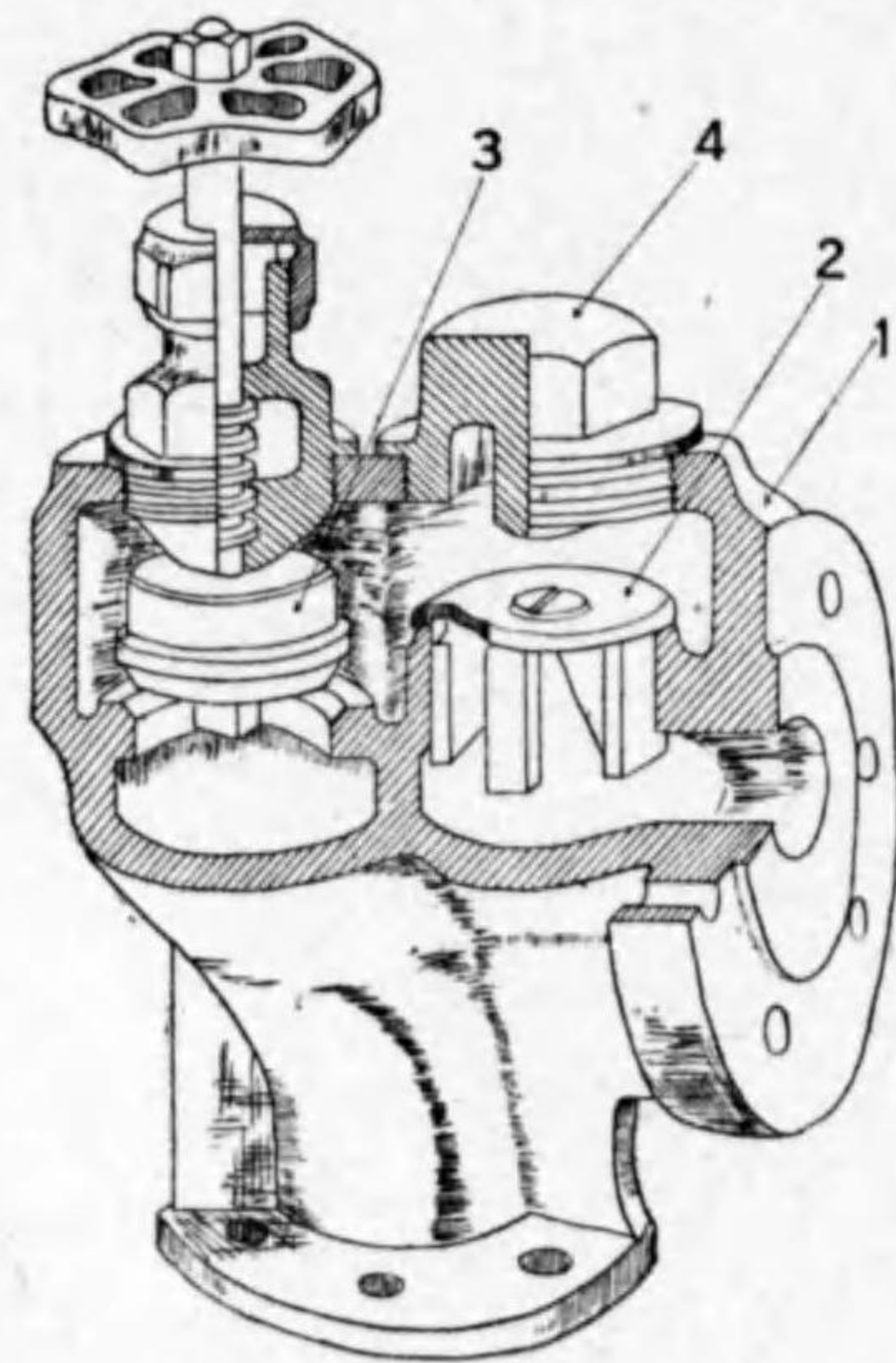
低温槽と高温槽間の通水管の途中に設けられたもので、惰力運転中高温槽の温度の高い水のみを罐内に送り込む際、コックを締切り所要の給水をなした後開放して置くものである。

現在は通水加減コックは設けず取扱の簡便な本コックが設けられてゐる。

(5) 罐逆止弁

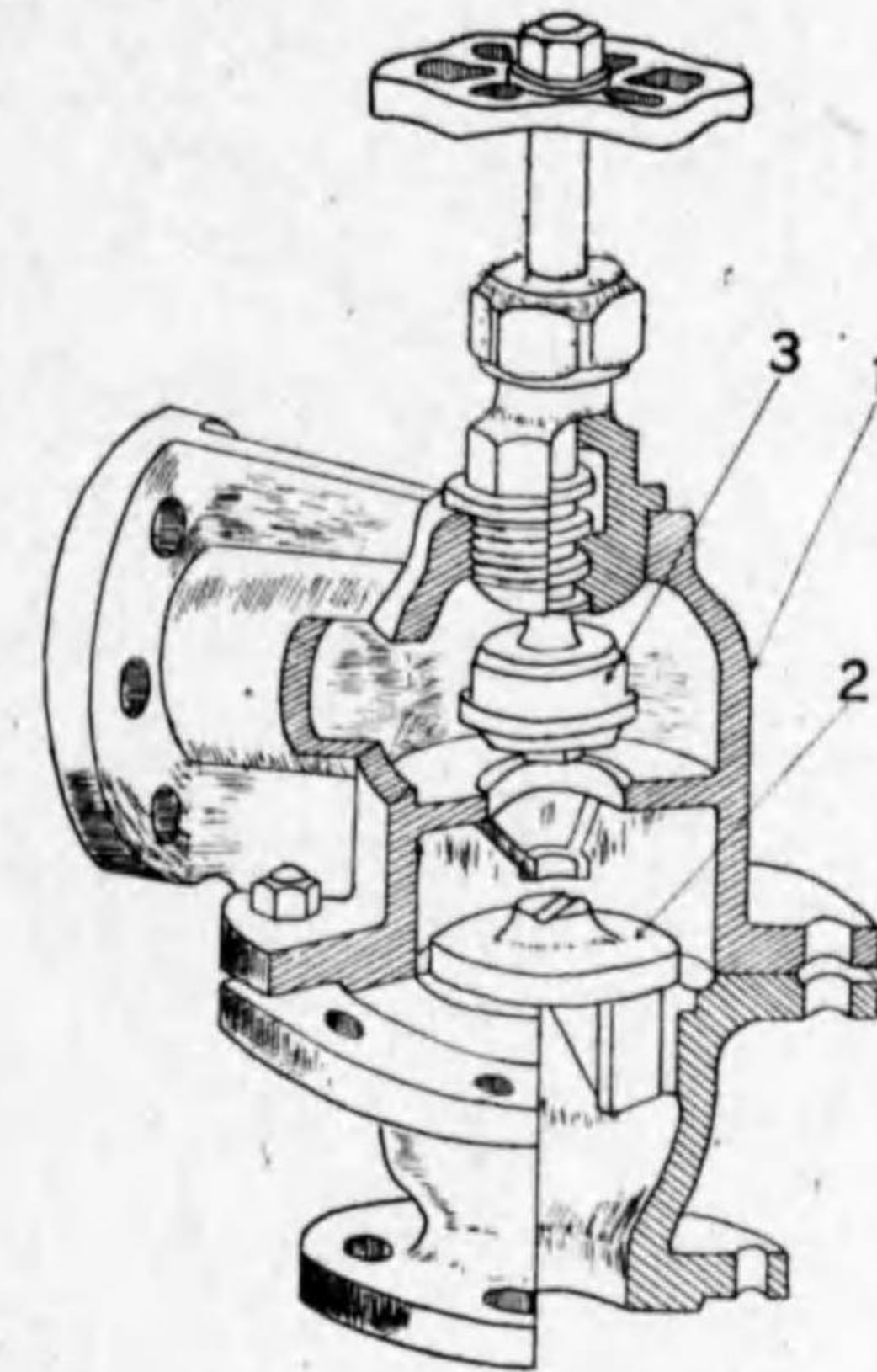
罐逆止弁は給水ポンプより罐内に送り込まれる水の逆流を防ぐため罐の入口に設けられたもので、第87圖は罐胴の頂上に取付けられるもの、第88圖は罐胴の横に取付けるものである。罐胴の横に取付けるものは罐水の循環の點で幾分劣るが弁が罐水中で作用するから漏洩或は龜裂等の故障が少い。

第87圖 罐逆止弁



- 1 逆止弁體
- 2 逆止弁
- 3 止弁
- 4 蓋

第88圖 罐逆止弁



- 1 逆止弁體
- 2 逆止弁
- 3 止弁

罐胴の頂上に設けるものは逆止弁の漏洩及び落付不良の際止弁を閉塞して弁上部の蓋を取外し検査修繕するに便であるため、新製機関車の一部に取付けられて居る。

若し逆止弁が落着不良のため罐水又は蒸氣が逆流すれば給水ポンプの水弁室を熱するからポンプを運転せしめても空運転して水シリンダ内に水を吸込むことが出来ぬから、かゝる場合は逆止弁を一時閉塞して線出管の排水コックより熱水を放出し水弁室の冷却を待つて給水ポンプを運転せしめなければならぬ。

(6) 温メ器使用に依る利益

給水温メ器を使用するときは注水器使用の場合に比し次の利益を擧げることが出来る。

イ、燃料の節約

□、燃焼率を低くすることが出来るから罐効率が良くなり、乗務員の作業に
 餘裕を與へる

ハ、罐の蒸發量が増加するため同一速度に於ては牽引力を増大することが出
 來、又同一牽引力を發生する場合は速度を高めて運轉することが出来る

ニ、罐に温水を給水するため罐板に伸縮を生ずる度合が少なく、罐板の變形
 控の折損、煙管の漏洩等を防止する

注水器に依り炭水車の水を罐内に送水するには、罐の蒸氣と水とを注水器内
 で合體せしめて罐内に送り込むのであるから熱量の損失は殆どないが、給水ポ
 ンプを運轉せしめて罐内に送水する場合、ポンプで使用した蒸氣は回収するこ
 とは出来ない。

故に、溫メ器を使用して利益を得んとすれば排氣に依り温められた温水の熱
 量からポンプを運轉せしむるに要する熱量を差引いて尙餘りがなければ利益と
 はならない。

今、溫メ器を使用したときと使用せざる場合とを比べてその利益の割合を求
 めると

H = 罐の使用圧力に相當する蒸氣1疋の全熱量 (カロリー)

H_0 = 給水1疋を罐へ送り込むため給水ポンプを運轉せしむるに要す
 る熱量 (約16.5カロリー)

t_0 = 炭水車の水温 ($^{\circ}\text{C}$)

t_1 = t_0 の水が溫メ器内で温められた温度 ($^{\circ}\text{C}$)

今、溫メ器に依り給水温度を t_1 迄上昇せしめたとすれば、排氣より附與さ
 れた熱量は $(t_1 - t_0)$ カロリーである。即ち注水器に依り t_0 の水を H の蒸氣に
 化する場合と比べると $(t_1 - t_0)$ カロリーだけは少なく済む。而してポンプを
 運轉せしむるに H_0 カロリーを必要とするから、結局 $(t_1 - t_0) - H_0$ が利益であ

る。従つて注水器を使用して t_0 から H の蒸氣に化する熱量と比較すればこれ
 が利益となるからこれを η とすると

$$\eta = \frac{(t_1 - t_0) - H_0}{H - t_0} \times 100 (\%)$$

今その一例を示せば

$$\eta = \frac{(90 - 15) - 16.5}{730 - 15} \times 100 = 8.18 (\%)$$

$t_0 = 15^{\circ} (\text{C})$

$t_1 = 90^{\circ} (\text{C})$

$H_0 = 16.5$ (カロリー)

$H = 730$ (カロリー)

(0°C の水1疋を圧力13疋/糎²の蒸氣と化し
 更に 300°C の過熱蒸氣と化するまでの熱量)

即ち、節約率は注水器使用のもの較べて8%餘の利益となる。

故に、溫メ器に依る利益を大ならしめんとすれば給水温度を高めることゝ、
 ポンプの効率を良効ならしめることである。

以上は注水器と同一燃焼率の場合に就ての利益を述べたのであるが、實際は
 同一形式機關車で同じ重量の車輛を牽引するとき注水器のみに依る場合と溫メ
 器に依る場合とは、溫メ器に依る方が蒸氣の騰發が容易なため燃焼率を低下せ
 しめることが出来る。

今この兩機關車を比較すると、一時間當の蒸氣發生量 (Q_m) は

$$\text{注水器に依る場合} \quad Q_m = \frac{B G W E}{H - t_0}$$

$$\text{溫メ器に依る場合} \quad Q_m = \frac{B' G W E'}{H - t_1 + H_0}$$

B = 注水器使用の場合の燃焼率 (疋/米²/時)

B' = 温メ器使用の場合の燃焼率 (疋/米²/時)

G = 火格子面積 (米²)

W = 石炭一疋の發熱量 (カロリー)

E = B 燃焼率の場合の罐効率

E' = B' 燃焼率の場合の罐効率

今兩機関車が同一牽引力を發揮するには單位時間内のシリンダ内で蒸氣を使用する量は等しいから

$$\frac{B G W E}{H-t} = \frac{B' G W E'}{H-t_1+H_0}$$

$$\therefore BE(1-\eta) = B'E'$$

故に上式に對し罐効率の公式を代入して ($\frac{B'}{B}$) の値を求めると、これが注水器使用の場合に於ける石炭消費量 1 に對する温メ器使用の場合に於ける石炭の消費割合である。故に $(1 - \frac{B'}{B})$ は給水温度を高めた利益 (η) と燃焼率低下に依る利益とである。

従つて燃焼率低下に依る利益だけを求めるには $(1 - \frac{B'}{B}) - \eta$ である。

【註】

$$\frac{B G W E}{H-t} = \frac{B' G W E'}{H-t+H_0} \text{ が } BE(1-\eta) = B'E' \text{ なることを證せば}$$

$$\frac{B G W E}{H-t_0} = \frac{B' G W E'}{H-t_1+H_0+t_0-t_0} \dots\dots\dots H-t_1+H_0 \text{ に } t_0 \text{ を加へて } t_0 \text{ を引いても値は變らぬ}$$

$$\therefore B G W E \left(\frac{H-t_0-(t_1-t_0-H_0)}{H-t_0} \right) = B' G W E'$$

$$\therefore B G W E \left(\frac{H-t_0}{H-t_0} - \frac{t_1-t_0-H_0}{H-t_0} \right) = B' G W E'$$

$$\therefore B G W E (1-\eta) = B' G W E'$$

G 及 W の値は兩機関車共等しき故

$$B E (1-\eta) = B' E'$$

(7) 温メ器に取入れる排氣量

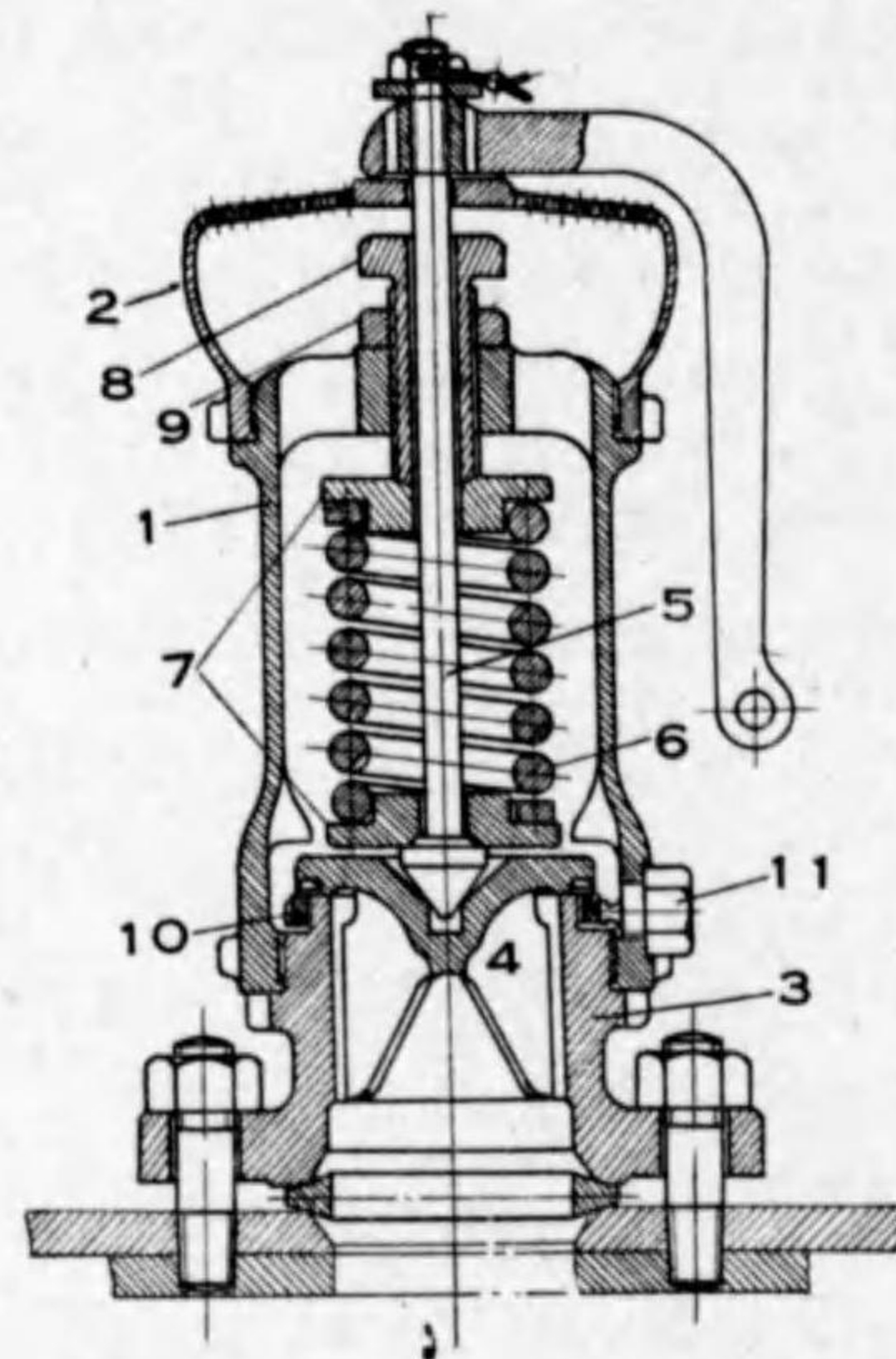
温メ器に取入れる排氣量は通風を發生せしむるに支障なき程度で成る可く多く取り入れる方が温メ器の効率を擧げることが出来る。現在の機関車では大體 15%位温メ器に導き他の 85%位を吐出ノズルより放出せしめ通風を發生せしめて居る。

今、吐出管内を通る排氣圧力を 0.3疋/平方糎とすればその蒸氣 1 疋の全熱量は 626 カロリーである。温メ器内で炭水車よりの水を 100°C に温めんとすれば水温を假に 15°C とすると $100^\circ - 15^\circ = 85^\circ$ である、水 1 疋を取れば即ち 85 カロリーの熱を附與せねばならぬこととなる。排氣 1 疋を温メ器に導ても 626 カロリーの熱量が水に熱を傳へて 100 カロリーまで降下したら、最早温水に熱を傳へることは出来ぬから實際役立つ熱量は $(626 \text{ カロリー} - 100 \text{ カロリー}) = 526 \text{ カロリー}$ である。今、シリンダで蒸氣 1 疋を使用すれば罐水も 1 疋減少するのであるから、罐水を増減なしに保持せんとすれば炭水車の水 1 疋を送水せねばならぬ。水 1 疋を送水する場合 85 カロリーの熱量を必要とするから、逆に水 1 疋に就て排氣何疋を必要とするかを見れば、排氣 1 疋に就て有効熱量は 526 カロリーであるから $\frac{85}{526} = 0.161$ (疋) を必要とする。即ち排氣の約 16% を温メ器に取入れなければならぬ。

第四節 罐 安 全 弁

罐の蒸氣圧力は高压にすれば燃料の經濟になるが最初の設計に基き一定の限度がある。この安全なる限度即ち罐使用圧力以上となれば、安全弁より蒸氣を大氣中に放出するもので、今その構造を述べれば第 89 圖に示す如く、座、弁、體、蓋より成り、内部に V 形の弁、弁押棒、バネ座、バネ、バネ加減ネヂ、加減輪を包蔵して居る。

第 89 圖 罐 安 全 弁



- 1 體
- 2 弁 帽 座
- 3 弁 座
- 4 弁 押 棒
- 5 弁 推 棒
- 6 パ ネ
- 7 座 金
- 8 パネ加減ネヂ
- 9 止 ナ ッ ト
- 10 加 減 輪
- 11 止 ネ ヅ

パネは加減ネヂに依り所定圧力のとき蒸気が弁を押上げんとする力に等しい圧力となる様加減ネヂで締め付け、加減ネヂの弛まぬ様止ナットで締付けられる。

弁はV形で、弁の周囲を更に擴大してその外周に膨脹溝を設け、その下方には加減輪が座に取付けられて居る。加減輪はネヂに依り座の周囲に嵌込まれ周囲には多数の凹を設けてある。止ネヂを外して外部からハツカの如き先の尖つたもので廻して上下せしめ、膨脹溝下面との寸法を適當に調整することが出来る。

止ナットは適當な位置に加減輪を固定するもので、先端を凹部に嵌込んである。加減輪を設ける理由は噴氣作用を敏活ならしむるため、弁を押上げる蒸氣圧力がパネの力に打勝つて、弁を少し押し上げ、蒸氣が多少漏れ出た時その蒸

氣は膨脹溝の中に充満し一時に圧力の作用する面積が大となるため弁を活潑に上昇せしめ蒸氣を一氣に噴出せしめる。又閉止もこれが設けてあるため一氣に行はれる。

加減輪と弁縁との隙の狭い時は弁が少し持ち上げられても直ちに圧力が増加するから噴氣状態が敏活であるが、隙間の大きい時は弁座から噴出した蒸氣は容易に排出されて溝中に圧力が出来難いから、噴氣作用が鈍感となり蒸氣が噴出する前にシューと云ふ音響を發することゝなる。

この理由を説明すると、今Pを弁に作用する力、pを膨脹溝に作用する力、Fを弁が弁座に押せんとする力とすれば、噴出始めには極く僅か $P > F$ となつて少しの蒸氣が弁座より漏れれば忽ちにして $P + p > F$ となり圧力差は大きくなり噴氣は激しくなる。

噴止始めには極く僅か $P + p < F$ となり出したとき弁が下れば下る程pは益々小さくなるので $P + p$ と F との差が益々大となつて急に噴止する。

安全弁の調整圧力は下記の如くであるが普通鋭敏な方を一號として居る。

部 位	圧 力	噴 出、噴 止 圧 力 (使用圧力+)	
		噴 出	噴 止
1 號		0.3 以下	0. 以上
2 號		0.5 以下	0.2 以上

安全弁の噴出量は、罐の最大蒸發量を噴出せしめ得るものでなければ安全を確保することは出来ない。何んとなれば、罐が最大能力を發揮して給氣運轉をして居る最中に非常停車等に依り急に加減弁を閉塞した場合、給水處置が講ぜられないことがあるとすれば罐圧力は次第に増加し遂には危険状態となる。故に弁の面積は罐の容量を代表する火格子面積、使用圧力等を基として定むべき

である。

罐安全弁の面積は次の実験公式から求められる場合が多い。

$$A = \frac{183.1G}{P}$$

但 A = 安全弁の面積 (糎²)

G = 火格子面積 (米²)

P = 罐使用圧力 (圧/糎²)

【参考】

最近新製機関車は罐使用圧力が高圧となつたため、體を長くしバネの巻数を多くして調整後バネのピッチを適當に保つ様改造されて居る。兩者を比較すると次の如し。

	完全巻數	バネ棒直徑 (糎)	バネ直徑 (糎)	バネの高サ (糎)
基本安全弁	5.5	14	64	130±2
高圧安全弁	7.75	16	65	180±2

第五節 内火室最高部表示板

内火室最高部表示板は第90圖に示す如く眞鍮製の長方形板で、外火室後板の水面計に接近した所に取付けられる。表示板は平坦線 $\frac{10}{1000}$ 、 $\frac{17}{1000}$ 、 $\frac{25}{1000}$ 、 $\frac{33}{1000}$ の勾配線上に機関車がある時の内火室最高部の位置を刻印してあるから乗務員はこれと對照して水面計に適當な水位を保持することが出来る。天井板は殆ど前方が高く後方に向つて $\frac{1}{30}$ の勾配が附してあるから、機関車が平坦線上にある時は内火室最高部は天井板の前端であるから、天井板の前端から水平線を引きこの水平線が表示板を横切る點を平坦線の目盛とし、 $\frac{10}{1000}$ の上り勾配線上にあるときは天井板の前端より罐後板間の水平距離 (L) に $\frac{10}{1000}$ を乗じたるもの、

即ちLを2000糎とすれば $2000 \times \frac{10}{1000} = 20$

糎となり、平坦線上20糎の箇所に刻印すれば良い。又機関車が反對に $\frac{10}{1000}$ の下り

勾配線を前進する時も内火室の最高部は天井板の前端であるから $L \times \frac{10}{1000}$ 即ち20

糎となり、平坦線下20糎の箇所に刻印すれば良い。故に $\frac{10}{1000}$ 、 $\frac{17}{1000}$ 、 $\frac{25}{1000}$ 、 $\frac{33}{1000}$

共に平坦線を挟んで上り下り共等間隔となる。若し機関車が天井板の勾配より急

な勾配線上例へば $\frac{35}{1000}$ にあつたとすれば天井板の最高部はも早前端ではなく後端

となるから、その寸法は天井板の後端より外火室後板迄の距離 $l \times \frac{35}{1000}$ で、 l は

大體80糎位であるから $80 \times \frac{35}{1000} = 2.8$ 糎

僅か2.8糎である。

次に舊形の天井板水平の機関車に於ては第92圖の如く機関車が平坦線上にあ

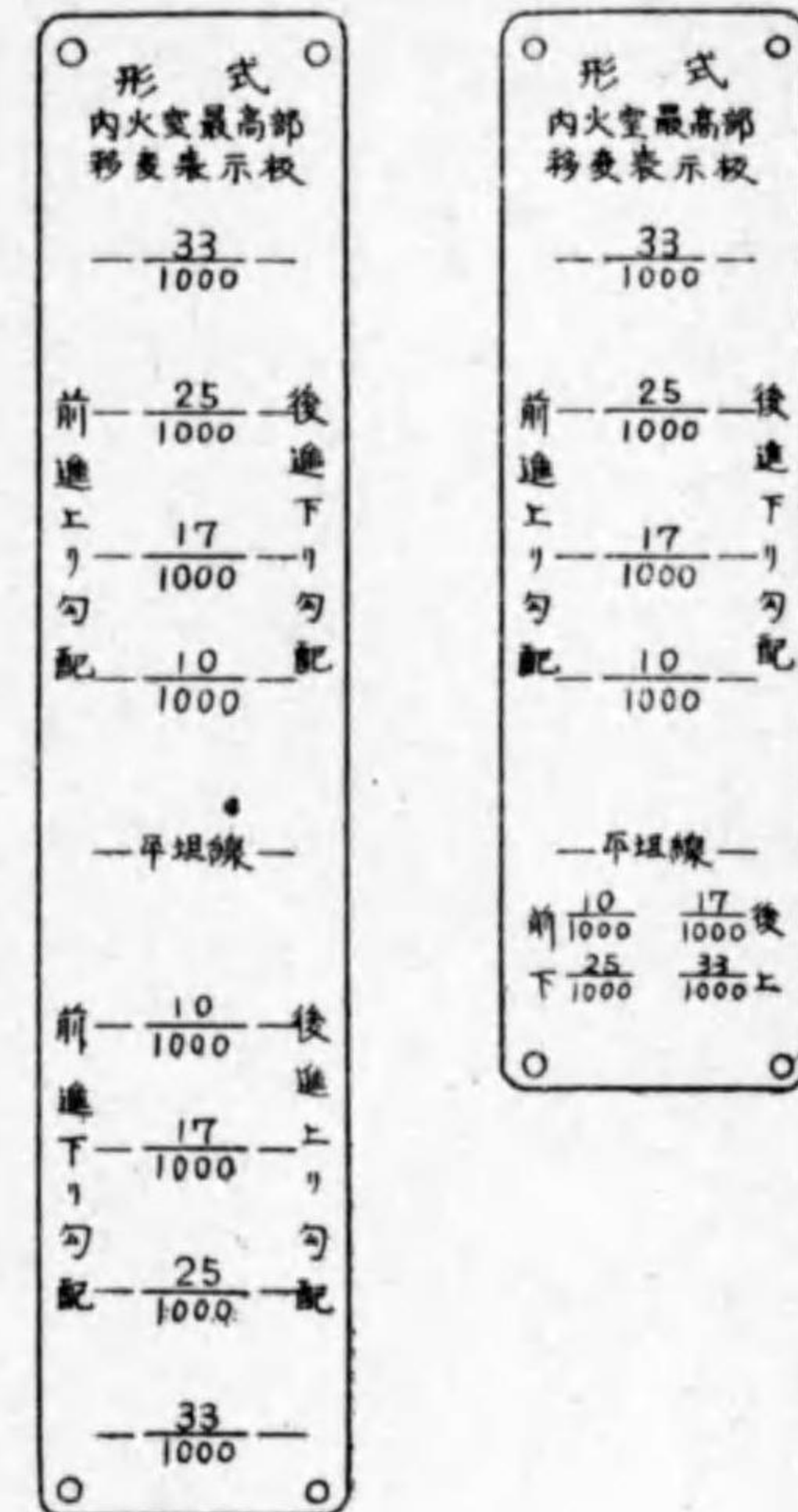
る時は天井板前面が内火室の最高部であり、上り勾配線に移つても天井板の最

高部はやはり前端である。故に天井板の最高部の移動は $L \times$ 勾配であり、下り

勾配線に移れば内火室の最高部は天井板の後端となるから目盛は $l \times$ 勾配となる。今、天井板の長さLを2000糎、 l を80糎とすれば $\frac{10}{1000}$ 上り勾配と下り勾配との表示板の刻印箇所は上り勾配では水平線上20糎、下り勾配では水平線下

0.8糎となり、上り勾配では天井板に勾配を附しあるものと變らぬが、下り勾配では平坦線下僅かの間隔を置いて刻印せねばならぬ。尙下り勾配で $\frac{10}{1000}$ 、

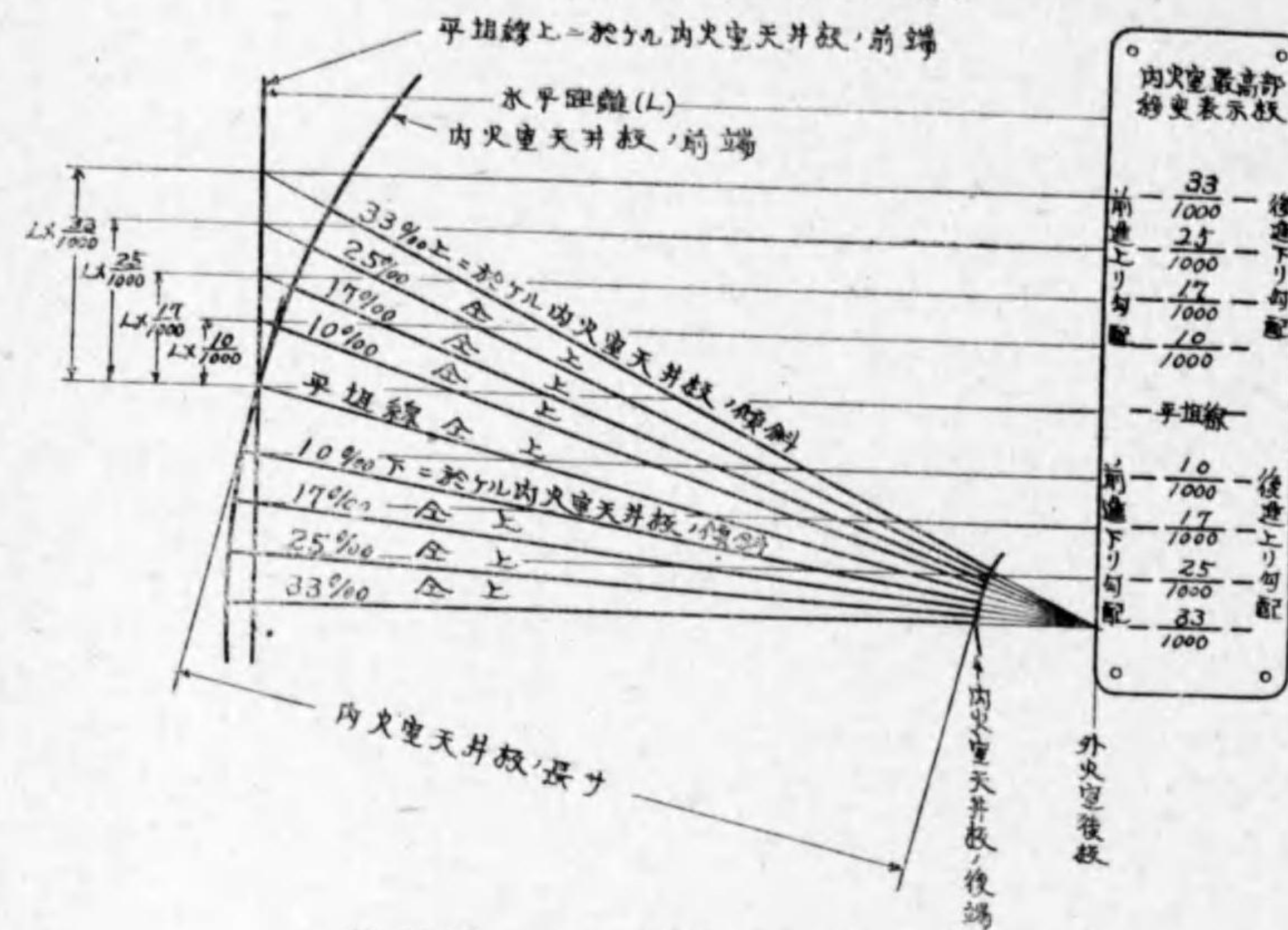
第90圖 内火室最高部表示板



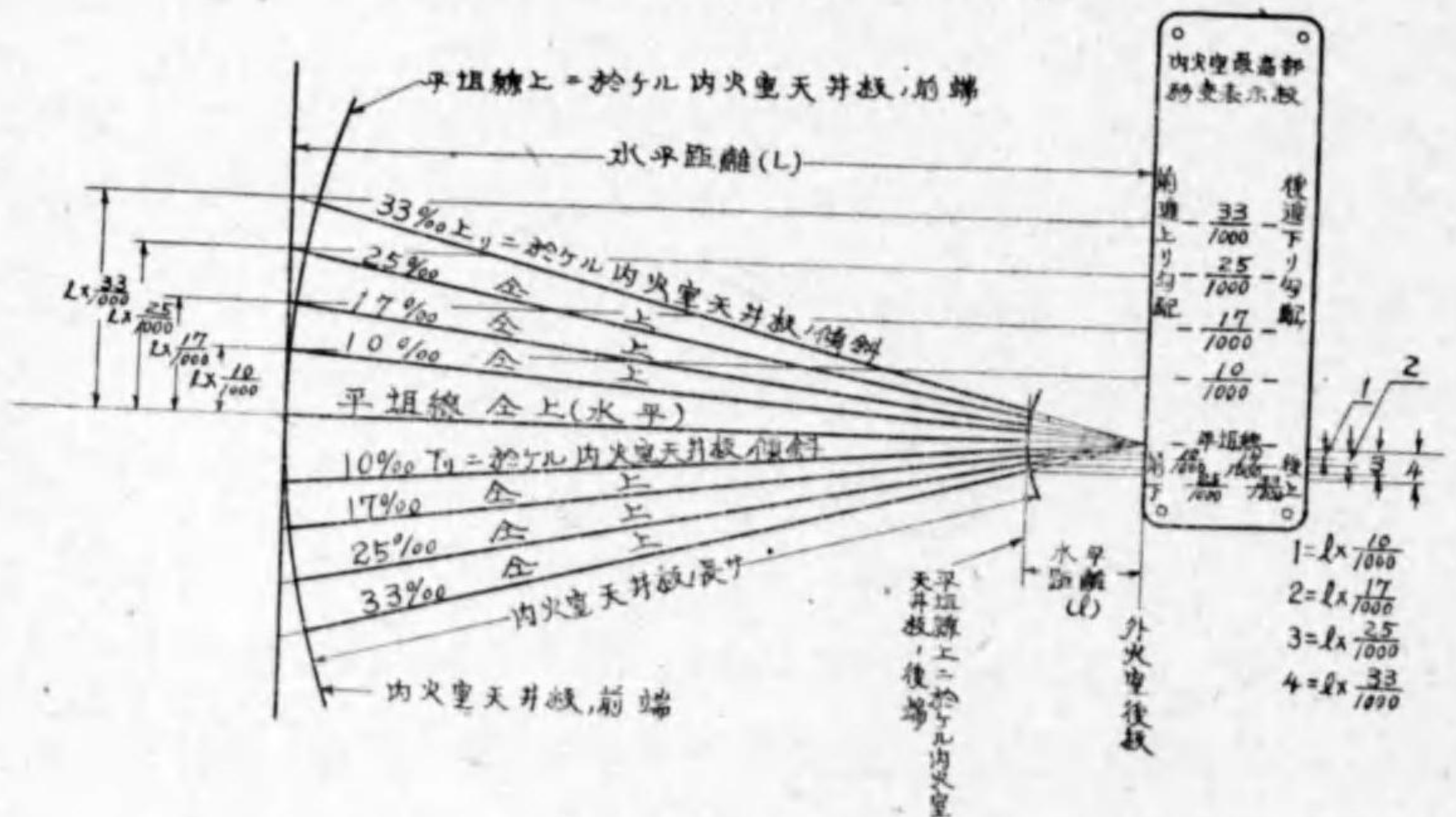
は $\frac{10}{1000}$ 上り勾配と下り勾配との表示板の刻印箇所は上り勾配では水平線上20糎、下り勾配では水平線下0.8糎となり、上り勾配では天井板に勾配を附しあるものと變らぬが、下り勾配では平坦線下僅かの間隔を置いて刻印せねばならぬ。尙下り勾配で $\frac{10}{1000}$ 、

$\frac{17}{1000}$ $\frac{25}{1000}$ $\frac{33}{1000}$ の刻印箇所を求めれば 0.8 耗, 1.36 耗, 2.0 耗, 2.8 耗 とその差が僅少で殆ど一箇所に刻印せねばならぬ。

第 91 圖 内火室天井板に勾配ある場合



第 92 圖 内火室天井板に勾配なき場合



第六節 罐水清淨装置

機關車の水槽から罐の中へ補給せられる給水中には多少の差こそあれ種々の不純物を含有して居るものであるが、罐から外へ取出されるものは罐水ではなくて蒸気のみであるから、給水中に含有せられて居る之等の不純物はいつも罐の中に残留し、機關車使用日数の延長するに従ひその一部はスケール又は泥となつて沈降し、他は水中に溶解又は浮遊して漸次その濃度を高めることとなるのである。

罐水中に存在する鹽類の濃度が餘り高くなり過ぎると所謂フォーミングを起して列車の運轉を困難ならしめ、時には運轉不能に陥らしめる虞があるから、適當の時機に洗罐を施行してスケール及び泥の排除を行ふか罐水の張替を行はねばならぬ。但し洗罐の回数を多くすることは機關車の使用効率を低下し、點火に要する燃料の損失ともなるから、出来るだけその回歸料を延長して洗罐回数を減少せしめることが得策である。

(1) 罐水の連続排出による清淨法の概念

罐水の汚濁を少なくするため時々その一部を排出して之を生水と入替へることは古くから考へられて居たが、これは使用上種々の困難が伴ふため實用化される域にまで達してゐない。その理由は

- イ、排水閉止の際吹出弁にスケールその他の異物を噛んだ場合は弁の閉塞困難のため機關車の使用を中止せねばならぬ場合があること
- ロ、取扱が危険であること
- ハ、熱損失の大なること
- ニ、清淨の効果が排水量に比して少いこと

等であつて、これは大きな弁を使用して一時に比較的多量の罐水を排出せんと

するために起るものであるから、斯様な間歇的排水に代ふるに少量宛連続的に排出せしめる方法を探れば前述の缺點は殆ど完全に防止出来る理である。

今連続排水による罐水汚濁防止を説明すると、

例へば8620形機關車に於て罐水を濃縮する成分が10萬分の4ある様な水を毎日25甌宛12日間合計300甌使用したとすると、1日に罐の中へ送り込まれる不純物の量は $25 \times \frac{4}{100,000} = 0.001$ 甌であるから、12日間に罐内へ送り込まれる不純物の量は $0.001 \times 12 = 0.012$ 甌となる。假に罐水の量を4甌とすれば12日後の罐水濃度は $\frac{0.012}{4} = \frac{300}{100,000}$ 即ち10萬分の300となる故に、13日目より毎日の排水量をXとすれば

$$\frac{300}{100,000} \times x = \frac{4}{100,000} \times 25$$

$$x = 25 \times \frac{4}{300} = \frac{1}{3} \text{ 甌}$$

1/3甌宛排水すれば毎日罐の中へ送り込まれて罐水を汚濁する不純物の量と、排水に混じて罐外に運び出される量とが等しいから罐水の濃度は最早10萬分の300より上昇しない筈である。排水量を多くすれば常に保ち得る罐水の濃度は下り少くすれば高くなる理であるから、これに依つて所要の濃度を自由に調節し得るのである。

