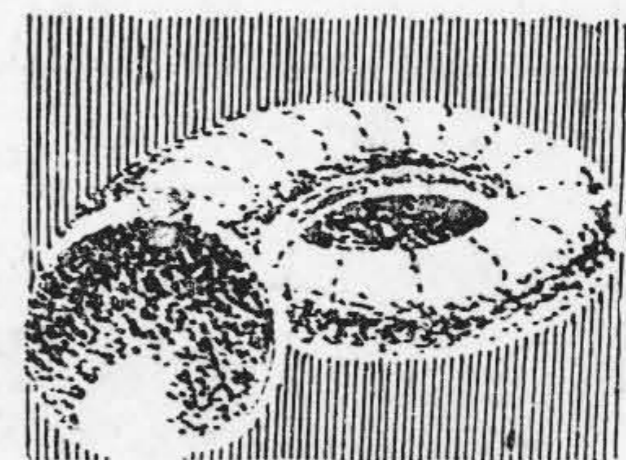


〔I〕 原 動 機

PRIME MOVERS



水 車

Water Turbines

昭和 26 年度に於ける日立水車の受託製作は、ますます好調裡に進捗し、さきの 5 年計画による新設発電所の機器が、工場に或は現地にその成果をあらわしてきた。輸出製品としては、ブラジル国マカブ発電所納増設 3 号機 3,300 kW 水車 1 台、アルゼンチン国エスカバ発電所納 9,000 kW 水車 3 台、台湾電力天冷発電所納 26,000 kW 水車 1 台等があり、海外市場に対する日立水車の進出は目覚ましいものがある。今後ますますこの方面への進出が期待される。

一方工場の原料及び機械設備も戦前の域に達し、技術推進の一端を担う水力実験室の設備も増設工事が完成し、斯界の期待に添うことが出来る様になつたことは欣快に堪えない。

以下昭和 26 年度中に於ける製作の成果と技術進歩の

跡を略述して見ることにする。

〔I〕 新製品の内容紹介

終戦後発電設備の新設はますます増加して来たが、26 年度は海外市場への進出が目立ち、日立水車の国際競争市場に於ける役割は一段と重きを加えて来た。本年度中に新に運転を開始せる水車若しくは製作せる水車に就きその主なるものを第 1 表に掲げる。

(1) 運転開始せるもの

戦後新設発電所中最大容量にして、しかも幾多の新設計が採用された水車として注目された日本国有鉄道小千谷発電所 27,500kW フランス水車 2 台は去る 8 月より好調裡に営業運転に入り、国鉄電化の電源として活躍している。その詳細に就ては既に本誌⁽¹⁾に紹介済みである。

ブラジル国マカブ発電所 3,300 kW ペルトン水車は戦時中に完成し輸出されたのであるが、据付工事が第二次大戦のため延期されていた処、今回外国技術者の手によつて据付けられ、小容量の発電設備の多い同地方にあつ

第 1 表 新 設 発 電 所 (昭和 26 年度)

Table 1. Power Stations Newly Erected in 1951

(1) 既納品の運転開始せるもの

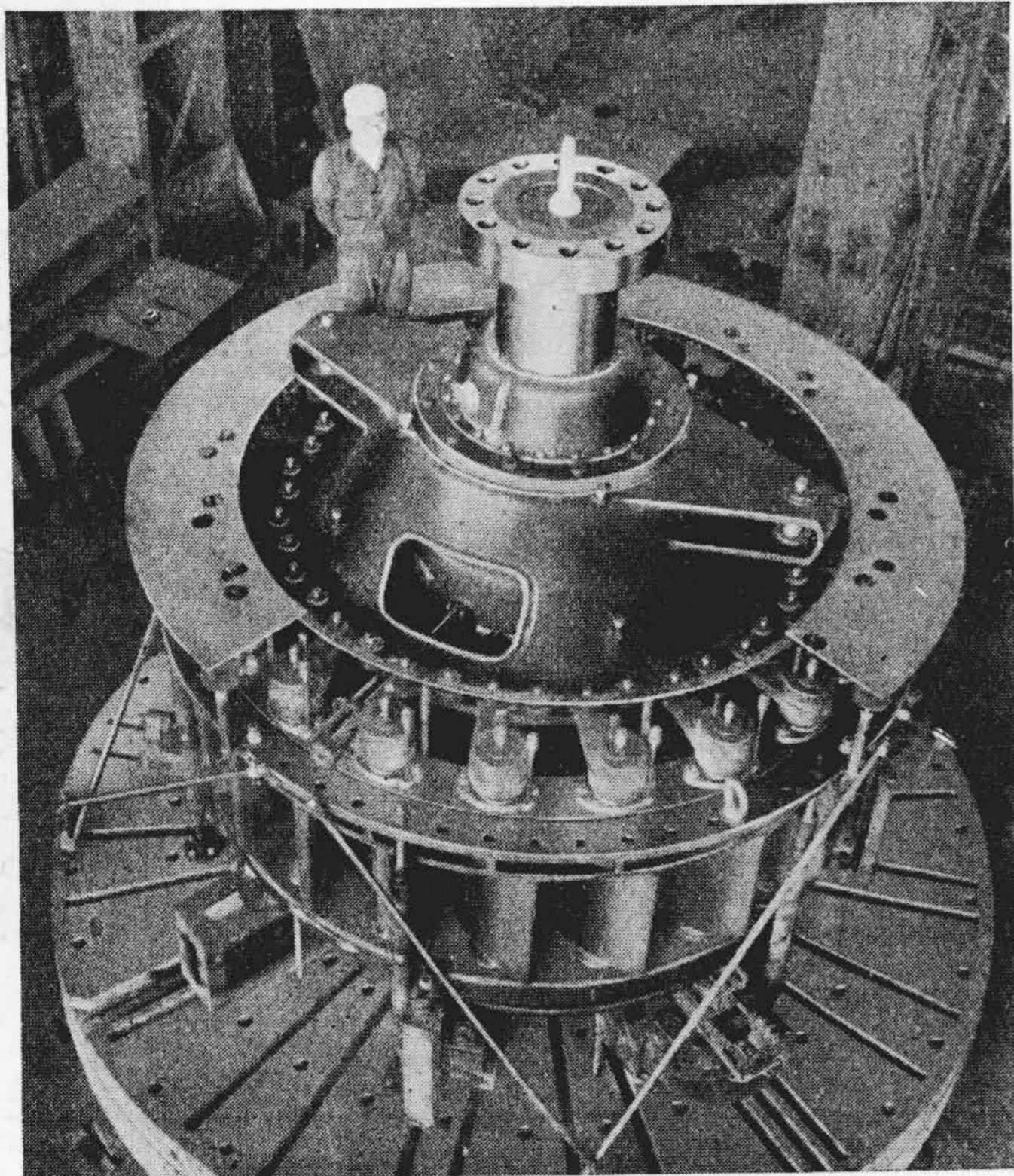
納 先	所 名	(kW)	H(m)	Q(m ³ /sec)	N (r.p.m.)	N _s	型 式	台 数	備 考
国 鉄	小千谷	27,500	48.2	64.7	167	216.5	FSS-V	2/5	
ブ ラ ジ ル	マカブ	3,300	306.5	3.36	750	17.2	P ₂ N ₄ -H	2/3	#1 号 #2 号機
北 海 道 電 力	蘭 越	6,500	13.0	54.0	167	540	PMS-V	1	
中 国 電 力	新湯村	5,000	62.0	9.3	450	182.9	FSS-V	2	

(2) 新製品の据付中のもの

納 先	所 名	kW	H(m)	Q (m ³ /sec)	N (r.p.m.)	N _s	型 式	台 数	備 考
関 西 電 力	成 出	(18,500) 16,800	(53.6) 48	(53.6m ³ のとき) 39.8	200	205	FSS-V	2	1 台は旧久野脇 発電所 #2 号機 転用
〃	新 庄	3,700	72.5	5.8	600	172.5	〃	2	
東 北 電 力	沼 沢 沼	23,000	200	12.18	500/600	67.5	FDS-H	2	揚水式 P.S
〃	滝 淵	2,900	120	2.77	500	67.3	FSS-V	2	
北 海 道 電 力	漁 川	860	31	3.33	600	168	FDS-H	2	1 台は既納品改 造
東 京 電 力	奈 川 渡	11,000	119.5	10.6	500	133	〃	2	ケーシングを除 き水車改造
ブ ラ ジ ル	マカブ	3,300	306.5	3.36	750	17.2	P ₂ N ₄ -H	1/3	増設 #3 号機

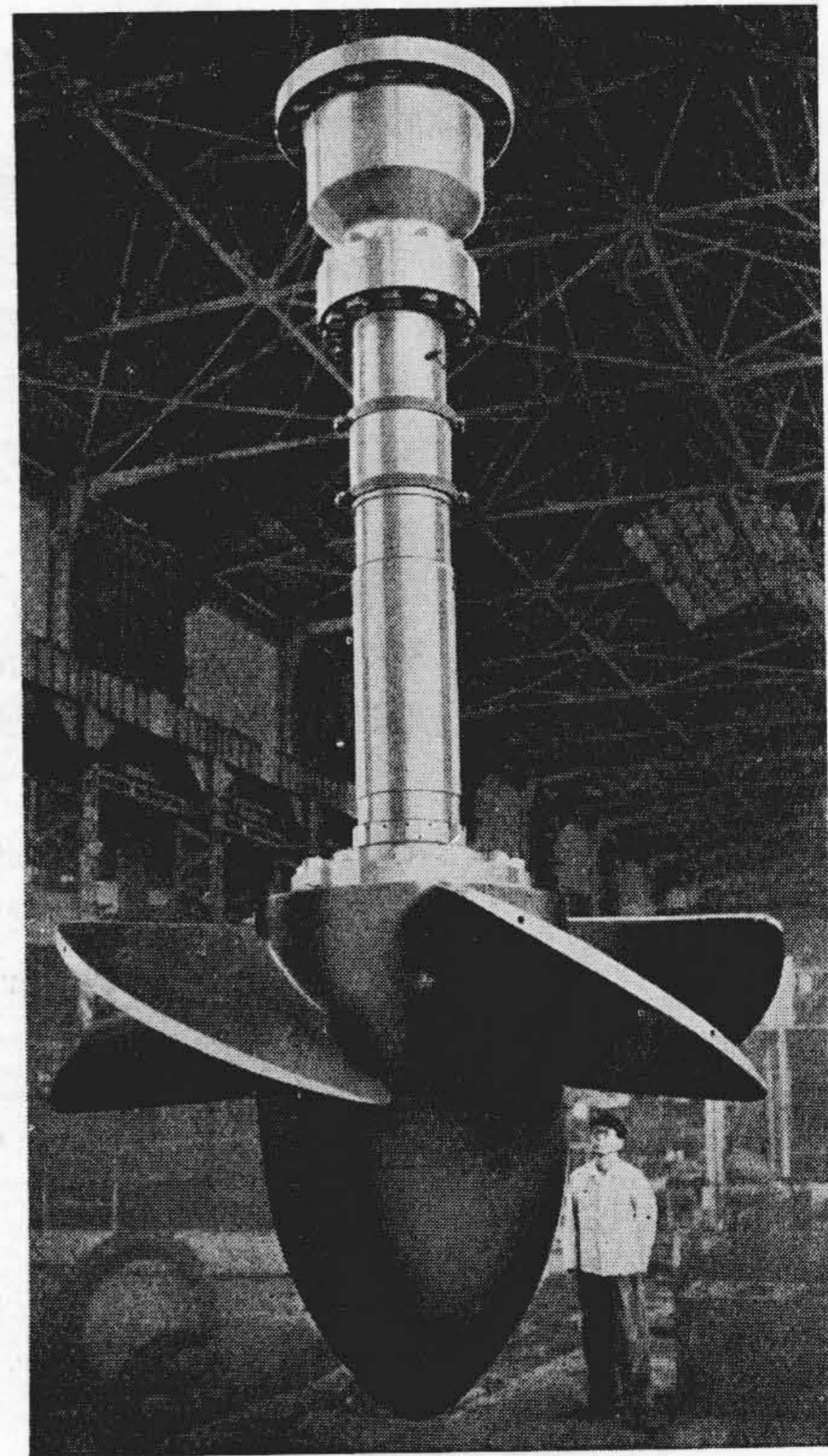
(3) 工場にて製作中のもの

納先	所名	kW	H(m)	Q(m ³ /sec)	N(r.p.m.)	N _s	型式	台数	備考
北海道々庁	鷹泊	(6,350) 5,200	(28.5~14.5) 24.5	25.4	333	440	PMS-V	1	
新潟県	三面	(16,500) 15,000	(69.49) 65	26.4	300	200	FSS-V	2	
アルゼンチン	エスカバ	9,000	(135) 122	7.3	600	130	//	3	
台湾電力	天冷	26,500	(186.5) 173	17.7	400	103.8	//	1	
国鉄	小千谷	27,500	48.2	64.7	167	216.5	FSS-V	1	#3号機
中部電力	久能脇	16,800	48	39.8	200	205	FSS-V	1	#2号機