(2) 罐水清淨装置の構造の概要

本装置各部の構造の大要は次の通りである。

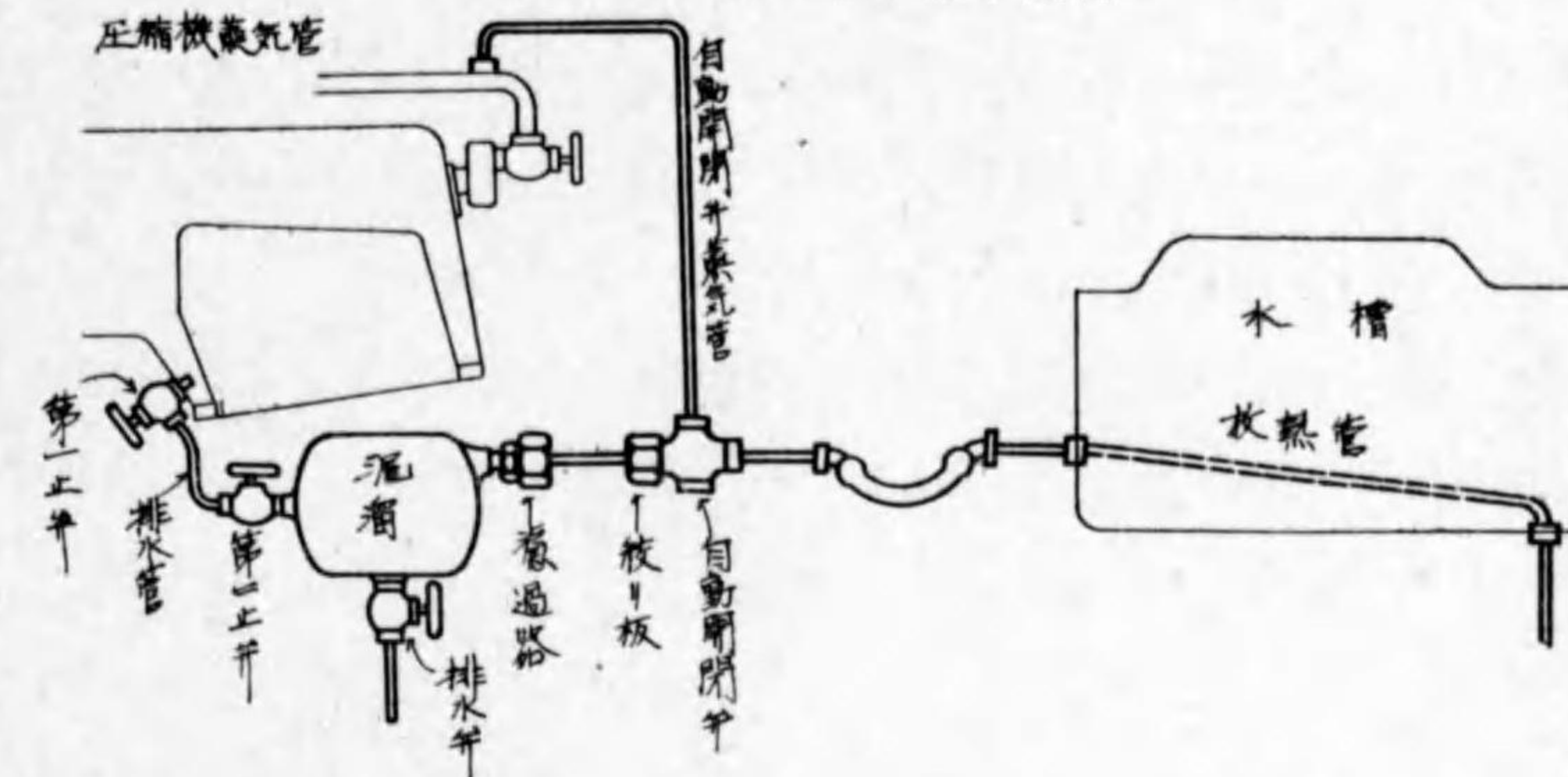
イ、第一止弁

喉板適當の所に立込んで之から罐水を取り出すもので、弁の立込位置は底枠上面から200耗位上方とし罐板内方に約30耗位突出して居る。この弁は平素満開して置くものであるが、洗罐の際適當の期間毎に抜取つて内部に堆積して居る泥を掃除しなければならない。

ロ、第二止弁

修繕或は自動開閉弁が閉塞不良の場合の外、常に満開する。

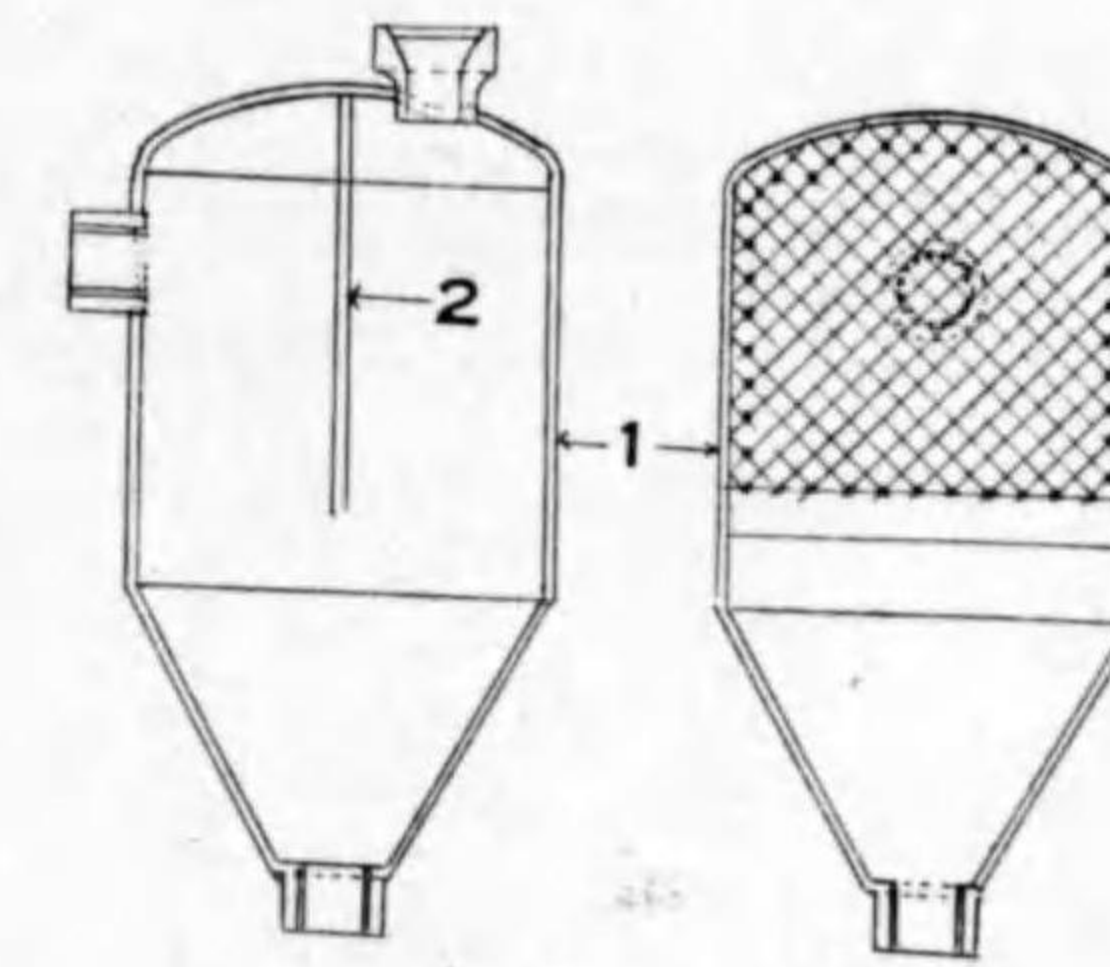
第93圖(1) 罐水清淨装置



ハ、泥溜

第93圖(2) 泥溜

排水の速度を落して泥を沈降せしめ、絞り板の閉塞せられることを防止するために設けたもので、時々内部の泥を排除する必要上第二止弁と共になるべく日常取扱易い場所に取付けることが必要である。



この泥溜は舊形のもの第93

圖(1)の如く圓筒形であつたが、最近のものは第93圖(2)の如く漏斗形をなし内部に隔板を備へて居る。

ニ、排水弁

罐底及び泥溜内に蓄積せられる泥を排除するために取付けたもので、機關車

が永く滞泊して火勢の旺盛でない時機を利用して之を開いて罐底部及び泥溜内部の泥を排出することが望ましい。

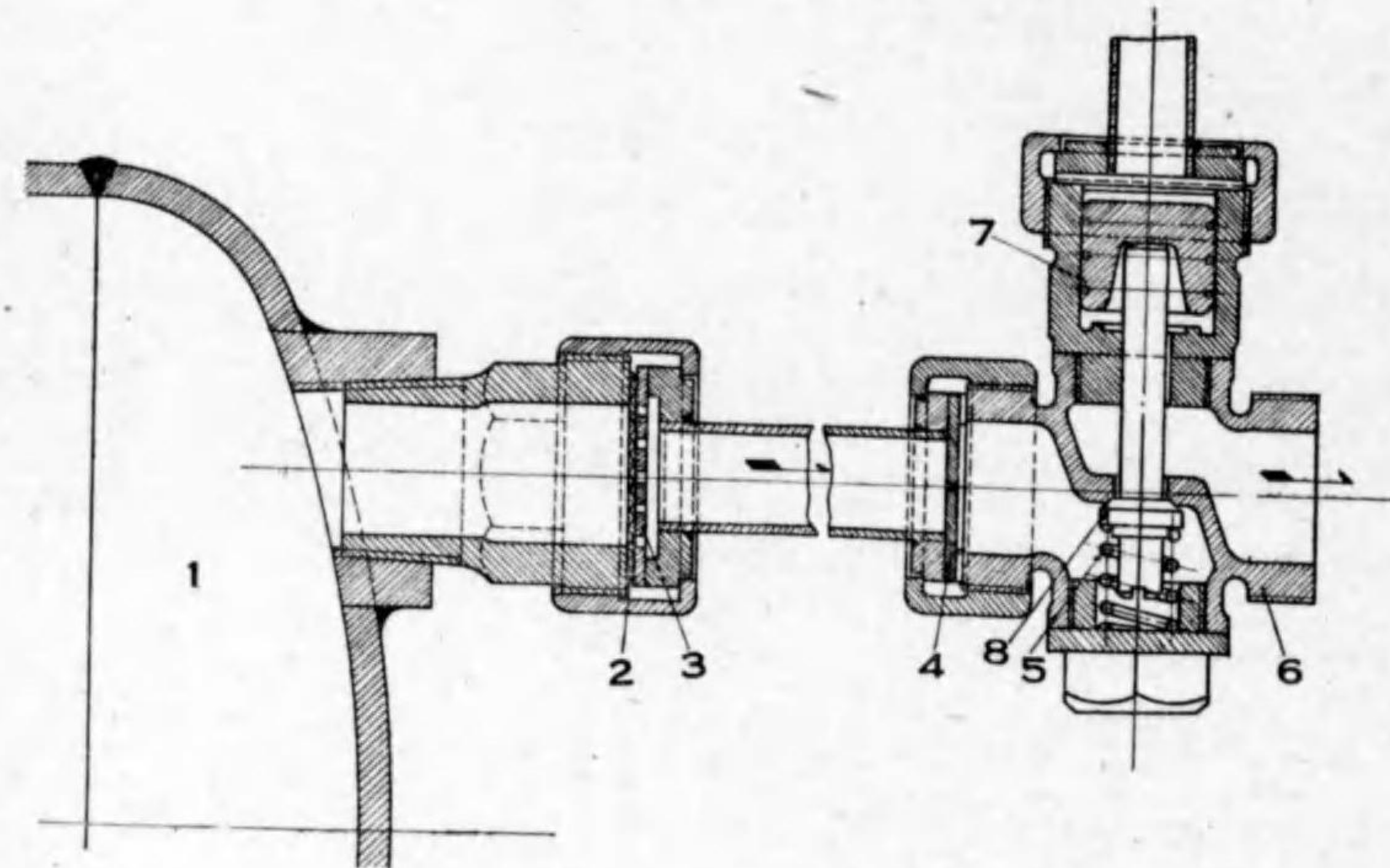
ホ、塵 濾

内部に毎平方糎 900 目の金網と、該金網の破損することを防止するための保護板とを有し、専ら絞り板の閉塞を防止するものである。

へ、絞 り 板

清浄装置の排出量を調節するもので、中央に小穴を有する圓板である。材質は穴の擴大變形と腐蝕とを防止するため不銹鋼を用ひて居る。

第 94 圖 罐水清浄装置コシ網、絞り及び自動開閉弁



1 泥 溜 3 コシ網保護板 5 バ ネ 7 ピ ス ト ン
2 コ シ 網 4 絞 り 板 6 自 動 開 閉 弁 8 自 動 開 閉 弁

絞りの口径は排出量に依つて相違するが大體 0.6~1.0 耗位が適當である。

ト、自 働 開 閉 弁

機関車の運轉中だけ罐水を排出し停車滞泊中はこれを停止するために取付け

たもので、壓縮機蒸氣管から支管を導いて蒸氣圧力を之に作用せしめ壓縮機の運轉中は罐水を排出し、壓縮機止弁の閉塞せられた後は自動的に排出を閉止するものである。

チ、放 熱 管

銅管を水槽前板左側（若は右側）上部から後板右側（若は左側）下部に亘つて貫通したもので排水の持つて居る熱を回収して之を冷却するものである。放熱管を水槽内で斜に下降せしめたのは、貯水が減少した場合漸時放熱面積を縮小して貯水が過熱せられて注水器の作用を失することを防止せんがため、左側から右側に斜に通したのは放熱面積を増すためである。

(3) 排水量の調整

本装置は罐水の連続的の排出によつてその濃縮を防止するものであるから、排水量を多くすればする程罐水の濃度を低く保ち得る理であるが、必要以上に低く保つても大した利益がないのみならず、罐水の排出は僅かではあるが熱量の損失を伴ふから、濃度が或る程度を超えない範囲内で排水量は少い方が利益である。

今種々なる条件のもとに於ける最も合理的な排水量を求めると、

- a = 單位時間内に於ける蒸氣消費量
- b = 單位時間内に於ける排水量
- α = 給水中に含まれる罐水を濃縮する成分
- β = 罐水の許容濃度

とすれば、罐水濃度を一定に保持するためには單位時間内に罐内へ取込む固形物の量と單位時間内に罐外へ排出する固形物の量とを等しくすればよい譯であるから

$$(a+b) \alpha = \beta b$$

$$\therefore b = \frac{a a}{\beta - a} \dots\dots\dots(イ)$$

適當なる排水量は上式に依つて算出し得るものであるが、それには罐水の許容濃度 β 及び給水の濃縮成分 a を決定せねばならぬ。許容濃度 β の値を求めるには、罐水が如何なる濃度になるとフォーミングを起すかを知らねばならぬ。種々なる實驗の結果によると、フォーミングは主として罐水の浮遊固形物濃度と溶在固形物濃度との關連作用によるもので罐水中の溶存鹽類が如何に濃くなつても浮遊固形物の量が少なければフォーミングは起らないし、反對に如何に多量の浮遊固形物があつても溶存鹽類が少なければ矢張りフォーミングは起らないと謂はれて居る。即ち同フォーミングを起した罐水でも使用水質によつてその含有物の量にはかなりの相違があるから、正確に謂へばフォーミングを起した機關車の罐水に就いてその總固形物と溶存固形物とを測定しこれにより適當なる許容濃度を個々に實驗的に定むべきであるが、實用上の便宜のため許容濃度は使用水質に關係なく一定としても大した支障はない筈である。而して從來の經驗によると、總固形物の量が10萬分の250以下でフォーミングを起した例を聞かないから許容濃度 β の値は10萬分の200位に取れば先づ安全である。

次に罐水の濃縮成分の値は、本装置を有しない機關車の洗罐前の罐水を分析し次の如くして求めることが出来る。

W = 前回洗罐後罐水分析資料採取までの蒸氣消費量

ω = 資料採取當時の罐水量

r = 資料の分析結果による總固形物

とすれば

$$aW = r\omega$$

$$\therefore a = \frac{r\omega}{W} \dots\dots\dots(ロ)$$

斯様にして a の數値を求めて(イ)式に代入すれば單位時間に於ける適當なる排

水量(b)は容易に求めることが出来る。

【参考】

或る機關區に於て8620形機關車を洗罐後12日間使用して300 甕の蒸氣を消費し、最後に罐水量が4 甕のとき罐水を採取分析したところ總固形物が10萬分の350であつたとする、然るときは

$$\text{全蒸氣消費量 } W = 300 \text{ 甕}$$

$$\text{資料採取當時の罐水量 } W = 4 \text{ 甕}$$

$$\text{一日平均蒸氣消費量 } \frac{a}{W} = \frac{300}{12} = 25 \text{ 甕}$$

$$\text{資料中に含有する總固形物 } r = \frac{350}{100,000}$$

$$\therefore a = \frac{350}{100,000} \times \frac{4}{300} = \frac{4.67}{100,000}$$

即ち、この機關車仕業に於ける用水の平均罐水濃縮成分 a の値は10萬分の4.67であることを知る。故に上例の如き濃縮成分を有する水を使用し許容濃度 β の値を10萬分の200と假定すれば、排水量 b は(イ)式より

$$b = \frac{25 \times \frac{4.67}{100,000}}{\frac{200}{100,000} - \frac{4.67}{100,000}} = \frac{25 \times 4.67}{200 - 4.67} = \frac{116.7}{195.33} = 0.598 \text{ 甕}$$

機關車使用時間を1日平均17時間とすれば1分間當の排水量は

$$\frac{598}{17 \times 60} = 0.59 \text{ 立}$$

即ち約0.6立/分となる。

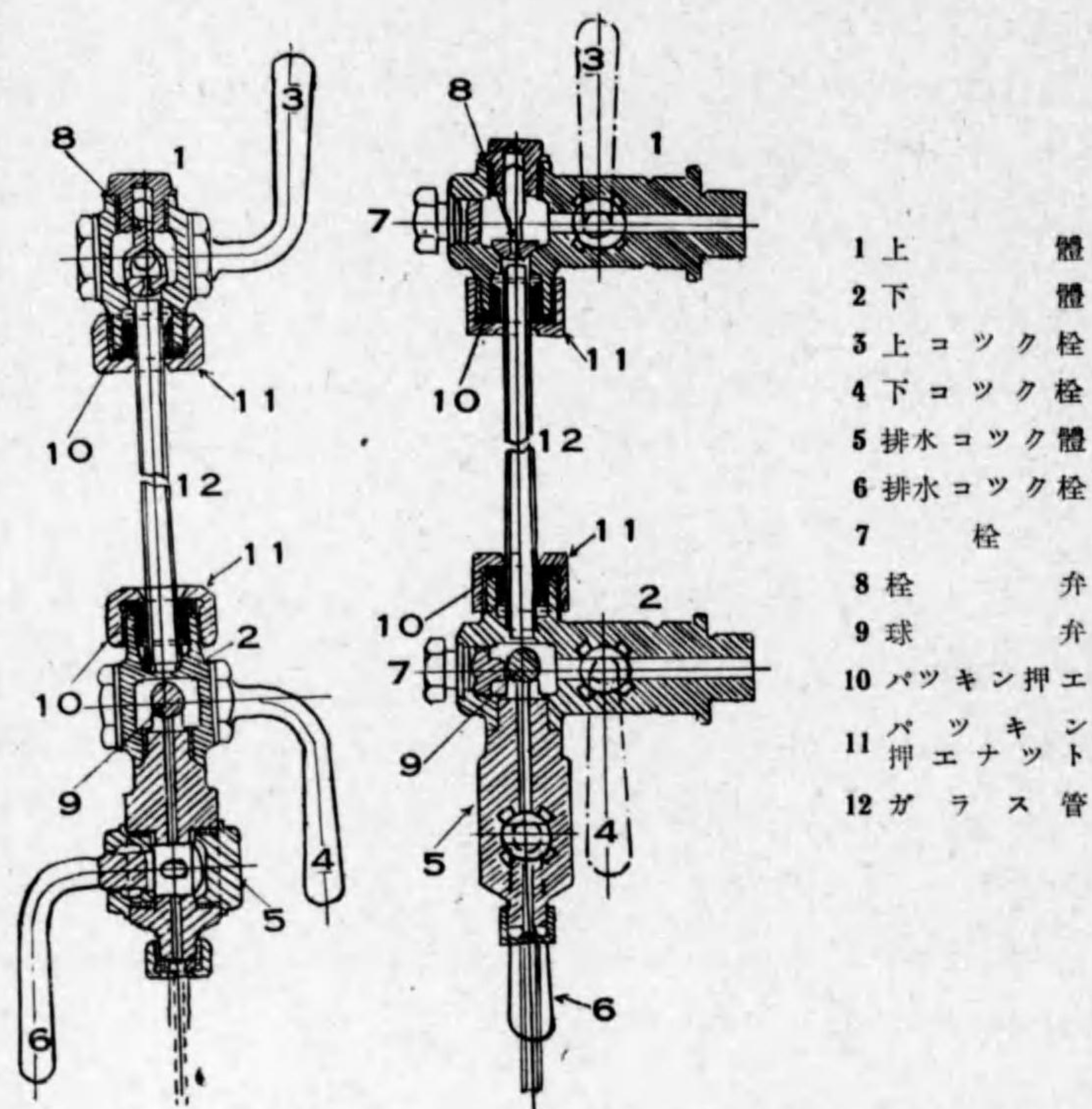
以上の計算に依り1分間當の排水量は a の値に依り多少異なるものであるが現在使用せられて居る罐用水では1立から0.6立位で充分である。

第七節 その他

(1) 水面計

水面計は罐内の水位を知るために設けられたもので、外火室後板に左右二箇取付けられてゐる。乗務員は内火室最高部表示板と對照して罐内に適當な水位を保持することが出来るのである。

第95圖 水面計



水面計は第95圖に示す如く上體、上コック、栓弁、ガラス及び下體、下コック、球弁、排水コックの主要部分からなり、尙ガラス破損のとき乗務員に傷害を與へないためと、無意識にガラスに觸れて破損せしめない様にその前面に保護ガラスが取付けられて居る。

水面計の上體は蒸氣部に取付けられ、その体内即ちガラスの上部に栓弁が設けられて居る。栓弁は中央に小穴が穿つてあり、平素は浮動して居るが、ガラ

スが破損すれば噴出する蒸氣圧力のために弁座に押付けられ内部の小穴から噴出するのみとなるから、乗務員がコックを閉めるに際し障害されることはない。又下體は罐水部に取付けられ、その内部即ちガラスの下部に球弁が設けられて居る。

球弁は平素は四箇の突起を有する座の上に自重で乗つて居るが、ガラスが破損すれば上方の圧力が急に減じ、球弁は罐水圧力のために上部の座に密着して罐水の噴出を防止する。

上下のコックはガラス破損したとき及び水面計の動作を検査するときに取扱ふもので、平素は開放の儘であるが排水コックは閉塞してゐる。

〔水面計の取付位置及び検査方法〕

イ、水面計取付位置

A. 水面計の下部は機關車が $\frac{25}{1000}$ の下り勾配を前進する場合に於て外部に現はれて居るガラス管の最下部が内火室最高部上少くとも75耗となり得る位置に取付くること

(この規程は乗務員が水面計に水位が現はれて居るから天井板は大丈夫だと誤解して、それがために天井板を焦損することの無い様に定められたものである)

B. 上體の穴の中心の高さは機關車が $\frac{25}{1000}$ の上り勾配を前進して運轉する場合に於て天井板最高部上少くとも180耗の水位を認め得べき位置に取付け長さ255耗、305耗、355耗のガラス管の何れかを使用し得る位置たること

(この規程は内火室最高部上相当多量の水位を持つて居ても水面計に現はれる様に定められたもので若しこの規程がなく、水面計の上體の取付位置を過度に低い所に取付けたときは、罐水の少いときでも水面計のガラス一杯になつて、乗務員はどれだけの水位を有して居るのか判別することが出来ないか

らである)

ロ、水面計の検査方法

A. 左右水面計の水位を対照して水位が著しく相違して居ないか

若し相違があれば、左右水面計上下何れかの通路が水垢又はスケール等で狭小されて居るか或はコックの開度が不十分なることを示すものである

B. 上下コックを閉塞し排水コックを開く、このときガラス内の水が速かに排水せられなければ排出管の閉塞を示す

C. 次に排水コックを開いた儘、上下コックを順次急激に開閉し、このとき勢ひよく音響を立て、排水せなければ通路の一部が閉塞せられて居ることを示す

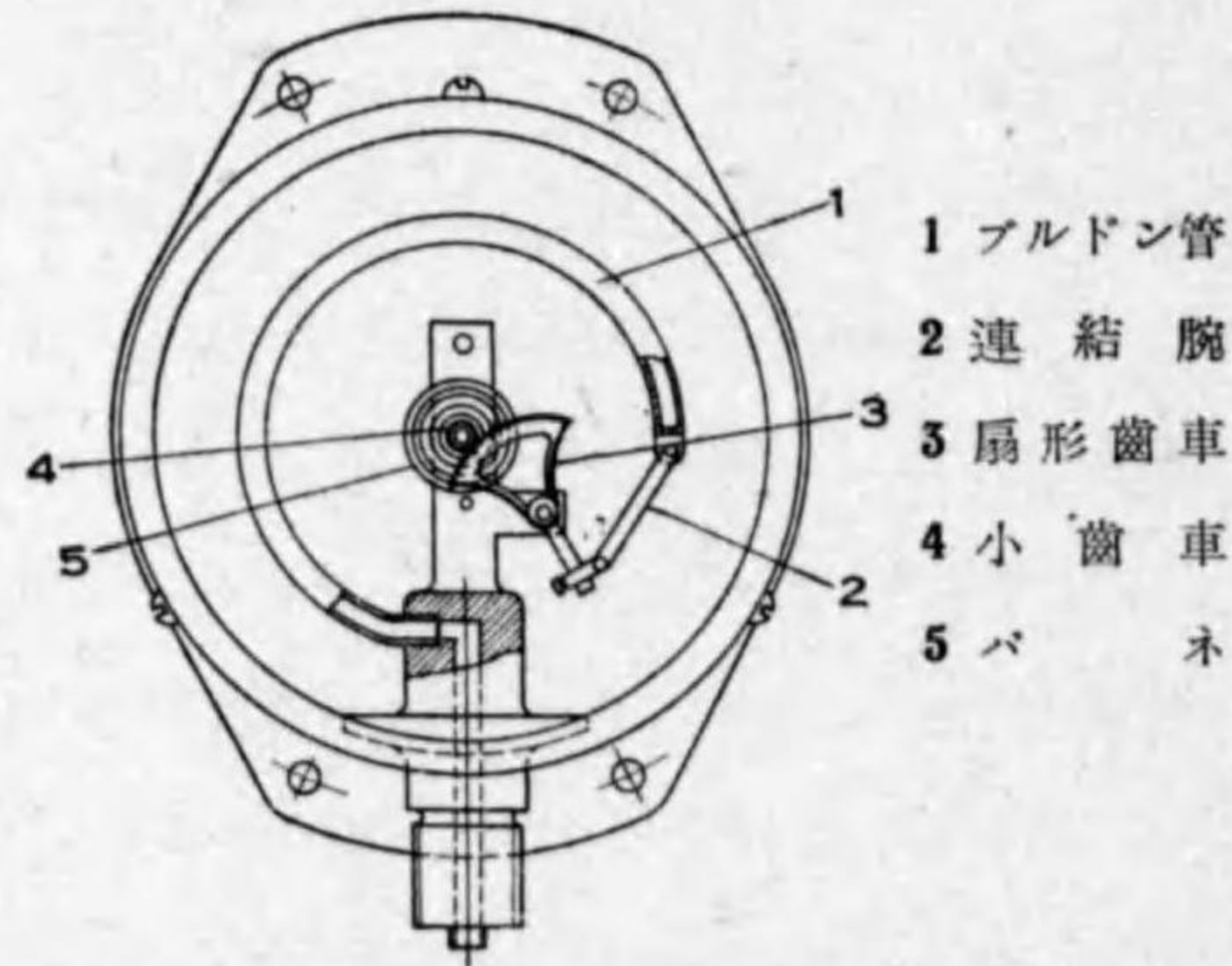
D. 次に排水コックを閉め急に水コックを開く、このとき管内に水が少しも現はれなければ球弁は完全に動作し、若し僅少の罐水が上昇してくるときは不完全ながら球弁が働き、急激に罐水が現はれば球弁は作用しないか或は入つて居らぬのである

E. 次に上下コックを開いて後排水コックを閉じ左右水位の釣合ふことを確かめる

第 96 圖 圧 力 計

(2) 圧 力 計

機関車に取付けられる圧力計は罐、蒸氣室、暖房、給水ポンプ及び空気ブレーキ用等であるが、その構造は殆ど同じで、計器内には眞鍮製のブルドン管と稱する断面楕圓形の曲管が取付けられ、この曲



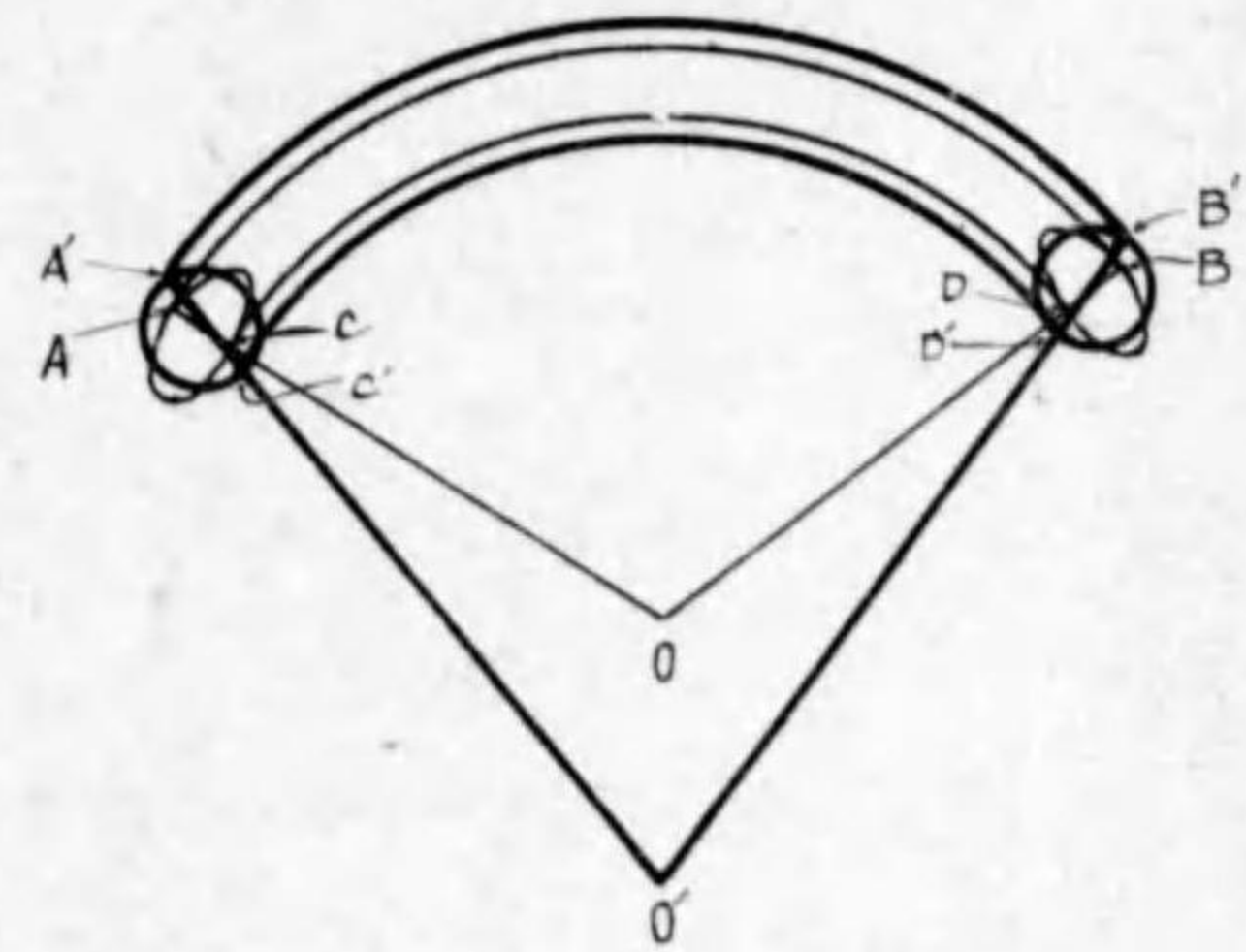
管内に圧力が加はるとその大きさに比例して楕圓より眞圓にならうとする結果、ブルドン管の管端は移動しこの運動は連結腕、扇形齒車に傳はるが齒車の心棒には指針が取付けてあるから管端の移動に従ひ指針は文字板上を回轉して當時の圧力を指示するものである。

罐の圧力計及び蒸氣室の圧力計は、ブルドン管内に直接高温度の蒸氣を作用させると温度の變化のために膨脹收縮して指示の不正確を來し材料を漸次變質せしめるから、圧力計に導く蒸氣管は計器の上方を一周せしめて凝結水を作りブルドン管内には凝結水を作用せしめて居る。

又ブルドン管が指針にまで運動を傳へる間には必ず遊間ができ、この遊間だけは針が自由に動き指示の不正又は運轉中機関車の震動のため針が震へたりするので、これを防止するために齒車軸に毛ゼンマイを装置して常に針を基點に引き付ける様にして居る。而してその力は小さいもので指度に影響する程のものではない。

圧力計ブルドン管を楕圓形とする理由は、

ブルドン管は輪の一部で断面が楕圓形から眞圓に近づくと楕圓形の時のブルドン管の外側 A B、内側 C D の共同中心 O が眞圓に近づくと A B は O より遠ざかり C D は近づくと結果、O の角



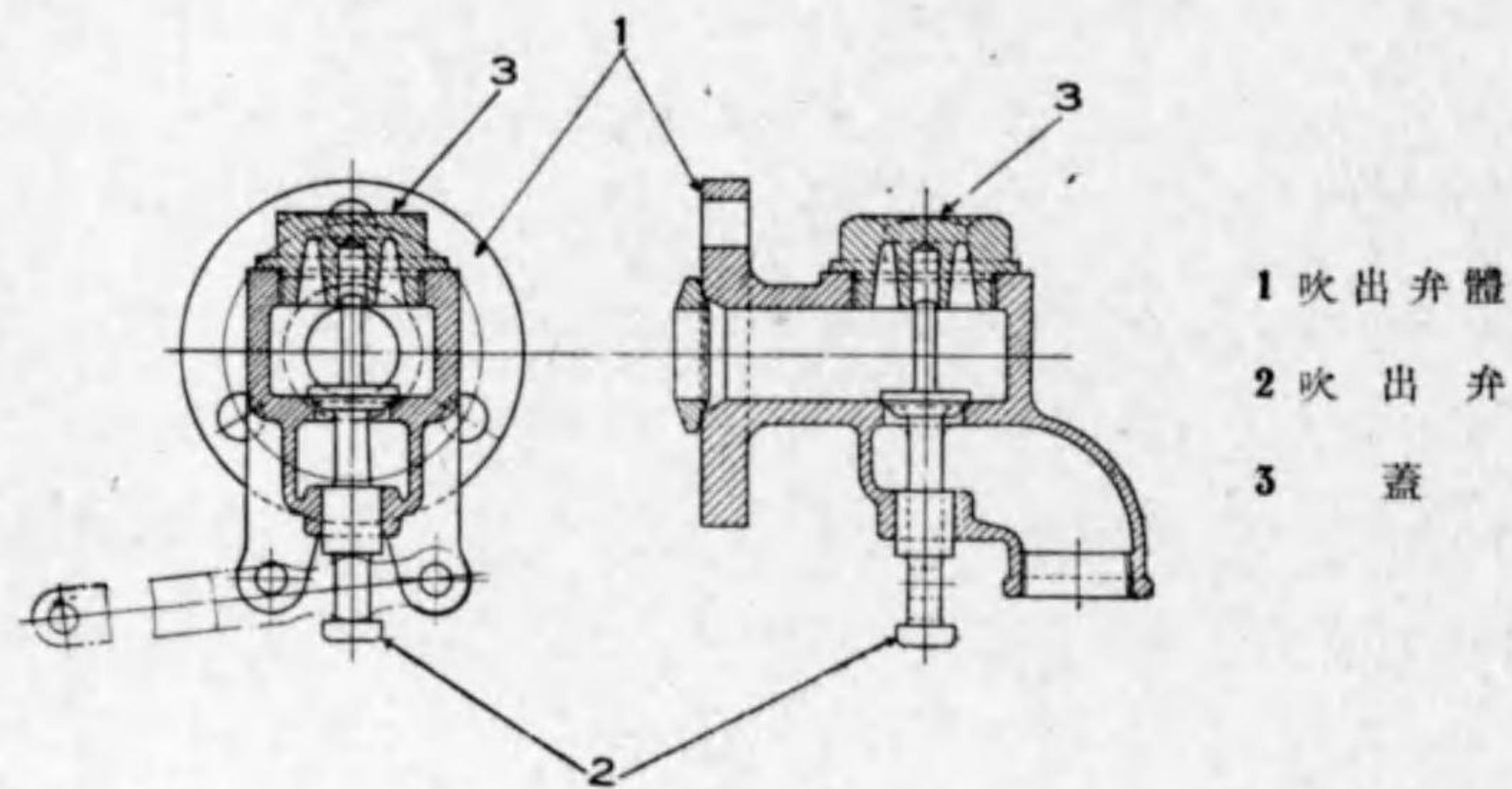
内に A'B' の長さは不足し C'D' の長さは伸びて外に出ることになるから、兩者の共同中心は O' に移動せねばならぬ。圧力計は全くこの作用をブルドン管の一端に傳へるもので他端は固定してあるから結局連結腕及び扇形齒車に傳へる

ことになるのである。

(3) 吹出弁

機關車を永く使用する間に罐水は汚濁して濃度を高めるから水の張替又は洗罐をせねばならぬ。故に罐水又は泥等を排出せしむるに便なるため吹出弁を罐の底部、即ち喉板下方又は側板下方に取付けてゐる。その構造は第98圖の如く弁體、弁及び作用テコからなり、罐水を排水する場合はテコを引き上げて弁を押し上げる。平素は水压と弁の自重に依り密着してゐる。

第98圖 罐吹出弁



- 1 吹出弁體
- 2 吹出弁
- 3 蓋

第二編 台 枠

第一章 主 台 枠

台枠、台枠鑄物、罐受装置を總稱して主台枠と謂ひ、罐、シリンダ走り装置運轉室等を取付け擔バネを介して之を車輪上に乗せ、且つシリンダにて發生した牽引力を連結器に傳へる役目をなす機關車の背骨ともいふべきものである。故に台枠の強さは之に加はる力に對し充分頑丈なるやうに設計しなければならない。台枠に加はる荷重としては

- イ、長手方向にはシリンダ内で發生した引張力及び制動加速の場合に起る罐の惰力に依る力
- ロ、横方向には曲線通過或は蛇行動に依る横圧力
- ハ、垂直方向には罐及び台枠自身の重量

等であるが、之等を全部考慮に入れて精確に計算することは困難であるから、主なものゝみに就いて計算しこれに對して安全率を大にして製作するやうにされてゐる。

以上は運轉方面のみから見た台枠の強さであるが、この外に機關車を釣上げの場合に罐で釣上げれば台枠の強さは問題にならないが台枠の前後端梁で釣上げる場合が往々ある。勿論この場合は軸箱守控は取付けられるが、これに對しても安全に釣上げ得るだけの強度を必要とする。又車輪を抜く場合は軸箱守控を取外すから之を取外しても丈夫なやうに作らなければならない。この場合は勿論空車として計算して差支へないのである。

以上のやうに設計し各種の外力に對し充分頑丈に製作されるが使用中に曲り或は疵發生等を見ることがある。台枠が曲るとシリンダ中心線と台枠が平行で

なくなり、又車軸とシリンダ中心線が完全に直角でなくなつて各部に無理を生じ、發熱或は故障等を生ずるに至るものである。

台枠は外側台枠と稱し車輪の外側に台枠を設けたものがあり、之は台枠内部が廣く火室を台枠の内部に入れる場合或は灰箱を取付けるに便利であるが、車軸をクランクとしなければならず検査修繕にも不便であるから、電氣機關車に於て電動機を各車軸に装置し又は台枠間の距離を特に大とする必要があり、且つ連結棒の必要のないものにはこの外側台枠は採用されるが、現在の蒸氣機關車は皆台枠は車輪の内側に設けられる内側台枠が採用されてゐる。

現在使用されてゐる台枠には歐洲で發達した板台枠と米國で發達した棒台枠の二種があるが、今日に於ては歐洲でも棒台枠が相當使用されてゐるやうである。我が國有鐵道に於ても兩者共使用されてゐるが、最近新製の機關車は殆ど棒台枠である。次に機關車形式別使用台枠種別を示すと次の通りである。

板台枠 2120, 6760, 8620, 9600, C51, C54

棒台枠 C10, C11, C12, C50, C53, C55, C57, C58, C59, D50, D51

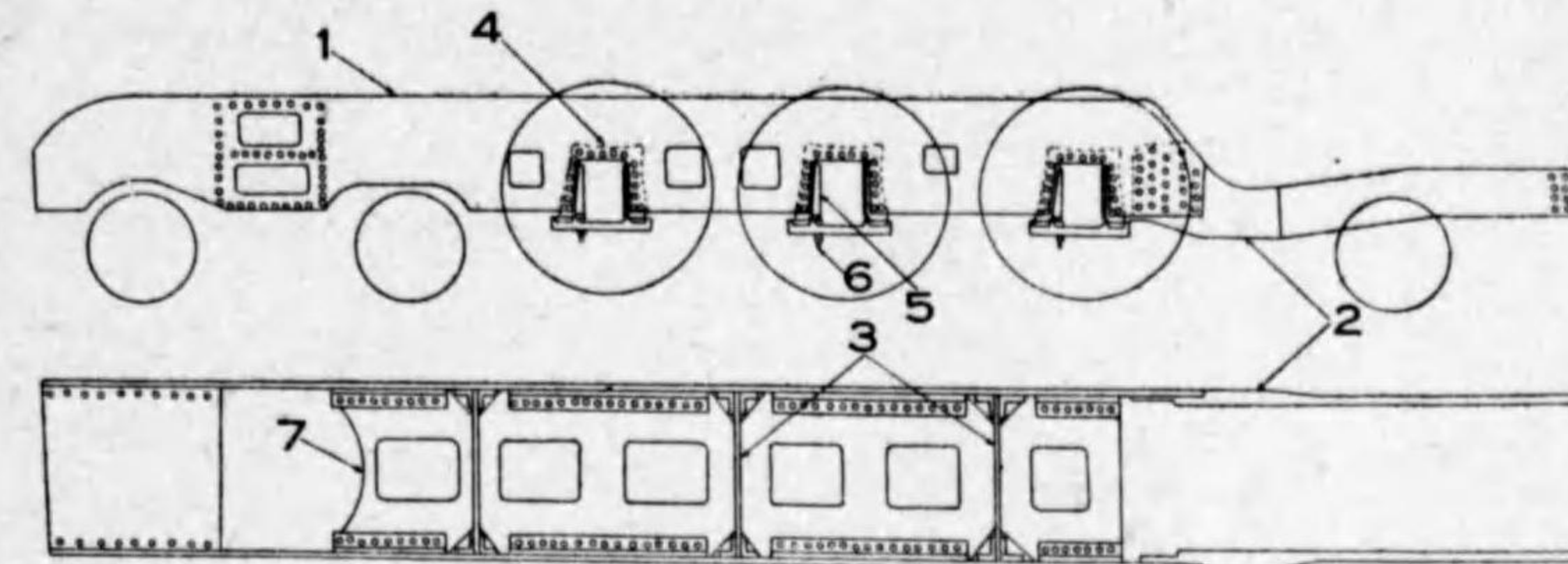
次に之等台枠の構造組立に就いて述べよう。

第一節 板及び棒台枠

(1) 板台枠

板台枠は第99圖に示すやうに厚さ約25耗の圧延鋼板(SS41)を二枚平行に相對せしめ前後端は端梁で結び中間は罐台及び控(3)を山形鋼で銲付し強固に補強され、又前方先輪のある部分は先輪が横動の際台枠に觸れないやうに圓弧狀に切取られ各軸箱の挿入される箇所は切開かれてゐる。この軸箱挿入のため切り開かれた部分は一番弱いから軸箱守(4)を取付け丈夫にし、尙下方が開いて上部の隅に疵が發生しないやう軸箱守控で固く結んでゐる。

第99圖 板台枠



- | | | | | | | |
|-----|---|-----|---|---|-----|---|
| 1 台 | 枠 | 4 軸 | 箱 | 守 | 7 横 | 控 |
| 2 後 | 台 | 5 軸 | 箱 | 楔 | | |
| 3 横 | 控 | 6 軸 | 箱 | 楔 | ボルト | |

台枠の後部は稍厚い板をボルトにて取付け、後台枠(2)と稱するものを形成してゐる。廣火室を採用するものにあつては火室を台枠の上に乗せる關係上、灰箱設計に便利なやうにこの後台枠は横へ廣く張り出されてゐる。

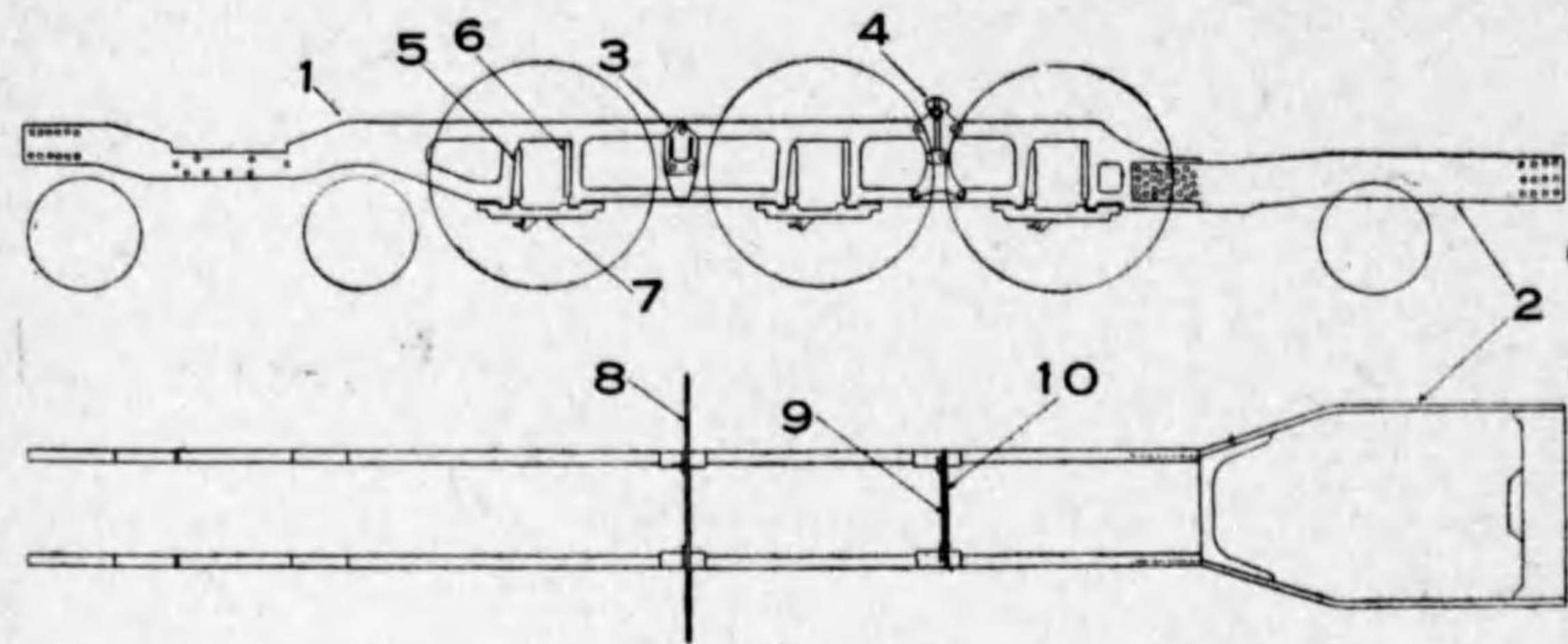
又、強度の許す範囲内に於て點檢に便し且つ重量を軽くする意味で所々切り取られてゐるのである。而してこの切り取り部、或は軸箱挿入のための切り取り部の隅は疵發生を防ぐため鋭い隅角を避け圓味を附せられてゐる。

板台枠を製作するには所要の板を多數重ね合はせて全部同時に仕上げるものであるが表面は普通仕上げは行はれない。

(2) 棒台枠

棒台枠は厚さ90耗の棒狀の台枠で、材料は板台枠と同様圧延鋼(SS41)である。その構造は第100圖に示す如く主台枠と後台枠とより成り、その前後部は第101圖に示すやうな台枠鑄物及び罐台にて補強し中間二、三箇所位を板の控(10)或は鑄鋼製の罐受装置支エ兼用のもので補強されてゐる。後台枠は前述の板台枠と同様左右に張り出してゐる。軸箱挿入のため切り取られた部分は、板台枠程強度は不足しないので軸箱守は取り付けられないが、下部は前後へ開か

第100圖 棒台枠



- | | | | | | | | | | |
|-----|---|-----|-----|---|-----|------|---|---|---|
| 1 台 | 枠 | 5 軸 | 箱 | 楔 | 9 罐 | 胴 | 受 | 支 | エ |
| 2 後 | 台 | 枠 | 6 滑 | | 金 | 10 罐 | 胴 | 受 | 板 |
| 3 鈎 | 合 | 梁 | 受 | 鑄 | 物 | 7 軸 | 箱 | 守 | 控 |
| 4 制 | 輪 | 子 | 鈎 | 受 | 8 加 | 減 | リ | ン | ク |
| | | | | | | | | | 受 |
| | | | | | | | | | 支 |
| | | | | | | | | | エ |

ないやうに控を取り付けてある。棒台枠の製造方法は、鑄鋼で作られるものは簡単であるが之は龜裂等の故障が多いので、近時一般に厚板より不用部分をガスで切り取りの上町疇に仕上げられてある。この切り取り作業は多数重ねて作ると云ふことは困難でせいぜい 3、4 枚位より多く同時に仕上げることは出来ないものである。

シリンダ取付部は第 103 圖に見る如くシリンダ及び罐台を台枠の上に乗せるやうになつてゐるが、棒台枠でも板台枠のやうに台枠に窓を作り外側から取付けてゐるもの (D50) もある。

(3) 板台枠と棒台枠との比較

板台枠と棒台枠とを比較すると次の如き優劣がある。

1、板台枠の優れる點 (棒台枠の劣れる點)

板台枠は幾板も重ねて同時に工作が出来、表面は仕上げないが、棒台枠は多数重ねて同時に工作することも出来ず又全面仕上を行ふ關係からどうしても

板台枠の方が低廉である。

板台枠の方が附屬品の取付に便利である。

板台枠は横方向には少々無理が利くから曲線通過の際の抵抗が少い。

板台枠は棒台枠に比し縦方向に強いからジャッキで扛上する際に安全である。

2、棒台枠の優れる點 (板台枠の劣れる點)

棒台枠の方が組立が容易であり且つ控も棒台枠の方が少くてすむ。

擔バネの中心と台枠の中心とを一致せしめることが出来るから台枠は偏荷重を受けない。

棒台枠は切取箇所が多いから内部の検査修繕に便利である。

棒台枠は廣火室にすることが容易である。

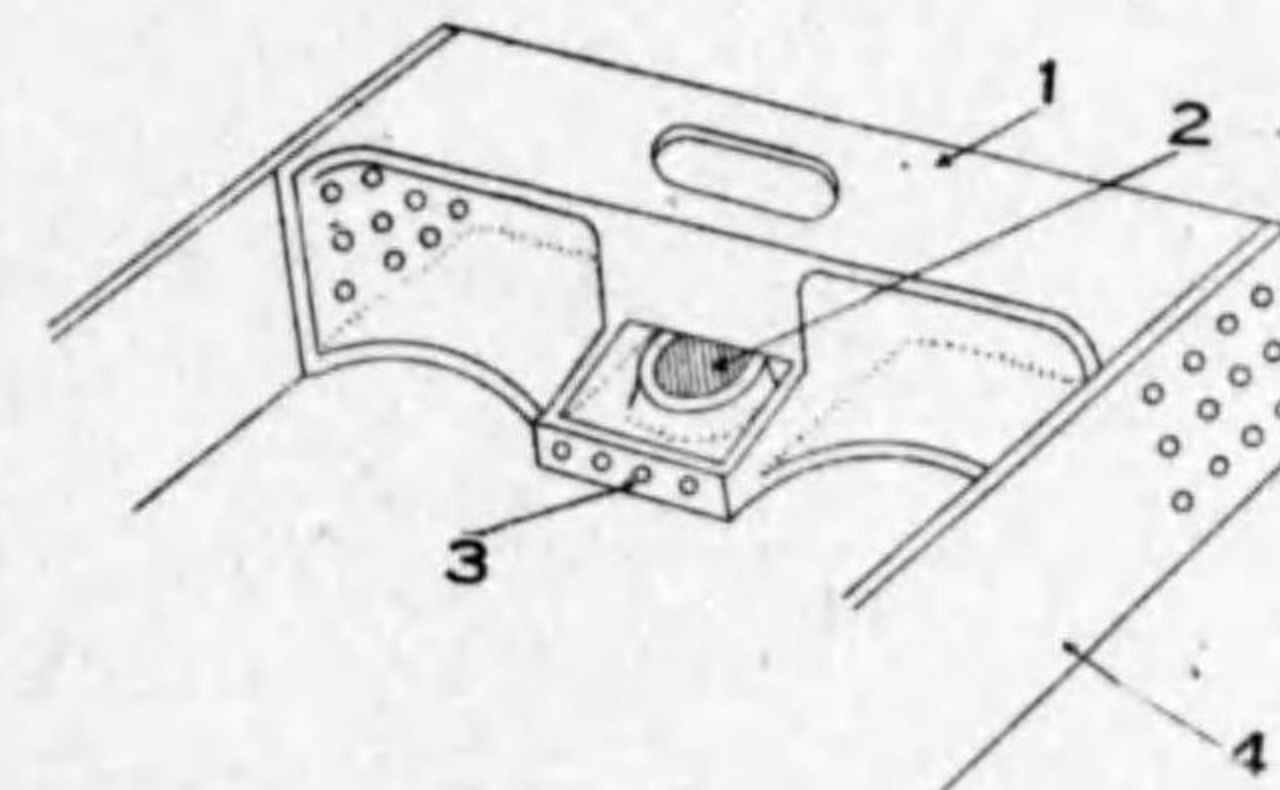
棒台枠の方がシリンダ取付を頑丈にすることが出来る。

軸箱守が不用になり一方のみの滑金でよい。

第二節 台枠鑄物

台枠鑄物とは主台枠の前後端を左右強固に取付けるため第 101 圖に示す如き構造の鑄鋼製 (SC41) のものを多数のボルトにて取付けるもので、機関車形式に依り構造の相違はあるが大體同じやうなものである。

第101圖 台枠鑄物



- | | | | |
|-----|---|---|---|
| 1 台 | 枠 | 鑄 | 物 |
| 2 中 | 間 | 引 | 棒 |
| 3 復 | 元 | バ | ネ |
| 4 台 | | | 枠 |

第三節 罐受装置

罐受装置とは罐を台枠に乗せる仲介物で煙室罐台、罐胴受、膨脹受の三つに分たれ、罐の前方は主蒸氣管並にシリンダ取付の関係で固定されるが中間及び後方は罐の熱膨脹を許容するやうな構造となつてゐる。

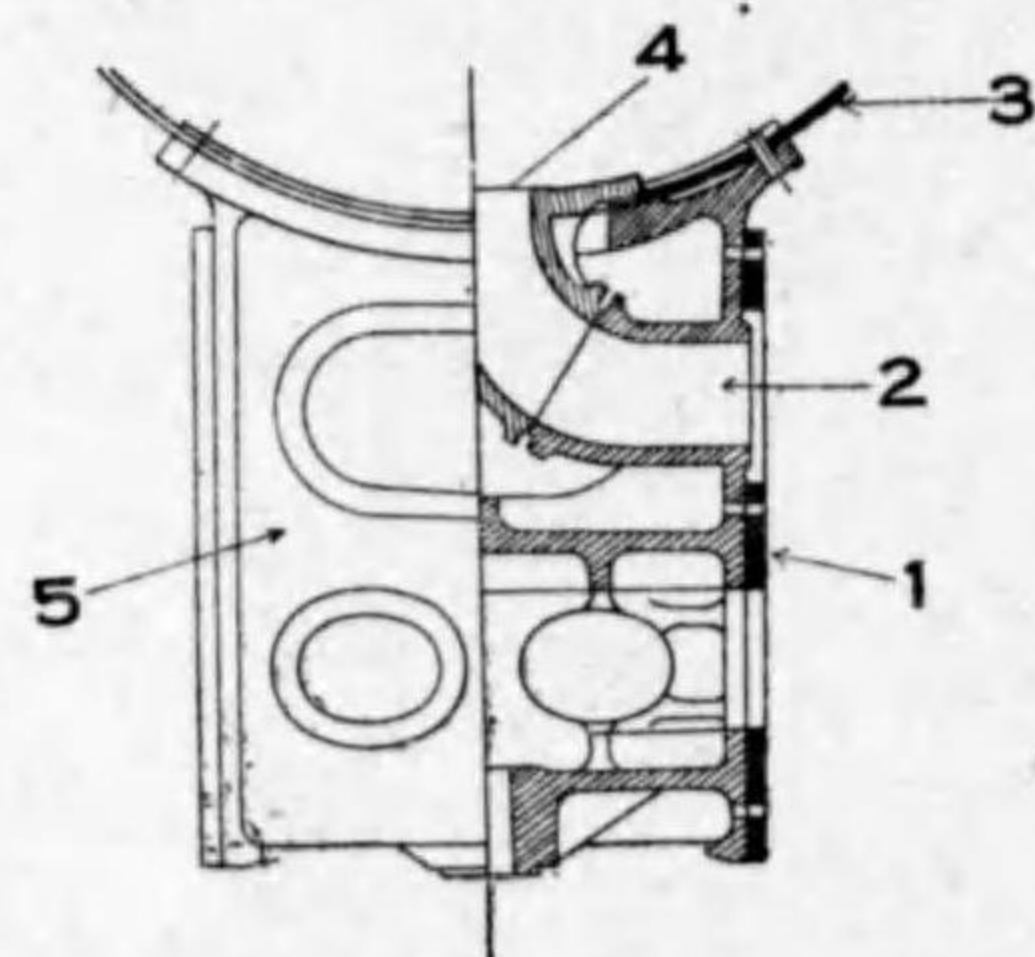
(1) 煙室罐台

煙室罐台は大體之を三種に區別することが出来る。即ち鋼板と山形鋼を以て箱形に形成しその上部は圓弧狀に作り罐を打込ボルトにて取付けると同時に兩側に台枠を、その外側にシリンダを何れも打込ボルトにて結合するもの、次は罐台が一體の鑄鐵製で上述の箱形罐台と同様に罐及び台枠並にシリンダを打込ボルトにて取付けたもの、今一つは罐台がシリンダと同一體に鑄鐵(SC41)で鑄造され台枠の上に乗せる構造のものである。

箱形罐台枠は板台枠に使用され棒台枠のものには何れも鑄鐵製罐台或はシリンダと一體のものが採用されてゐる。

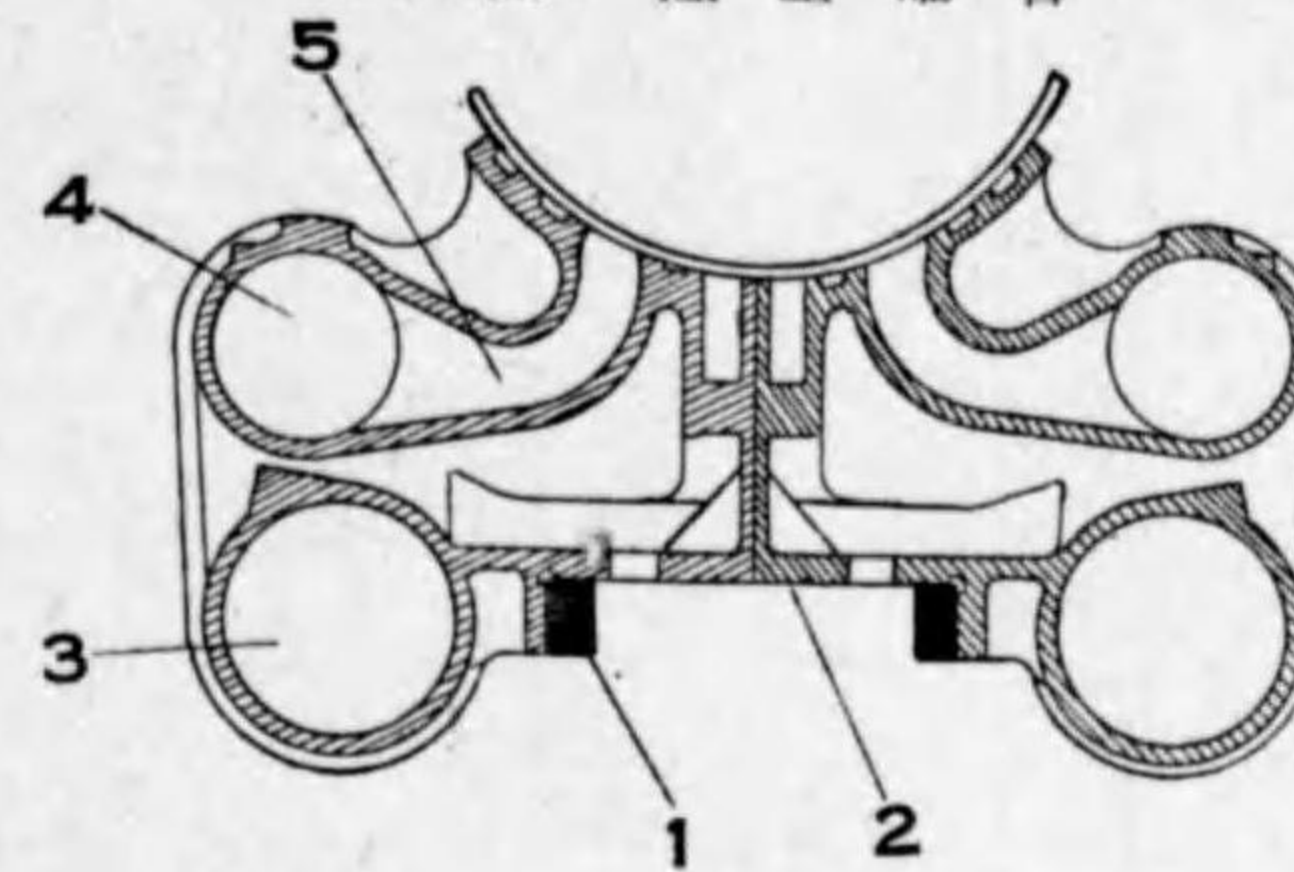
第102圖に示すものは鑄鐵製罐台で、板台枠に使用されてゐるものを示してゐるが、棒台枠に使用されてゐるものも取付状態は同一である。

第102圖 煙室罐台



- 1 台 枠
- 2 吐 出 管
- 3 煙 室 胴 板
- 4 吐 出 管
- 5 罐 台

第103圖 煙室罐台



- 1 台 枠
- 2 罐 台
- 3 シ リ ン ダ
- 4 蒸 氣 室
- 5 吐 出 口

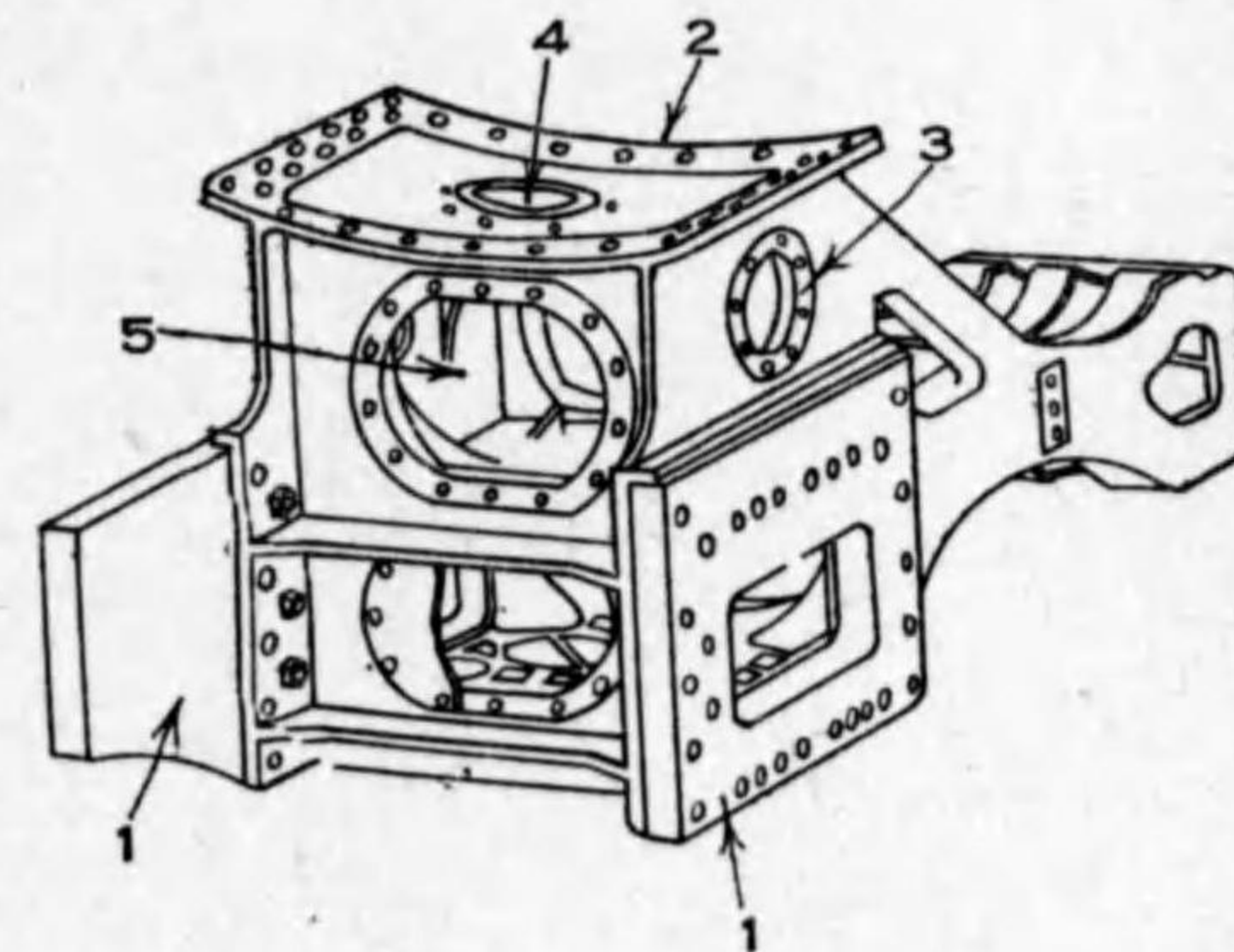
第103圖はシリンダと罐台が一體となつたもので、棒台枠の上に乗る左右を中央でボルトに依り結合してゐる。

尚、最近新製された C55, C57, C58, D51, C59形式機關車等には、鑄鐵製罐台の内部に排氣室と稱する中空の室を第104圖に示すやうに作りシリンダより吐出された排氣をこの室で一旦膨脹せしめてから吐出管より吐出するため、シリンダからは間歇的に排氣するが、吐出管から煙室へ吐き出される排氣は比較的勢の強弱無く平均した勢

で吐出され、従つて煙室内真空度の高低に大差なく延いては火室内の通風を平均せしめ石炭の燃焼を完全にし煙管内に於ける熱の吸収を良好にするものである。

しかしこの室で一旦溜めてから排出する故、吐出蒸氣の抵抗を増加しシリンダ内の背圧が少しく増加する

第104圖 煙室罐台



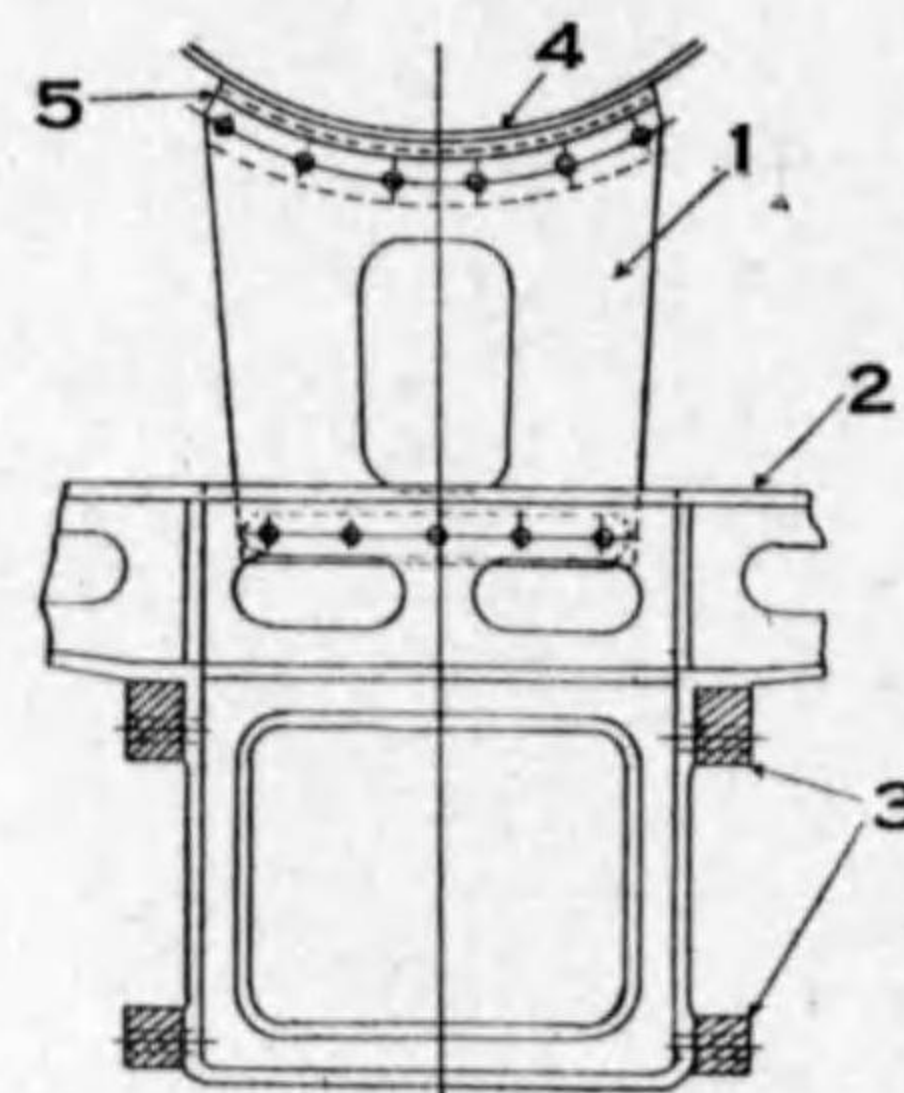
- 1 台 枠
- 2 罐 台
- 3 排 氣 管 穴
- 4 吐 出 管 取 付 座
- 5 排 氣 室

缺點があり、尙蒸氣管の接合箇所が多くなるからその部分或は排氣室前後蓋取付部が漏洩し易いことになる。而して排氣室を設けると通風が平均するから吐出管の口径を或程度大きくし得る利點がある。

(2) 罐 洞 受

罐洞は相當長大なるためその前後両端のみを支へておたのでは運轉中中央部が上下動をなし、又台枠は運轉整備の状態では両端が少しく低下して中央部が上方に曲り、尙罐洞は上面と下面との温度の相違で上面の伸びが下面の伸びより大きく、ために罐洞は両端が下向きとなる傾向等のため、罐洞と台枠間の距離は相當變化することになる。これを防止するために大形機関車は三箇所、小形機関車は二箇所を罐洞受にて支へてゐる。即ち從來一般に使用されてゐたものは第105圖に示す如きもので、台枠に取付けられた鑄鋼製の横梁(2)に板状の罐洞受(1)をボルトにて取付け、その上部は山形鋼(5)にボルトを以て結合されてゐる。

第105圖 板式罐洞受

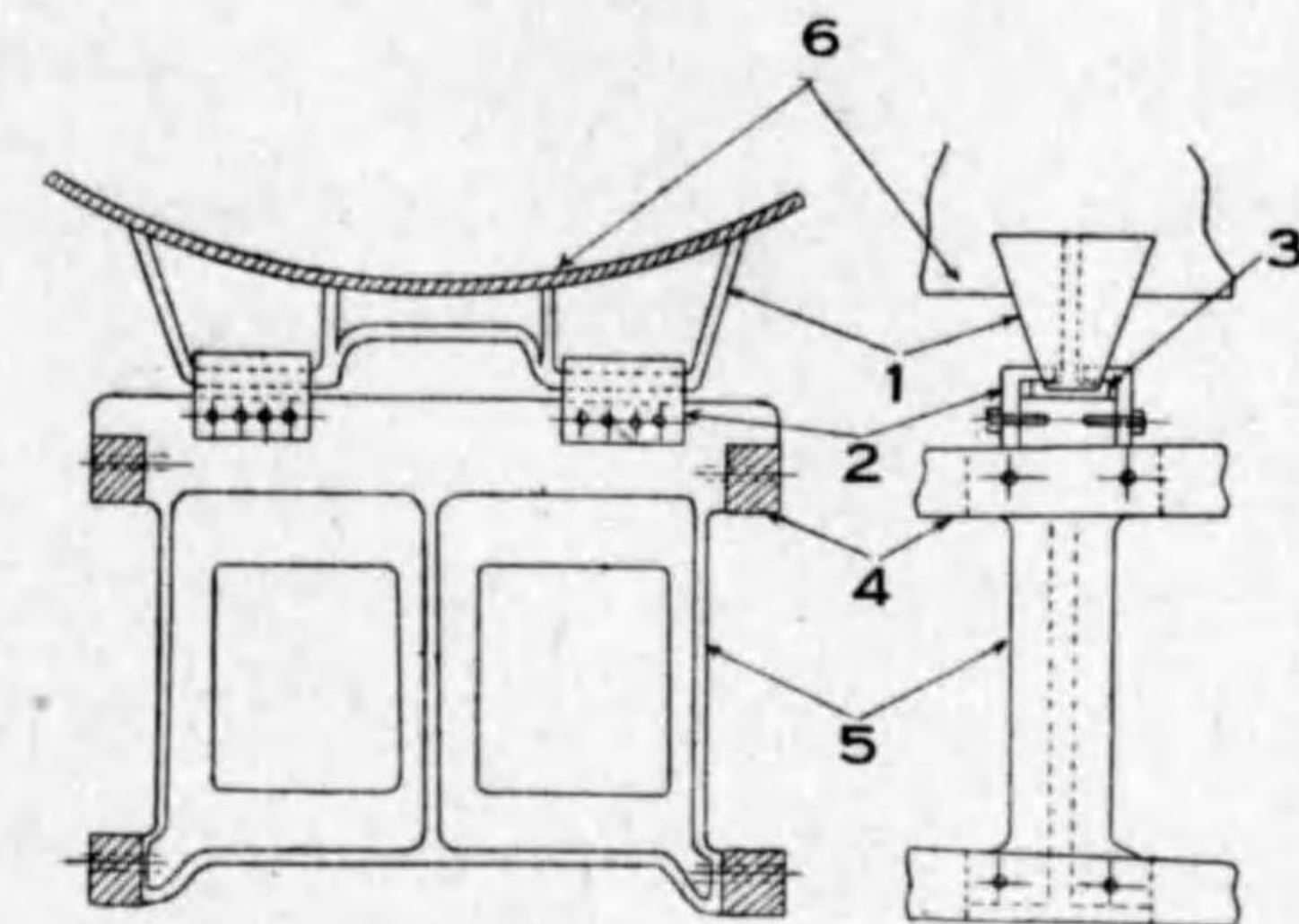


- 1 罐 洞 受 板
- 2 横 梁
- 3 台 枠
- 4 罐 洞
- 5 山 形 鋼

元來板は縦方向には強く横方向には相當の撓み性があるから、罐洞と台枠の上下方向の運動に對する力は板に依つて受け止められるが、罐の熱に依る伸縮

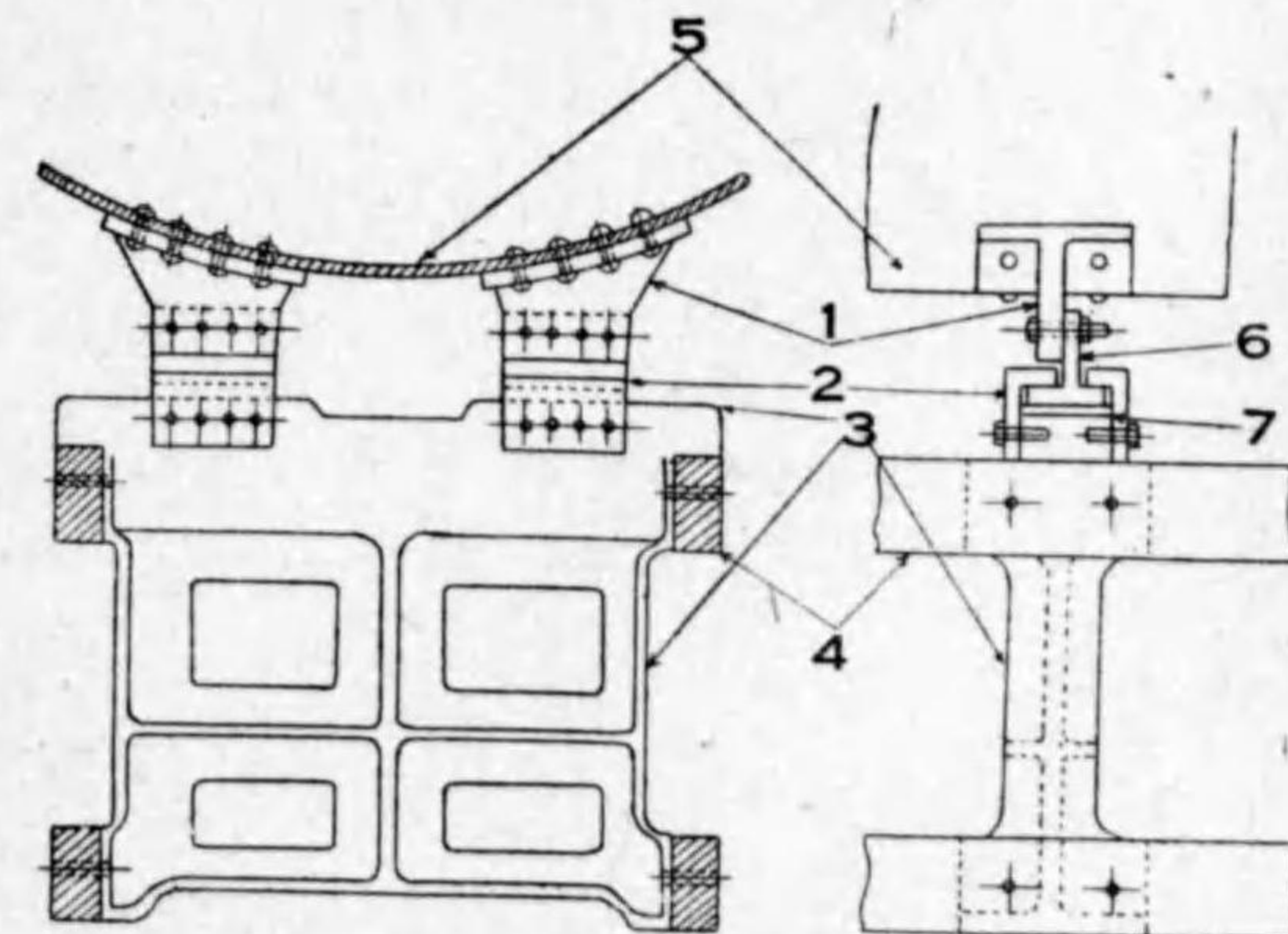
は板の撓み性に依り無理の生じないやうになつてゐる。併し乍ら罐と台枠間に發生する力は相當大きく、又罐の熱膨脹の量も板の撓み量より大きく従つて板の上部山形鋼との取付部に相當大なる無理が生じ、この部の取付ボルトの弛緩が非常に多い缺點があつたので、近時新製された機関車には非常に頑丈な摺動式罐洞受が取付けられてゐる。即ち第106圖に示すものがそれで、罐洞受(1)は圧延鋼(SS41)で板式に比し餘程丈夫に作られて居り、之を台枠に取付けられた鑄鋼製(SC41)の横梁に乗せ上部は罐にその両端の廣い部分を熔接して取付けられてゐる。罐洞受は横梁に四箇の摺ミ(2)に依り取付けられ上下動は防止されるが前後方向は自由に滑

第106圖 摺動式罐洞受



- 1 罐 洞 受
- 2 摺 ミ
- 3 滑 金
- 4 台 枠
- 5 横 梁
- 6 罐 洞

第107圖 摺動式罐洞受



- 1 罐 洞 受 座
- 2 摺 ミ
- 3 横 梁
- 4 台 枠
- 5 罐 洞
- 6 罐 洞 受
- 7 滑 金

前後方向は自由に滑

り罐の熱のための膨脹に際し無理の生じないやうにしてある。尙、その摺動を容易にするためと摩耗した場合の取換に便するため、砲金製の滑金(3)が設けられるのが普通である。