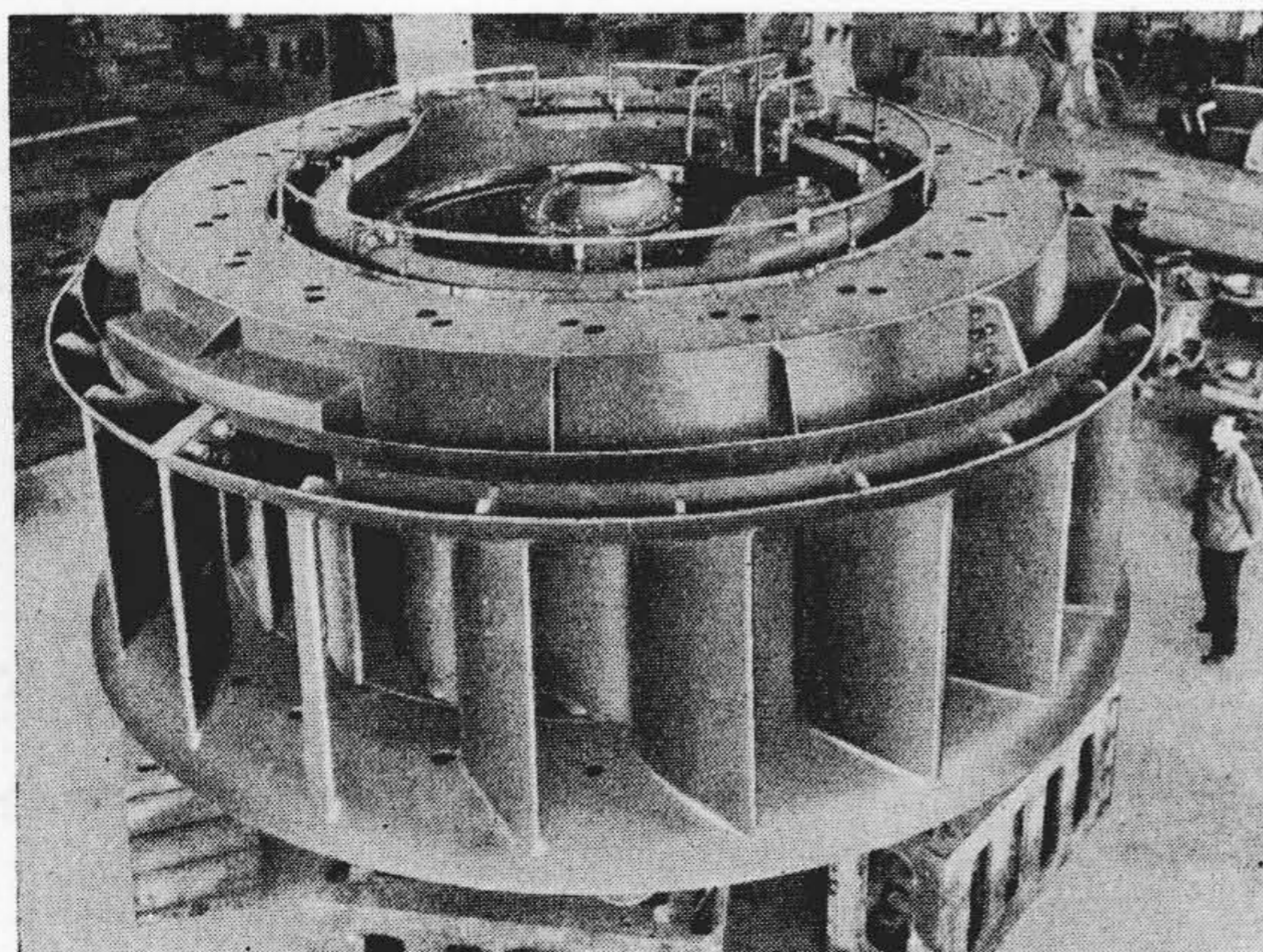
第1図 関西電力株式会社 成出発電所納
16,800kW 縦軸フランス水車工場組立

Fig. 1. Shop Assembly of 16,800kW Vertical Francis Turbine for Narude P.S., Kansai Denryoku K.K.



第2図 北海道電力株式会社 蘭越発電所納
6,500kW 水車羽根車

Fig. 2. Runner of 6,500kW Kaplan Turbine for Rangoshi P.S., Hokkaido Denryoku K.K.



第3図 北海道電力株式会社 蘭越発電所納
6,500kW カプラン水車工場組立

Fig. 3 Shop Assembly of 6,500kW Kaplan Turbine for Rangoshi P.S., Hokkaido Denryoku K.K.

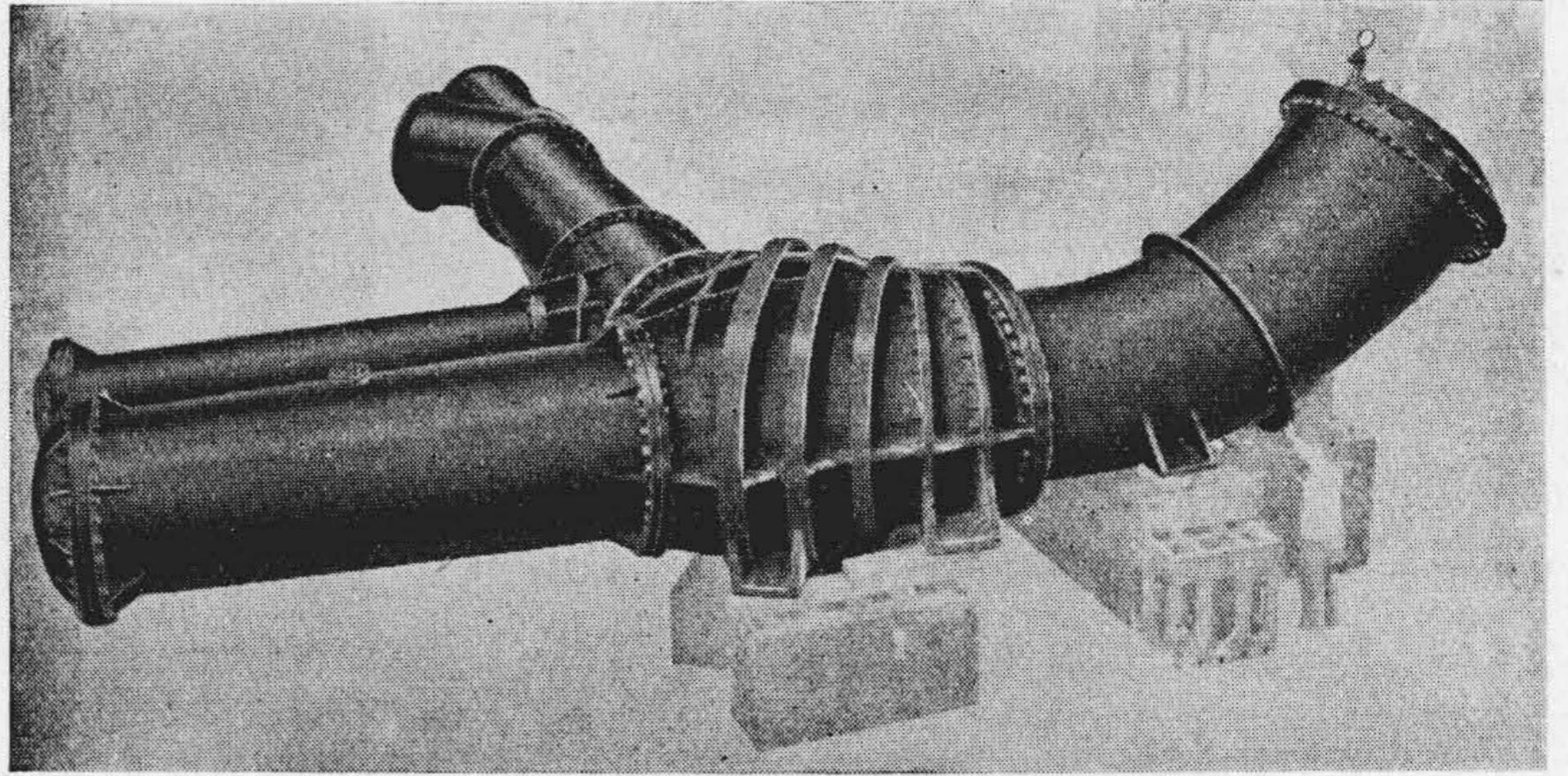
て重要な役割を果している。

(2) 据付中のもの

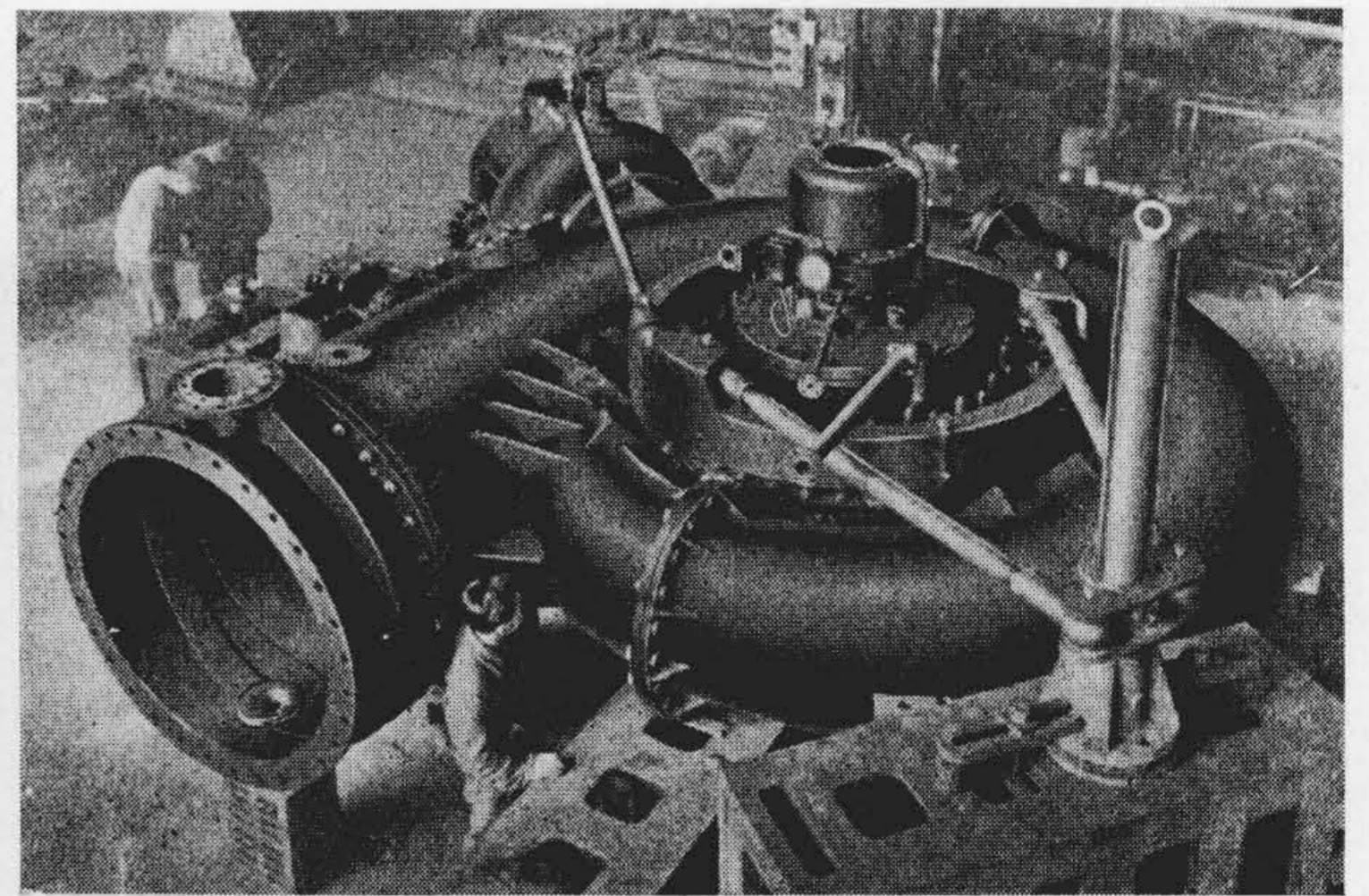
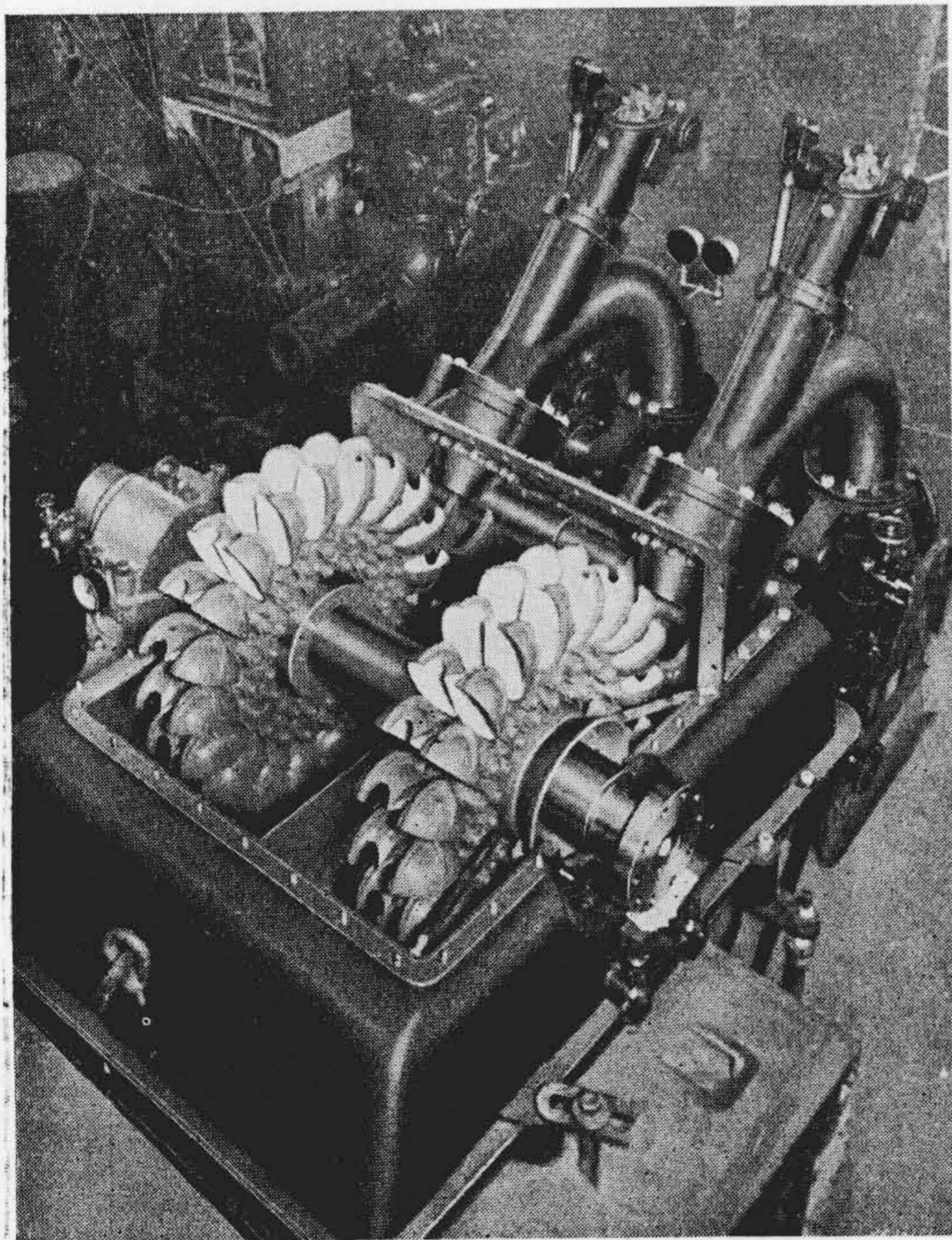
工場に於ける製作が完成し据付中のものには、第1表

に示される如く、関西電力納成出、新庄各発電所、東北電力納沼沢沼、滝淵各発電所、北海道電力納蘭越、漁川各発電所、中国電力納新湯村発電所、東京電力納奈川渡発電所、ブラジル国納マカブ発電所（増設）等がある。

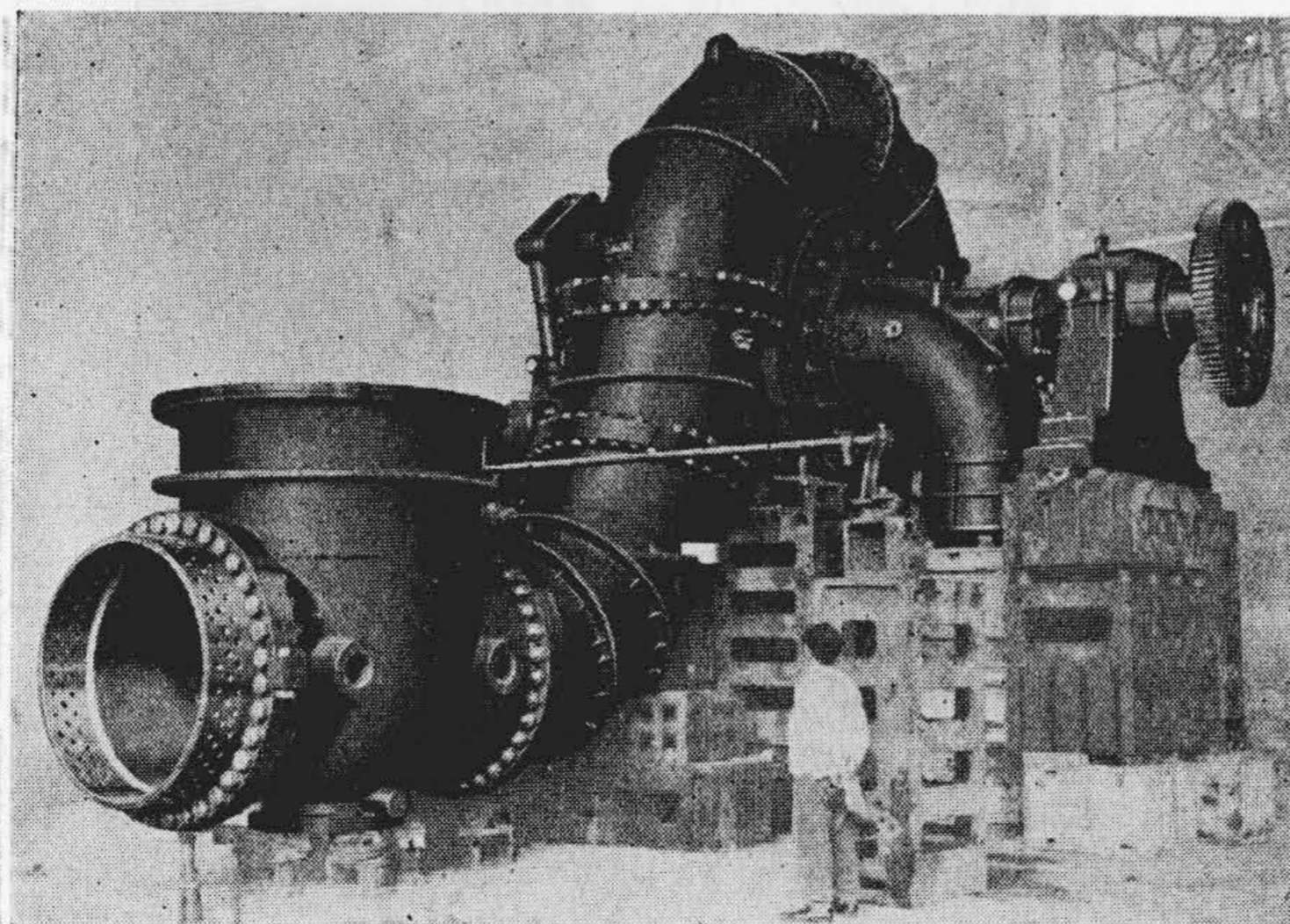
成出発電所用 16,800 kW 縦軸フランシス水車は、既設久野脇発電所より転用せる 1 号機に対する増設機として新製せるもので、据付床方式はバーレル型を採用し、鋼板製鋸接ケーシングで、3,200φ の蝶型弁を有している。今回は電動式调速機に変更した。



第 6 図 東北電力株式会社沼沢沼発電所納 入口分岐管工場組立
Fig. 6. Shop Assembly of Penstock Pipe with Y Pipe for Numazawanuma P. S., Tohoku Denryoku K. K.



第 7 図 関西電力株式会社新庄発電所納
3,700 kW 縦軸フランシス水車工場組立
Fig. 7. Shop Assembly of 3,700 kW Vertical Francis Turbine for Shinjo P. S., Kansai Denryoku K. K.



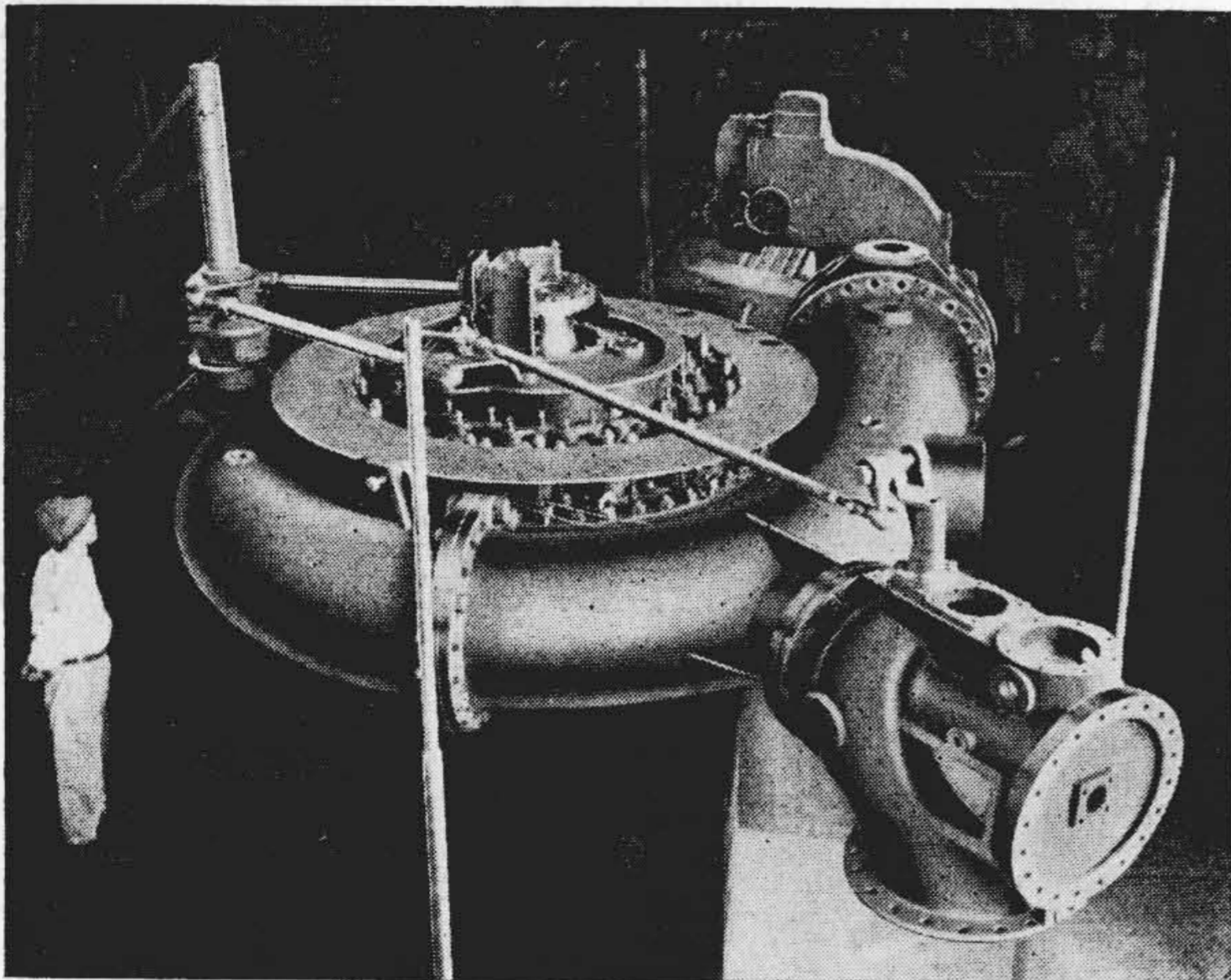
(左側上図)
第 4 図 ブラジル、マカブ発電所納 3,300kW ペルトン水車工場組立
Fig. 4. Shop Assembly of 3,300kW Pelton Wheel for Macabu P. S., Brazil

(左側下図)
第 5 図 東北電力株式会社沼沢沼発電所納
23,000kW 横軸単輪複流渦巻水車工場組立
Fig. 5. Shop Assembly of 23,000 kW Horizontal Single Runner Double Discharge Spiral Turbine for Numazawanuma P. S., Tohoku Denryoku K. K.

蘭越発電所用 6,500 kW 水車は終戦後製作されたカプラン水車としては本邦最大である。制御方式は遠方操作方式を採用し、又直結発電機は本邦最初の傘型で機械の全長は非常に短くなり、建家の建設費が節約された。ケーシングはコンクリート製である。

奈川渡発電所用 11,000 kW フランシス水車は大正14年据付けた 10,500 kW フランシス水車をスパイラルケーシング以外全部を更新し、出力の増加を計つたものである。この種改造の好例として、昭和24年同社竜島発電所 A.C. 社製 13,400 kW 水車2台を同様に更新して、発電所出力を豊水期に於て 2,000 kW 渇水期に於て 1,200 kW 増加し、而も従来あつた振動をも皆無にした実績がある。

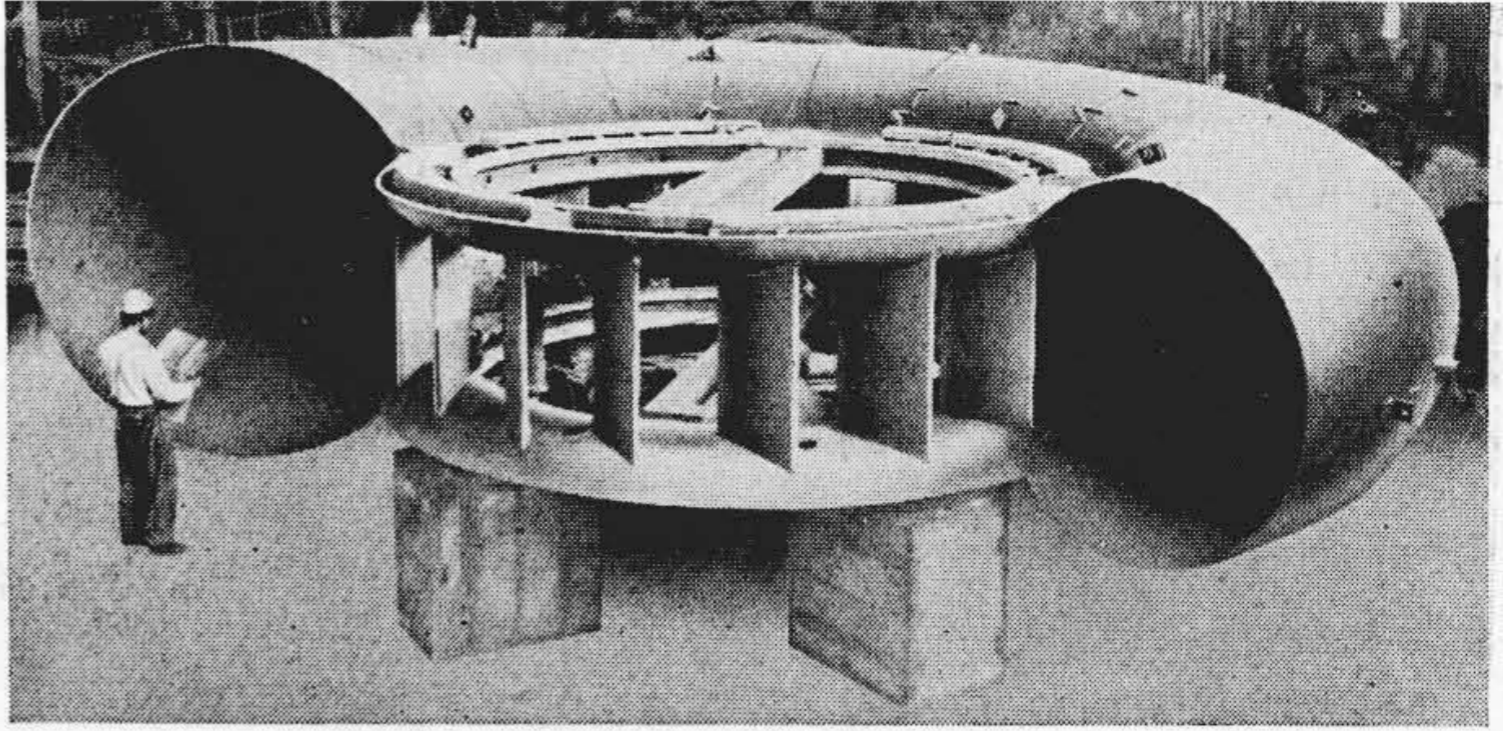
マカブ発電所用 3,300 kW ペルトン水車は既に運転中の水車の3号機として増設されるもので、終戦後海外進出の第一陣として輸出されたことは、今後この方面への日立水車の進出が期待される。



第8図 東北電力株式会社滝淵発電所納
2,900 kW 縦軸フランシス水車工場組立
Fig. 8. Shop Assembly of 2,900 kW Vertical Francis Turbine for Takibuchi P.S., Tohoku Denryoku K.K.