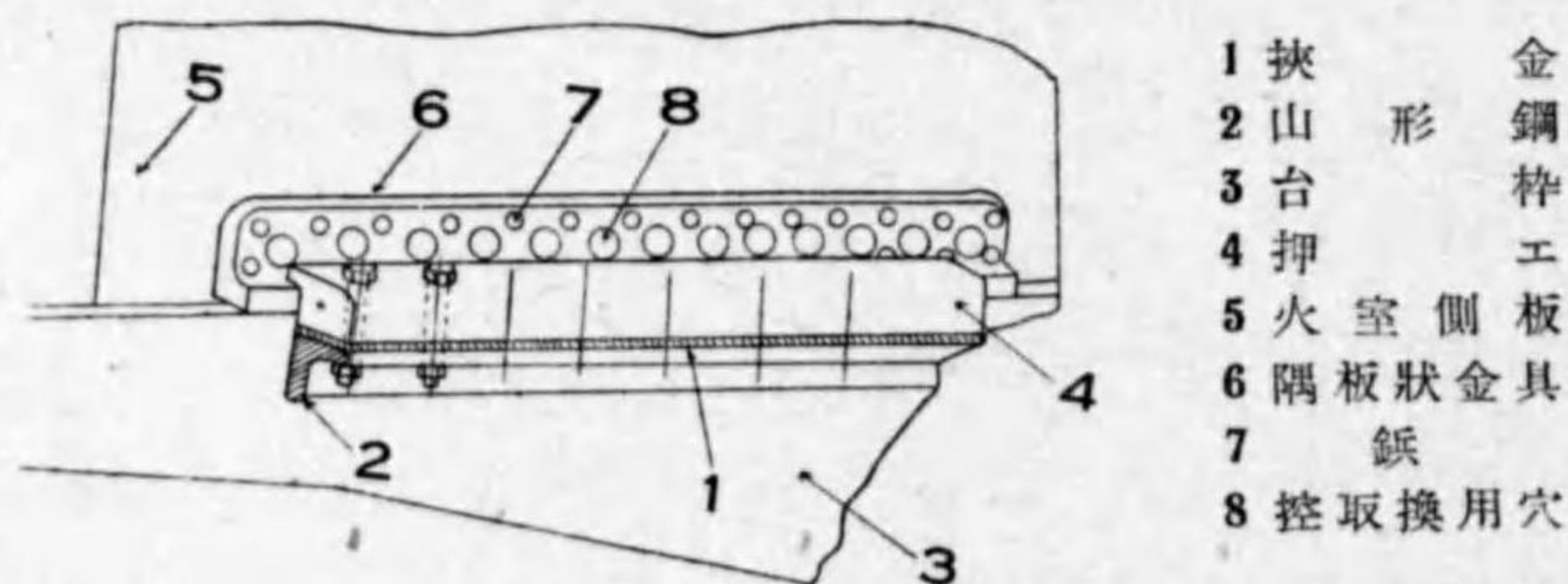
第107圖に示すものはC59形式機関車に採用されてゐるもので前述のものとの作用は勿論同一であるが、構造上異なる點は、罐胴受が鑄鋼で作られ之が罐に銑付された座にボルトにて結合されてゐると、左右二箇から成り立つてゐることである。

(3) 膨脹受

罐は有火の場合は無火の場合より相當膨脹するもので、この膨脹する罐を膨脹しない台枠に前後共固定するといふことは各部に非常に大なる無理が生じ損傷を來すことになるから、罐の前部は台枠に固定するがその後方は固定せず罐の膨脹、收縮に對し自由に摺動し得るやうにするのである。而して前後方向の運動は許容するが上下及び左右方向の運動は危険であるから防止されてゐる。この装置を稱して膨脹受と謂ふ。大體罐の膨脹、收縮する量は罐の長さの長い程、又溫度差の大なる程大なるものである。尙、罐の材質に依つても相違するもので、膨脹係數の大なる材料程多く伸びること勿論である。

この膨脹受の構造には種々あるが、之を大別すると火室側板を支へるものと

第108圖 罐膨脹受



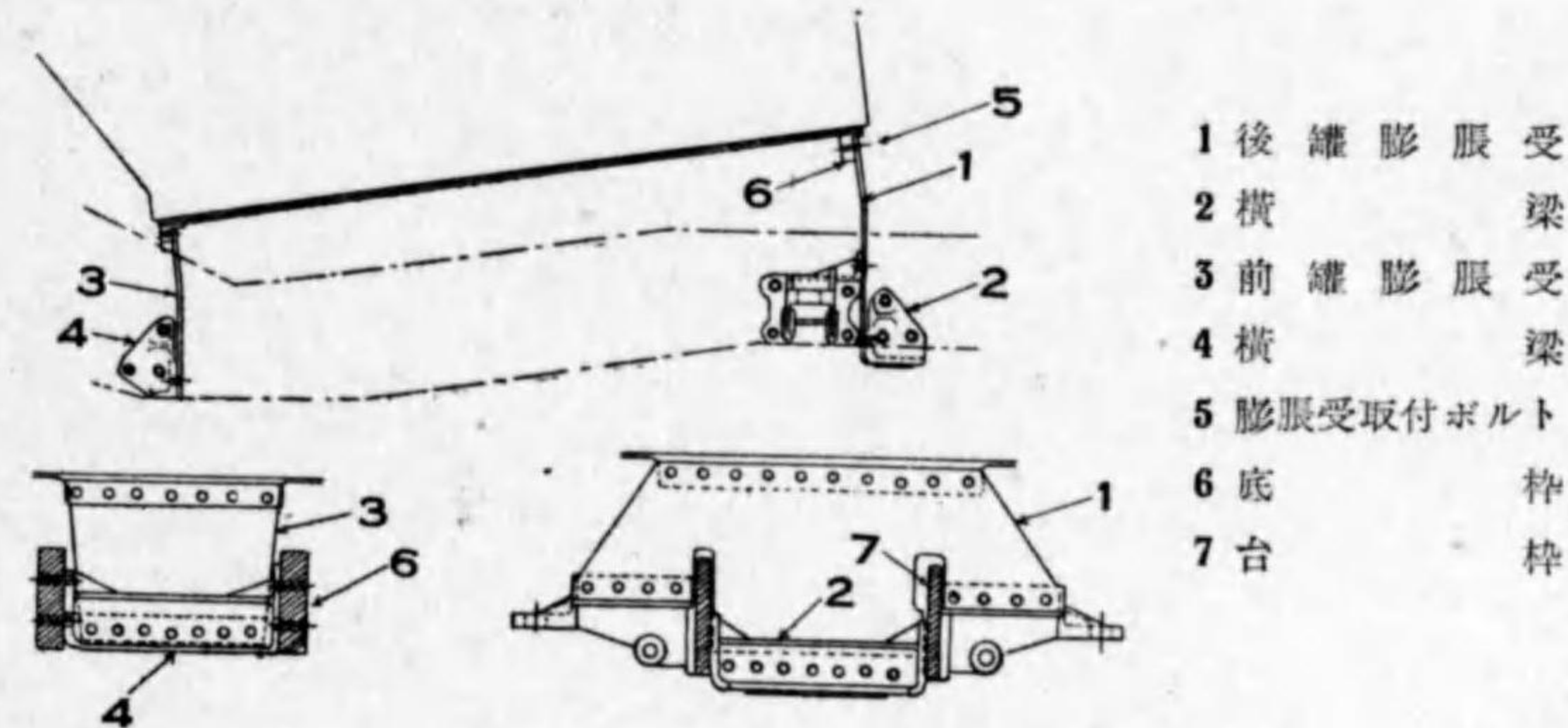
- 1 挾 金
- 2 山 形 鋼 枠
- 3 台 枠
- 4 押 エ
- 5 火 室 側 板
- 6 隅 板 狀 金 具
- 7 銑
- 8 控 取 換 用 穴

底枠を支へるものゝ二種となる。火室側板を支へるものは第108圖に示す如きもので、隅板狀金具(6)を火室側板に銑付し之を台枠の上に乗せこの部で前後方向に摺動せしめ、上下左右動は台枠に取付けられた支エ(2)に押エ金具(4)を取付けて防止されてゐる。

隅板狀金具(6)には(8)なる穴を穿ち、控の取換作業を容易ならしめてゐる。この構造のものは一般に狭火室のものに用ひられるが火室側板をその中途にて支へるため火室板に對し悪い影響を與へるものである。

次に火室底枠を支へるものは第109圖の如く底枠の前後を下方に延長し之に

第109圖 罐膨脹受



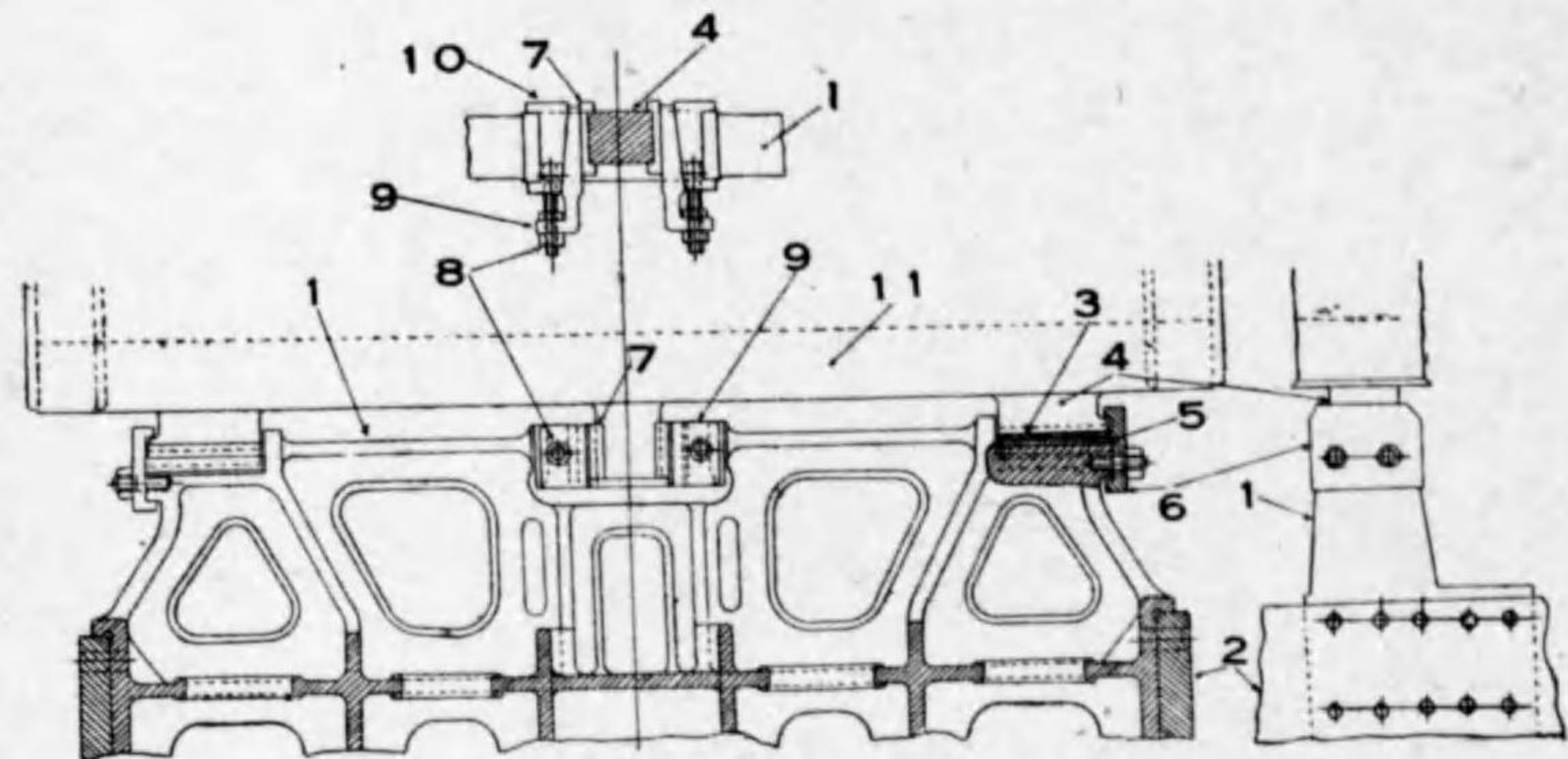
- 1 後 罐 膨 脹 受
- 2 横 梁
- 3 前 罐 膨 脹 受
- 4 横 梁
- 5 膨 脹 受 取 付 ボ ル ト
- 6 底 枠
- 7 台 枠

鋼板(1,3)をボルトにて取付け、板の下部を台枠に取付けられた横梁(2,4)に取付けたもので罐の膨脹、收縮は板の撓み性を利用して許容されるものであるが、板の厚さが厚過ぎると膨脹、收縮に無理があり又薄過ぎると罐を支へるに強度が不足する等、その厚さが當を得ないと各部に損傷を與へることになるので、C54形式機関車には使用されてゐるがその後使用されないやうになつた。

現在最も多く採用されてゐる膨脹受は第110圖の如く底枠の四隅に出張を作り台枠に取付けられた頑丈な鑄鋼製(SC41)の膨脹受(1)の上に滑金座(5)、滑

金(3)を挟んで横方から押へ(6)に依り取付けてあるものである。この滑金は摺動を容易にするためと摩耗の際の取替に便するため使用されるもので、砲金製(BC17)である。尚、小形機関車にはその必要は無いが、大形機関車で廣火室のものにあつては罐後方の横振の力が相當大きく、これを枠側の押へのみで支へるには不安があるので中央に罐振止を設けられる。即ち同圖に示す如く底

第110圖 罐膨脹受



- | | | |
|-------------|-------------------|--------------|
| 1 後 罐 膨 脹 受 | 5 滑 金 座 | 9 罐 振 止 楔 |
| 2 台 枠 | 6 膨 脹 受 押 エ | 10 罐 振 止 當 金 |
| 3 滑 金 | 7 罐 振 止 當 金 | 11 底 枠 |
| 4 底 枠 | 8 罐 振 止 楔 加 減 ネ ヂ | |

枠後方中央部にも出張を作り罐の横振を防止してゐるが、運轉中その横側が摩耗してその効果を減少せしめるから、この場合隙間の調整用として両側に楔(9)が設けられ摩耗して遊間の生じた際は楔ボルトを廻して調整するやうにしてゐる。

【参考】

膨脹係數とは温度1°C上昇することに依り0°Cの場合の長さの幾割膨脹するかと云ふ割合である。之は材料の種類に依り勿論相違するが今罐の膨脹係數を $\frac{6}{1000000}$ と見做し

無火の際の温度を20°C、有火の場合の温度を200°Cとして無火時に於ける罐の長さ10米なる場合の長さの相違は次の如くして求めることが出来る。

$$10 \text{米} \div \left(1 + \frac{6}{1000000} \times 20\right) \dots\dots\dots 0^\circ\text{C} \text{の場合の罐の長さ}$$

$$10 \text{米} \div \left(1 + \frac{6}{1000000} \times 20\right) \times \left(1 + \frac{6}{1000000} \times 200\right) = 12 \text{米}$$

即ち約12米膨脹することが判る。

第二章 台枠附屬品

台枠附屬品として擧げられるものは次の如きものである。

逆轉軸受、加減リンク受、滑棒、軸箱守、軸箱楔、排障器、伴板守、擔バネ釣受、從輪擔バネ案内、制輪子釣受、歩板、歩板受、釣合梁受、制動軸受
以上は何れも簡単な構造のもので説明する必要もないが、比較的主なるものみに就いて述べることにする。

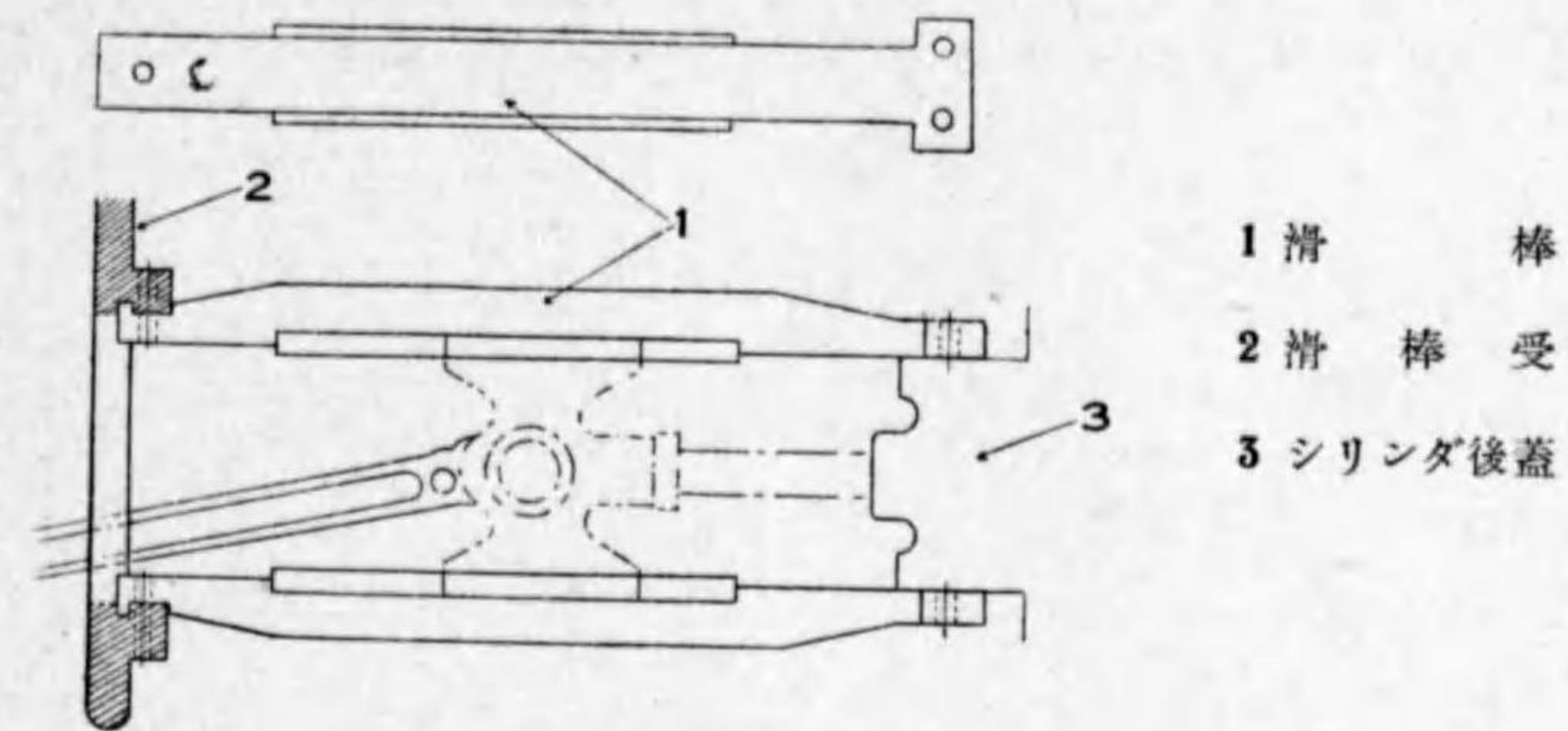
第一節 滑 棒

滑棒はクロスヘッドをシリンダ中心線に平行に案内する役目のもので、前方はシリンダ後蓋に、後方は滑棒受に何れも二本のボルトにて結合され材料は鍛鋼材 (SF34A) が現在使用されてゐる。これには一本棒式、二本棒式、四本棒式の種類がありその何れにあつてもクロスヘッドの摺動部分は摩耗のための段付を防止する意味に於て摺動しない部分より高くしてあり、クロスヘッドはこれを少し越えて運動するものである。以下これ等の構造に就いて説明することにしよう。

(1) 二本棒式滑棒

二本棒式滑棒は第 111 圖に示す通り上下二本の滑棒を取付けその中間をクロスヘッドが運動するもので、滑棒の摩擦部は一側のみであるから滑棒の壽命が長い利點はあるが、主連棒の傾斜が最大になつた場合でも滑棒に觸れないやうに上下滑棒間の距離を相當大にしなければならない。斯くすることに依つてクロスヘッドが大形となり往復部の重量が増加し機關車の前後動を増大せしめることゝ、下部滑棒の位置が低いから塵埃の附着多く摩耗し易いと云ふ缺點がある。

第 111 圖 二本棒式滑棒

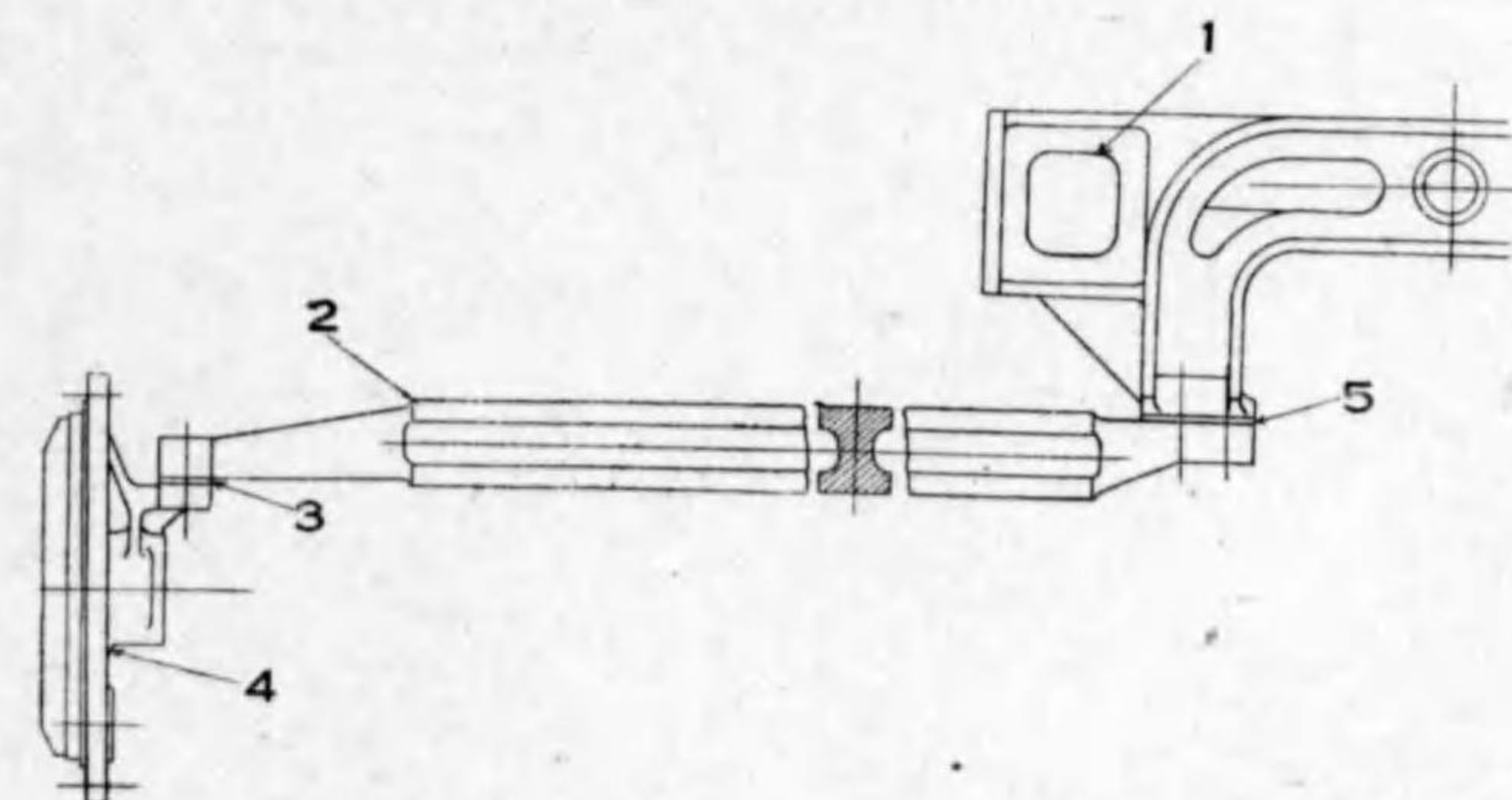


- 1 滑 棒
- 2 滑 棒 受
- 3 シリンダ後蓋

(2) 一本棒式滑棒

一本棒式滑棒は現在一般に採用されてゐるもので、材料は鍛鋼 (SF34A) に普通表面に炭素焼を施し硬度を大となし摩耗し難いやうに作られる。滑棒はクロスヘッドに依りその上下に後に述べる如く大なる圧力を受け乍ら摺動するので相當大なる摺動面積が必要になるのである。その断面は第 112 圖に示す如く I 形に作られ重量の軽い割合に強さを大としてゐる。


第 112 圖 一本棒式滑棒



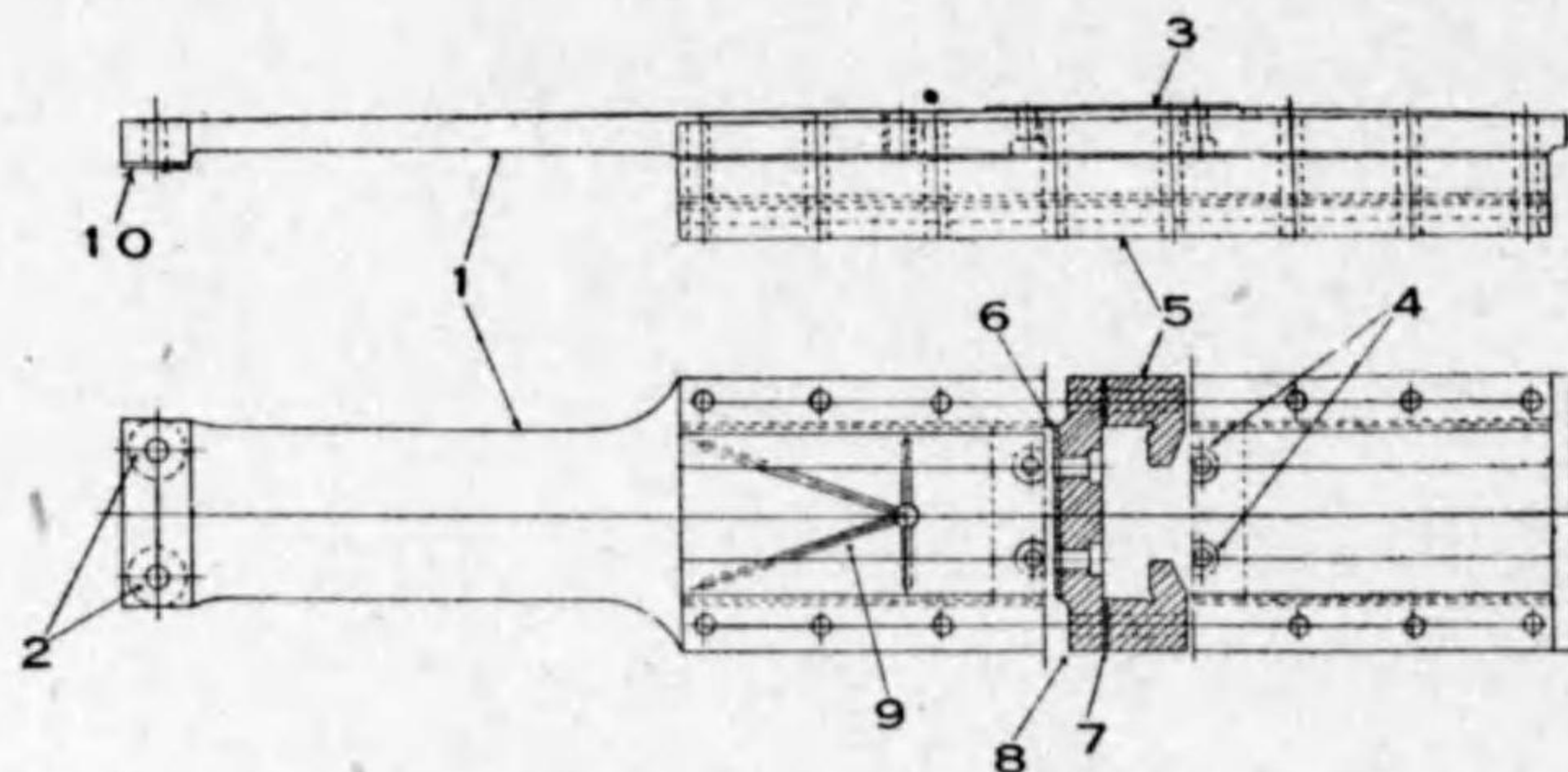
- 1 加減リンク受
- 2 滑 棒
- 3 挟 金
- 4 シリンダ後蓋
- 5 挟 金

之の両端の取付は前部はシリンダ後蓋に作られた鑄出しに横方向に並んだ二本のボルトにて、後部は加減リンク受と同一體の滑棒受部に前後に並んだ二本のボルトにて何れも挟金(3)及び(5)を挟んで取付けられてゐる。

一本棒式滑棒の缺點とする所は上下両面が摺動面となるから滑棒の壽命が短いと云ふことであるが、構造が簡單で取付位置が高く塵埃の附着等少く、従つて摩耗量も少いと云ふ特長あるため多く採用されてゐる。

三シリンダ機関車の中央の滑棒は取付箇所の関係上特殊な構造をしてゐる。即ち第113圖に示す如くその前端は二本のボルトにてシリンダ後蓋に取付けられるが、中央部は台枠に設けられた横梁に四本のボルトにて支へられ後端は取付けられないものである。従つて普通の滑棒のやうにその外周をクロスヘッドが抱いて摺動すると云ふ構造には出来ないでその断面を「」形とし、内部をクロスヘッドが摺動するやうになつてゐる。而して滑棒の厚さも外側滑棒に比し小にして約1/2位になつてゐる。

第113圖 中央滑棒

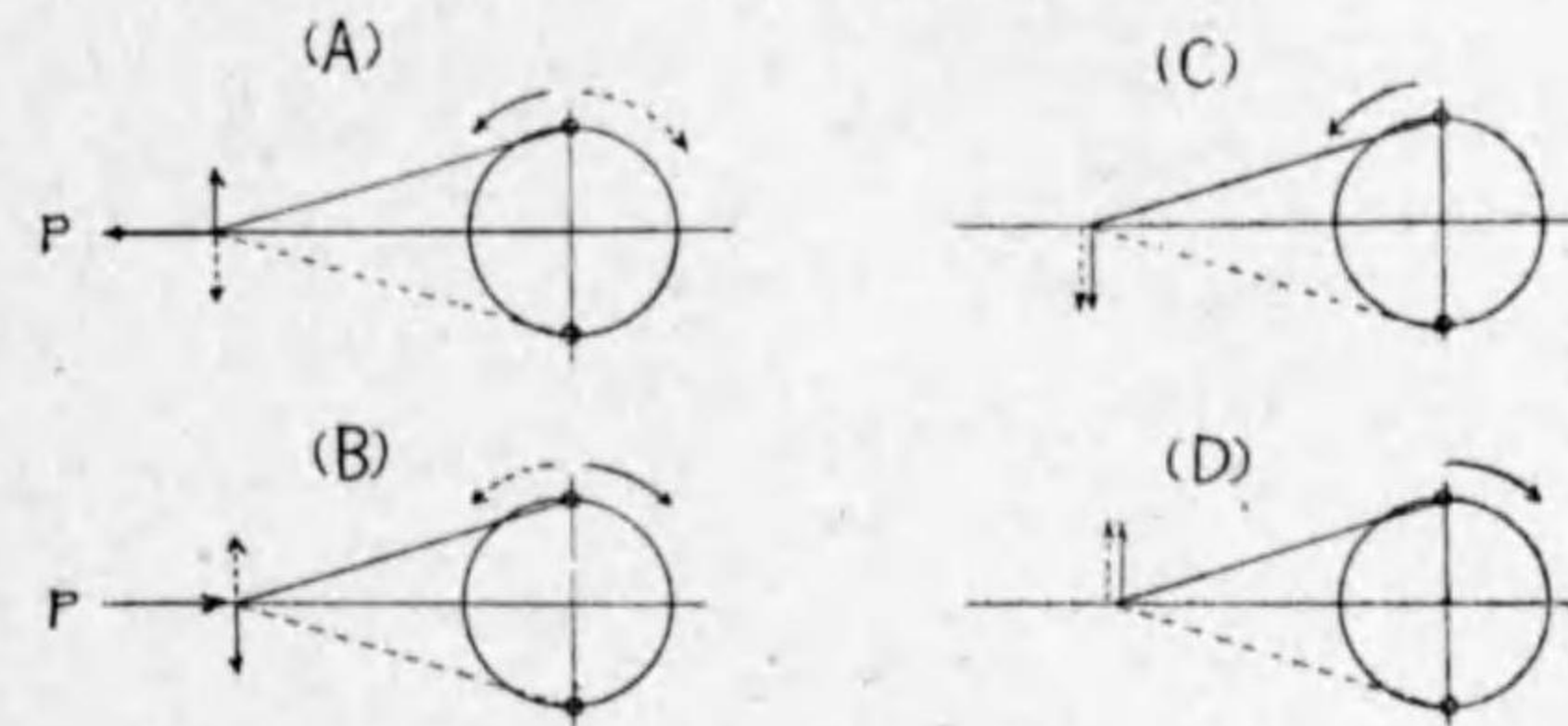


- | | | |
|-------------|--------|-------|
| 1 滑棒上體 | 5 滑棒下體 | 9 油溝 |
| 2 滑棒前取付ボルト穴 | 6 挟金 | 10 挟金 |
| 3 滑棒後取付座 | 7 同 | |
| 4 滑棒後取付ボルト穴 | 8 滑棒上體 | |

(3) 滑棒の受くる力の方向

滑棒は機関車運轉中主連棒の傾斜することに依りクロスヘッドを介して上下交互に圧迫力を受けるもので、之は機関車の前進、後進及び給氣、絶氣に依り變化する。その方向を圖示したものが第114圖である。即ち

第114圖 滑棒の受くる力の方向



同圖(A)は給氣運轉ピストン前進の場合で、機関車前進の際は實線に示すもので上向き、機関車後進の際は點線の如く下向きとなる。次に(B)は同じく給氣でピストンの後進の場合、機関車前進の場合は點線の如く上向き、機関車後進の際は實線の如く下向きとなる。次に絶氣中は動輪がピストンを押し動かすことになるから(C)圖の如く機関車前進の場合はピストンの運動方向如何に拘らず何れも下向き、機関車後進の場合は(D)圖の如く何れも上向きとなる。併しこの絶氣中の滑棒を圧する方向は主連棒、クロスヘッド等の重量を考へない場合のことで、實際はこの重量に比べピストンを動かすに要する力は比較的小なるため殆ど下向きとなるものである。このことに加へて滑棒の上面は塵埃等の附着のため下面より上面の摩耗量が大となるものである。

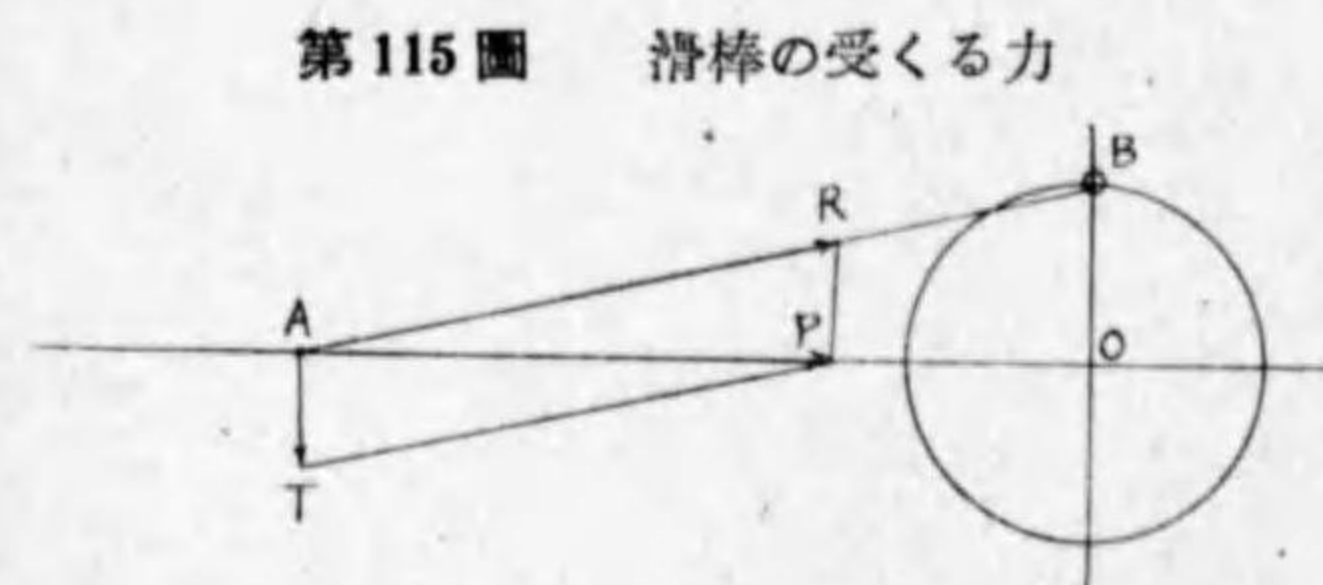
(4) 滑棒の受くる力の大きさ

滑棒の受くる力の大きさは給氣、絶氣に依り異なるは勿論主連棒の傾斜角の大小、換言するとクランクピンの位置に依り變化するもので、絶氣中は給氣中に

比し勿論小さく又主連棒の傾斜角の大なる程大となるものである。

給氣中滑棒の受くる力の最大は理論上クランクピンが最上或は最下に在る場合でこの場合の力の大きさを求める方法を説明することにする。併し主連棒或はクロスヘッド等の重さ及び往復部の慣性に依る力等は考へず、單にピストン面に作用する圧力のみを就いて求めることにする。

今、第115圖に於てAはクロスヘッド、Bはクランクピンとし最上にあるものとする。



第115圖 滑棒の受くる力

ピストン面を圧する力は車軸中心線上に作用するが、之は主連棒の方向と滑棒を垂直に圧する方向との二力に分解出来る。ピストンを圧する力の大きさを

車軸中心線上任意の長さにとりAPとする。次にこのAPを對角線とし主連棒の方向及び滑棒を圧する方向を二邊とする平行四邊形ATPRを畫くときは、AP、AT、ARの長さの割合がピストン面に作用する力と、滑棒を圧する力と、主連棒を圧する力との割合に相等しくなるものである。故に今滑棒を圧する力の大きさATを求めると

$$AT = AP \times \frac{AT}{AP} \dots\dots\dots(1)$$

然るに直角三角形ATPは直角三角形ABOに相似であるから $\frac{AT}{AP} = \frac{BO}{AO}$

故に(1)式を書き換へると

$$AT = AP \times \frac{BO}{AO} \dots\dots\dots(2)$$

然るに $AO = \sqrt{AB^2 - BO^2}$ なる故に結局(2)式は

$$AT = AP \times \frac{BO}{\sqrt{AB^2 - BO^2}} \dots\dots\dots(3)$$

となり、APは蒸氣圧力にピストン面積を乗じて求められ之をPとし、ABは主連棒の長さ、BOはクランク半径で皆既知数であるから、滑棒を圧する力AT、之をTで表すとその大きさは計算出来るものである。

次に主連棒の傾斜の影響を無視した場合即ち $AB=AO$ と考へた場合は、(2)式のAOの代りに直に主連棒の長さABを使用し次の如くして求めることが出来る。

$$T = P \times \frac{BO}{AB} \dots\dots\dots(4)$$

即ちピストン面に加はる力に主連棒とクランク半径の割合を乗じて求めることが出来る。

(4)式を見て解るやうに、滑棒を圧する力の最大値はピストンを圧する圧力が同一でも主連棒長さの長い程、又クランク半径の小なる程小となるものである。

以上の計算に依りクランクが最上或は最下の時の滑棒を圧する力の最大値の求め方は判つたが、クランクのこの位置に對するクロスヘッドの位置如何と云ふに、滑棒の中央より僅か後方となるものである。勿論主連棒の傾斜を無視すれば滑棒の中央と云ふことになる。

【参考】

今、蒸氣圧力 16 砵/糶²、主連棒の長さ3米、ピストン直径及び行程が53糶と66糶なる場合、滑棒を圧する力の最大を求めると、(4)式を使用し

$$T = P \times \frac{BO}{AB} = 16 \times 53^2 \times \frac{3.1416}{4} \times \frac{2}{300} = 3883$$

即ち約3.883 砵なることが判る。

次にクランクの任意の位置に對する滑棒を圧する力を求めると、前述の最大値を求めた場合と同一方法に依り平行四邊形を作りピストンを圧する力Pにその場合のAPの長さとATの長さの割合を乗じて求めることが出来るが、この場合 $\frac{AT}{AP}$ の値を主連棒の長さとクランク半径に置き代へることが出来ないから簡単に數値を計算することは出来ないが圖示式に求めることが出来る。併し三角法に依れば主連棒の傾斜角が解れば之を使用