沼沢沼発電所用 23,000 kW 横軸フランシス水車は本邦最大の揚水式発電所に納められるもので、世界的にも記録品となるものである。その設計製作に当つては日立技術の粋を集め、幾多の新設計がなされ、水車及びポンプ羽根車は共に不銹鋼製とし磨耗に対し万全を期している。第5図は本水車の工場組立を示す。水車及びポンプを繋ぐ分岐管及び水圧鉄管も既に据付完了している。第6図はこの分岐管の組立状況を示す。尙本発電所の機器についての詳細は別に記述せられる筈である。

新庄発電所用 3,700 kW フランシス水車は二床式、建



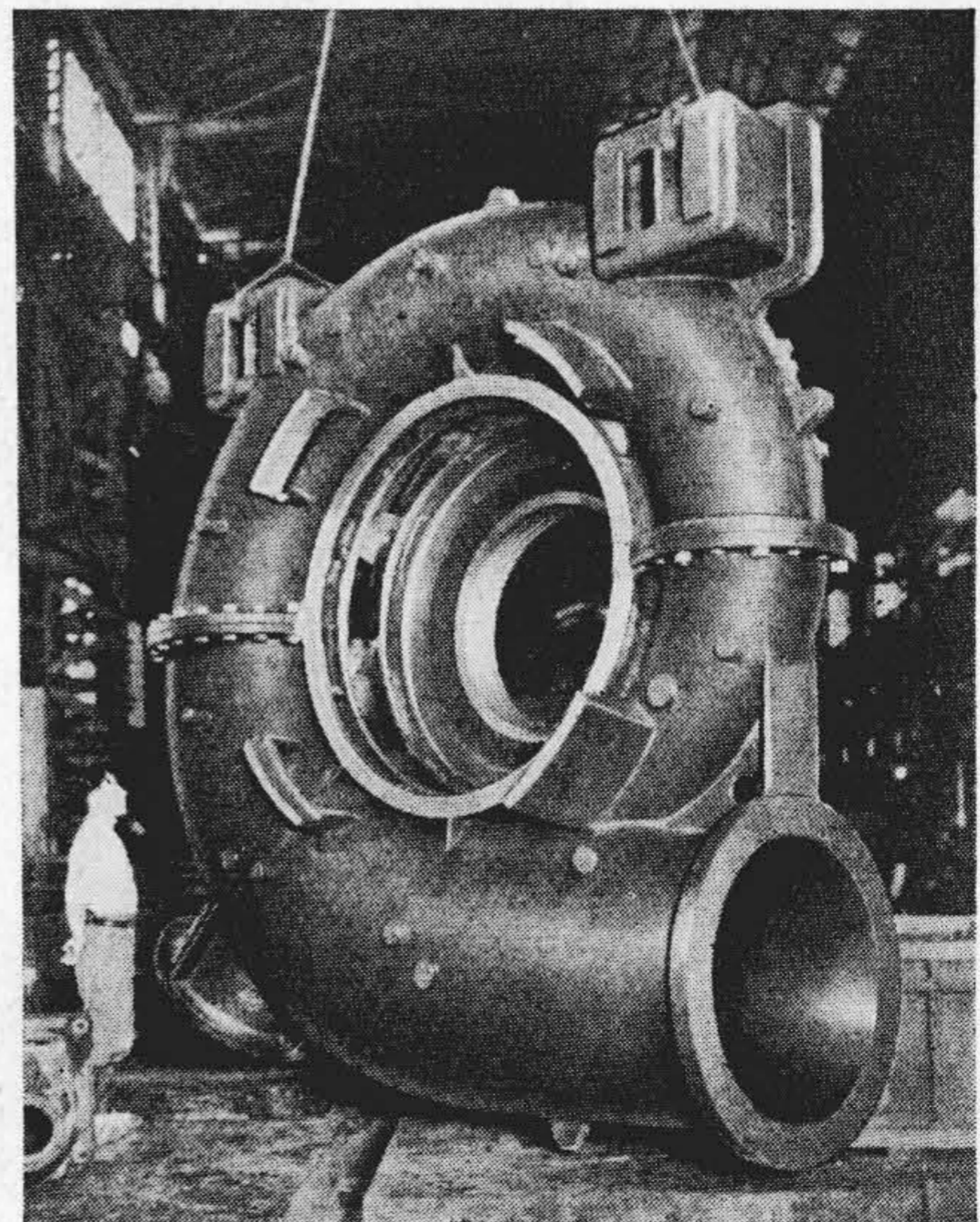
第9図 北海道電力株式会社鷹泊発電所納
6,350 kW カプラン水車ケーシング
Fig. 9. Welded Spiral Casing of 6,350 kW Kaplan Turbine for Takadomari P.S., Hokkaido Denryoku K.K.

家構造を採用され、全溶接ケーシングで 1,200 mm φ 蝶型弁を有している。

滝淵発電所用 2,900 kW フランシス水車は、鋳鋼製ケーシングを有し、900 mm φ 蝶型弁を有している。

新湯村発電所用 5,000 kW フランシス水車はバレル型、鋼板製ケーシングで、1,400 mm φ 蝶型弁を有している。

漁川発電所用 860 kW 横軸フランシス水車2台、内1台は既設水車のスパイラルケーシングを除き一式改造したもので、案内羽根内側調整式を外側式に変更すると共に、自動操作方式とした。1台は新たに増設し



第10図 アルゼンチン国エスカバ 9,000 kW フランシス水車ケーシング
Fig. 10. Spiral Casing of 9,000 kW Vertical Francis Turbine for Escaba P.S., Argentine

たものである。

(3) 設計製作中のもの

製作中のものには第 1 表に示される如く、北海道電力納鷹泊発電所、新潟県納三面発電所、アルゼンチン国納エスカバ発電所、台湾電力納天冷発電所の各水車がある。

鷹泊発電所用 6,350 kW カプラン水車のスピードリング及びケーシング共全溶接で製作されている。入口弁は 2,800 mm φ の蝶型弁である。本発電所は落差の変動が非常に大きく、従つてこの落差に応じた負荷をとる様に水位連動装置を設け能率よき運転をする様にしてある。据付床方式はバーレル型である。

三面発電所用 16,500 kW 水車の据付床方式は二床式であつて、案内羽根及びレバー等を分解することなく、羽根車を抜出すことが出来る。羽根車は工場に於て模型試験の結果、Moody 式により換算すると、実物で最高 92.6% の優秀な結果を収めている。尚吸出高の決定に当つては、後に述べる如く模型水車により空洞現象性能を確かめ、数値の決定に万全を期した。本発電所は新潟県営の初めての発電所であり、今後の成果が期待される。

エスカバ発電所用 9,000 kW フランシス水車の据付床方式は三床式と称すべきもので、発電機室は僅かその頭部のみが出ている。入口弁は口径 1,000 mm φ の仕切弁で、制圧機はコンスタントフロー型となつている。水車完成後ギブソン法により水車効率測定をやるため、その装置一式も納入することになつている。本水車は南米向輸出品としては、前述せるマカブ発電所に次いで出荷されるもので、国産水車の先駆として今後海外進出の基礎となるものである。

天冷発電所用 26,500 kW フランシス水車は戦時中 3 台製作したのであるが、輸送中に戦災に会い今日に至つたものである。今回その 1 台を使い再製作に着手したので、将来 4 台に増設の計画である。据付床方式は二床式である。本発電所の水質は火山系の土砂が特に多いため磨耗、腐蝕部分に不銹鋼を用い、水車の性能を長く維持する様設計されている。例えば、羽根車入口及び出口の腐蝕され易き部分、案内羽根の流水にさらされる部分には不銹鋼板を溶接し、各種ライナー類は 13 クローム不銹鋼を用いている。入口弁は口径 1,800 mm φ の蝶型弁で、洩水防止装置としては、矩形断面のゴムリングの代りに、中空のゴム管を挿入し全閉時これに水圧をかけ水密を保つことが出来る。本水車は終戦後台湾に於ける。最初の水力開発に使用されるものである。

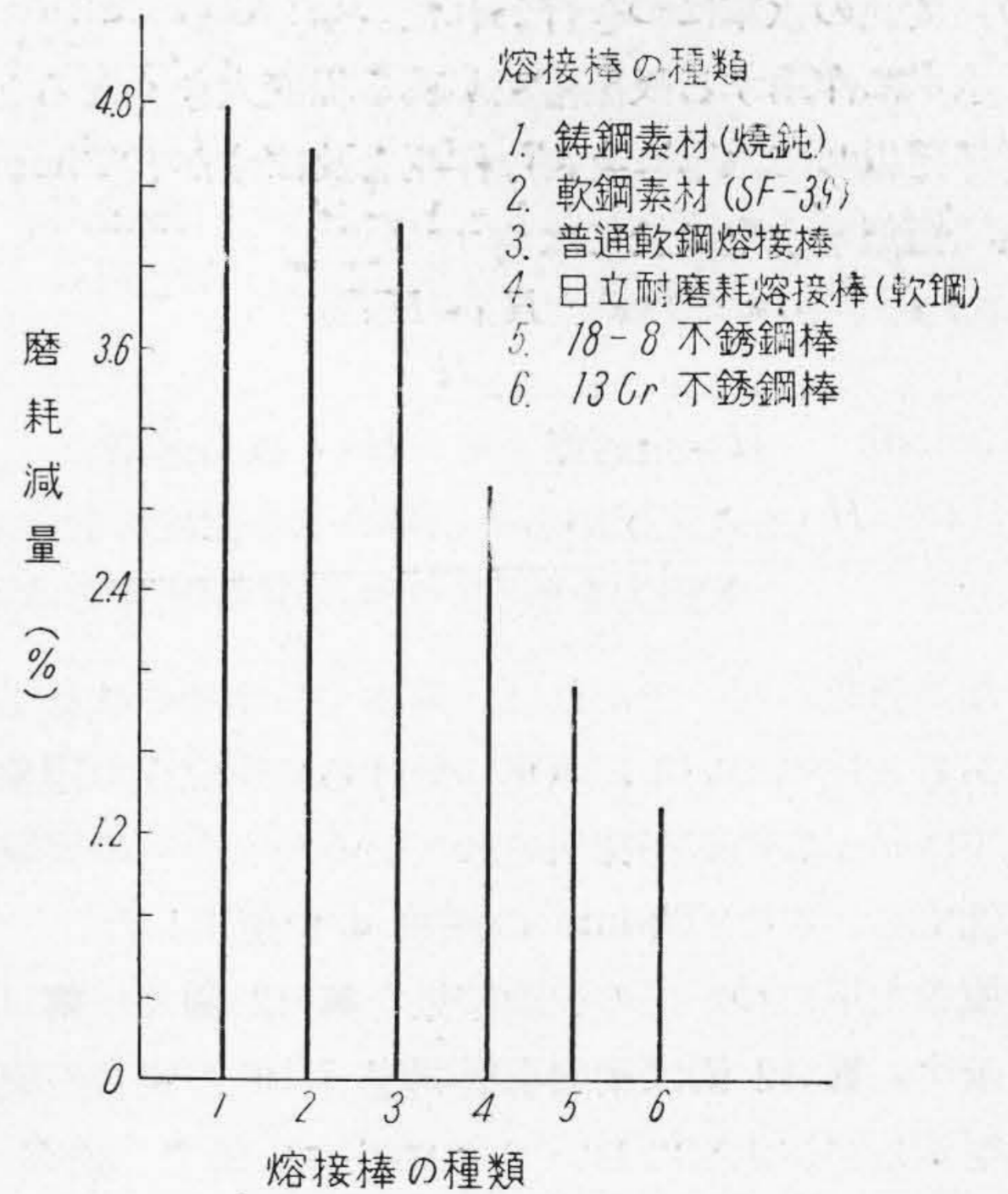
小千谷並びに久能脇発電所用の水車はそれぞれ既納品の第三号機並びに第二号機である。

〔Ⅱ〕 技術的に向上せるものに就て

(1) 耐磨耗性特殊材料の採用

水車の運転中に流水によつて起る磨耗或いは腐蝕に就ては常に機械製作者としてこれが対策に意を注ぎ、種々研究しているのである。一般に云う空洞現象に就ては、機械の設計に当つてある程度これを防止することが出来るが、流水或いは流水中の砂による磨耗に対しては、耐磨耗性の大きい材質が強く要望される。羽根車及びライナー等磨耗し易き部分には、一般に 18-8 不銹鋼或いは 13 クローム不銹鋼が使用され優秀な成績を収めている。ペルトン水車水承は高圧の衝撃水を受けるため、日立製作所に於ては、その材質に就ては特に意を払つて居るのであるが、材質が悪い場合には運転に当つて磨耗腐蝕が進行し、切欠部に亀裂の入る恐れがある。これには勿論上記の不銹鋼を用いるのがよいのであるが、高価に過ぎしかも材料入手難の現在特に水質悪き場合を除き普通の水質の時は、これに代るべきものとして、自家鑄造工場に於ける多年の経験によつて、普通鑄鋼にマンガンを少量含有せしめた、耐磨耗性を有する強力特殊鑄鋼を採用し、良好なる成績を収めている。その機械的強度としては、抗張力 60 kg/mm² 以上、衝撃値 5 kg·m/cm² 以上、伸 20% 以上の値を示し、流水中の砂に対する耐磨耗度は普通鑄鋼の 1.5 倍に達する。

羽根車の腐蝕磨耗部の肉盛修理を行う場合の耐磨耗溶接棒としては、18-8 不銹鋼棒が優秀で多く使われ、多少溶接に困難はあるが 13 クローム不銹鋼棒も用いられて来た。然しながらこれ等の材料は比較的入手難の折か



第 11 図 各種溶接棒の耐磨耗性の比較
Fig. 11. Comparison of Abrasion- and Erosion Resisting Properties of Various Welding Rods

ら、これに代るべき耐摩耗溶接棒の研究は各所に於て行われている様であるが、日立製作所に於てもこれが試作に成功した。日立耐摩耗溶接棒は軟鋼心線に特殊な被覆剤を加えたもので、溶接肉盛した部分の耐摩耗度を各種溶接棒と比較すると第 11 図の如くである。本試験は溶接盛全部分より試験片をとり水に砂を混合しポットミルで攪拌して磨耗量を測定したものである。第 11 図を見ると不銹鋼は耐摩耗性が優秀で、殊に P 系は A 系より優れている。その磨耗量は軟鋼溶接棒に比し 1/2~1/3 となつている。日立耐摩耗溶接棒は軟鋼棒と不銹鋼棒の中間に位している。本溶接棒は既に水車羽根車の溶接修理に使用し好成績をあげている。今後更に 13 クローム不銹鋼の域にまで達すべく鋭意研究中である。

(2) 空洞現象発生装置による縦軸フランシス水車の模型試験

空洞現象が水車羽根車の性能及び腐蝕に及ぼす影響については、古くから注目されており、したがつてまた多くの研究結果は発表されている。日立製作所水力実験室に於ても古くからこの問題を取りあげ、基礎的な研究、カプラン水車の空洞現象について実験を行つて来た。しかしフランシス水車については一般に殆んど研究されておらない。今回前述の新潟県三面発電所 16,500 kW フランシス水車の設計製作に当り、普通の模型試験のほか、空洞現象の性能を確め、フランシス水車吸出高の理論的数値決定を行つた。今後これらの研究は水車の設計に貴重な資料を提供するものと思う。模型試験は 1/7,702 の尺度比の水車につき行われた。

水車に作用する吸出落差が或る程度大きくなると、空所が発生して水車に有害な作用を及ぼすが、Thoma 教授は相似な水車に於ては

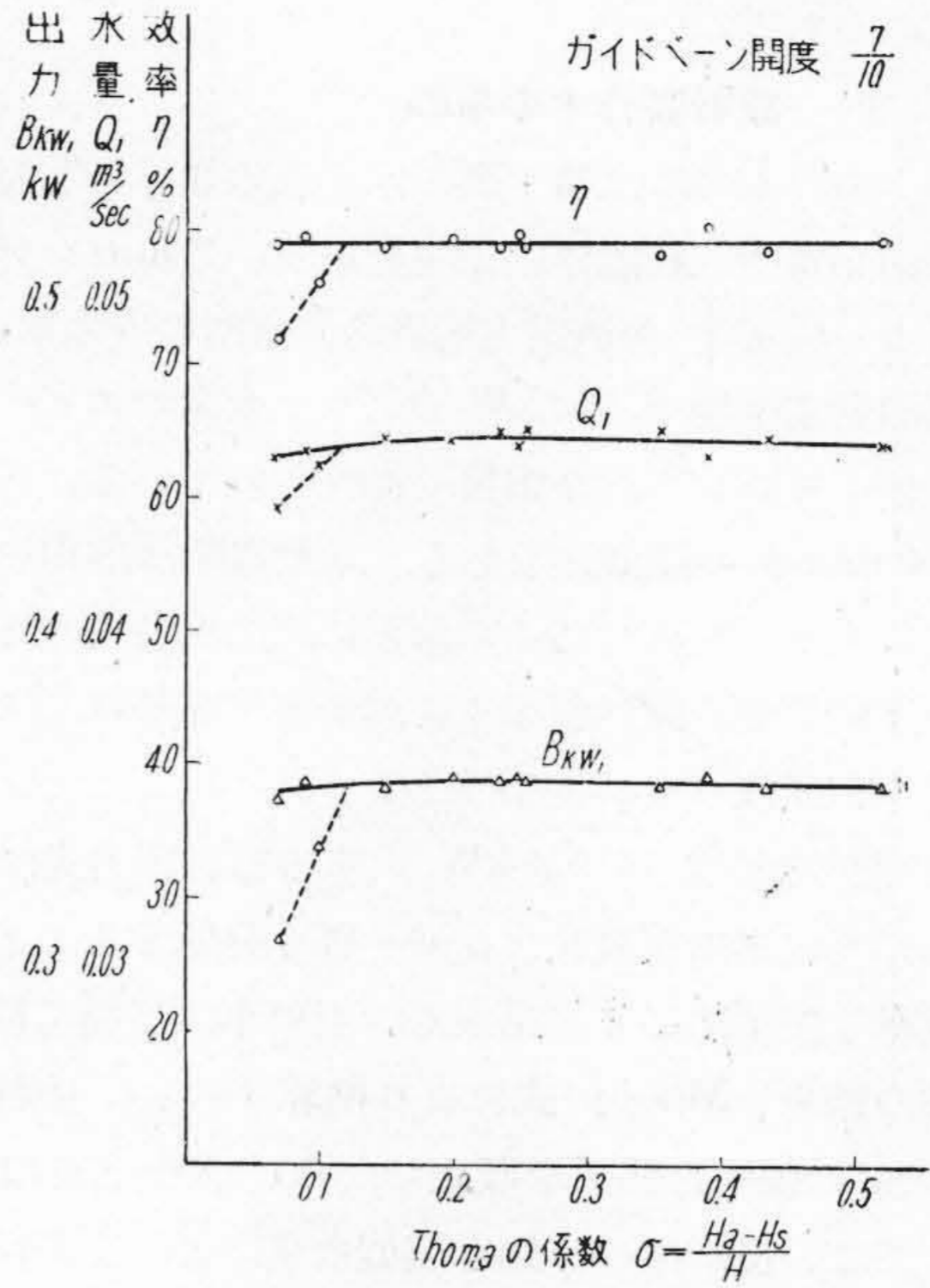
$$\sigma = \frac{H_A - H_S}{H}$$

但 H = 全落差 H_S = 吸出落差

H_A = 大気圧からその時の水の温度に於ける蒸気張力を差引いたものに相当する水頭

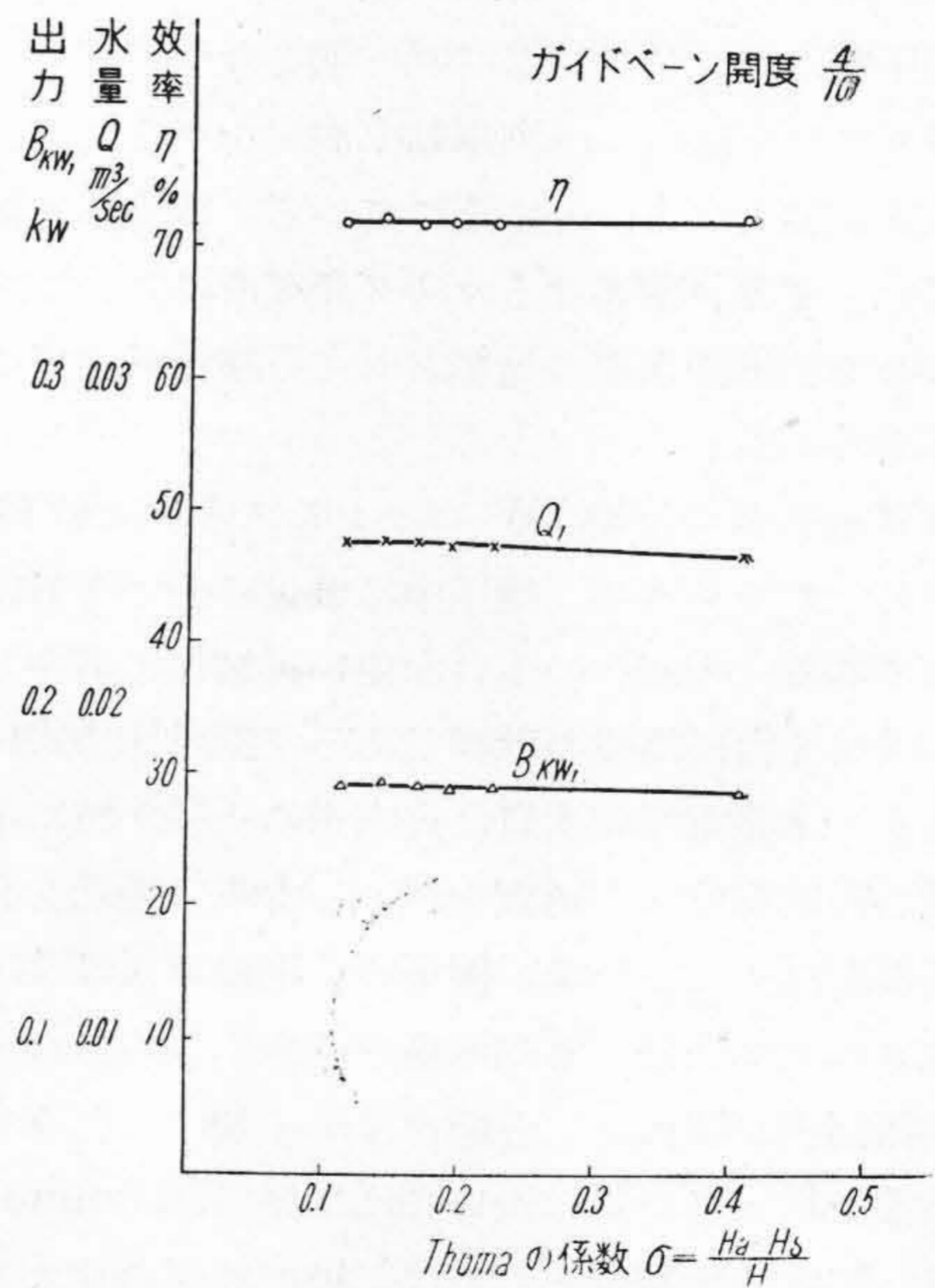
なる係数が同一であれば、発生する空所の状態も同一であると述べている。水車に於ける空所発生現象に関しては殆どこの式が採用されているが、今回の実験結果に就ても、この Thoma の係数 σ を使用した。

模型水車についての実験結果を第 12 図及び第 13 図に示す。第 12 図は案内羽根開度 7/10 の場合の実験結果であるが、本図において σ の小さい所で、効率、水量出力共に高低二つの傾向があらわれているのは、普通の状態では吸出管内を水が充満して流れている場合には実線の様になり、特に外部から多量の空気を注入すると、吸出管内に空気が滞留し水の流れを中断して、効率、水量



第 12 図 キャピテーション係数 σ と水車性能との関係

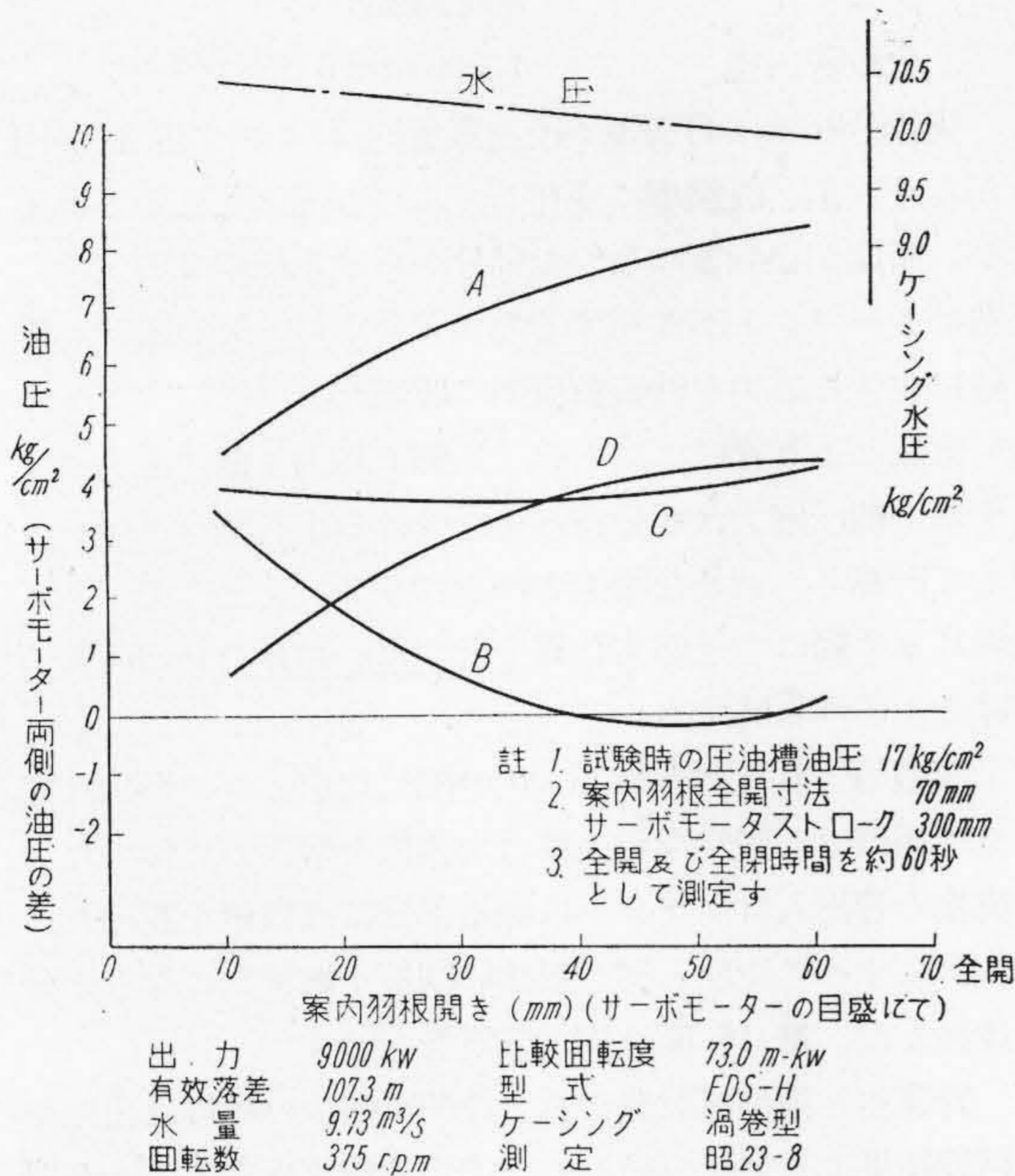
Fig. 12. Relation between σ and Turbine Characteristics (1)



第 13 図 キャピテーション係数 σ と水車性能との関係 (2)

Fig. 13. Relation between σ and Turbine Characteristics (2)

出力共に低下し点線の様な傾向になることを示している。第 13 図は案内羽根開度 4/10 についての実験結果であつて $\sigma = 0.11$ まで効率の低下は殆んど認められない。



第 14 図 東京電力株式会社猪苗代第一発電所
案内羽根開閉に要する力

Fig. 14. Force Required for Guide Vane
Operation Observed at Inawa-
shiro No. 1 P. S., Tokyo Denryoku
K. K.