することに依り求めることが出来る。即ち主連棒の傾斜角を α とすると $\frac{AT}{AP} = \tan \alpha$ であるから求める T は次の如くである。

$$T = P \tan \alpha$$

即ちピストン面に加はる力に $\tan \alpha$ の値を乗じて容易に求められる。而して $\alpha = 0$ の場合は $\tan \alpha = 0$ となり $T = P \times 0 = 0$ 即ち前後の死点の場合は蒸氣圧力に依る滑棒を圧する力は零となり、主連棒の傾斜角 α が大になればなる程 $\tan \alpha$ の値が大になり従つて滑棒を圧する力も大となる。而して α 角の最大のクランクの位置は最上又は最下である。

第二節 軸箱守

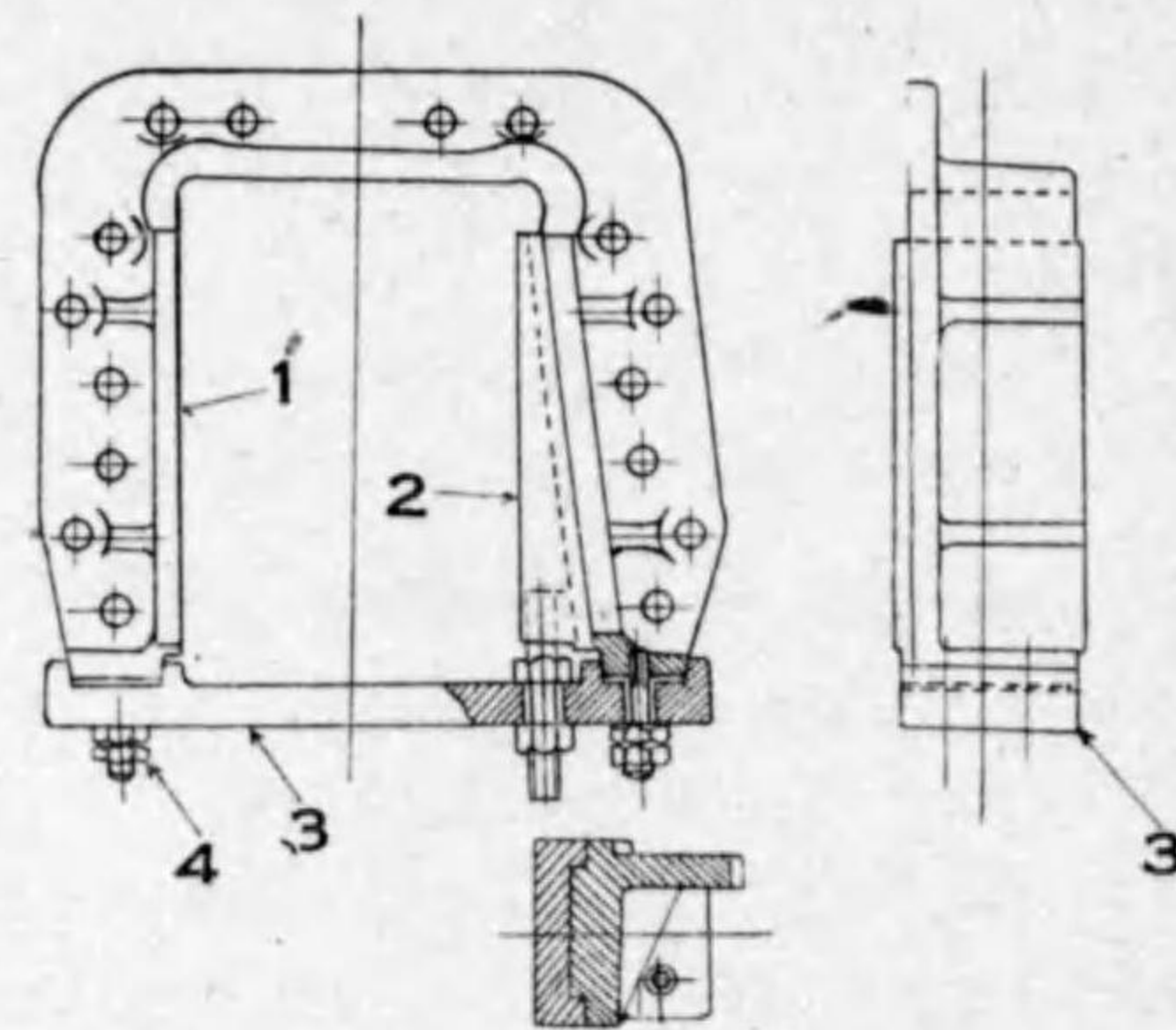
(1) 軸箱守

板台枠は厚さが小なるため強度少く且つ軸箱をシリンダ中心線に直角に保持し難く、従つて車軸中心線もシリンダ中心線に直角を保たしめることが出来ないで、一般に第 116 圖に示す如き鑄鋼製 (SC41) の軸箱守をボルトにて台枠に取付けてゐるものである。軸箱を挿入した場合一側は軸箱と直接摺動するから垂直になつてゐるが、他側は軸箱楔を取付ける關係で下擴りに楔と同じ勾配が附せられてゐる。

軸箱上面と軸箱守間の寸法はバネの撓みに依る台枠の上下動を許すため普通約 40 耗の隙間が設けられてゐる。

次に棒台枠は相當厚いから強

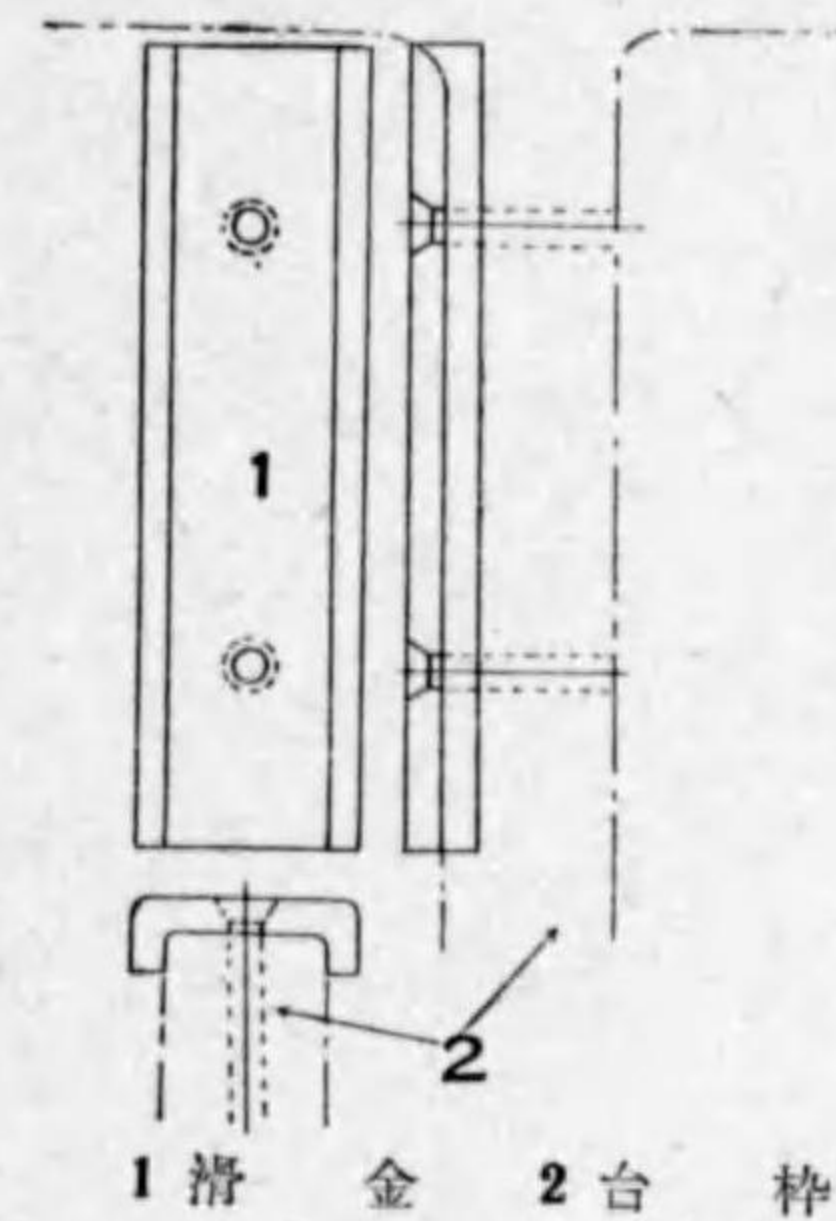
第 116 圖 軸箱守



- 1 軸箱守
- 2 軸箱楔
- 3 軸箱守控
- 4 軸箱守控ボルト

度もあり車軸中心線もシリンダ中心線に直角を保たしめることが出来るので軸箱守は設けず、楔を設けない側は軸箱と台枠が直接摺動しないやう第 117 圖に示す如き圧延鋼 (SS41) の台枠滑金を二本の皿ボルトにて取付け楔の設けられる側はそのまゝである。

第 117 圖 台枠滑金



- 1 滑金
- 2 台枠

尚、最近の新製機関車では軸箱の摺動面に砲金製の裏張を行はないから、反對に軸箱に接する台枠滑金或は楔に砲金製の板を當て摺動を容易にしてゐる。

(2) 軸箱守控

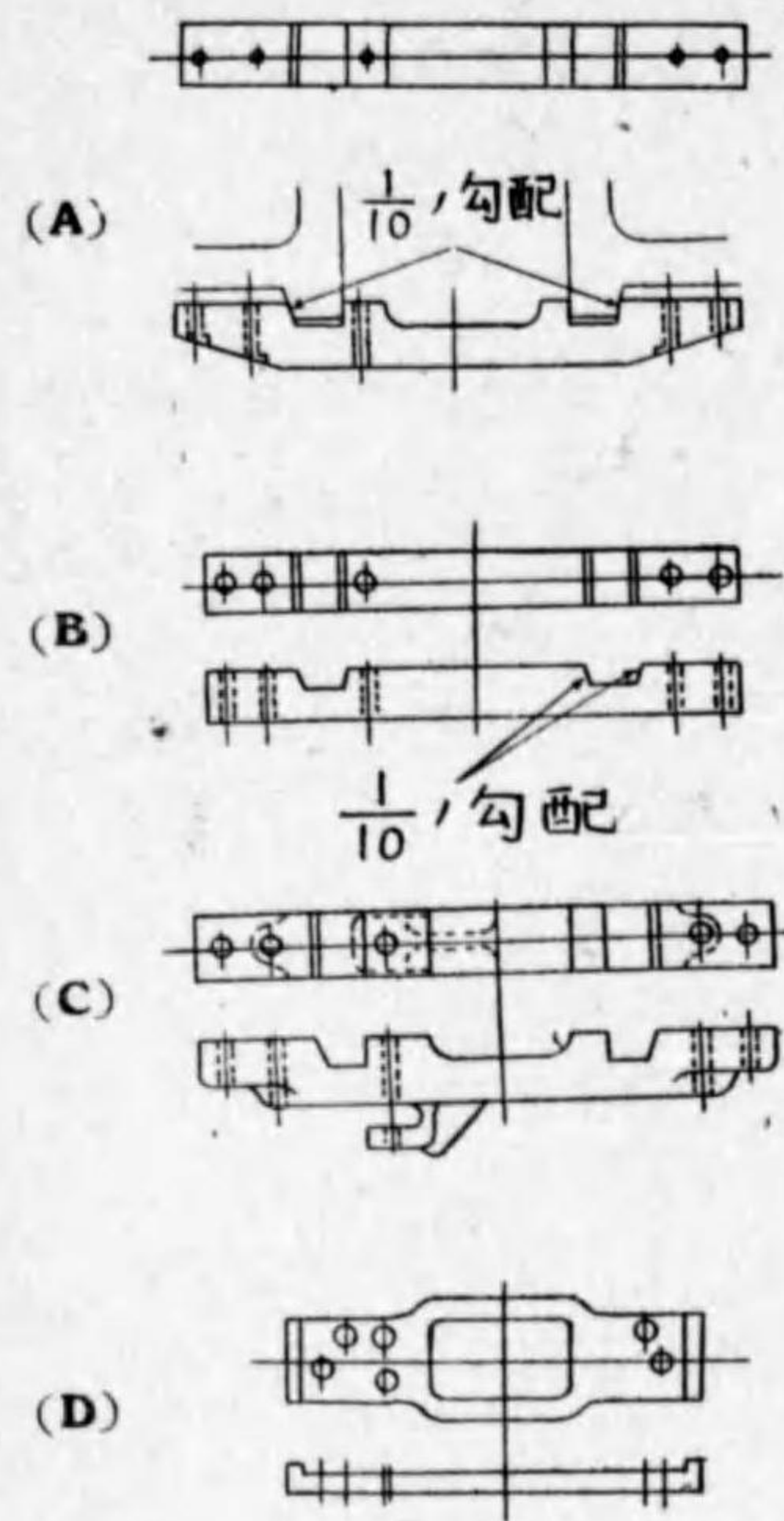
板台枠と棒台枠とを問はず軸箱挿入のために切開かれた部分の補強と軸箱楔を支へることのために圧延鋼で作られた軸箱守控が設けられるのである。その構造

は種々あるが代表的のものを示すと第 118 圖の如くで、同圖 (A)、(B)、(C) は棒台枠に取付けられるもので、台枠の接觸部は $1/10$ の勾配にて接するやうになつて居りその結合を完全ならしめて居る。板台枠のものは同圖 (D) に示す通りで、之は軸箱守の両端に取付けられるもので板状になつて居り下バネ式に採用される。中央の穴は擔バネ釣挿入のために開かれてゐる。(C) 圖のものは楔ボルト用のナットを締付けるに便利なやうに突出部を設けられ、一般に廣く使用されて楔の弛緩が少いと云はれて居る。

(3) 軸箱楔

軸箱は機関車運轉中絶えず前後に叩き付けられ、又動搖に依る擔バネの撓み

第118圖 軸箱守控



のために上下に摺動するものであるから、漸時摩耗して軸箱と台枠或は軸箱守間に隙間が出来、大きな打音と共に大なる衝動を與へ機關車の乗心地を悪くすると共に、各部の弛緩或は損傷を起すものである。この衝動の程度は遊間の大なる程大なることは云ふまでもない。

而してこの軸箱と台枠とに少しの隙間も設けずに固定しておくこと云ふことは擔バネを全然設けないのと同じになり不都合である。依つて、絶えず何時も適當なる隙間を維持せしめるためにこの軸箱楔が設けられるのである。

この楔は一般に圧延鋼で作られるが軸箱裏張の砲金を廢止したものは之を砲金(BC22A)で作つたものもある。

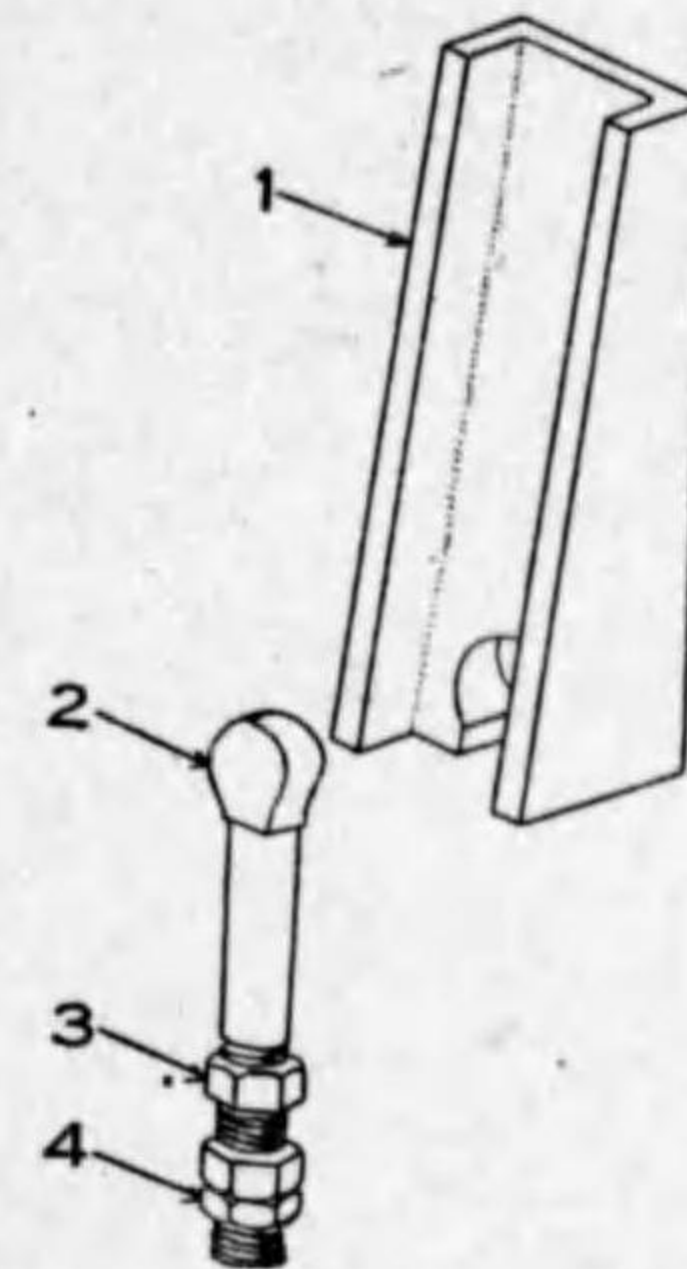
楔の形状の一例は第119圖に示す通りで、棒台枠に使用されるものは台枠を抱かせるため断面コ形となつてゐるが、板台枠に使用されるものは軸箱守を設けるため断面短形のもが使用されてゐる。而して何れも軸箱に接する側は垂直で、台枠或は軸箱守に接する側は上部を薄く下部を厚くした勾配が附せられその下方に楔ボルトを横側から挿入する穴が設けられてゐる。

この楔の勾配の程度は従來機關車形式毎に相違し $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{11}$, $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{15}$, $\frac{1}{16}$ 等のものが使用されてゐたが、現在一般に $\frac{1}{10}$ のものが用ひられるやうになつた。

この楔の勾配の程度は従來機關車形式毎に相違し $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{11}$, $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{15}$, $\frac{1}{16}$ 等のものが使用されてゐたが、現在一般に $\frac{1}{10}$ のものが用ひられるやうになつた。

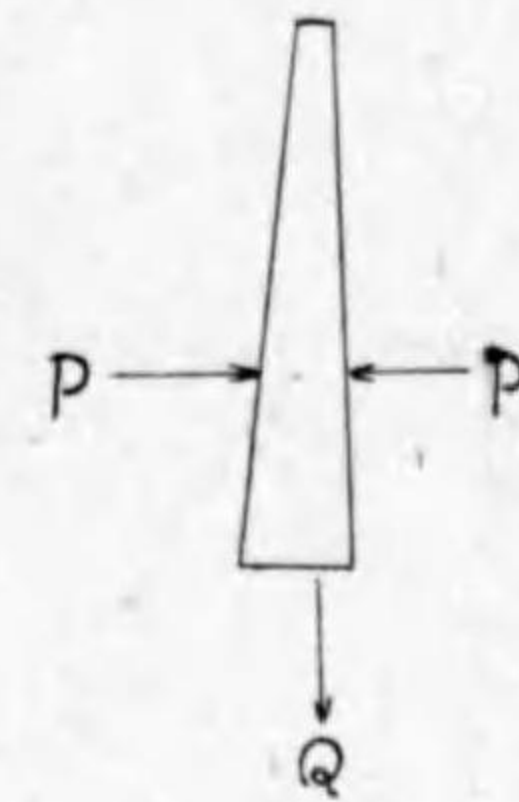
この勾配の急なものは締上げに大なる力を要し運轉中弛み易いものである。即ち第120圖に於て横方向にPなる力が作用した場合、之を弛めんとして働く

第119圖 軸箱楔



- 1 軸箱楔
- 2 楔ボルト
- 3 ナット
- 4 ナット

第120圖 楔勾配と力の關係



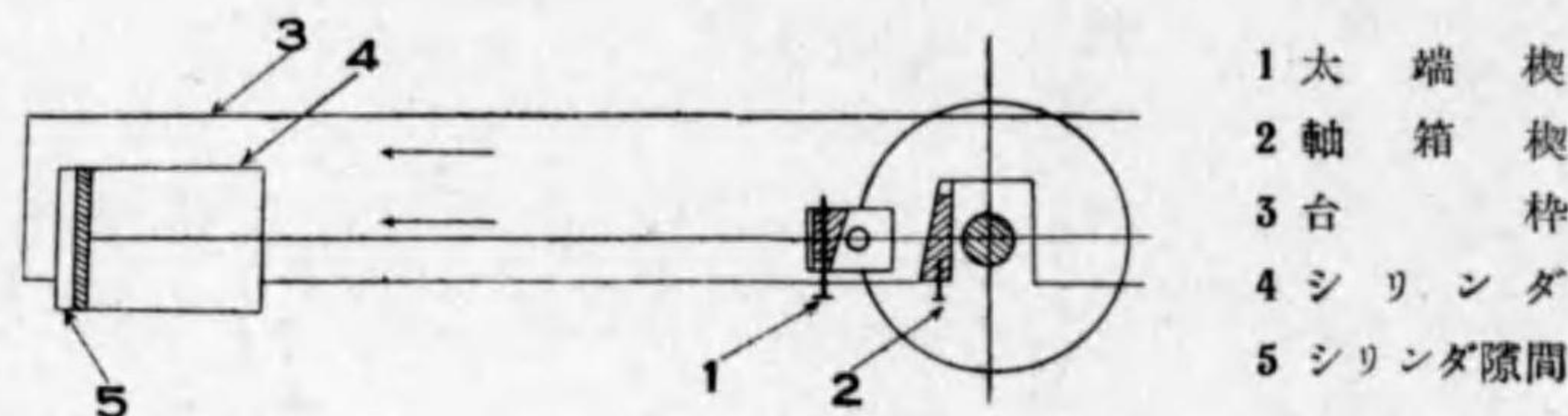
力Qは $(P \times \text{勾配})$ で求められるから勾配の急なる程弛み易いことになる。その反對に勾配の緩いものは締上げに手数を長く要し横方向に一定の隙間に詰めるのに楔を多く締上げねばならないのである。依つて現在 $\frac{1}{10}$ のものが多く使用されてゐるのである。

この軸箱楔を軸箱の前後何れに設くるを可とするかを説明すると、保守の方面から考へると摩耗量の多い側に置いた方がよく、この摩耗量は軸箱を台枠に圧する力の大きい側が多いこと勿論で、今給氣運轉中を考へると主連棒に加はる力が相等しい場合でもクランクが下半分を廻る場合よりも上半分を廻る場合の方が軸箱を台枠に圧する力は相當大なるものであるから、機關車前進の場合には軸箱前方の摩耗多く、後進の場合は反對に後方の摩耗が多いことになり、惰力運轉中は機關車の走行抵抗より客貨車の走行抵抗が小さいため絶えず機關車は後方から押されてゐる状態になり、この場合は軸箱の後が多く摩耗すること

になる。而して以上の中何と云つても給氣運轉中に加はる力の影響が最も大きいから、實際は軸箱前方が多く摩耗するものである。依つてこの方面から考へると楔は軸箱の前方に置くを得策とする。

次に、主連棒の両端楔を調整すると共に軸箱楔をも調整した際ピストン隙間に變化を與へない様な側に軸箱楔を設ける必要がある。構造上、主連棒細端楔は太端寄即ち後方に設けられるが、この場合太端楔をクランクピン前方に設けたときは、この両端の楔を締上げることに依り主連棒が長くなつたと同様にピストン隙間は前方が少く後方が多くなるから、この場合軸箱楔を締上げることに依りその反對現象を與へるやうな側に楔を設けるのが良い。即ちこの關係を第121圖に依つて説明すると、今太端楔(1)を締上げると主連棒は前方に押さ

第121圖 楔調整とピストン隙間



れピストンは前に進みピストン隙間の前部は少くなるが、この場合軸箱楔(2)を前方に設けこれを締上げると台枠は前方に押されピストン隙間はその前方が多くなるので丁度相殺され都合がよいから、太端楔と共に軸箱楔も前方に設くべきである。反對に太端楔が後方にある場合は同様な理由に依り軸箱楔も後方に設くべきである。この場合細端楔は摩耗量が少いから餘り考慮に入れなくても差支へない。

以上の如き理由に依り現在一般の機関車は主連棒太端楔はクランクピンの前側、軸箱楔は軸箱の前側に設けるやうにされてゐる。但し8620形機関車の様に

兩方共後方に、9600形機関車の如く太端楔は前方に軸箱楔は後方に設けられたものもある。

【参考】

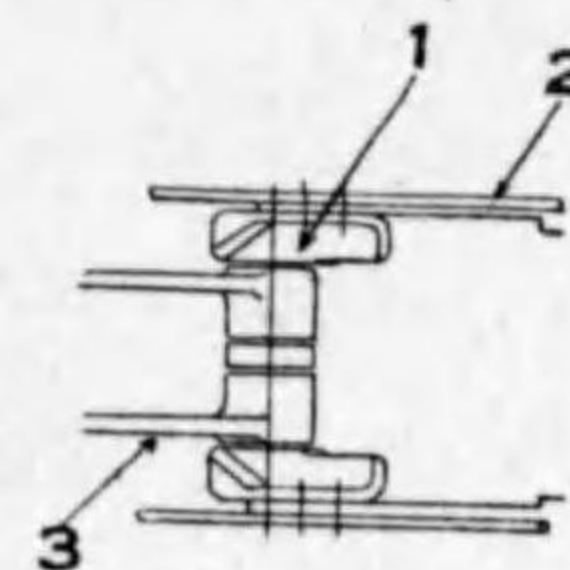
今軸箱楔と軸箱間に適當な遊間を作るために楔を一杯締上げて後加減ナットを弛め戻す角数を求めると、楔の勾配 $\frac{1}{10}$ 、同ボルトの刻み3.5耗、ナットは六角とすれば0.3耗の隙間を作るため弛め戻すべき角数は次の如くである。

即ち勾配 $\frac{1}{10}$ の楔を水平方向に1移動せしめるためには垂直方向に10移動せしむればよいから、横方向に0.3耗の隙間を作るためには、 $0.3 \text{ 耗} \times 10 = 3 \text{ 耗}$ 楔を降下せしむればよい。然るにボルトの刻み3.5耗なる場合は、同ボルト一回轉即ちナットを一周せしむると3.5耗ボルトは移動するから結局3耗ボルトを降下せしめるには $\frac{3}{3.5}$ 回轉すると丁度0.3耗の隙間が得られることになる。従つて求むるナットの角数は $6 \times \frac{3}{3.5} = 5$ 即ち約5角である。

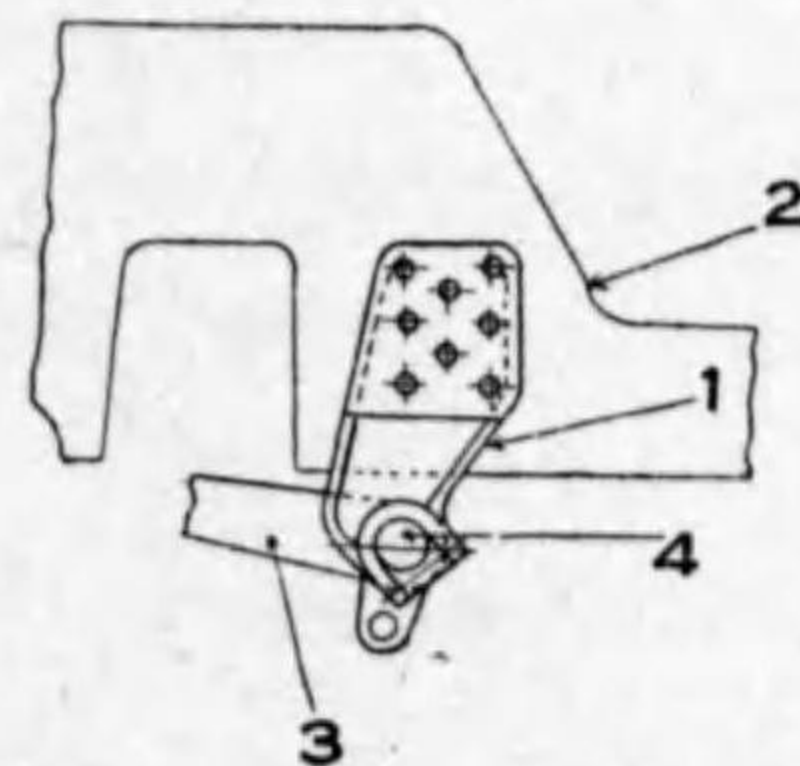
第三節 制動軸受

制動軸受とは第122圖に示す如く制動軸(4)を支へるためボルトにて台枠に取付けられた鑄鋼製(SC41)のものである。

第122圖 制動軸受



- 1 制動軸受
- 2 台 枠
- 3 制動軸腕
- 4 制 動 軸



第三章 シリンダ

第一節 シリンダ

(1) シリンダ一般

シリンダは蒸氣の有する熱エネルギーをピストンを押すと云ふ機械的エネルギーに變換する場所で、罐から供給する蒸氣をシリンダに作用せしめる方法に依り單式と複式に分けることが出来る。複式機關車は高压シリンダと低压シリンダが設けられ最初高压シリンダでを使用した蒸氣を次の低压シリンダで今一回使用して次に吐出するもので、之には高压、低压シリンダ各一箇合計二箇のもの、その何れか一箇で他に二箇合計三箇のもの及び高压、低压各二箇合計四箇のもの等があり、その配列も上下に並べたもの、左右に置いたもの或は前後に装置したもの等の別はあるが、何れも蒸氣を二回膨脹せしめて使用するから蒸氣の効率が良好になり又一箇のシリンダで極端に膨脹せしめず二回に分つて膨脹せしめる關係上、一箇のシリンダ内での圧力の降下割合少く、従つて温度の降下も少く凝結し難い等のため燃料が經濟的に使用されると云ふ利點のあるものである。併し乍らその反面構造が複雑で製作費高く、保守が困難で操縦し難く且つ走行抵抗が大である等のため、前述の利點よりその缺點が多いので現在我が國有鐵道には使用されてゐないのである。

又一面高压過熱蒸氣の使用等に依りその價値も餘り認められなくなつた。

シリンダを台枠に對する位置から分類すると外側シリンダと内側シリンダとなる。即ち台枠の内側にシリンダを取付けたものが内側シリンダで、外側に取付けたものが外側シリンダである。外側シリンダは内側シリンダに比し構造簡單で弁装置部分の検査修繕に便利である。

内側シリンダは英國に多く用ひられその利點はシリンダ中心距離が少くなるため機關車の動搖が少いことであるが、弁装置部分が台枠内に隠れるため検査修繕に不便なこと、動軸をクランク軸にしなければならないこと及び場所の關係で大きなシリンダを取付けることが出来ないこと等の缺點がある。

シリンダ中心線は一般に動輪中心線に一致して水平に取付けられるのが普通であるが、構造上例へば先輪の横動に支障するやうな場合は傾けて取付ける場合もある。

次に單式シリンダに二シリンダと三シリンダの二種があるが、その得失を次に説明することにする。

A. 三シリンダの利點

イ、牽引力が増大出来ること

これはシリンダを三つ取付けるが故に牽引力が増大出来ると云ふのでなく、この理由は動輪一回轉中一定の平均回轉力を得るためには三シリンダは最高、最低回轉力の差が少いから最高回轉力は三シリンダの方が低くなる。シリンダ牽引力は粘着力以上にはなし得ないから同一粘着力、換言すると動輪上重量同一の場合シリンダ牽引力は三シリンダの方が大となし得ることになる。

ロ、出發力が大であること

動輪回轉力最小のクランク位置は一方の弁が締切の位置にある場合である。而して同じ締切の場合一方の弁が締切の位置に在る時の回轉力は、三シリンダの方が二シリンダより大であるから理論上出溢の傾向が少いことになる。

ハ、燃料及び水の節約になること

二シリンダは動輪一回轉中四回の排氣作用が起るが、三シリンダでは六回

の排気作用が起るから、煙室内の真空の発生が均一になり、煙管内を通るガスの速度にむらが無く又火室内の通風も良好になり、従つて石炭の燃焼状況が良好になり、且つ動輪一回轉中の回轉力の變化が少いから締切を比較的早くすることが出来るので結局水及び石炭の節約となるのである。

ニ、動搖が少いこと

三シリンダ機関車は動輪一回轉中の回轉力の變化が少いから之に伴ふ動搖が少いことになる。同じ程度の牽引力の場合シリンダが三つあると云ふことはその直徑が小であることを意味し、そのため往復運動部の重量を軽くすることが出来、又シリンダの中心距離は縮小され延いては機関車の前後動を減少せしめることになる。

B. 三シリンダ機関車の缺點

- イ、シリンダ鑄物及び主動軸等の構造が複雑で設計及び工作が面倒であること
 - ロ、中央シリンダ及び之に附屬する運動部分が台枠の内側にあるためこの部の検査、給油及び修繕が困難であること
 - ハ、中央の弁運動は左右の弁運動の合成に依り成されるものであるから、弁調整が困難で弁装置各部の摩耗は中央ピストン弁の蒸氣給排作用に悪影響を與へること
 - ニ、中央シリンダの傾斜のためと主動軸が重いために主動軸の受ける打撃が大であること
 - ホ、中央シリンダが傾斜せるためクランクが完全に 120° 宛でないから軸箱守を圧迫する力は右リードのクランクの場合は左側の軸箱の受ける力の方が稍大となること
- 以上の如く三シリンダ機関車と二シリンダ機関車の利害は相反する状態であ

るが、現在の所構造複雑なる三シリンダよりも二シリンダで同じ位な牽引力を持つ機関車が製作されんとする傾向にあり、C52, C53のみが三シリンダで以後製作されず最近の C59 形機関車は C53 形機関車に匹敵するもので而も二シリンダである。

(2) シリンダの構造

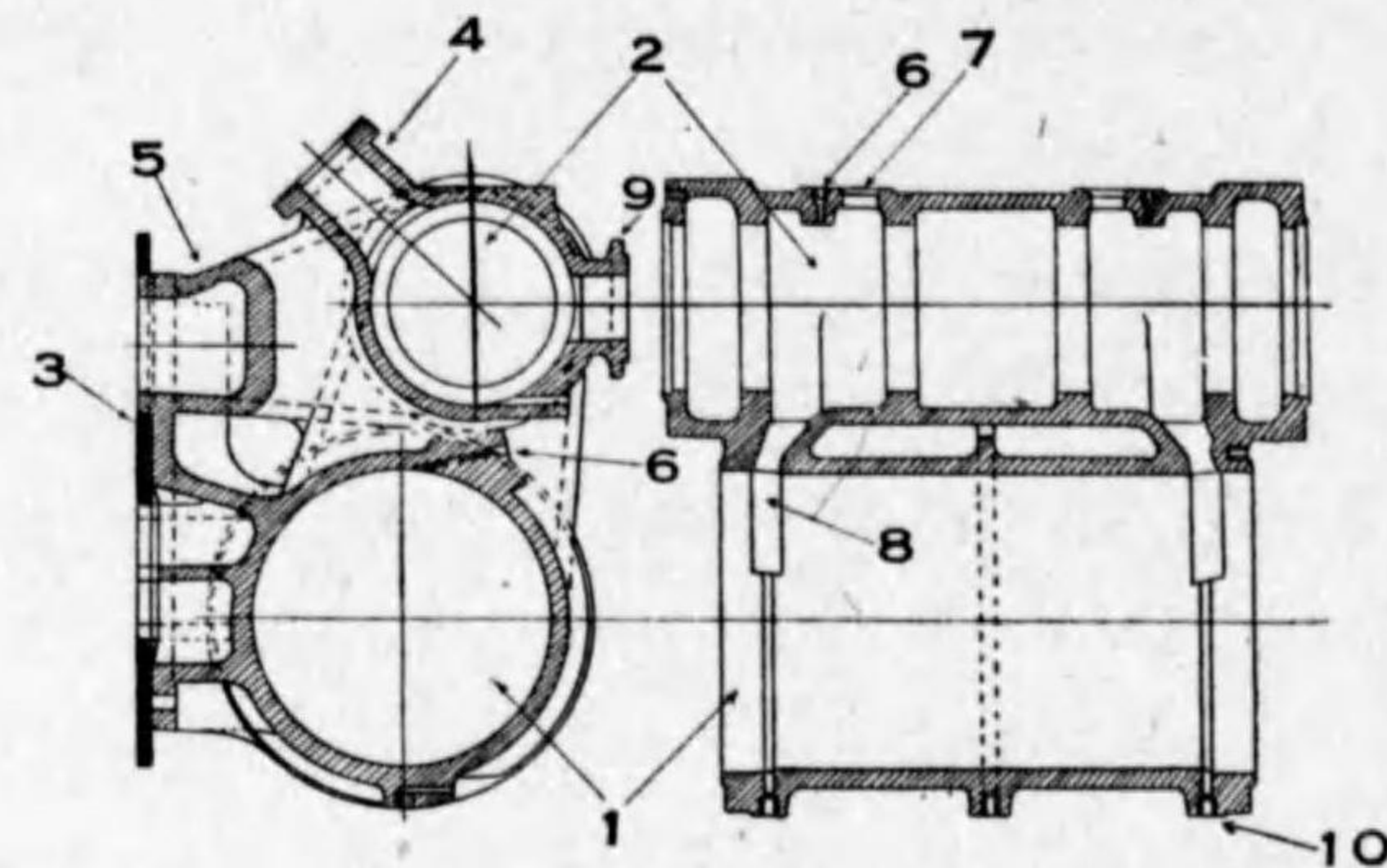
シリンダの構造は種々のものがあるが、何れも大體の形態は同一で鑄鐵(FC 19A) で作られシリンダ胴の内部及び前後の蓋取付部は共に精密に仕上げられるが外側は鑄肌のまゝで石棉及び被で包み熱の放散を防止してゐる。而して、シリンダ胴の厚さは使用蒸氣の最大圧力に耐ゆるは勿論、常にピストンと接觸摺動して摩耗するから之が削正に對する餘裕を見込んでおく必要がある。又シリンダは最も複雑な形をしてゐるので之を鑄造する際各部厚さの不均一から冷却速度に相違を來し内力の發生のため龜裂發生の原因となることもあるので、各部の厚さは成べく均一にして之等の弊害を防止してゐる。尙此の厚さは、シリンダ内蒸氣圧力及びシリンダ内徑等を考慮した實驗式に依り求められるが、それに相當餘裕を見込んで作られるものである。

機関車使用中シリンダ壁は眞圓に摩耗せず楕圓形或は段付摩耗をするから度々削正を要し、その都度壁の厚さは減少し遂には蒸氣圧力に耐へなくなる時が來るが、この場合でもシリンダ體を取換へずにシリンダ體と同一の鑄鐵製(FC 19A) のブツシュを嵌入して更にシリンダの壽命を長くするのである。尙新製當時からブツシュを嵌入してゐるものもある。

シリンダ構造の實例は蒸氣室とシリンダを一體に作り之を台枠の兩側に取付けてゐるもの、即ち第 123 圖に示すもので、蒸氣室(2)には一つの主蒸氣管座(4)、空氣弁座(9)と脇路管座(7)及び給油管座(6)が各二箇所設けられ(5)が排氣通路になつてゐる。シリンダは給油管座(6)と蒸氣室の排水弁座一箇及び

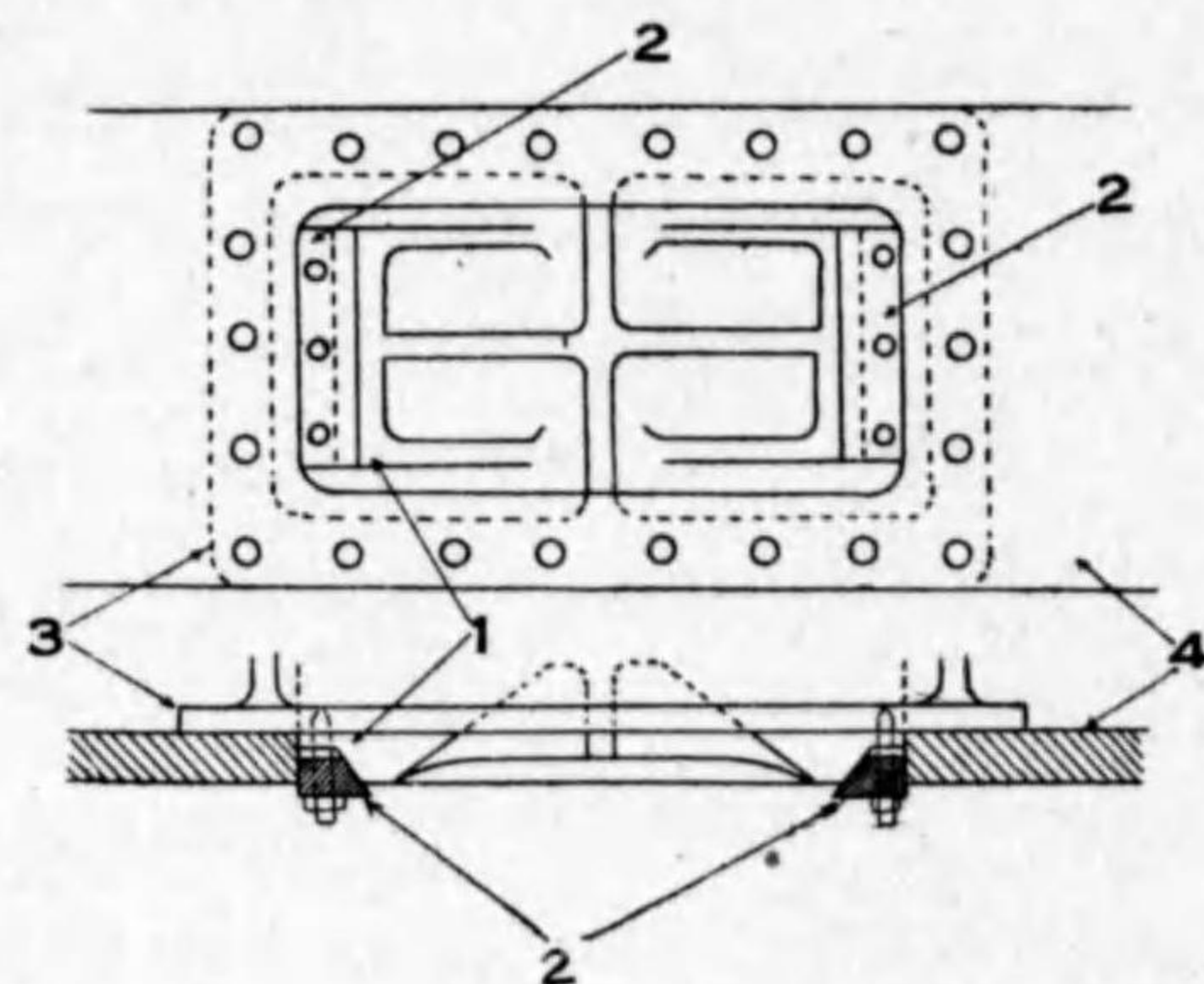
シリンダの排水弁座二箇が設けられてゐる。

第123圖 シリンダ



- | | | |
|-----------|--------|-------------|
| 1 シリンダ | 5 排氣通路 | 9 空氣弁座 |
| 2 蒸氣室 | 6 給油管座 | 10 シリンダ排水弁座 |
| 3 台枠 | 7 脇路管座 | |
| 4 主蒸氣管取付座 | 8 蒸氣路 | |