(3) 自動閉鎖式案内羽根の試作に就て

フランシス水車若しくはカプラン水車の案内羽根の形状は水車の型式、容量、比較回転度等により多少の相違はあるが、負荷の変動に伴い、これを操作するには開閉何れの場合にあつても、调速機サーボモータの油圧力によつて制御するを要する。発電所に於ける圧油はこの他に入口弁、制圧機、自動操作機構の制御等広範囲に亘つて利用されるために、非常に重要な役割を持つており圧油の確保、そのための保護装置は幾重にも設けられ万全を期している。従つて最近の進歩発達せる自動操作方式を以て十分の保守を行えば、絶対に安全に運転を行うことが出来る筈であるが、万一の事故により、この油圧の低下に基因し、案内羽根の操作を不可能ならしめ、水車及び発電機を無拘束速度まで過速せしめる如き状態に陥ることは、従前よりの例に鑑みて、決して絶無とは断言し難い様に思われる。かくの如き場合に対処する手段の一つとして、案内羽根の形状を改良し、万一油圧が事故その他により低下した際に、水圧による不平衡力により如何なる開度にあつても、必ず案内羽根が自動的に安全に全閉することが出来るならば非常に有効な保護操作を行うことが可能であつて、保守上甚だ好都合である。か

かる目的のために種々の形状の案内羽根を試作し実験した結果、漸くこれが目的を達成出来る成算を得るに至つた。

案内羽根開閉モーメントの測定は従来も各地の発電所に於て実物の水車に就て行われた。東京電力猪苗代第一発電所 9,000 kW 縦軸フランシス水車の実際試運転時における案内羽根開閉力の測定結果を第 14 図に掲げる。

これらの測定はサーボモータピストンの前後の室に圧力計を取付け、案内羽根操作用サーボモータの開閉力を測定して、下式の関係より水圧による不平衡力を求めたものである。

A = サーボモータの開方向の油圧力 kg/cm^2 (ピストン両側の圧力差)

B = サーボモータの閉方向の油圧力 kg/cm^2 (ピストン両側の圧力差)

C = 操作機構全体の摩擦力 kg/cm^2

D = 水圧による不平衡力 kg/cm^2

とすれば、これらの間には

$$C = (A+B)/2 \quad D = (A-B)/2$$

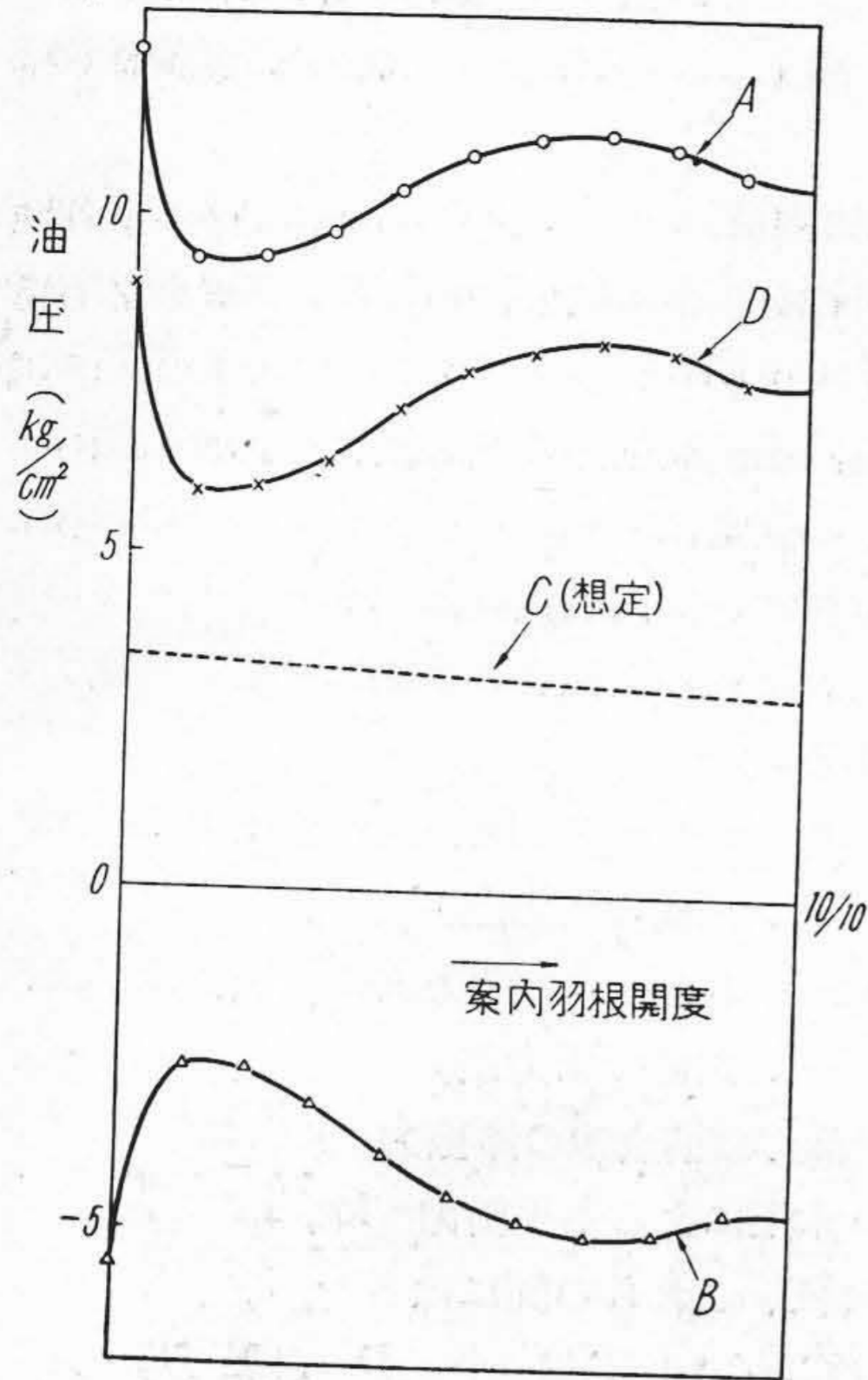
の関係が成立する。案内羽根の形状、渦巻ケーシングその他の相違、工作の差による摩擦力の大小若しくは操作機構の関係により A, B, C, D 各曲線の形態は水車により相違があるが、従来これらの点を系統的に解析調査されたことは少ない。

第 14 図に掲げた東京電力猪苗代第一発電所水車の案内羽根の開閉力は、同発電所の第 2 回事故発生後、これが调速機調整中 (昭 23-8) に測定されたもので、僅かながら D 曲線が C 曲線より上廻り、従つて B 曲線が負の値を有する部分があることより、案内羽根閉鎖行程中に水圧により自動的に閉鎖する傾向があることが分る。これより案内羽根の形状を改良して、万一油圧が事故その他のために低下した場合に、水圧の不平衡力により、如何なる開度にあつても、必ず自動的に全閉する案内羽根を求めべく、その形状と軸中心を変えた数種の案内羽根を試作実験した結果、かかる案内羽根は実物水車に應用して十分所期の目的を達することが出来るのを確めた。

第 15 図は模型案内羽根の試験結果より、機構中の摩擦力 C を仮定し実物水車に換算した場合の曲線を示す。本図によれば、水圧による不平衡力のみにより、何れの開度にあつても、自動的に閉鎖し得ることは明かである。

この案内羽根は相当大きな閉鎖力を生ずる結果が得られたが、羽根形状を変えることにより、この閉鎖力の値を任意に変えることが出来る。

かかる案内羽根の試作に成功したことは、今後の水車



第 15 図 模型試験結果による案内羽根開閉力
 Fig. 15. Force Required for Guide Vane Operation Revealed from Model Test Results

の設計に大に資する所があると思う。

(4) 沼沢沼発電所分岐管の模型による強度試験

沼沢沼発電所用機器は前述せる如く世界的記録品であり、従つて水圧鉄管を水車発電とポンプ揚水とに共用せしめるため、水車及びポンプ鉄管の接続部に設けられた分岐管も又稀に見る重量物であり、その設計製作に当つては技術の粹を集め、模型分岐管を作り本品の優秀性を確認した。

従来水圧鉄管の分岐管はリベット又は熔接構造が多いが、本発電所の場合稀に見る高圧大直径のため、鑄鋼製を採用したが、今迄かかる形状をもつ容器及び構造物に対する信頼出来る計算式なく、しかも形状の複雑な本分岐管の如きは理論的に完全に解析することは出来ない。その上製作に当つては高圧、大直径であり、更に車輛限界と、輸送重量に厳しい制限を受けたため、設計並びに製作上の大きな苦心を払つた。これ等の苛酷な条件の下に設計製作される分岐管の強度を更に確認万全を期する目的で模型試験を行つた。

その使用条件は次の如くである。

- 使用水圧 23 kg/cm² (有効落差 230 m)
- 起り得る最大水圧 33.05 kg/cm²

- 試験水圧 50 kg/cm²
- 分岐管内径 1,500 mm φ

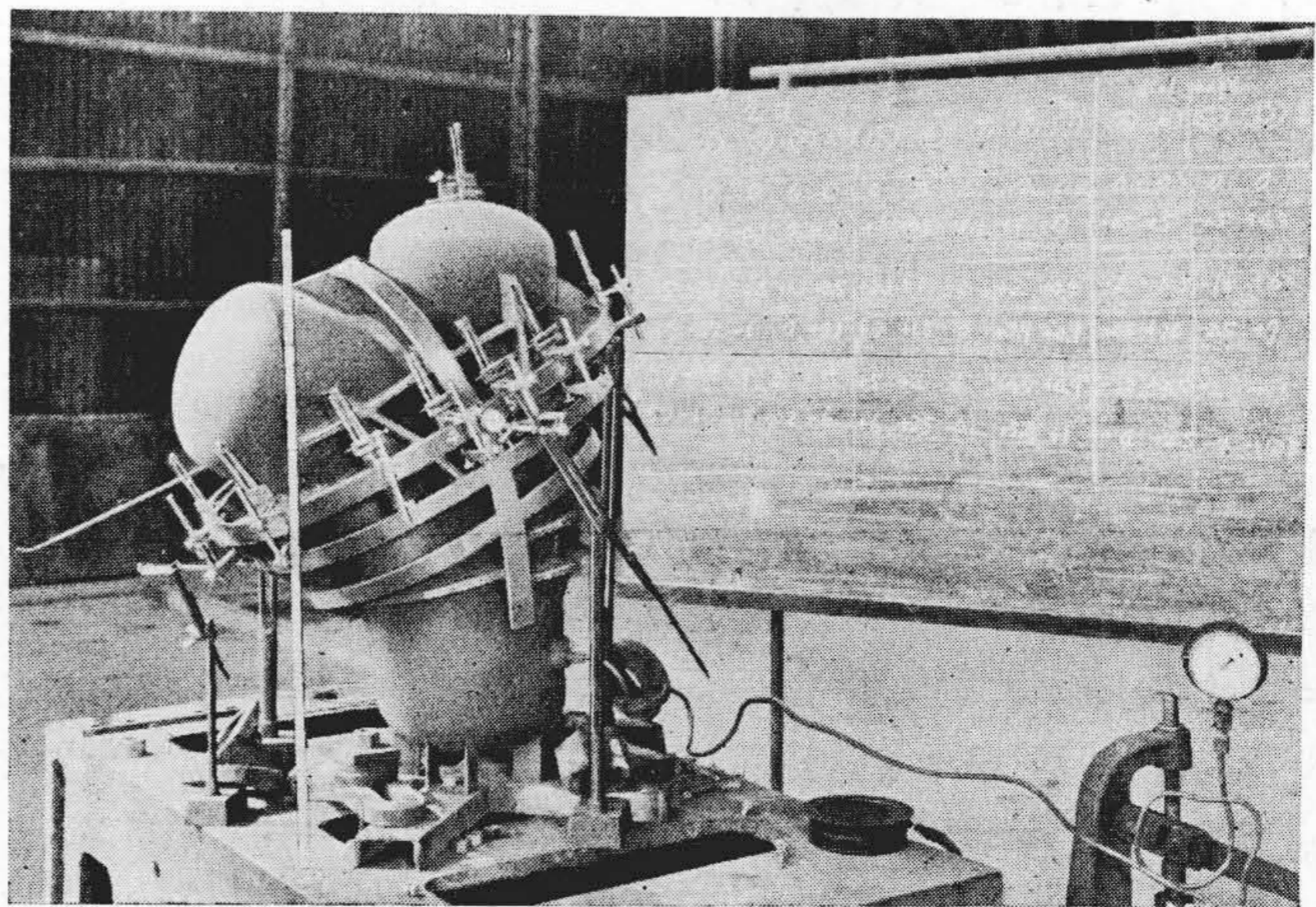
実物分岐管は鑄鋼製で仕上重量約 25 t で、断面が円から小判型、眼鏡型に変化して二つの円になるのであるが、断面が小判型になつた部分からは水圧による大きな曲げモーメントが作用するので管外周にリブを設け、管壁に生ずる応力を許容数値内に収めた。

水圧により管壁には引張(圧縮)応力と曲げ応力を生ずる。曲げ応力は等分布内圧を受ける小判型ラーメンとして計算し、適当な断面形状を持つリブを選んで、リブのピッチ幅につき応力計算を行つた。計算の詳細に就てはここには省略する。

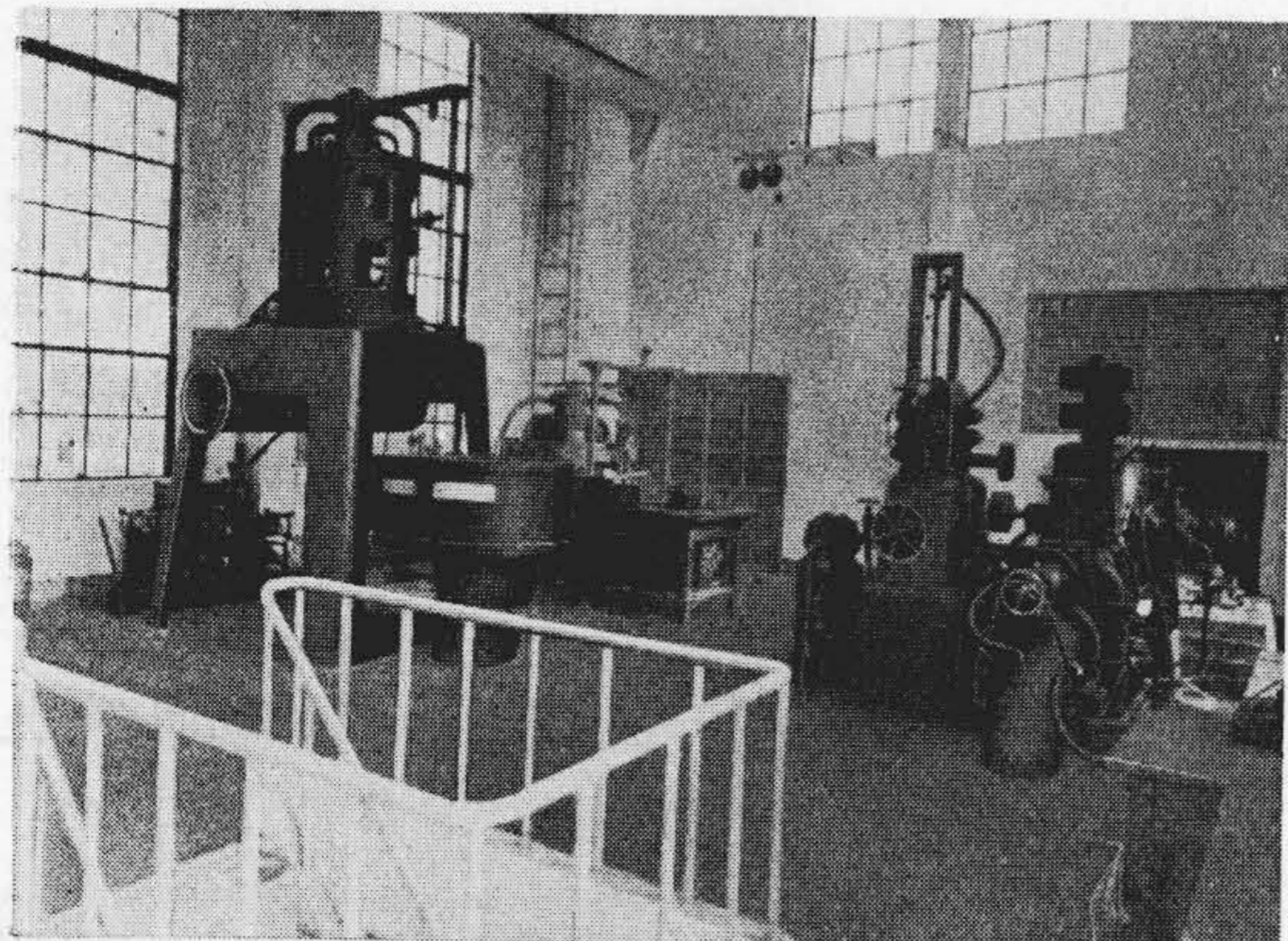
模型 Y 字型分岐管は 1/5 の縮尺比をとり、形状は完全に相似とし製作期限の都合で鋼板を熔接して作つた。実物の管出入口フランジに当る部分には盲蓋を設けた。リブもすべて実物と同じ形状に鋼板を熔接して作り十分焼鈍した。第 16 図は模型分岐管を示す。

計算値と模型試験測定値との間に僅少の相違は出たが試験結果より強度上絶対に不安なく使用出来ることが確認された。計算上の僅かの相違は、実物と模型の材質の相違、相互分力及び隣接部の応力伝達の複雑性、断面形状を簡易化し小判型としたこと、断面形状の曲壁部にてリブは垂直に立っていないがこれを完全な I ビームと考えた等から止むを得ない。将来理論計算に高度の近似性をもたせるためには十分研究すべき余地はあるが、本品は前述の如く計算の裏付として、模型試験による強度確認を目的として行われたもので、十分所期の目的が達せられたことは、かかる大物品の製作と共に特記すべきものと思う。

(5) 横軸フランシス水車模型試験



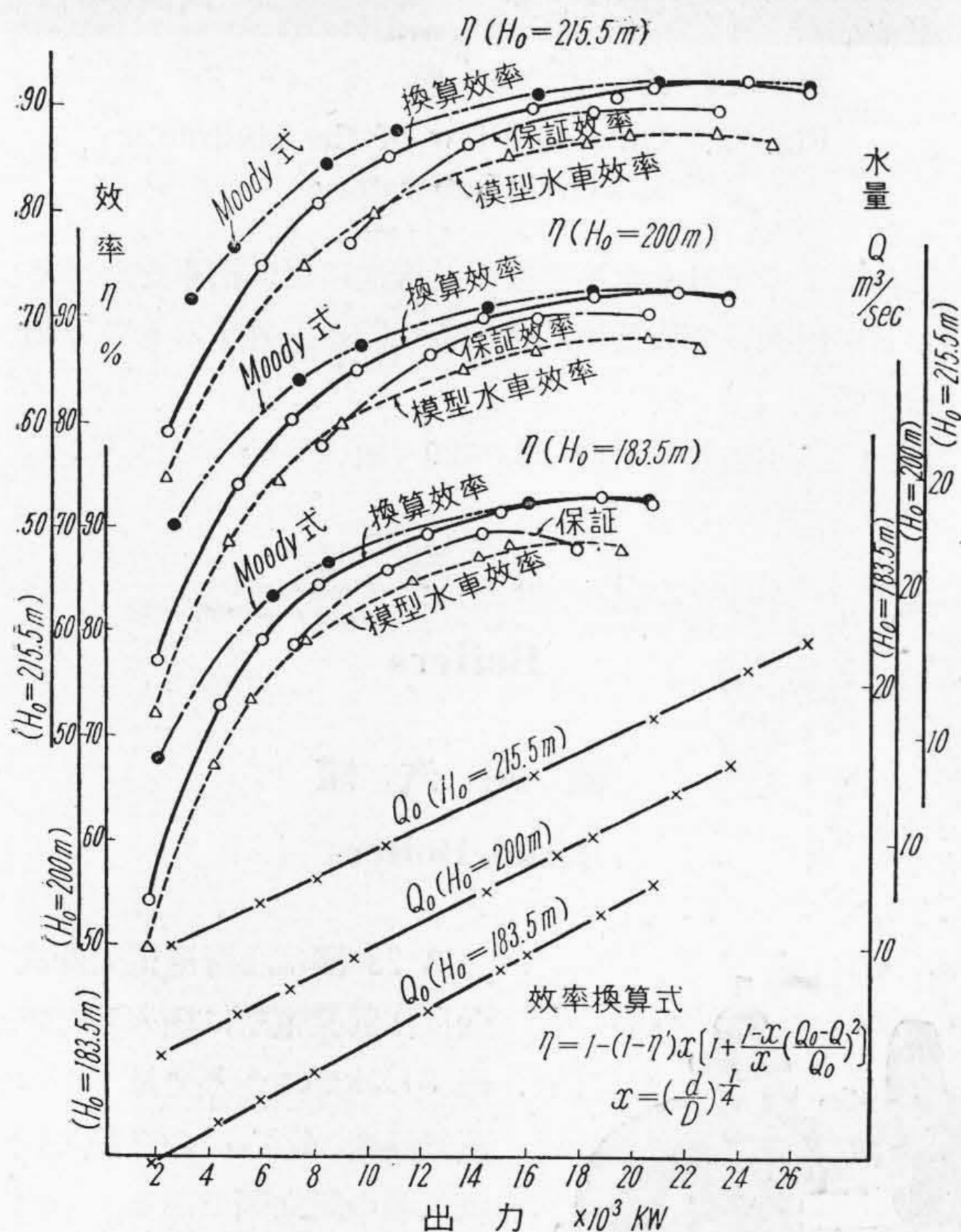
第 16 図 東北電力株式会社沼沢沼発電所模型分岐管
 Fig. 16. Model Y-Pipe for Numazawanuma P.S., Tohoku Denryoku K. K.



第 17 図 東京電力株式会社沼沢沼発電所模型水車
Fig. 17. Model Turbine of 23,000kW Francis Turbine for Numazawanuma P.S., Tohoku Denryoku K. K.

前述せる沼沢沼発電所 23,000 kW 水車は横軸複流フランシス水車として記録的な製品であり、高落差であること、水車軸の長大等構造上幾多の難点があつたので、その模型試験成績は注目すべきものがあつた。

模型試験は尺度比 1/6 の水車により性能試験を行つ



第 18 図 東北電力株式会社沼沢沼発電所
模型水車性能曲線

Fig. 18. Characteristics Curves of Model Turbine for Numazawanuma P.S., Tohoku Denryoku K. K.

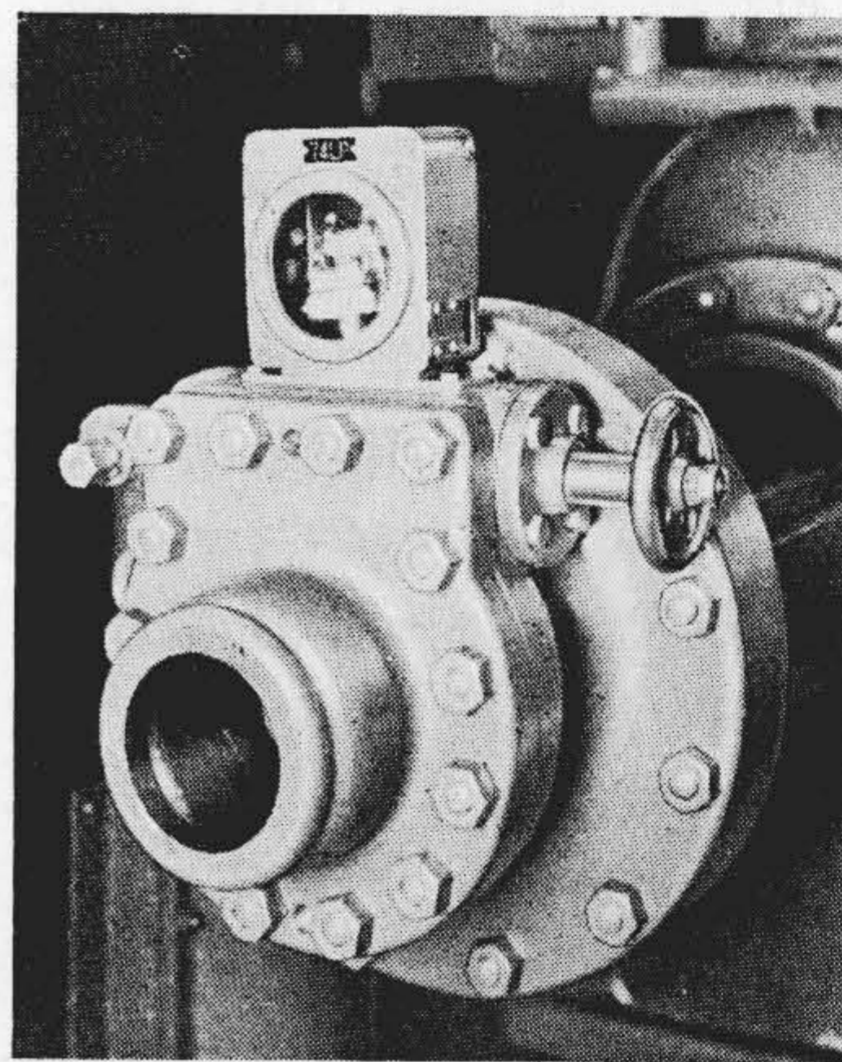
た。その仕様は次の通りである。

型式	FDS-H	水量	0.107 m ³ /sec
出力	21.0 kW	回転数	1,000 r. p. m.
落差	22.2 m		

模型試験の結果は第 18 図の如く極めて優秀な成績を収めることが出来たことは、世界的記録品の本水車が名実共に誇るべき証拠といえよう。

(3) 自動操作方式及び自動器具

a. 自動操作方式は配電盤上の一人制御用順序制御器は順逆式制御方式を採用し、一つのハンドルを順逆式に廻すことによつて水車の運転停止を行う様にした。又中容量以上の调速機サーボモータには自動鎖錠装置を設けることとし、尙案内羽根全閉の条件としての開閉器を附けることとした。第 19 図はその一例である。ブレーキ



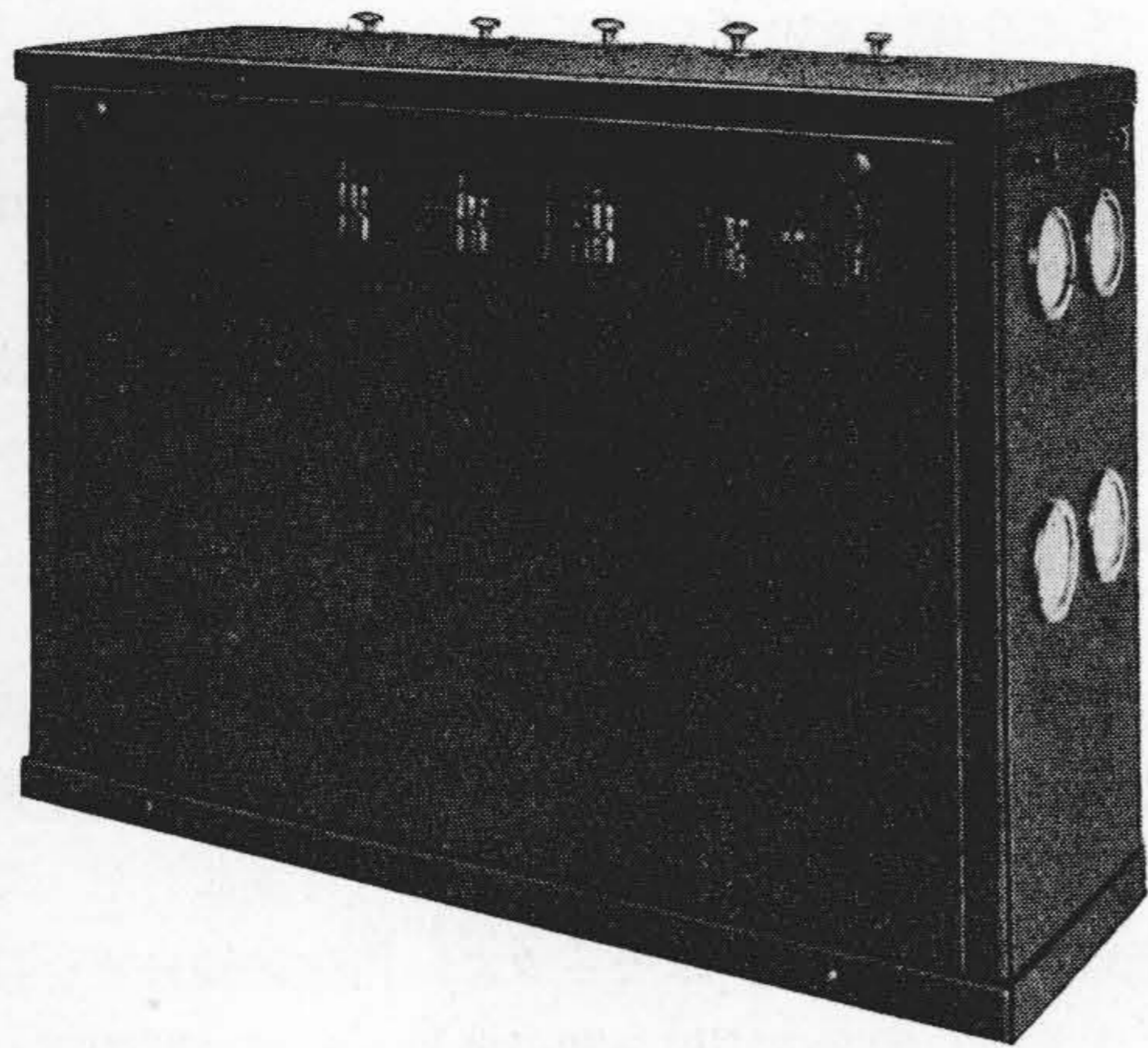
第 19 図 调速機 ロッキング装置
Fig. 19. Governor Servomotor Locking Device