第124圖 シリンダ取付法



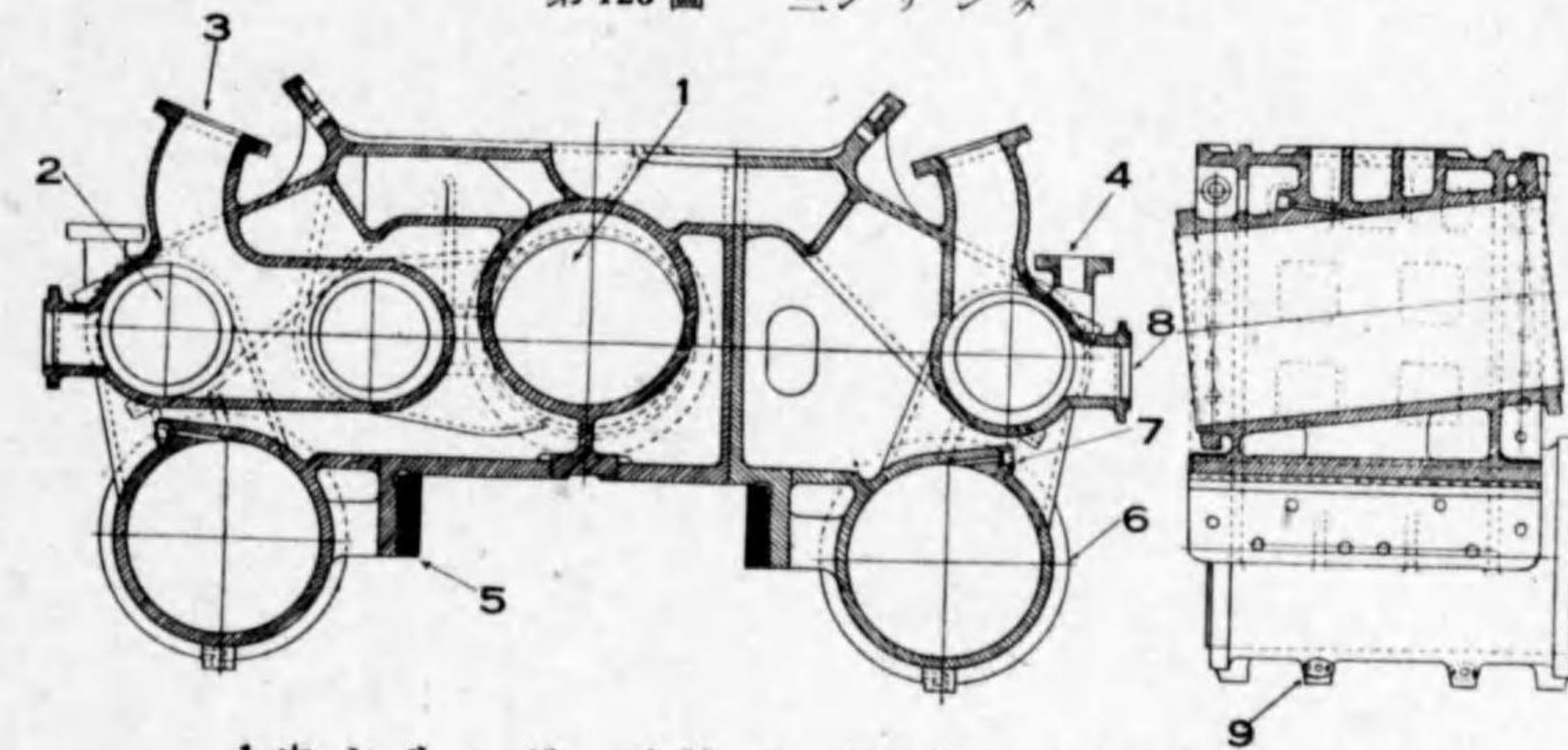
- | |
|---------|
| 1 シリンダ體 |
| 2 楔 |
| 3 シリンダ體 |
| 4 台枠 |

このシリンダは多數の打込ボルトで台枠を挟んで罐台に強固に取付けられるが、このボルトに直接剪斷力が作用しない様に第124圖に示す如くシリンダ部

分に鑄出し(1)を作り之を台枠の切開部に挿入し、その間へ $\frac{1}{20}$ の勾配を有する楔(2)をボルトにて締付け、シリンダに働く前後方向の力は直接台枠にて受け、ボルトはたゞ兩者を結んで居るに過ぎないやうにされてゐる。

次に蒸氣室並にシリンダと罐台とを共鑄に左右別々に作り之を中央でボルトで結合するものがあり、主として棒台枠のものに使用される。今その一例として三シリンダのものを示すと第125圖の通りである。これは左側の蒸氣室とシ

第125圖 三シリンダ



- | | | |
|-----------|---------|-----------|
| 1 中シリンダ | 4 脇路管座 | 7 給油管座 |
| 2 蒸氣室 | 5 台枠 | 8 空氣弁座 |
| 3 主蒸氣管取付座 | 6 シリンダ被 | 9 蒸氣室排水弁座 |

リンダとが一體となり、右側と中央の各蒸氣室とシリンダとを一體となし之を十數本の打込ボルトで結合して台枠の上に置くもので、同時に罐台を兼ねてゐる。二シリンダのものでもこの方式を採用したものもある。この三シリンダは中央シリンダのみ取付位置が左側より高く且つその中心線は水平線に對し幾分後下りに傾き、C53形式の傾きは $7^{\circ}30'$ で更に70耗許り左右シリンダより後退せしめて、シリンダの位置の高くなるのを防ぐと共にピストン體の中心から主連棒太端中心迄の距離を左右のそれと略々等しくしてゐる。この中央シリンダ傾斜の理由は、主動輪を第二動輪にする關係上左右シリンダと水平に取付け

ると第一動輪軸に主連棒が觸れるからで、之を防ぐためには第一動輪軸を曲げて取付けなければならぬと云ふ不都合があるから、結局中央シリンダを傾斜せしめるのである。併し弁装置を簡単にするために蒸氣室は三つ共同一水平線上に設けてゐる。

この種のシリンダを台枠に取付けるには多數の打込ボルトが使用されるが之に剪斷力が作用しないやうに第 126 圖に見る如く台枠切込部にシリンダを嵌め込み、その前部に $\frac{1}{30}$ の勾配のあ

る楔(3)を外側から打込み、シリンダの前後方向の力は直接台枠が支へボルトは單に兩者を結ぶのみの役目をなしてゐる。

(3) シリンダ大きさの定め方

イ、シリンダの行程

シリンダ行程は動輪直徑と密接なる關係のあるもので、行程を L 米、動輪直徑を D 米とすると次の關係を持つ様にされる。

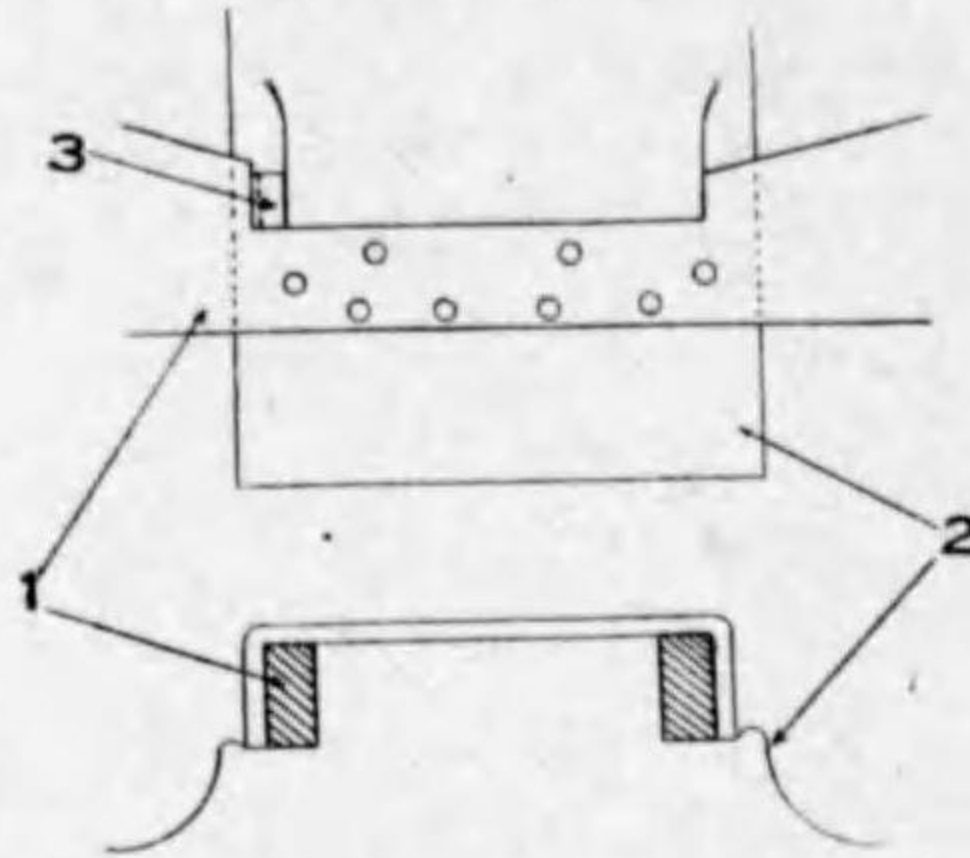
$$L = (0.35 \sim 0.40) D \dots\dots\dots \text{旅客列車用機關車}$$

$$L = (0.45 \sim 0.55) D \dots\dots\dots \text{貨物列車用機關車}$$

而して我が國では大形機關車は 660 耗、小形機關車は 610 耗が標準となつてゐる。

尙、シリンダ直徑を小にして行程を大にすれば、ピストンに加はる荷重は小になるが動輪直徑を大としなければならず、又同一の動輪の回轉數に對してはピストン行程の長いと云ふことは速度が早くなり過ぎる。而してピストン速度の標準は毎秒 5-7 米とされてゐるのでこれからも行程は自ら定まる。

第 126 圖 シリンダ取付法



1 台 枠 2 シリンダ體 3 楔

ロ、シリンダ直徑

粘着重量に依る牽引力とシリンダ牽引力とは相等しくなければならぬと云ふことを基礎として考へ粘着係數、動輪の直徑、罐壓力及びピストン行程の要素に大體の見當がついた時應用すべきもので、今

W = 動輪上重量 (珡)

d = シリンダ直徑 (糎)

D = 動輪直徑 (糎)

P = 罐 圧 力 (珡/糎²)

μ = 粘着係數

L = ピストン行程 (糎)

とすれば

$$\mu W = \frac{0.85 P d^2 L}{D}$$

$$d = \sqrt{\frac{W \mu D}{0.85 P L}}$$

上式の中 μ の値は普通 $\frac{1}{3.5}$ を採用してゐるが最近は之より稍大きく $\frac{1}{3.2}$ を用ひてゐる。即ち粘着係數は撒砂することに依り $\frac{1}{3}$ 位まで發揮出来るから、出發力を大きくするため大きなシリンダを取付けたことになり、このことは空轉し易いと云ふことになる。

【参考】

C59 形機關車のシリンダ直徑を求めると

動輪上重量 46.5 珡、罐使用壓力 16 珡/糎²、動輪直徑 175 糎とするとピストン行程 L は標準が 660 耗であるから

$$d = \sqrt{\frac{\mu W D}{0.85 p L}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{3.2} \times 46500 \times 175}{0.85 \times 16 \times 66}} \doteq 53$$

即ちその値は約 53 糎となり實際の寸法 52 糎と略々一致する。

尙、シリンダの直徑を縮小して同一牽引力を得るために罐壓力を高くすることは、高圧蒸氣使用と云ふ熱効率の昂上と、ピストンその他往復運動部の重量を軽減し機關車の

動搖を少なくする利点はあるが、一面各部蒸氣漏洩箇所の保守が困難となり高圧蒸氣は温度も高いからシリンダ内給油に一般に注意を要すると云ふ不利を伴ふものである。

(4) シリンダブッシュ

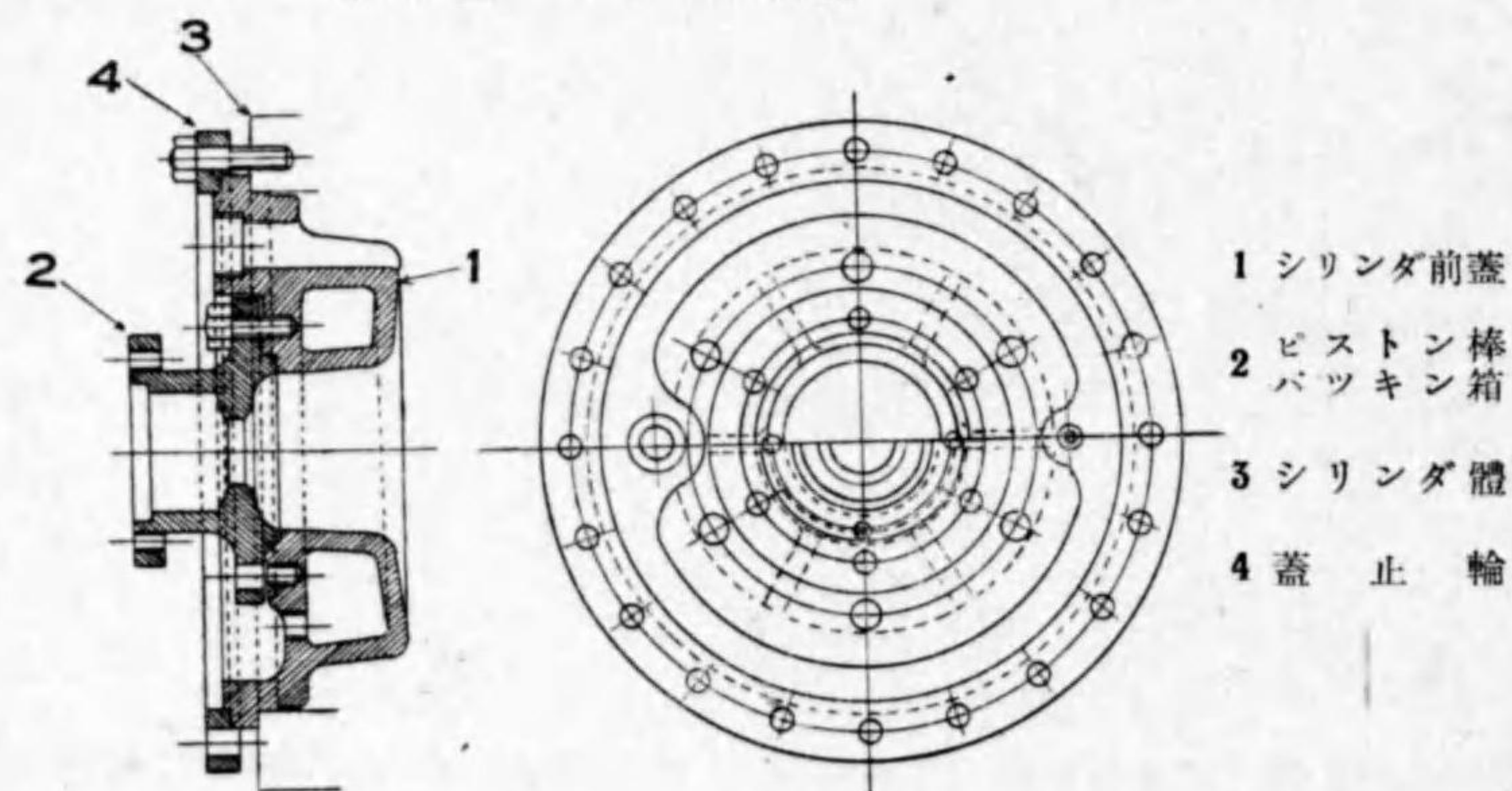
シリンダブッシュは普通シリンダと同じ鑄鐵 (FC19A) で作られ新製當時より之を入れたものと、シリンダ壁が摩耗し厚さがその限度に達した時内部を削正して嵌入するもの、二種がある。而してブッシュを取換へるには現在嵌入しあるものは削り取り新規ブッシュはその外径をシリンダ内径より $\frac{2}{1000} \sim \frac{4}{1000}$ 大きく作つて締代とし、尙油管及び蒸氣口等を設け外周に白ペイントとボイル油を混和せるものを塗り嵌入を容易ならしめる。嵌入圧力は 6~12 噸を適當とし圧力空氣或はネチを利用した機械力にて嵌入するのである。

尙ブッシュが途中で移動すると油管或は蒸氣口に喰違ひを來すので之を防止するためにネチ込ボルトをネチ込み、止めを施すのが普通である。

(5) シリンダ蓋

シリンダ蓋はその前後共シリンダと同じ材質の鑄鐵 (FC19A) で作られるのが通例であるが、重量を軽くする意味に於て鑄鋼 (SC41) で作られる場合もある。

第 127 圖 シリンダ前蓋

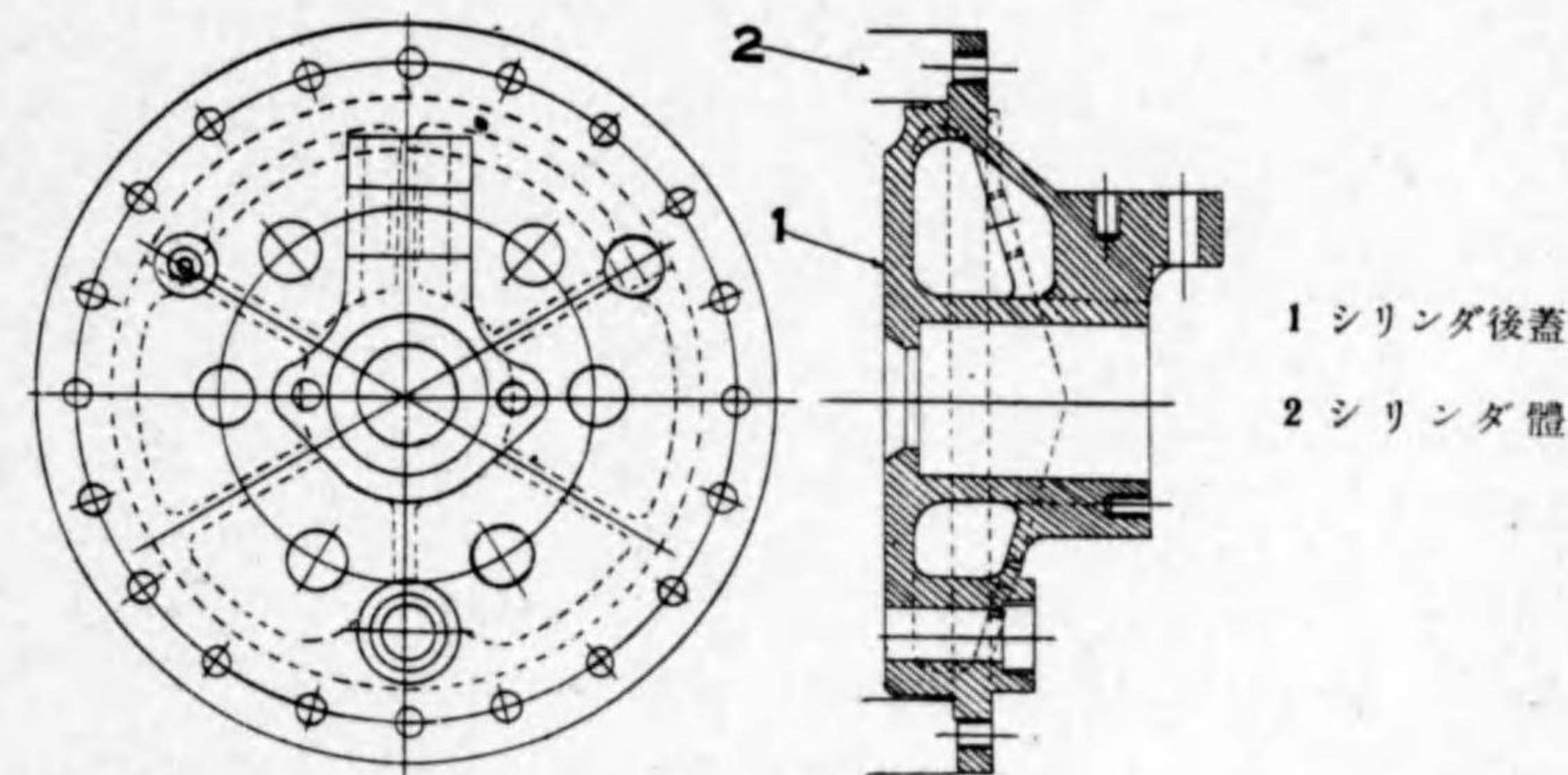


る。鑄鋼は鑄鐵に比し強度が大であるから薄く作ることが出来、従つて重量を軽くすることが出来るのである。

シリンダ蓋の形状はピストンの形に依つて幾らかの相違はあるが、その前蓋の構造は一般に第 127 圖に示す如く、蓋 (1) にピストン尻棒の出入する穴及びシリンダ安全弁の取付穴が設けてあり、その前方にパッキンと尻棒受金具の取付があり、この蓋は相當に取外しの機会が多いので作業を容易にするためと取付縁の損傷を少なくするために直接ボルトに依つて取付けてなく、蓋の直径を少くし小さく作り止輪 (4) を介してボルトを以てシリンダ體に取付けられるのである。

次にシリンダ後蓋は第 128 圖に示す如くピストンパッキン箱をその中央に形

第 128 圖 シリンダ後蓋



成し滑棒を支持するための鑄出しが作られてゐる。そのために前蓋より幾分厚さは大とされるのである。

尙、シリンダとシリンダ蓋との接着方法は、以前銅線パッキンを使用して蒸氣の漏洩を防止してゐたが、近來はシリンダ蓋の嵌入部はシリンダ端逃部分に

適合するやうに作り且つシリンダの縁に接する部分はよく摺り合されて取付けられてゐる。

シリンダ蓋の厚さは蒸氣圧力に十分堪へるやうに作られるのは勿論であるがシリンダ體より比較的薄い部分を作りピストン、ピストン棒、又は主連棒等の破損に依つてピストンが蓋に激突する如き場合はなるべく損害の程度を少なくする意味に於て、シリンダ體の破損を防ぎ蓋が破損するやうにされてゐる。

【参考】

シリンダ蓋をシリンダに取付けるには普通直徑25耗位の鋼材 (SS41) のボルト或は植ボルトを相當多數使用し、蒸氣圧力に堪へるは勿論、蒸氣漏洩防止を十分ならしめてゐるが、今蒸氣圧力 (シリンダ安全弁の調整圧力) 16 斤/厘²、シリンダ直徑53 厘にしてボルト數20本なる場合蒸氣圧力のみによる安全率を求めると、(SS41) の材料の抗張力は最小41 斤/厘²であるから全体のボルトの合計抗張力は次の如くである。

$$2.5^2 \times \frac{3.1416}{4} \times 20 \times 41 \times 100 = 402517.5 \text{ 斤/厘}^2$$

シリンダ蓋に加はる全圧力は

$$53^2 \times \frac{3.1416}{4} \times 16 = 35295.416 \text{ 斤/厘}^2$$

故にその安全率は

$$402517.5 \div 35295.416 = 11.4$$

即ち以上の計算に依りボルトの安全率は11.4となる。併しこれは蒸氣圧力のみに対するもので、蒸氣の漏洩を防止するためにナットを締め付けた際は蒸氣圧力が作用しなくてもボルトには相當の引張力が作用してゐるから實際ボルトに作用する引張力は、このナットを締め付けたために生じた引張力と前記蒸氣圧力に依り發生した引張力の和になるから、實際の安全率は11.4より或程度低下することになる。

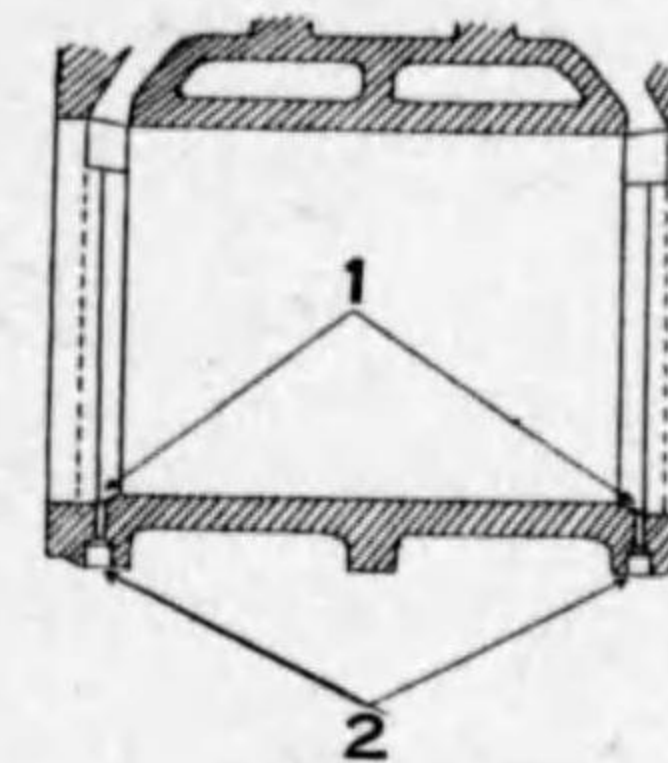
(6) シリンダ被

シリンダの中で蒸氣が仕事をする場合、蒸氣の温度は勿論罐使用圧力或は過熱度に依り相違するが、現在の過熱蒸氣機關車では大體300°C~350°C位あり大氣の温度に比し著しく高温なるため大氣に熱を奪はれることになり、蒸氣が熱を奪はれると仕事量は減少し燃料の損失となるので、極力これを防止する意味でシリンダ並に蒸氣室を石綿蒲團で包みその上を薄い圧延鋼 (SS41) のシリンダ被で覆つてゐるのである。

(7) シリンダ端逃

シリンダ前後の両端は次の如き理由に依り普通シリンダのピストン摺動部の内徑より10耗程大きく削り擴げてゐる。之をシリンダ端逃と稱する。

第129圖 シリンダ端逃



1 シリンダ端逃

2 シリンダ排水弁座

イ、ピストンをシリンダに挿入するに便利である。

若し端逃を作らずにピストンを挿入すればピストンリングの張りのため挿入が相當困難になる。

ロ、シリンダ壁面がピストンの摺動に依り段付摩耗をした場合に主連棒太端及び細端又は軸箱楔を調整すればピストン行程に差が生じ、この段付のためピストン或はピストンリングを損傷せしめるが、端逃を作るとこれを防止出来る。而してピストンがその極端に達した時は端逃部を越へて出る様にしなければならぬ。

ハ、シリンダが摩耗した際は真圓にならないからその中心を求めるに困難を來すが、端逃部分はピストンは摺動しないから摩耗せず、依つてこの部を基にして容易に中心を求めることが出来る。

ニ、シリンダの凝水を溜めて排出するに便利である。

(8) ピストン隙間

ピストン隙間とはピストンがその極端に在る場合即ちクランクが死點に在る

場合のピストン頭とシリンダ蓋との隙間寸法を謂ふもので、この寸法は機関車形式に依り相違するが大體10耗が標準となつてゐる。これを容積で云ふとシリンダ容積の4~5%位になる。次に之を設ける理由を擧げることにする。

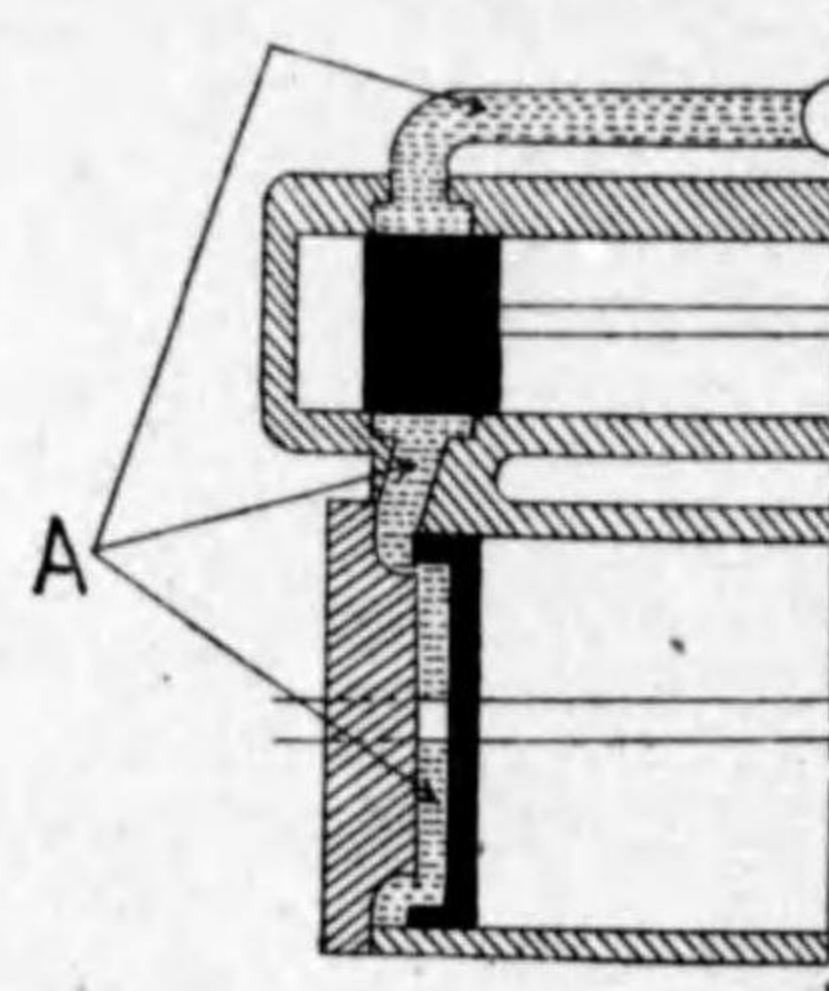
- イ、主連棒太端、細端或は軸箱楔を調整した場合はピストン行程に変化を生ずるが、少々の変化があつた場合でもピストンが直にシリンダ蓋に衝突するが如きことの無い様豫めその餘裕として設けておく。
- ロ、シリンダ内に凝水が溜つた場合或は少々の異物が進入した場合は之をその隙間に收めピストン或はシリンダ蓋の損傷を防止することが出来る。
- ハ、ピストンが行程の極端に来た時は残溜された蒸氣がこの部に圧縮されその圧力を高めバネの様な作用をしてピストンを受止め衝激を緩和すると共にその反撥力に依りピストンの返り行程を容易にする。
- ニ、若しこの隙間を設けないと、ピストンが極端に達した時蒸氣口はピストンに依り閉塞されるから、この蒸氣口をシリンダ蓋に設けなければならぬ。

(9) シリンダ隙間容積

シリンダ隙間容積とはピストンがその行程の極端に在る場合即ちクランクが死點に在る場合、ピストン頭とシリンダ蓋との間及び蒸氣入口並に脇路管のコック或は弁までの總合計の容積、即ち第130圖(A)に示す部分の容積を云ふもので、その大きさは過熱蒸氣機関車は大體シリンダ容積の10%位が普通である。

而してこの容積の過大、過小は蒸氣使用量並に圧縮圧力に影響を及ぼすものでその容積の過大な場合の弊害を述べると、ピストン一行程當の蒸氣使用量が

第130圖 シリンダ隙間



増加すること、即ちピストン隙間容積内に供給された蒸氣は之を大氣圧力まで完全に膨脹せしむれば全然損失はないが、現在の機関車は吐出蒸氣で通風を得てゐるため吐出蒸氣は或る程度の圧力を有してゐる。依つて隙間容積が大きければ大きい程仕事をせず吐出される蒸氣量は多くなつて損失となるものである。又、ピストンが行程の極端に来た場合の圧縮の程度に就いて考へて見るとシリンダ内に残溜する蒸氣の圧力は隙間容積の大小に關係なく略一定と見做すことが出来るから、これを大なる隙間容積内へ圧縮する場合と小なる隙間容積内へ圧縮する場合は當然前者の方が圧力は小になる。次にこの容積が過小なる場合は、蒸氣の損失は少くなるが上述の理由から圧縮圧力が高くなり過ぎ滑弁を突き上げるとか、ピストン棒ナットを弛緩せしめるとか、或は又シリンダ蓋を衝激する等の害があるものである。

【参考】

- ピストン隙間容積内に供給された蒸氣は損失になるか否かと云ふことはシリンダ内に於ける蒸氣の作用上から見て三つに分けて考へることが出来る。即ち
 - イ、締切100%の場合は隙間容積内へ供給された蒸氣は何等仕事をしないから全部損失となる。
 - ロ、大氣圧力まで膨脹せしめて後吐出す様な場合は隙間容積内へ供給された蒸氣も大氣圧力まで膨脹して仕事をやるからこの場合は少しも損失はない。
 - ハ、或程度膨脹せしめた後圧力のあるまゝ吐出すものはその膨脹した分だけは有効に仕事をしたことになるがそれ以上は損失となる。

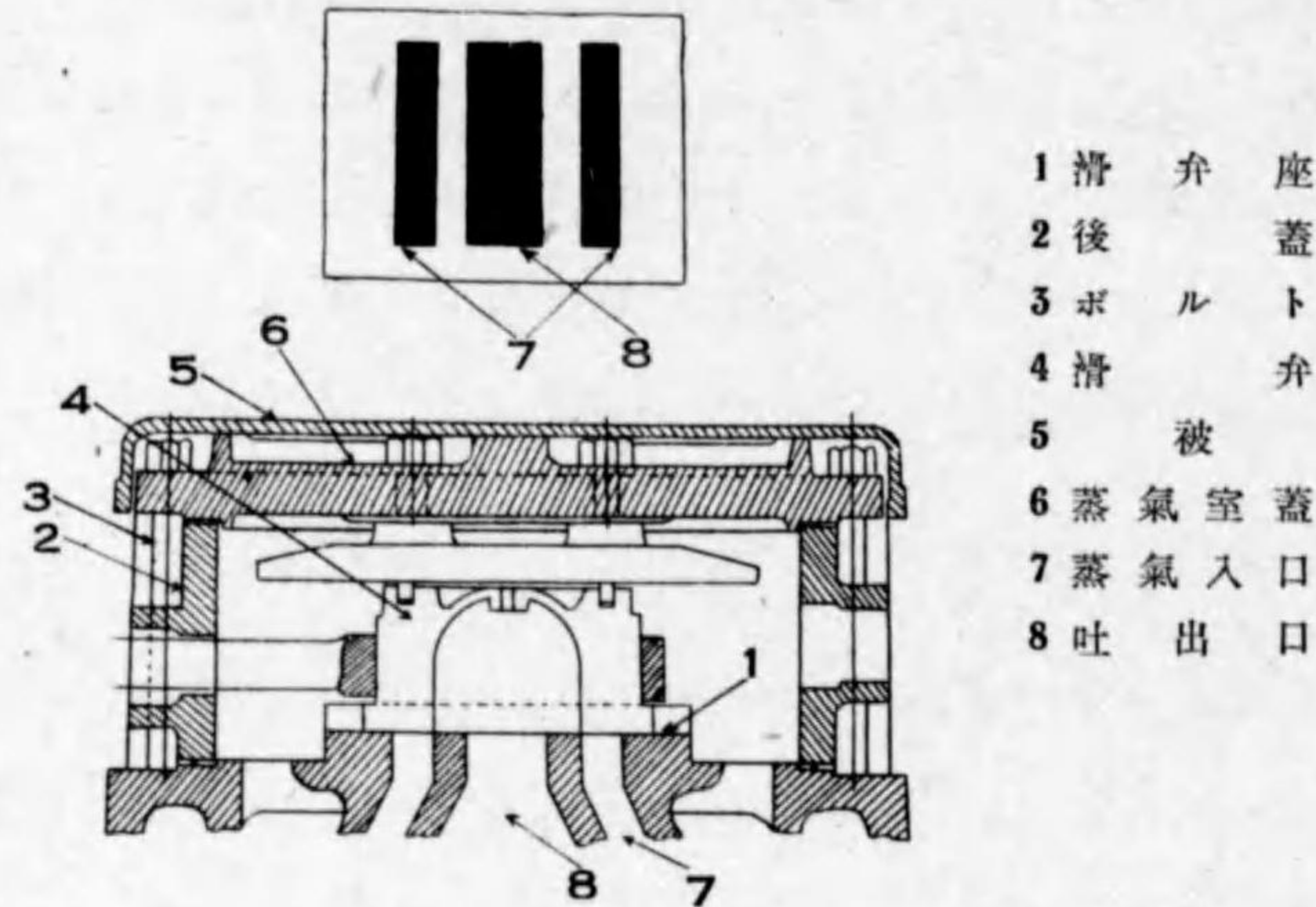
第二節 蒸氣室

蒸氣室はその内部に滑弁、又はピストン弁を有し、加減弁から來る蒸氣をこの弁の作用に依りシリンダ内ピストンの前後へ供給し、使用済の蒸氣を吐出管を経て大氣へ吐出さしめる役目を行ふもので、普通シリンダ上部に設けられ、四角な箱形のものゝ圓筒形のものゝ二種があり、何れも鑄鐵(FC 19A)で作られてゐるが、稀には強度を大とする意味で鑄鋼(SS41)で作られる場合もあ

る。

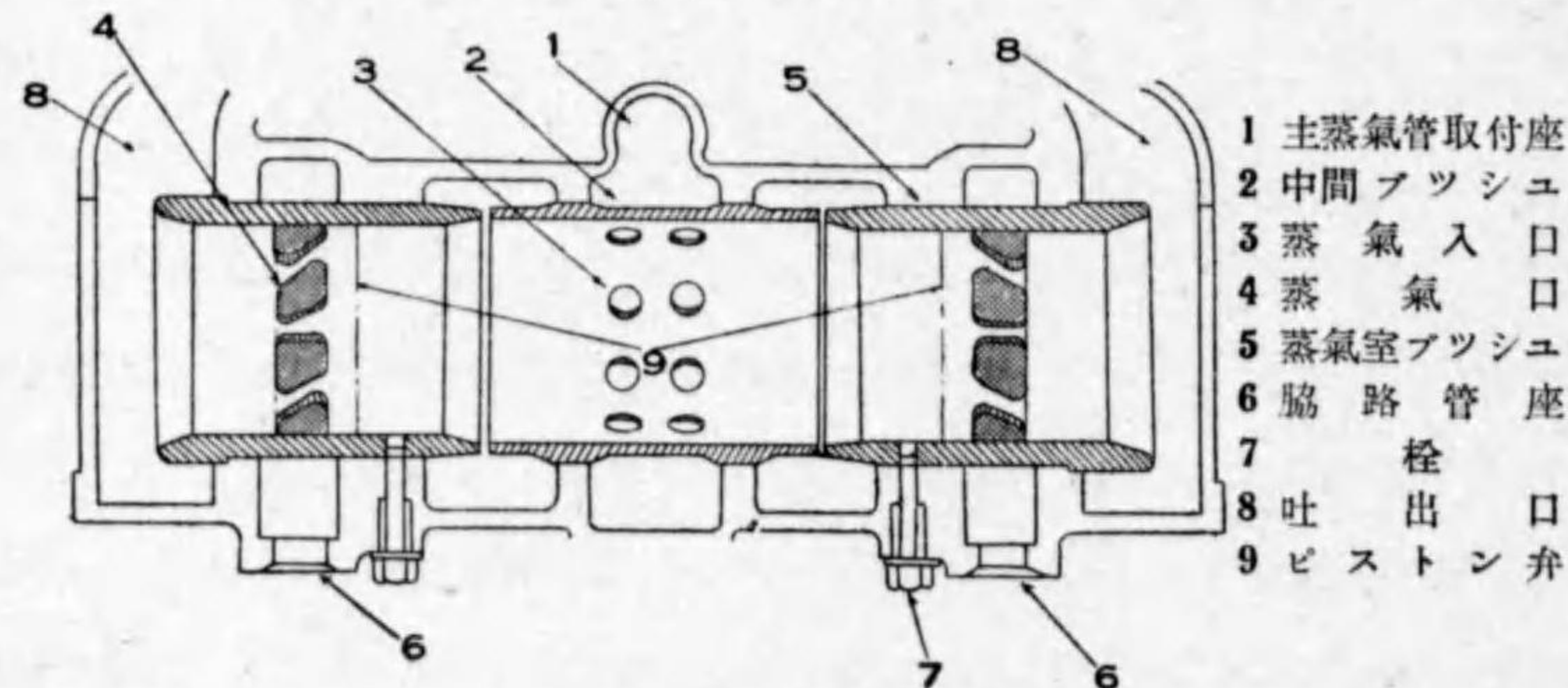
箱形の蒸氣室は滑弁を使用するものに採用されその構造は第131圖に示す如く、蒸氣室に対して蒸氣室蓋(6)をボルト(3)にて取付け、被(5)を設けてゐる。弁座には長方形の蒸氣口が三箇設けられ、中央が吐出口、その兩方は給氣口である。この蒸氣室は構造簡單であるが形が四角であるから内部の圧力に

第131圖 蒸氣室



- 1 滑 弁 座
- 2 後 蓋
- 3 ボ ル ト
- 4 滑 弁
- 5 被
- 6 蒸 氣 室 蓋
- 7 蒸 氣 入 口
- 8 吐 出 口

第132圖 蒸氣室(單式給氣)



- 1 主蒸氣管取付座
- 2 中間フツシュ
- 3 蒸氣入口
- 4 蒸氣口
- 5 蒸氣室フツシュ
- 6 脇路管座
- 7 栓
- 8 吐出口
- 9 ピストン弁

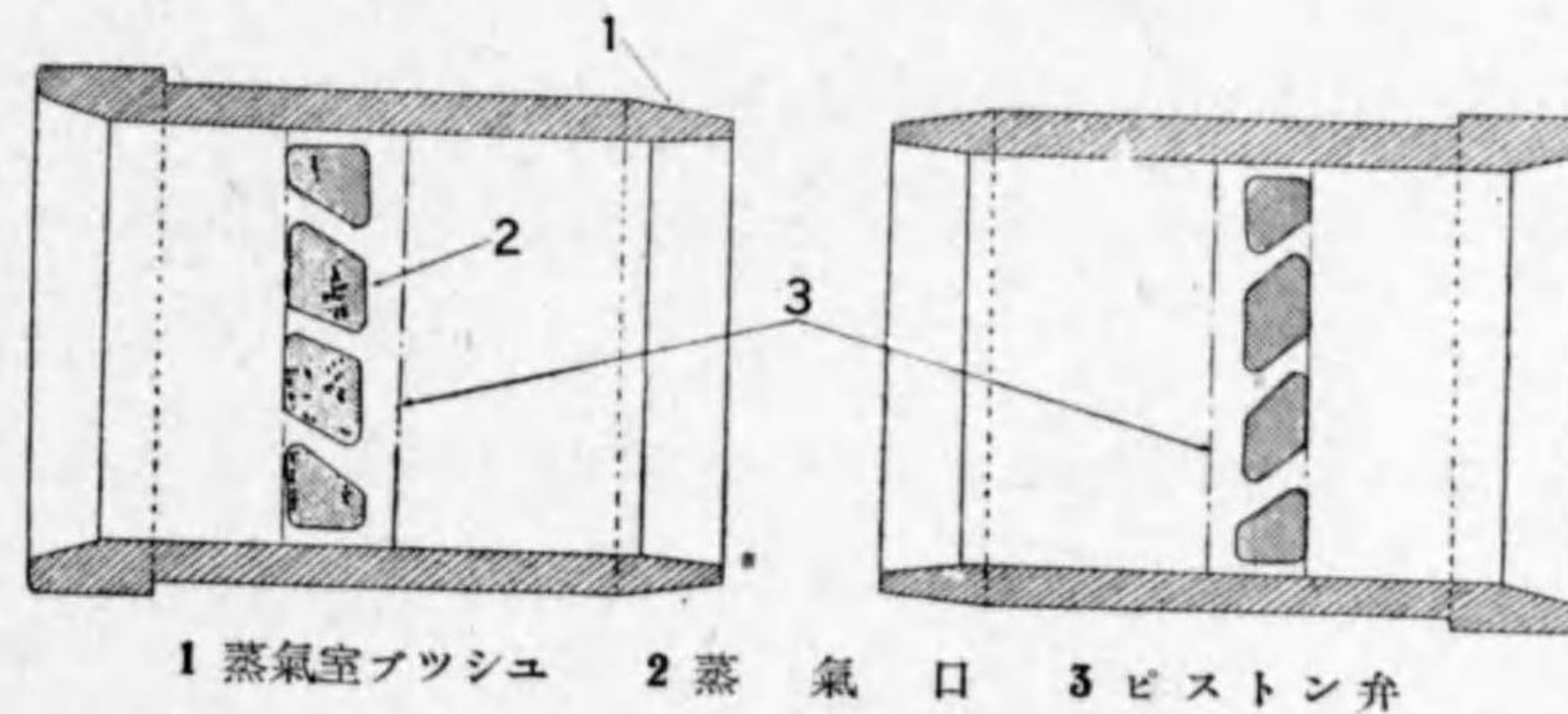
對して強度が弱く又空氣に觸れる面積が比較的大で冷却することの多い缺點がある。又、弁心棒パッキンは直接高压の蒸氣に觸れるから保守も面倒になるし漏れた蒸氣は直に損失となる。

圓筒形の蒸氣室はピストン弁を使用するものに採用されシリンダと同一鑄物で出来てゐて内部にフツシュを嵌入してゐる。

第132圖に示すものは單式ピストン弁を使用する蒸氣室の構造で、フツシュは中間と兩側の三部より成り、主蒸氣管より來る蒸氣は通路(1)より蒸氣入口(3)を通り蒸氣室の内部に來り弁(9)の作用に依り蒸氣口(4)からシリンダに進入し次に又同じ口より吐出口(8)に出て大氣中に吐出されるのである。

同じ單式ピストン弁のものでも最近中間のフツシュを省略し第133圖の如きフツシュを用いたものもある。

第133圖 蒸氣室フツシュ(單式給氣)

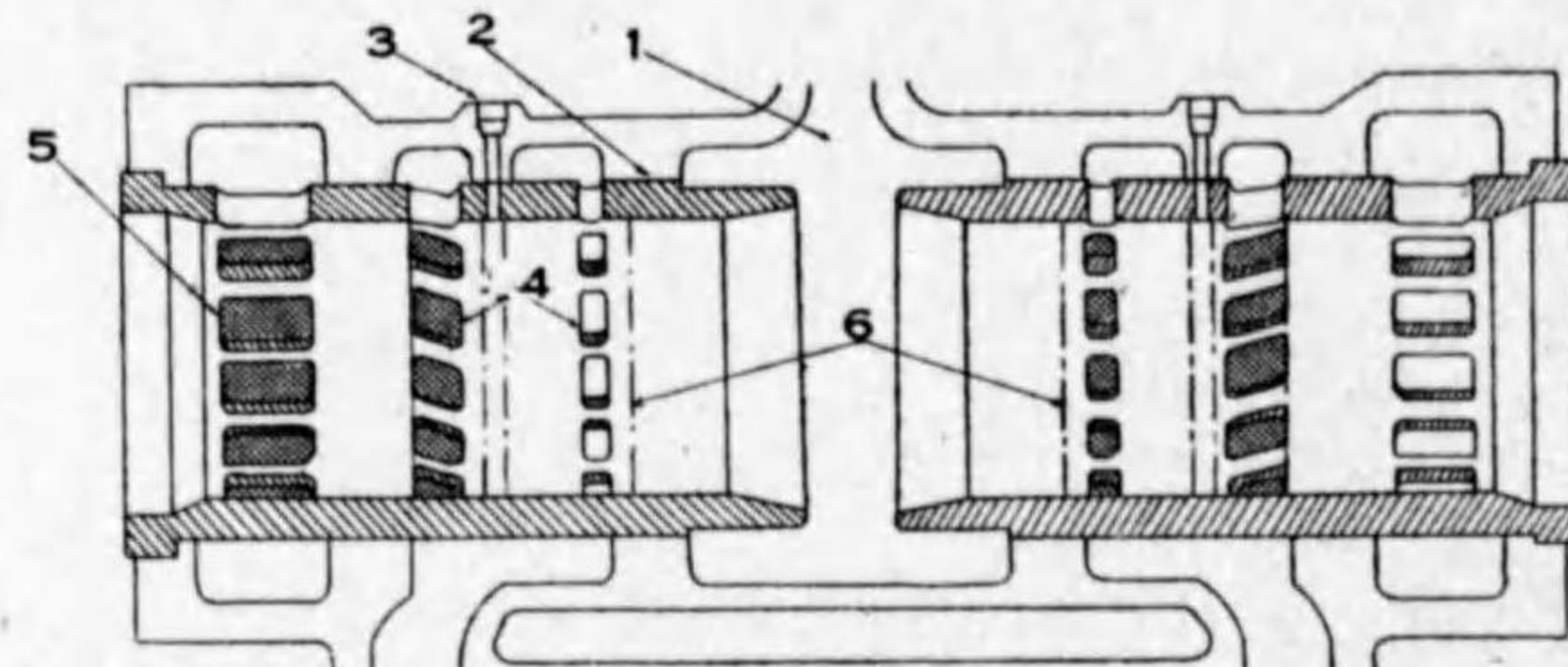


- 1 蒸氣室フツシュ
- 2 蒸氣口
- 3 ピストン弁

次に第134圖に示すものは複式給氣式の蒸氣室で、フツシュは左右二部より成り、蒸氣は(1)より進入し二つの蒸氣口(4)よりシリンダに入り、次に外側の蒸氣口(5)のみから蒸氣室へ戻り、吐出口(5)を通り大氣に吐出されるのである。何れの蒸氣室フツシュにあつても蒸氣口の縁は蒸氣室中心線に對して斜に切られ、ピストンリングの摺動しない部分の無いやうにしてリングの局部摩耗

を防止してゐる。而してリングの引掛りを防止するためリングの合口の通る所は蒸氣口上をリングの端が通らないやう平行に縁を設けてゐる。尙、複式給氣式の吐出口は弁がそこまで達しないから穴は短形に作られてゐる。小なる給氣口は問題にならない。又プツシュの両端は弁の摺動に依り段付摩擦を生じないやう端逃を作つてゐる。

第134圖 蒸氣室（複式給氣）



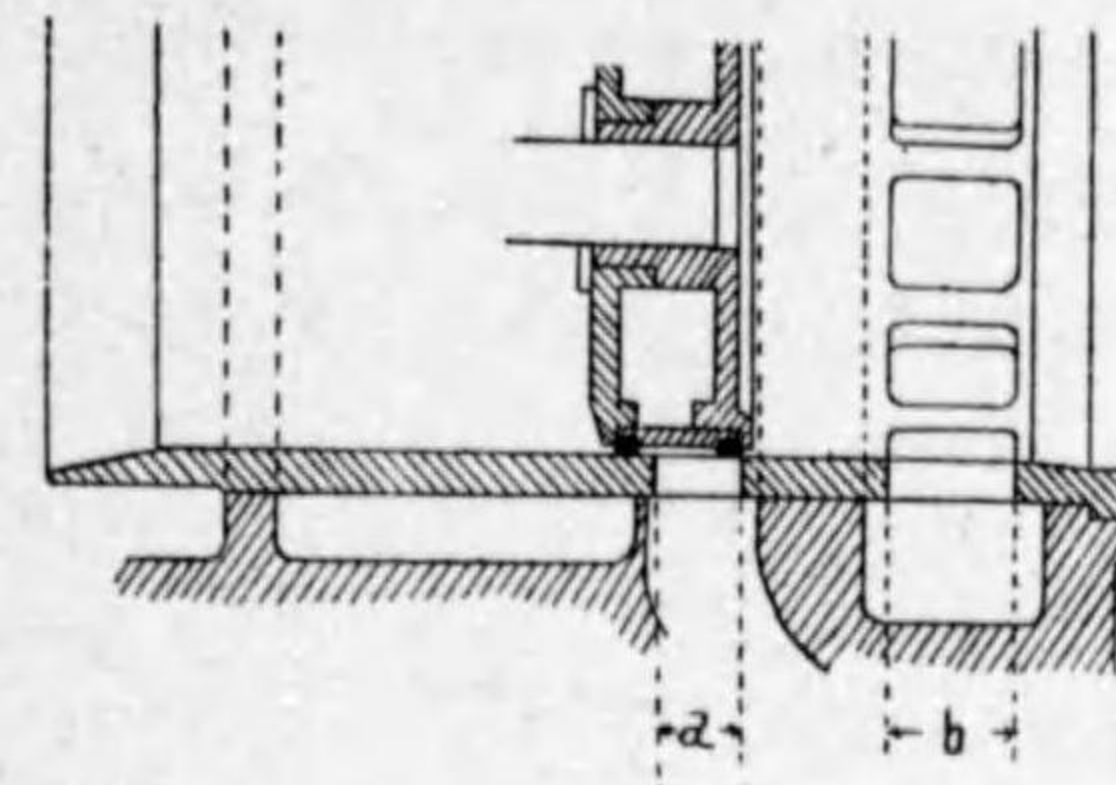
1 主蒸氣管取付座 3 油 穴 5 吐 出 口
2 蒸氣室プツシュ 4 蒸 氣 口 6 ピ ス ト ン 弁

次にピストン弁を使用する蒸氣室は滑弁の如く弁の浮上りと云ふことがないので内側給氣室とすることが出来るから弁心棒のパツキンは至極簡単なものが用ひられる。

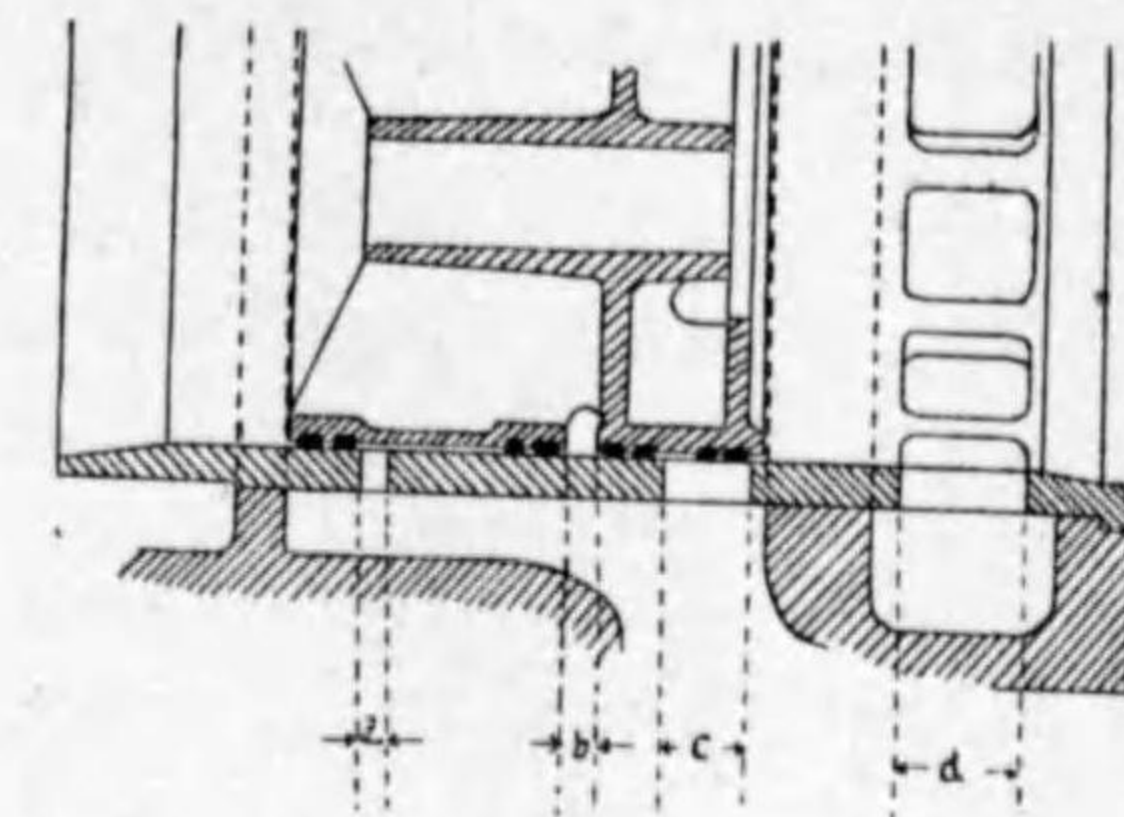
滑弁を有するものは上部の蓋を外すことに依り容易に弁の位置を見ることが出来るが、ピストン弁使用のものはそれが不可能であるから外部から弁の位置を見定めるため覗き穴が設けられ平素は蓋がしてある。

蒸氣がシリンダから吐出される場合は給氣する蒸氣よりも膨脹して圧力低く、従つて速度も遅く抵抗が多いから進入する口より大きな通路から吐出さしめピストンの背圧を減少してやる必要がある。單式ピストン弁を使用する蒸氣口は第135圖に示す如くシリンダへ進入する口は出る口と同一で、弁が蒸氣口を満開した場合は何れも(a)になるが蒸氣室へ出た蒸氣は(a)より約50%位大

第135圖 單式給氣



第136圖 複式給氣



きい(b)から排出されるやうになつてゐる。

第136圖に示すものは複式給氣式で、弁が右に移動して蒸氣口を満開した場合の給氣口の開きは(a)と(b)の和で、弁が右方に進み吐出口を満開した場合の開きは(c)で、この(c)は(a)と(b)との和より約70%大きく、従つて吐出しは早くピストン背圧は減少せしめ得るものである。

第三節 ピストンパツキン

ピストン棒、同尻棒、弁心棒、同尻棒がシリンダ及び蒸氣室に出入する所は充分氣密を保ち蒸氣の漏洩を防止しなければならない。そのためにこの部にパツキン箱を設けその内部にパツキンを装置し漏氣を防ぐので、パツキンの材質は現在總て金屬パツキンである。このパツキン箱の構造は漏氣を充分防止すると共にピストン棒の振動等に依つても蒸氣漏洩を來さないやうにしなければならない。パツキンに使用される金屬の材質は白メタルと稱し飽和蒸氣機関車と過熱蒸氣機関車に區別使用されてゐる。これは過熱蒸氣機関車はシリンダ内へ進入する蒸氣の溫度が飽和蒸氣に比し相當高いからこの高温を受けても變質しないやうな成分とする必要があるからである。次表はその成分及び含有割合で

ある。

種 別	鉛	錫	アンチモニー
飽和蒸気用	84%	7%	9%
過熱蒸気用	65%	20%	15%

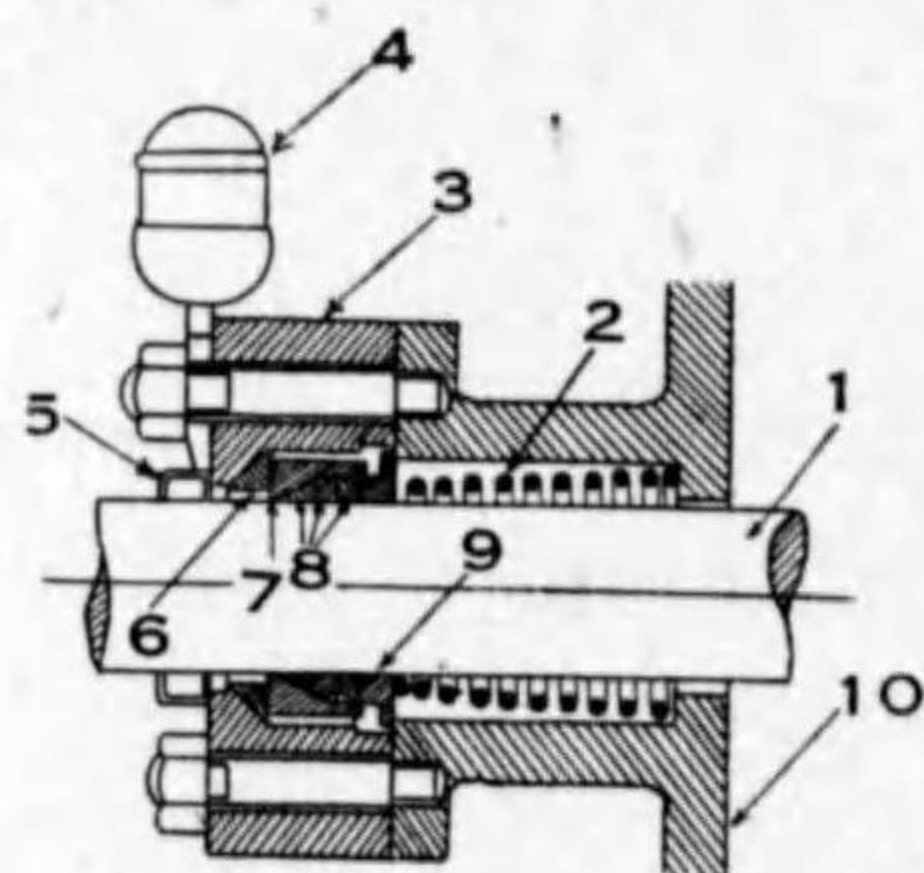
現在実際に使用されてゐるパッキンの構造は非常に種類が多いが、代表的なものに就いて説明しよう。

(1) ピストン棒パッキン

第137圖に示すものは飽和蒸気機関車用ピストンパッキンの一例で、シリンダ蓋ピストン挿入部に形成されたパッキン箱の一番奥にバネ(2)を入れ次に伴板(9)を介して二片より成るパッキン(8)がパッキン挿エ(7)にて押へられ、

第137圖

飽和蒸気機関車用ピストンパッキン

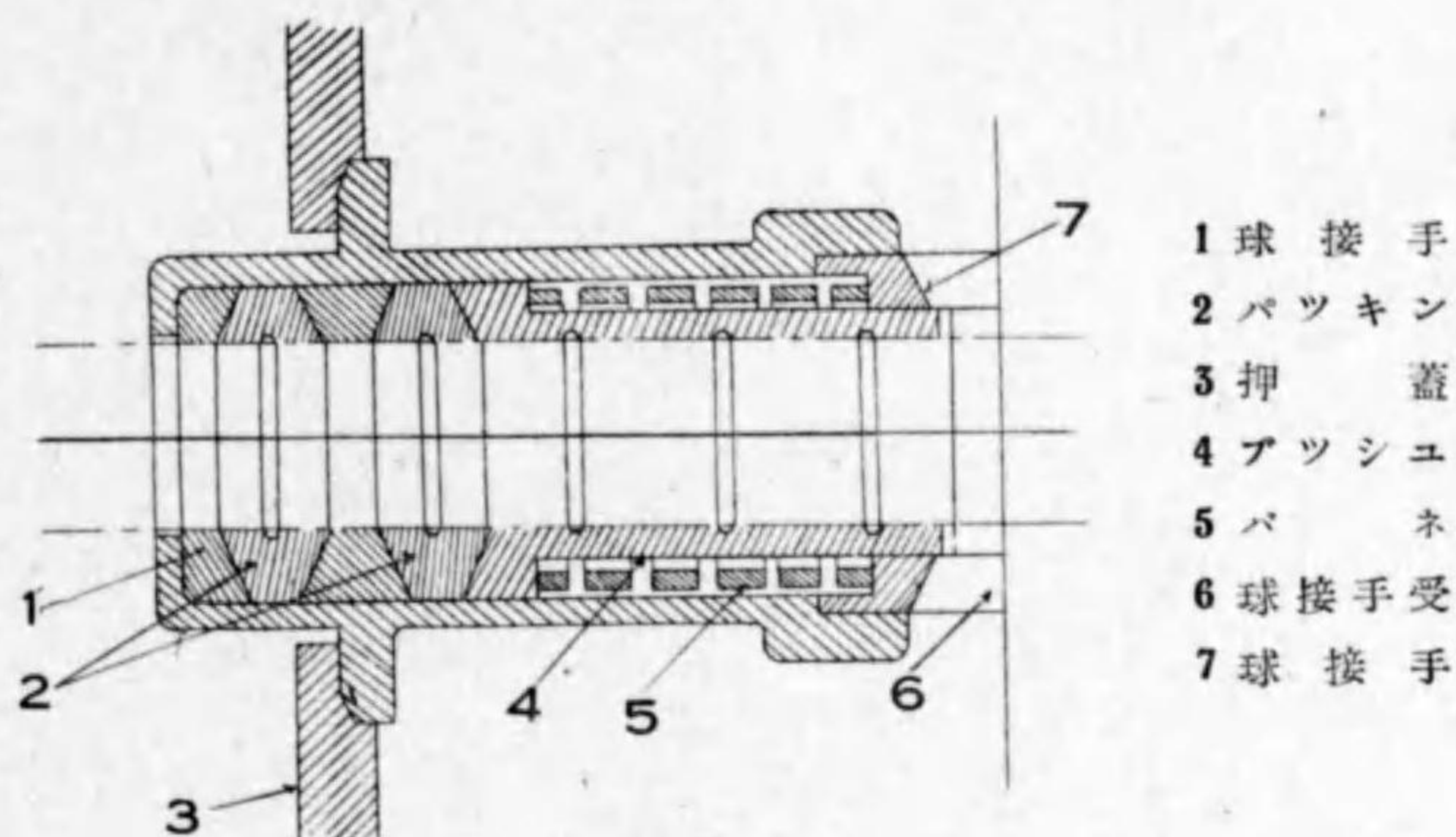


- 1 ピストン棒
- 2 バネ
- 3 押蓋
- 4 油壺
- 5 油受
- 6 球接手
- 7 パッキン挿エ
- 8 パッキン
- 9 伴板
- 10 ピストン

このパッキン挿エ(7)は球接手(6)を介して押蓋(3)にて取付けられるもので外方に給油装置がある。パッキンとパッキン挿エは勾配で接觸してゐるからパッキンが摩耗して内径が擴大すればバネによりこの勾配のため直にパッキンはピストン棒に密着して漏氣を防止するものである。ピストン棒に沿つて外部へ

逃げようとする蒸気は、先づ伴板で遮ぎられ圧力を弱め次にパッキンで完全に喰ひ止められるものである。次にパッキン挿エの外部へ逃げる蒸気は押蓋と同座の間にある銅線パッキン及び球接手に依り遮断されるものである。この球接手は蒸気漏洩防止に役立つ外、ピストン棒が少々傾斜しても蒸気が洩れないやうにするものである。

第138圖 ピストンパッキン(過熱用)

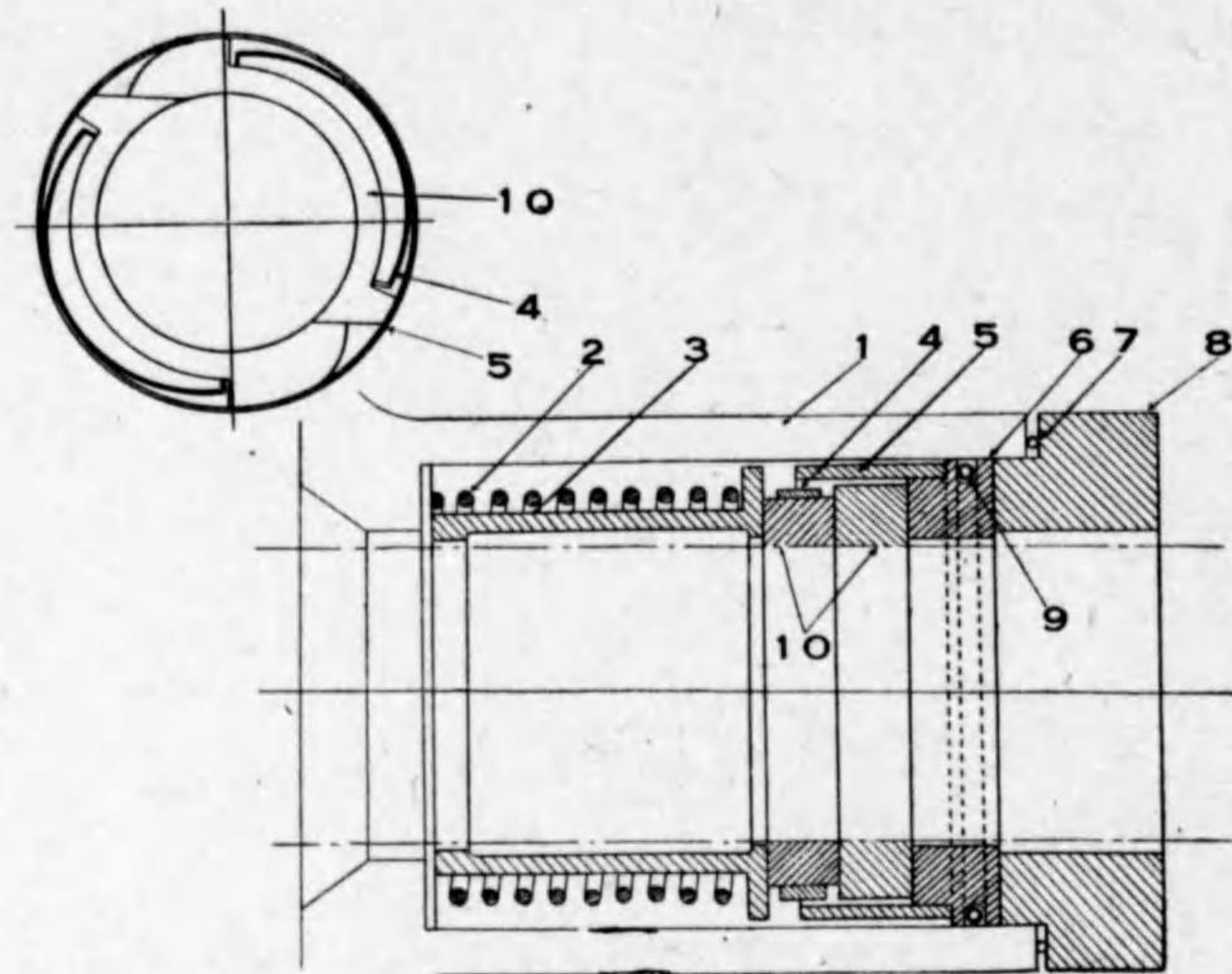


- 1 球接手
- 2 パッキン
- 3 押蓋
- 4 プツシュ
- 5 バネ
- 6 球接手受
- 7 球接手

第138圖に示すものは過熱蒸気機関車用ピストンパッキンで、パッキン箱の一番奥に球接手受(6)を装置し、球接手(7)、バネ(5)、プツシュ(4)、パッキン(2)、球接手(1)を装置したパッキン箱を押蓋(3)に依り取付けてゐるものである。本装置のパッキンもバネの力と勾配に依り摩耗した際は直に締付けられるやうになつて居り、球接手もこのバネの力で接着されピストン棒の傾斜に対する無理も生じないやうにしてゐる。

次に第139圖に示すものは過熱蒸気機関車用として廣く使用されてゐる基本形第一種と稱するもので、二片より成るパッキン(10)はパッキン棒内に嵌められ、その間に板バネ(4)を装置しこのバネでパッキンをピストン棒に接着せし

第139圖 基本形第一種ピストンパッキン

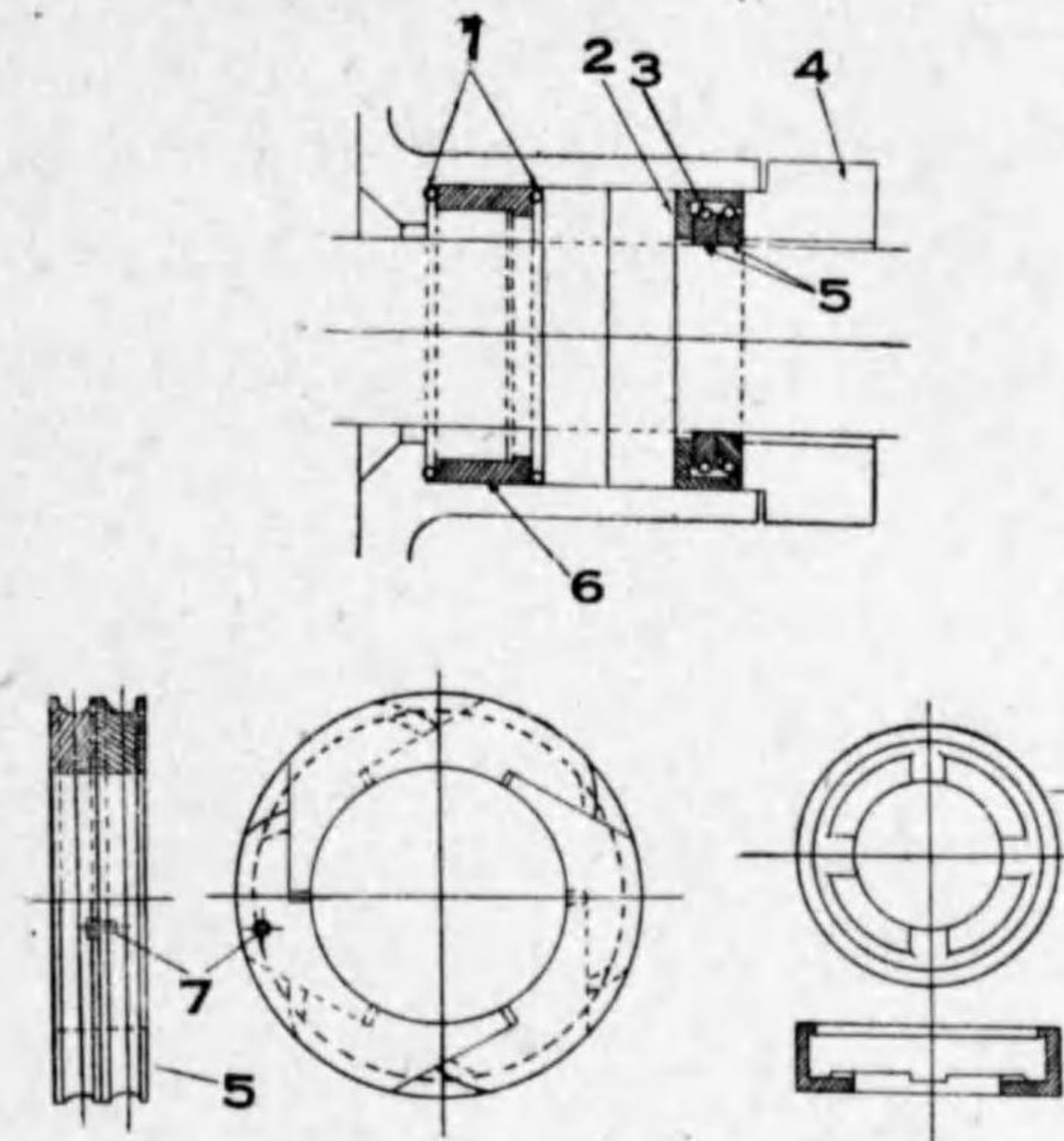


- | | | |
|-------------|----------|---------|
| 1 ピストンパッキン箱 | 5 パッキン枠 | 9 蔓巻バネ |
| 2 バネ | 6 パッキン | 10 パッキン |
| 3 アツシユ | 7 銅輪パッキン | |
| 4 板バネ | 8 押蓋 | |

めてある。バネ(2)はパッキンがピストン棒の運動に伴ひ移動するのを防止する作用をなす。

次に第140圖の構造のものは深尾式ピストンパッキンと稱し非常に優秀なもので、基本形第二種として一般に過熱蒸気機関車用として廣く採用されてゐる。即ちその構造は圖に見る如く特殊な構造をした三片より成るパッキン二組を、喰ひ違ひにパッキン枠(2)の中に装置し、パッキンの周圍にピアノ線の蔓巻バネを巻いて氣密を保つやうにしたものを三箇並べて、パッキン箱の奥に銅線パッキンを用ひて取付けられたパッキン座を介して装置され、押蓋(4)にて取付けられたものである。

第140圖 基本形第二種ピストンパッキン



- | |
|----------|
| 1 銅輪パッキン |
| 2 パッキン枠 |
| 3 蔓巻バネ |
| 4 押蓋 |
| 5 パッキン |
| 6 パッキン座 |
| 7 ノック |

而してパッキン枠内に收められた二箇のパッキンは移動を防止するためにノック(7)で止めてゐる。尙パッキン枠とパッキン或はパッキンとパッキン間は完全に摺り合せ蒸氣がパッキンの外周へ漏れないやうにしてゐる。この深尾式パッキンの特徴はパッキンの切方であるとされてゐる。

以上述べたる如くパッキンの構造は種々あるが、要は蒸氣の漏洩を完全に防止すると共に摩擦抵抗少くピストン棒に悪影響を與へないやうなものが望ましい。パッキンがピストン棒に接着する圧力は最も適當でなければならぬが、普通0.08-0.2疋/糎²とされてゐる。尙最近白メタル不足のため鑄鐵で代用してゐるものがあるが、給油さへ完全であればピストン棒に対する影響も少く氣密は白メタルよりも却つて良好であると云はれてゐる。

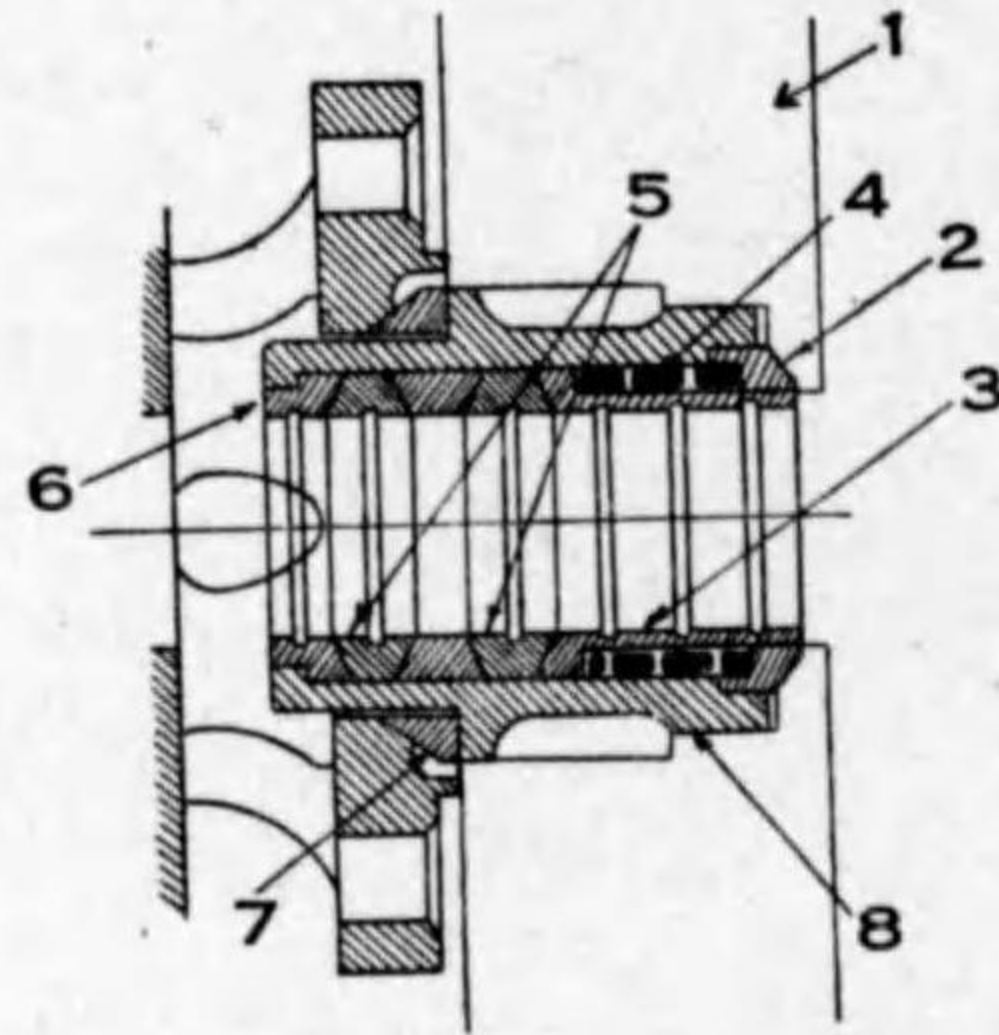
(2) ピストン尻棒パッキン

ピストン尻棒パッキンは第141圖に示す如く大體の構造はピストン棒パッキ

ンと大差はなくたゞ押蓋の代りに尻棒支エ金具がこの役目をしてゐるものである。

即ちパッキン箱(8)の一番奥に球接手があり、之がシリンダ前蓋(1)に接しバネ(4)に依りブツシュ(3)がその勾配のためにパッキン(5)を圧しており、パッキンは二片より成り摩耗した際は直にパッキンを尻棒に密着せしめるもので、パッキン外側にも球接手を設け之はパッキン箱(8)に支へられてゐる。

第141圖 ヒストン尻棒パッキン



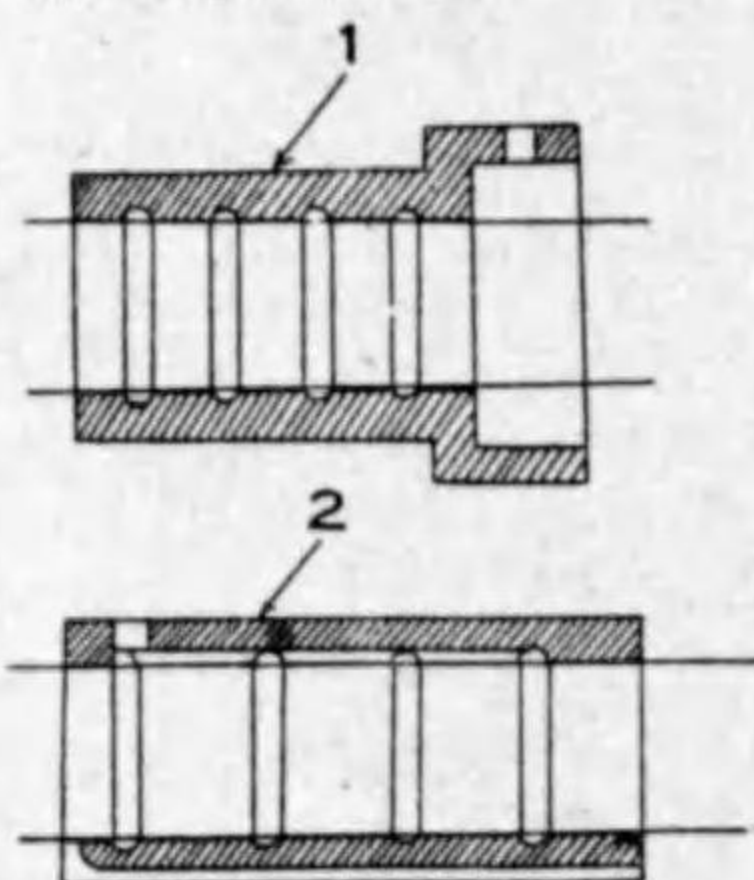
- 1 シリンダ前蓋
- 2 球 接 手
- 3 ア ッ シ ュ
- 4 バ ネ
- 5 パ ッ キ ン
- 6 球 接 手
- 7 球 接 手
- 8 パ ッ キ ン 箱

尚、パッキン箱は球接手(7)を介して尻棒支エ金具に依りシリンダ前蓋に取付けられてゐる。

(3) 弁心棒及び同尻棒パッキン

弁心棒及び同尻棒パッキンの構造は、外側給気式の場合は直接生蒸気が接し圧力も高く又少しの漏洩も直に損失となるからピストン棒パッキンの小形のものか設けられるが、内側給気式の弁にあつては之に接する蒸気は排氣にして圧

第142圖 弁心棒及び同尻棒パッキン



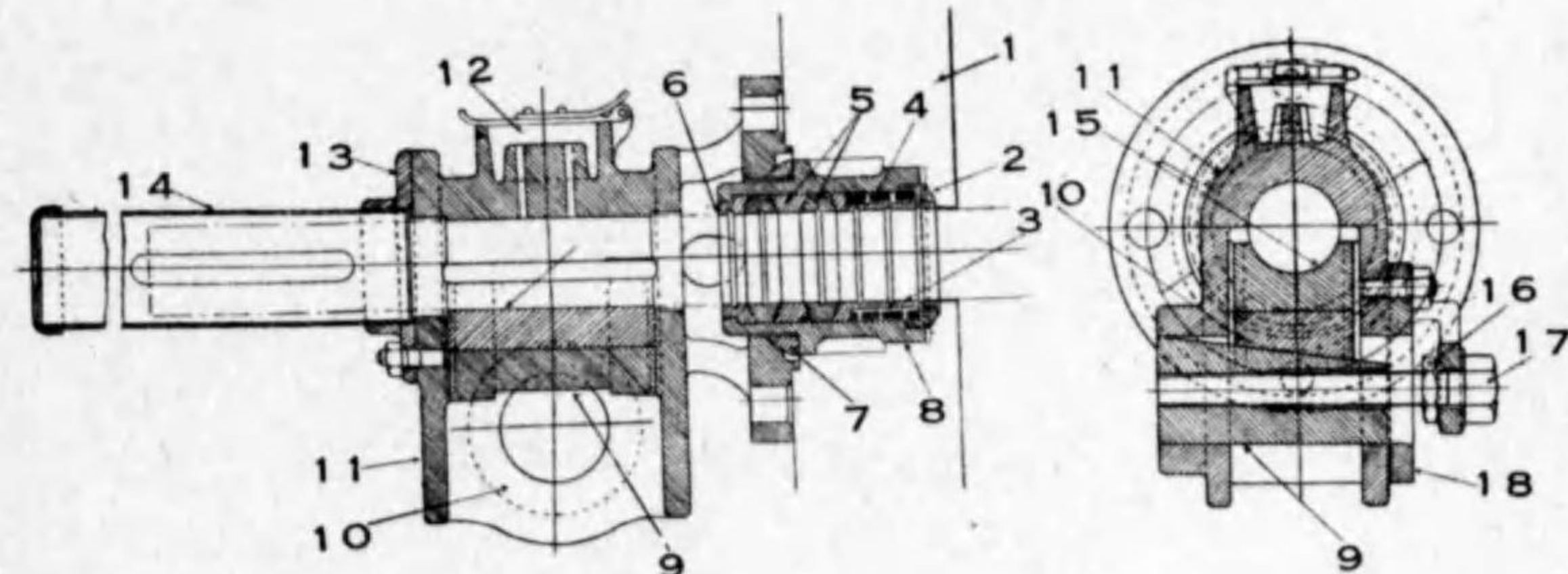
- 1 弁心棒 パッキン
- 2 同 尻棒パッキン

力も低いから第142圖の如き溝付の砲金製(BC17)ブツシュがパッキンの役目を果してゐる。即ち同圖中(1)は弁心棒パッキン、(2)は同尻棒パッキンでその溝は一方から弁心棒との狭い隙間を通りこの溝に達した蒸気はこの中で渦巻を生じ、次に出て来る蒸気に抵抗を與へるから他側への漏氣を防止することが出来るのである。

第四節 尻棒加減装置

小形の機関車には餘り必要もないが大形の機関車になるとピストン體の重量も相當大きくなるので之をその両端で支へる必要があり、後方は滑棒が支へてゐるから問題はないが、前方は尻棒受で支へ之に加減装置を装置して受金の摩耗に依るシリンダ壁の偏耗を來さないやうに調整する必要がある。そのために普通第143圖に示す如き1/8の勾配を附した楔が装置されてゐる。即ち之が調整

第143圖 尻棒加減装置



- | | | | |
|-----------|-------------|----------------------|----------------|
| 1 シリンダ前蓋 | 6 ア ッ シ ュ | 11 ピ ス ト ン 尻 棒 支 エ 壺 | 16 止 ナ ッ ト |
| 2 球 接 手 | 7 球 接 手 | 12 油 | 17 楔 ボ ル ト |
| 3 ア ッ シ ュ | 8 パ ッ キ ン 箱 | 13 鞘 取 付 金 具 | 18 楔 ボ ル ト 支 エ |
| 4 バ ネ | 9 尻 棒 楔 | 14 尻 棒 鞘 | |
| 5 パ ッ キ ン | 10 同 | 15 尻 棒 受 金 | |

の方法は、ピストンを行程の中央におき、ピストンとシリンダとの上下の隙間が等しくなるやうに楔ボルト (17) を回轉し、尻棒楔 (10) を調整した後止ナット (16) を締付け弛まない様固定するのである。而して次回の調整に便するため尻棒支エの鋸面を削正して平面となし、尻棒上部よりの寸法を求めておき之に依つて調整する。斯くしておくに次に受金が摩耗した際尻棒上面から前記平面までの寸法を測定して之に合致するやう楔を加減すればよい。尙この種の調整装置を設けず單なるブツシュとされたものもあつたが、近時は矢張り調整装置を設けられてゐる。特に C55, C57, D51 形式等は尻棒を太くして受金に接する面積を大にし單位面積當の重量を少くして摩耗を減少せしめ、且つ重量を輕減する割合に丈夫にして撓まないやうに中空としてゐる。

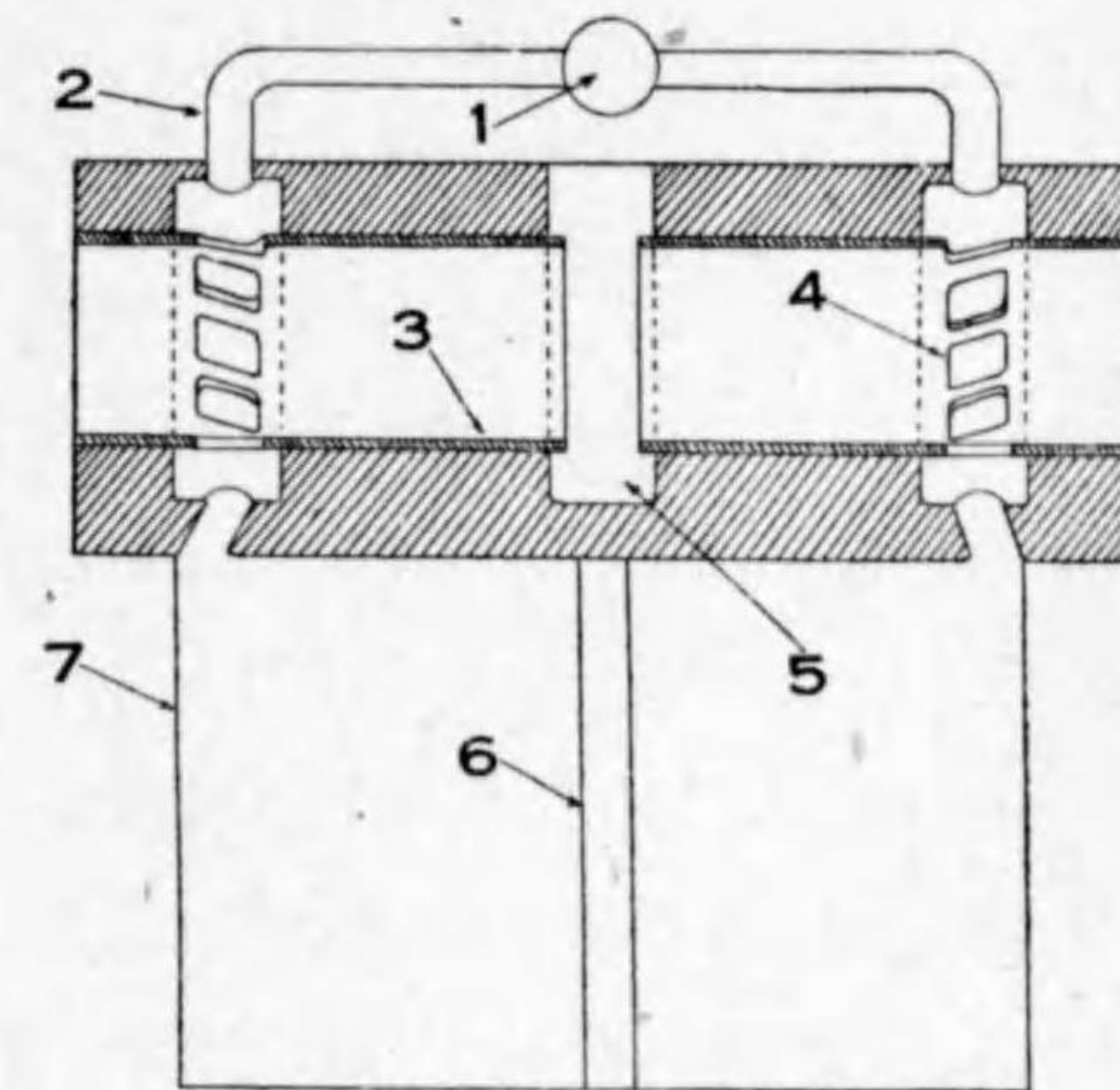
第四章 シリンダ附屬品

第一節 脇路装置

機關車惰力運轉中はピストンの移動に伴ひピストンの運動する方向の側は空気の壓縮作用が起りピストンの運動を阻害し機關車の走行抵抗を増大し、又その反対側は真空を生じ之又抵抗を増す外、次に弁が吐出口を開いた時煙室内の煤煙をシリンダ内に吸込み摩擦面を損傷する等の害を伴ふものである。而してこの作用は高速度になるに従ひ大となり走行抵抗の大半を占むるに至る。脇路装置とは之等の害を極力防止するために設けられたもので、一本の管でピストンの前後を連絡し、それに開閉するコック或は弁を設けシリンダに給氣せんとする場合は之を閉塞しピストン前後の連絡を斷ち、絶氣に移ると之を開放してピストンの前後を相通せしめ壓縮される側の圧力で他側の真空を補ひ抵抗の増加並に煤煙の吸込を防止するものである。

而してこの脇路管を取付ける位置に就いては、上記作用を完全にすればよいのであるからシリンダ前後を直接連絡して差支へない管である。又蒸氣室からシリンダへの蒸氣通路を結んでもよい。しかし現在一般に場所の関係で第 144 圖に示す如く蒸

第 144 圖 脇路管取付圖



- | | |
|-----------|-----------|
| 1 脇路弁 | 5 主蒸氣管取付座 |
| 2 脇路管 | 6 ピストン |
| 3 蒸氣室アツシュ | 7 シリンダ |
| 4 蒸氣口 | |

氣室の蒸氣口を前後互に連絡してゐる。特にC53形式機関車の中央シリンダに對するもの及び9600形機関車のものは、直接シリンダ前後を連絡せしめてゐる。

次にこの脇路管の直径は、ピストン速度の早い程又シリンダ容積の大なる程大としなければならないが、之を餘り太くし過ぎるとシリンダ隙間容積が増大し一部蒸氣の損失を來すばかりでなく、ピストンが行程の極端に達した時の圧縮作用が過少になる不利があり、その反對に餘り細過ぎると圧縮真空作用防止が充分行はれなくなる。従來一般に脇路管の内径は60耗のものが使用されたが種々研究された結果80-100耗が最も適當であると云ふことになつて、新製の大形機関車C55, C57, D51, C59等には100耗脇路管が使用されるやうになつたがC51, D50形式等は60耗、8620, 9600形式等は65耗が使用されてゐる。この脇路管の寸法は内径の最小部を云ふもので、空氣の移動はこの部で制限されるのである。

この脇路装置の構造は種々あるが、たゞ開閉する装置が異なるのみである。以下之等の構造に就いて説明することにする。

尙、この脇路装置はピストン弁使用の機関車のみを採用されるもので滑弁のものには用ひられない。その理由は惰力運轉中弁が座から浮上り氣味となり摺動するので、この弁と弁座の隙間を通り丁度脇路管を設けたと同様の作用をなすからである。

(1) 脇路コック

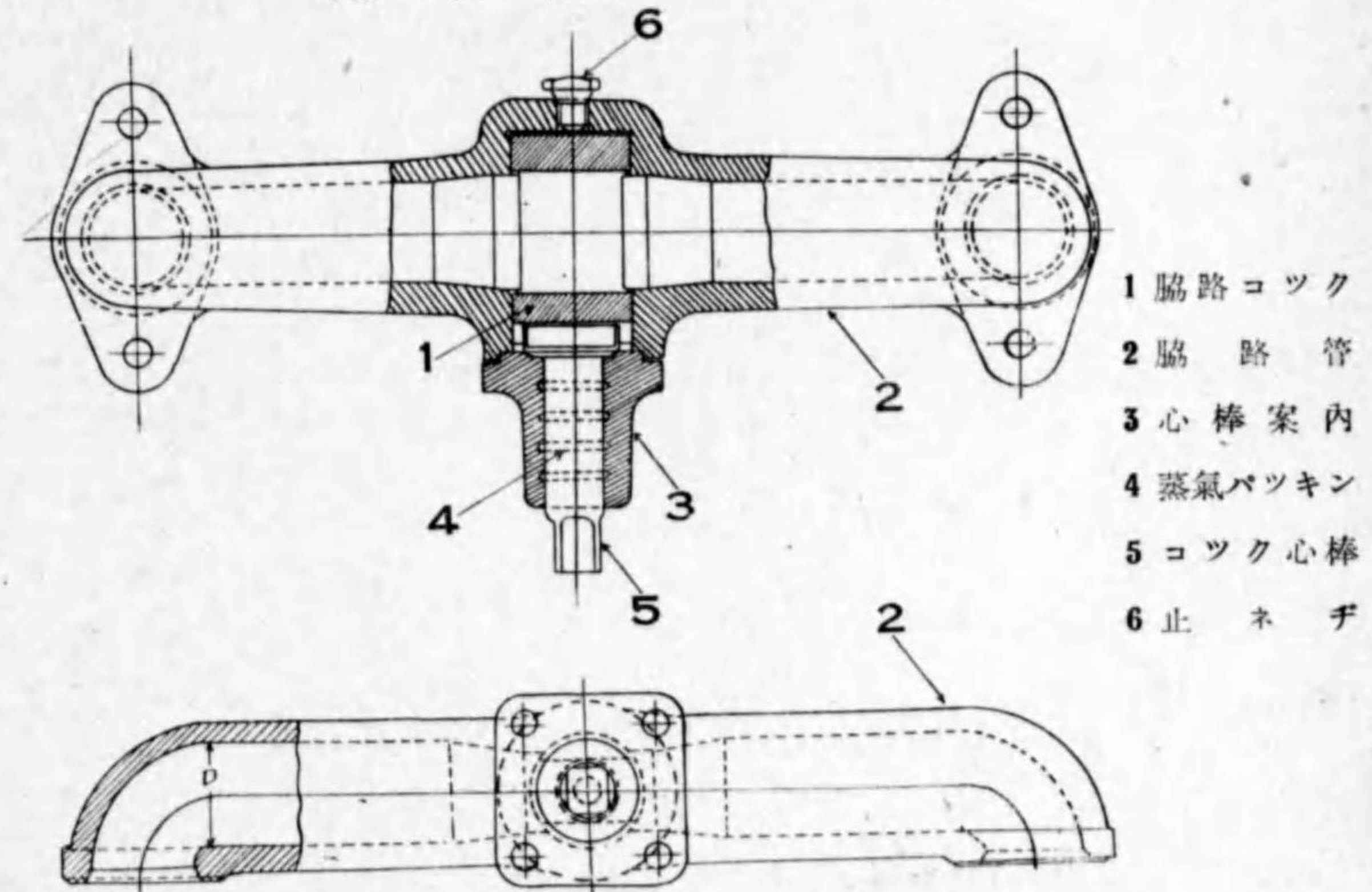
本装置では普通脇路管は蒸氣室の上部に取付けられるが9600形機関車の様に直接シリンダに取付けられたものもある。この種のものは台枠の内部に装置される關係上検査修繕に手数を要し故障の際の手當に不便である。

その構造は蒸氣室に球接手に依り各二本のボルトにて取付けられてゐる。運

轉室内のハンドルを扱ふことに依りコック心棒は90度回轉するやうになつてゐるから之に嵌め込まれてゐる鑄鐵製(FC14)の脇路コックも90度回轉し、脇路管の前後を相通じたり遮斷したりするものである。心棒案内には溝が設けられ之がパッキンの作用をしており又止ネチはコックとその底部の隙間を適當に保ち又弁が固着したやうな場合弁を突き上げるのに便してゐる。

尙、このコックは往々固着することがあり又シリンダへ蒸氣を入れたまゝ開放せんとすればコックが蒸氣圧力のために一方へ押付けられて取扱ひが重いと云ふことの不便はあるが、構造が簡單で故障が少い利點がある。又このコックは冬期復水が凍結することに依り心棒と同案内又はコックの周圍が固着して回轉しない場合があるが、斯かる場合ハンドルを無理に扱へばハンドルの腕破損等の故障を惹起する虞があるから、この際は加減弁を小開して蒸氣を通して温め凍つてゐる部を解かしてやれば直に回轉するものである。

第145圖 脇路コック



- 1 脇路コック
- 2 脇路管
- 3 心棒案内
- 4 蒸氣パッキン
- 5 コック心棒
- 6 止ネチ

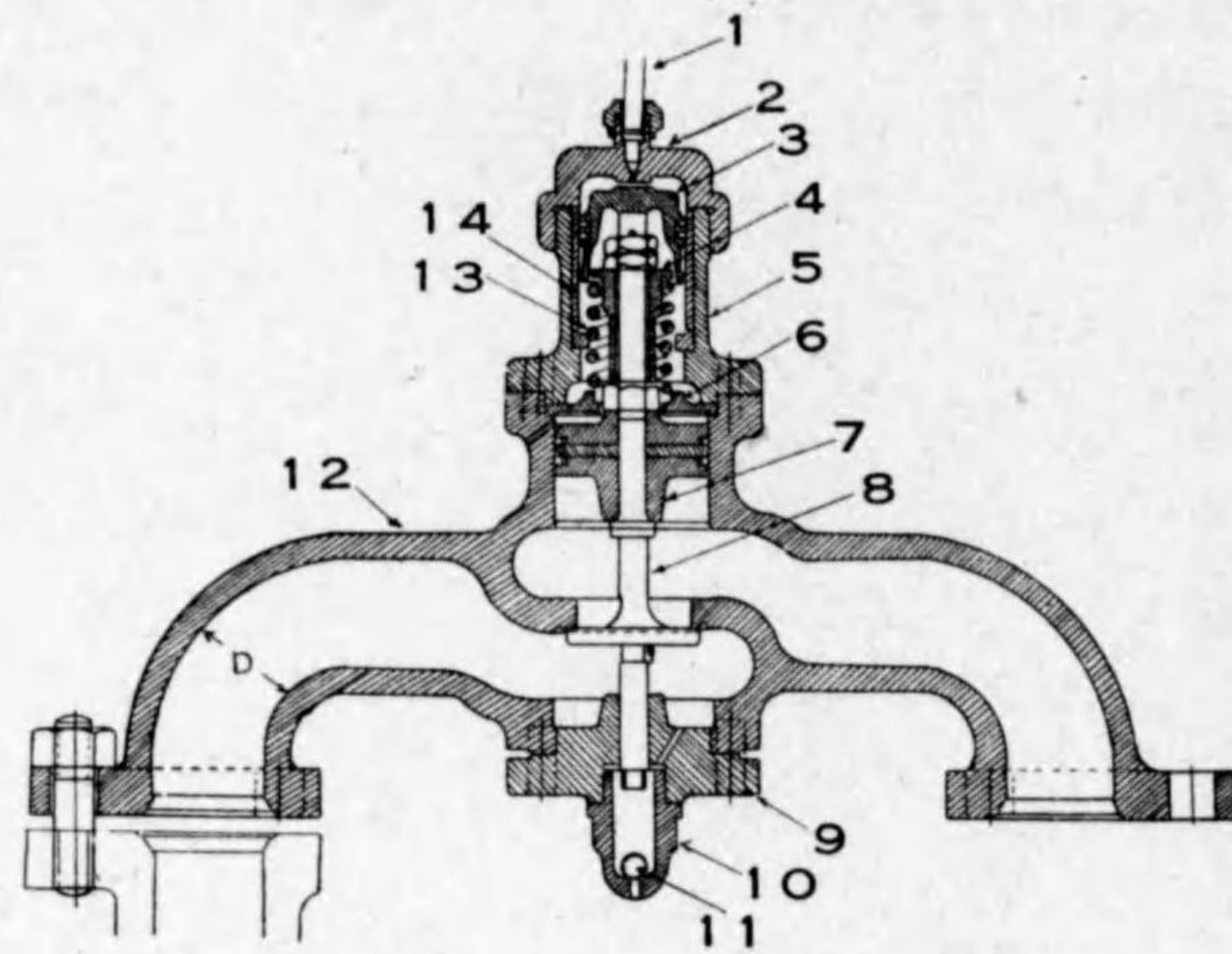
(2) 空氣脇路弁

空氣脇路弁は弁の開閉を元空氣溜の圧力空氣に依り爲すものでその構造には二種がある。即ちその一つは脇路管の中央に一箇の弁を備へたもので、他は脇路管の兩端に各一箇宛の弁を備へたものである。前者を單頭式、後者を雙頭式と名付ける。

1、單頭式空氣脇路弁

本脇路弁の構造は第 146 圖に示す如く、脇路管の前後は球接手に依り蒸氣室に取付けられ空氣シリンダ蓋(2)には運轉室内作用コツクを經た元空氣溜圧

第 146 圖 空氣脇路弁 (單頭式)



- | | | |
|-----------------|---------------|------------|
| 1 空 氣 管 | 6 下 バ ネ 座 | 11 球 弁 |
| 2 空 氣 シ リ ン ダ 蓋 | 7 蒸 氣 ピ ス ト ン | 12 脇 路 弁 體 |
| 3 空 氣 ピ ス ト ン | 8 弁 心 棒 | 13 バ ネ |
| 4 上 バ ネ 座 | 9 脇 路 弁 蓋 | 14 ア ッ シ ュ |
| 5 空 氣 シ リ ン ダ | 10 球 弁 座 | |

力空氣が空氣管(1)より絞りを通して空氣シリンダへ送られ、空氣シリンダ

内部にはブツシュ(14)が嵌入されその内部最上部に二條のピストンリングを設けた空氣ピストン(3)がある。その下部に弁心棒が取付けられ之にバネ(13)が上バネ座(4)及び下バネ座(6)にて支へられ、下バネ座の下位に二條のピストンリングを設けた組立式の蒸氣ピストン(7)が弁心棒に上部はナット下部は鐔にて取付けられてゐる。脇路弁は弁心棒と共通になつて居り下部は蓋(9)がその案内となる。弁心棒下部には復水排除のための球弁が設けられこの室は脇路管に通じ弁開閉に支障なからしめてゐる。

今その作用を説明すると、給氣運轉に移らんとする場合運轉室内作用コツクを扱ひ空氣ピストン上部の空氣を大氣中に逃がすと、空氣ピストンはバネの力に依り上昇するがこの場合加減弁が開かれ蒸氣がシリンダに進入し脇路管の左側から入つた場合は脇路弁の下方より壓力を及ぼし、前記バネの力と共同して弁を閉塞するのである。次に右側から蒸氣が進入した場合はその壓力に依り弁は反對に開放されようとするがこの場合バネの力のみで弁を閉塞せんとするにはバネの力を非常に大としなければならず、之を餘り大とすれば弁を開放する際不都合があるから、蒸氣ピストンを設け脇路弁より直徑を大とし兩者の壓力差とバネの力の和に依り閉塞されるやうにしてゐる。この際脇路弁の衝激を防ぐため空氣は絞りを通り排出されるやうになつてゐる。次に脇路弁を開放せんとする場合は、運轉室内の作用コツクを扱ひ空氣シリンダに壓力空氣を進入せしめると脇路弁はバネの力に抗して下降せしめられ開放されるのであるが、シリンダ内に蒸氣が有るやうな場合はその蒸氣壓力に依り脇路弁を閉塞しようとする力とバネの力との和より空氣ピストンを押下げようとする壓力空氣の力の方が大でなければ開放出来ないこと勿論である。尙蒸氣ピストン上部室に蒸氣或は空氣が漏入して壓力が生ずると脇路弁の閉塞を支障するから小穴を設けて大氣に通ぜしめる。この脇路弁でバネが

弁箱(9)の中に収められ空気シリンダにはブツシュ(10)を嵌入し上部の蓋(6)に空气管(1)が横側から取付けられてゐる。而してこの脇路弁は兩方に二箇あるため脇路弁の上部から圧力を受けることが無いので、蒸気ピストンの必要は無いのである。

その作用は空気シリンダ内空気ピストン上部に圧力空気を送りバネの反撥力に打勝ち脇路弁を開放し空気を抜くことに依りバネの力で弁は閉塞されるがこの場合シリンダへ蒸氣を進入せしめるとその側の脇路弁はバネの力とこの蒸氣の圧力に依り閉塞されることになる。

この脇路弁にあつてもバネ折損等の場合はシリンダへ蒸氣を送ることに依りその側の脇路弁は閉塞される状態にあるが、實際は脇路弁の開いてゐる通路が大であるため逃げる蒸氣量が多く閉塞は困難である。故に斯くの如き場合は不良の側の蓋を開け弁を上方に釣上げておけば、惰力中脇路弁の作用をしないが運轉には差支へない。尙、この場合釣上げておく力は脇路弁が開かない程度でよく大して大きな力で釣上げる必要は無い。

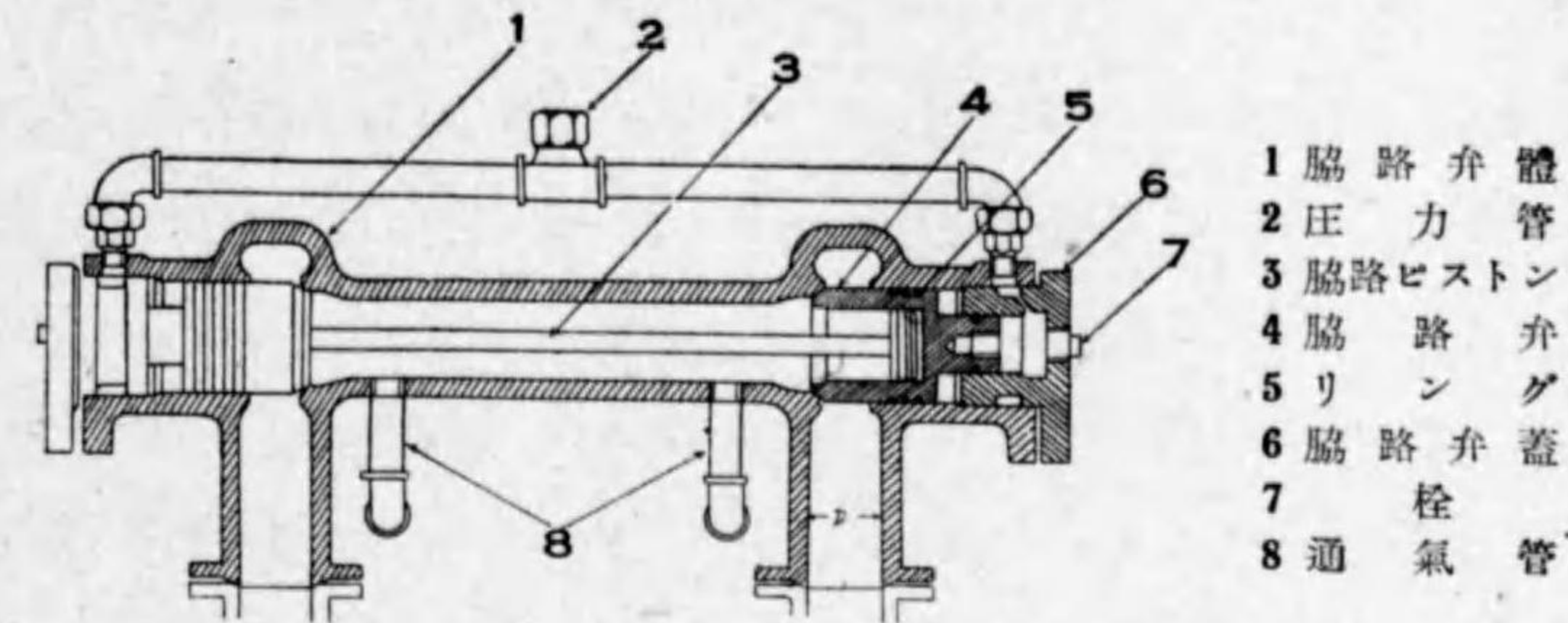
併し弁心棒折損等の理由で全然閉塞不能になつたやうな場合は反対側の蓋を外し脇路弁を釣上げる。この場合には十分頑丈に釣上げておかなければならない。即ち一方の脇路弁が閉塞不能なるため弁の上からも生蒸氣が作用するからである。尙この場合排水管から蒸氣を噴出せしめないやうにするためには之を閉塞すべきである。

給氣運轉中に排水管から蒸氣が出るやうな場合は何れかの脇路弁が漏れてゐることを示すもので、この場合その何れかを見定めるには脇路弁を開閉してその近くで音を聞き分けるか或は又機関車停止逆轉機を前或は後に置きピストンの前後へ別々に給氣しその何れへ給氣した時に漏れるかを見ればよい。

(3) 自動脇路弁

自動脇路弁は之までの装置と異り全く自動的に作用するもので、その構造は第149圖に示す如く主蒸氣管から蒸氣室への入口に圧力管(2)を取付け脇路弁

第149圖 自動脇路弁



- 1 脇路弁體
- 2 圧力管
- 3 脇路ピストン
- 4 脇路弁
- 5 リング
- 6 脇路弁蓋
- 7 栓
- 8 通氣管

體(1)は球接手に依り蒸氣室に取付けられてゐる。弁體の内部にはリング(5)を設けた脇路弁(4)があり、その外側から蒸氣圧力が作用するやうになつて居るが、この蒸氣は蓋の周圍に設けられた穴から入るやうになつてゐる。脇路弁の中間にはピストン(3)が設けられ、之と脇路弁との間の空気を圧縮することに依り弁閉塞の際の衝激を防いでゐる。

通氣管(8)は弁から漏れた蒸氣及び閉塞の最初に當り弁から來る蒸氣を大氣に逃がすために設けられ、運轉中は何時も脇路弁の内側は大氣に通じて居るのである。この部分に若し圧力が出來ると脇路弁の閉塞を直接妨害することになる。

今、その作用を説明すると、加減弁を開くことに依り圧力管より來た蒸氣は脇路弁を内方へ押し之を閉塞するが、この場合弁座に激突し弁の損傷或は弁座を傷けぬやうピストンと弁の隙間に空気を圧縮し緩衝作用をなすものである。尙加減弁を開くことに依り圧力管から脇路弁の外側へ圧力が作用すると、殆ど同時にシリンダへ蒸氣が進入し未だ開いてゐる脇路弁を外方へ押すが、この側

はピストンの反対側及び通気管に通じてゐるから圧力の上昇少く、依つて圧力管側の圧力の方が高いから弁は閉塞されるのである。次に加減弁を閉塞するとピストンの運動に伴ひシリンダ内に部分真空が生ずるため蒸氣室内も圧力が低下し圧力管内も圧力の低下を來す。然るに脇路弁の内方は通気管に依り大氣圧力が作用してゐるから、弁の兩側の圧力差に依り開放されるのである。

以上の如く本脇路弁は加減弁の開閉に應じ全く自動的に開閉され非常に便利であるが、一面次の様な缺點もある。

イ、加減弁を開くと圧力管へ蒸氣進入と同時にシリンダへ進入した蒸氣が脇路弁を内方から押すことになり閉塞が不確實で起動を遅らし蒸氣の浪費を來す。この場合一時逆轉機を上げると圧力管側の蒸氣圧力は不變であるがシリンダ内の蒸氣は締切られ或は絞られて圧力が低下するため、脇路弁を外方に押す圧力は低下し容易に閉塞するものである。

ロ、停車中何等かの都合に依り加減弁を開いて蒸氣を煙突より吐出す必要ある場合、脇路弁が閉塞され之が不可能である。

ハ、停車中シリンダへ蒸氣を入れ次にそのまゝ機關車を止めておく様な場合脇路弁は閉塞のまゝである。之を開放するには惰力にて少しく機關車を移動せしめる必要がある。

尚、圧力管の折損或はその他の原因で脇路弁の作用不能になつた場合は、兩端の蓋(6)に設けてある栓(7)を抜き、棒状のものを挿入して脇路弁を内方へ押し閉塞の状態として栓を締めれば、惰力中の脇路弁の作用は失するが運轉には差支へない。

次に脇路弁開放時期に就いて述べれば、機關車が相當高い速度(時速40軒位)にて運轉してゐる様な場合は加減弁閉塞後直に之を開放する必要がある。即ち速度が高いから加減弁閉塞後過熱管、蒸氣室、その他蒸氣管内に在る蒸氣は、

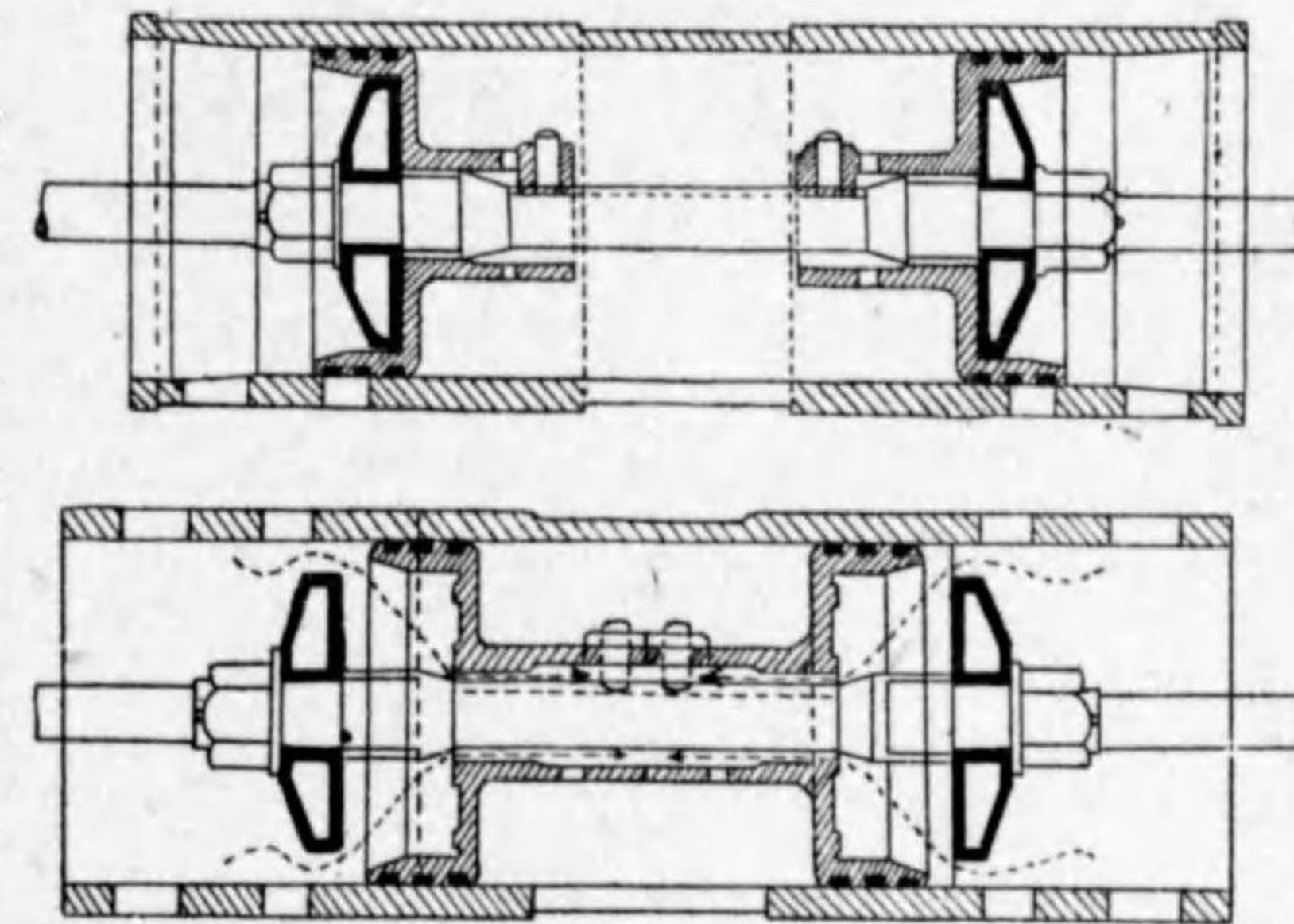
直に使用し盡されるから、開放する時期が遅れるとピストンの前後に壓縮真空を生じて不都合である。併し低速度の場合餘り之を早く開放すると加減弁から蒸氣室までの中に残つてゐる蒸氣を無駄にするから損である。

(4) 脇路ピストン弁

脇路ピストン弁とはピストン弁自身が脇路弁の作用をなすもので第150圖に示すものがその一例で

第150圖 脇路ピストン弁

ある。即ち給氣運轉中は二箇の弁の中央へ何時も生蒸氣が作用してゐるからピストン弁は兩方へ開き弁心棒に取



付けられた弁體止と一體になり普通のピストン弁として作用してゐるが、絶氣に移ると生

蒸氣の入る部分の圧力の低下及びピストン弁の摩擦抵抗のため同圖下に示す如く、弁は中央に寄り弁心棒の細い部分で停止し運轉するのは弁心棒と弁體止のみとなり、空氣は矢の如く往復し脇路の作用をなすものである。本装置を使用すれば脇路管の必要なく又シリンダ隙間容積の問題も生ぜず、且つ惰力運轉中の弁運動に依る抵抗も著しく減少せしめられる利益はあるがその反面、工作費高く故障も多く弁と弁體止間の漏洩等の缺點がある故現在の所實用的には使用されてゐない。

尚、本装置では加減弁を開いた際弁と弁體止との間へ蒸氣が進入し兩者の激突を防止するやうになつてゐるが、なるべくこの激突を防止する意味に於て最