は従来水車の回転数が下つてから手動で掛けるとか、或る時間をおいてから自動的にかけるとか、種々の方式を採用していたが、最近過速度継電器と一体型の低速度開閉器を製作し、30% の速度に低下してから初めてブレーキ用電磁石が附勢される様にした。

以上は蘭越、新湯村、新庄及び以降の新設発電所について実施している。

b. 水車室の自動操作盤は電磁弁用の油圧開閉器を改良して第 20 図の様に側面盤内に収め、開閉器の動作が外部から見易い様にし、尙内部電気品の配線はビニール線を用いて工場組立をすることにしたため、現地の据付工事が非常に容易になつた。尙今後のものは水車関係の計器類は一切本操作盤に取纏めて直立一体型とする様に計画している。

c. 调速機駆動装置の保護装置は取付場所其他の制限があつて種々困難があつたが、実験検討の結果、水車運転中に駆動装置に故障が生じた場合には、一次配圧弁によつて油圧を切換えこの油圧は案内羽根の制限装置に作

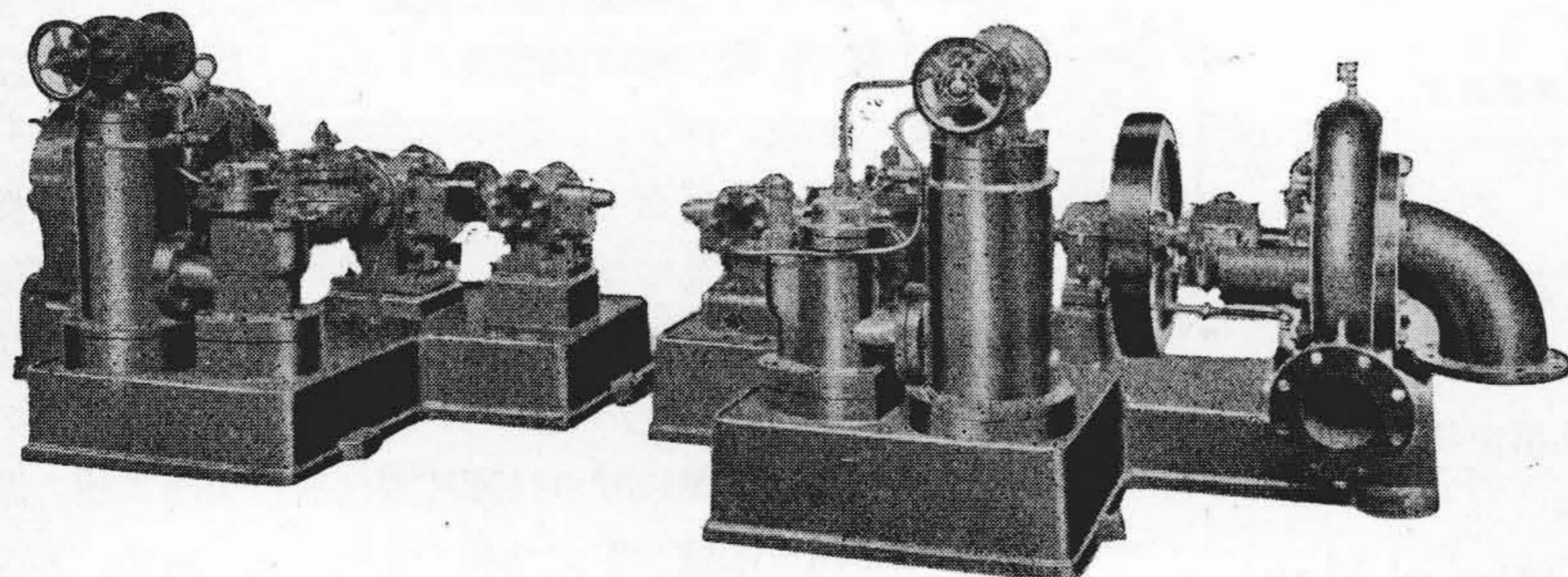


第20図 自動操作盤
Fig. 20. Magnet Valve Board

用して機械的に案内羽根を閉じ、同時に #81MP 開閉器に動作して案内羽根閉鎖後解列する様にした。(特許申請中)

d. 油ポンプは最近の設計の改善と工作技術改善の成果もあらわれて、音響も少く性能が非常に優れたものとなった。又アンローダー、小水車、同制速機等も一段と好性能を発揮したこと、且つ第21図の如く電動機、油ポンプ、アンローダー等を共通台上に組立てることにしたため、据付保守が容易となり、美観の点からも非常に纏まつたものとなった。

e. 26年度に完成せる発電所は殆んど全部一人制御方式が採用せられ、特に蘭越発電所は遠方操作式の全自動発電所である。小千谷発電所、蘭越発電所及び宮崎県営石河内発電所には小勢力電子管式自動同期装置が据付けられ何れも好調な自動並列が行われている。尙現在据付中の沼沢沼発電所は23,000kW 水車発電機と21,000kW 揚水ポンプとが直結運転され、然も発電、揚水を頻繁に交互運転する場合をも考慮し、多数の特殊連動機構を有するため、寧ろ配電盤に於て一元化して一人制御の妙を発揮する要があり種々の自動装置が設備してある。沼沢沼発電所の自動方式については追て発表する予定である。

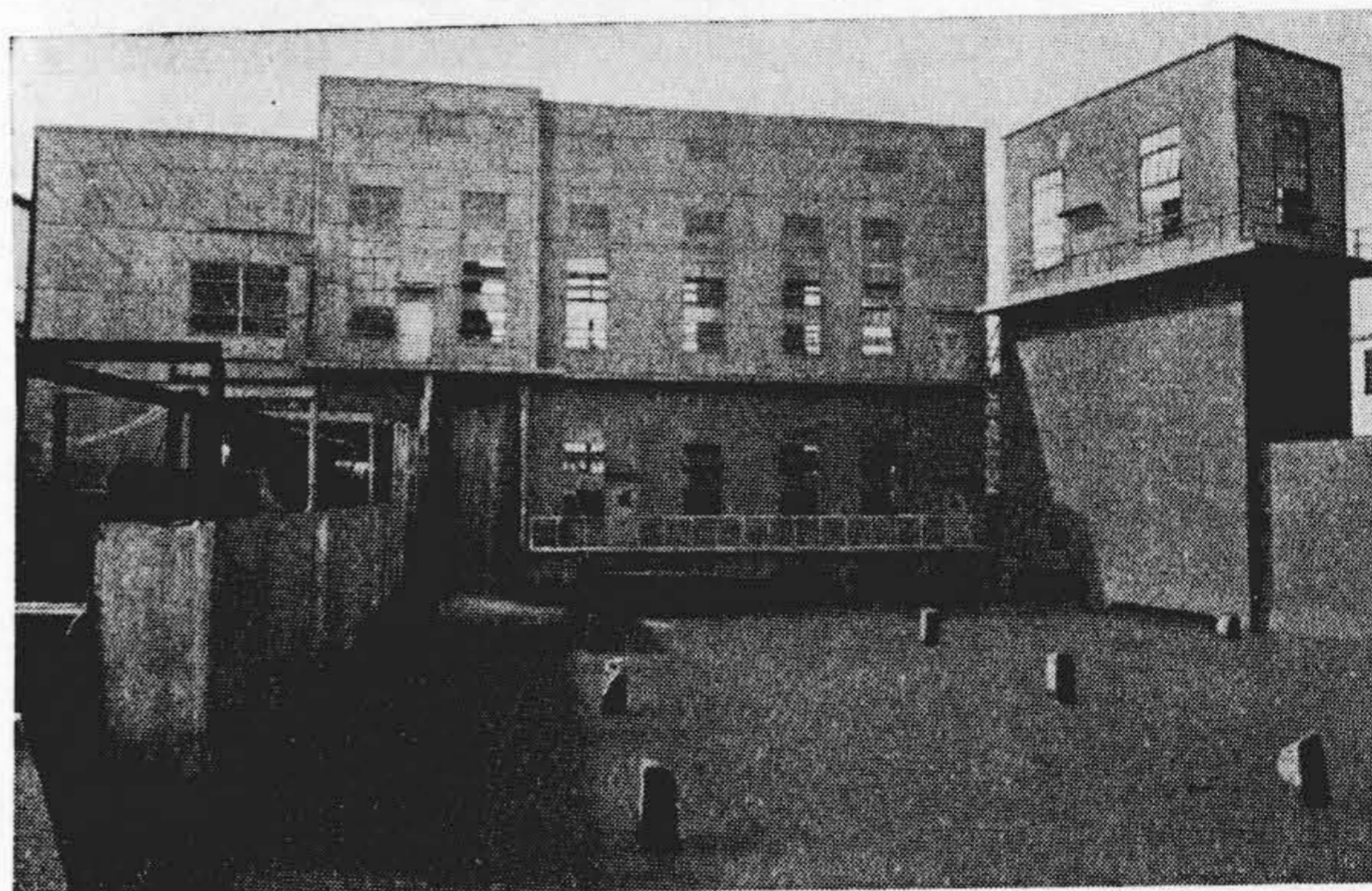


第21図 油ポンプ装置
Fig. 21. Pressure Oil Supply Equipment

〔Ⅲ〕 日立研究所水力実験室

日立研究所水力実験室は戦災により、一時活動を中止せざるを得なかつたが、終戦後いち早く復旧し、各種の実験装置を整備し、基礎的研究、各発電所の模型水車の性能試験をつぎつぎと行い、水車の設計製作に資するところが多かつた。

最近水力機械関係の各種試験の必要性の増加と、ますます多角的に実験を推進する必要から、設備の増設をはかり建家は旧に倍加した。その偉容を第22図に示す。



第22図 水力実験室の外観
Fig. 22. Outside View of the Hydraulic Research Laboratory

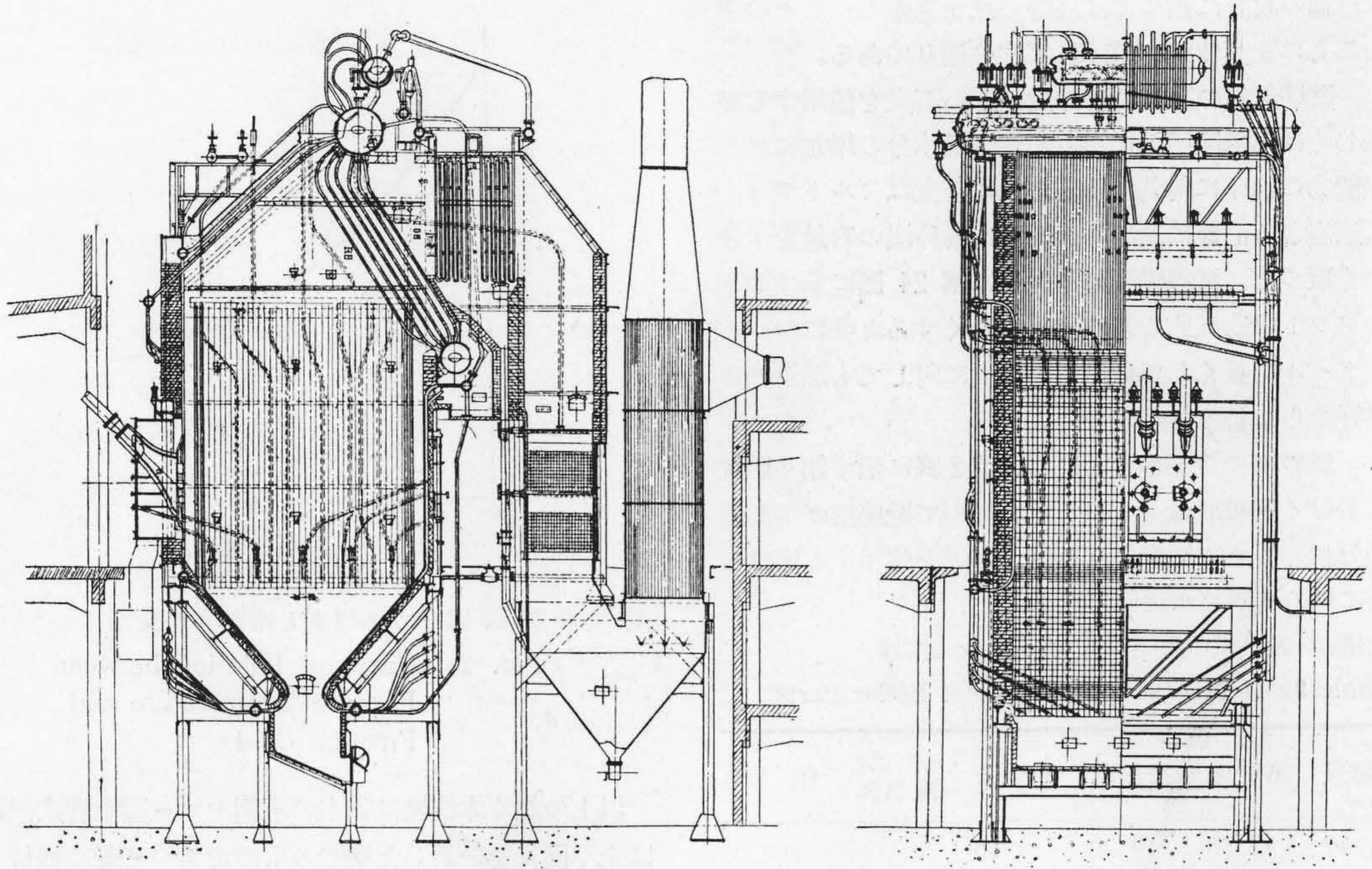
これによつて日立水車の技術的推進に更に拍車をかけることが出来、今後技術的水準も一段と上昇するものと確信する。

(1) 小森谷：日評 23, 429 (昭 26-6)

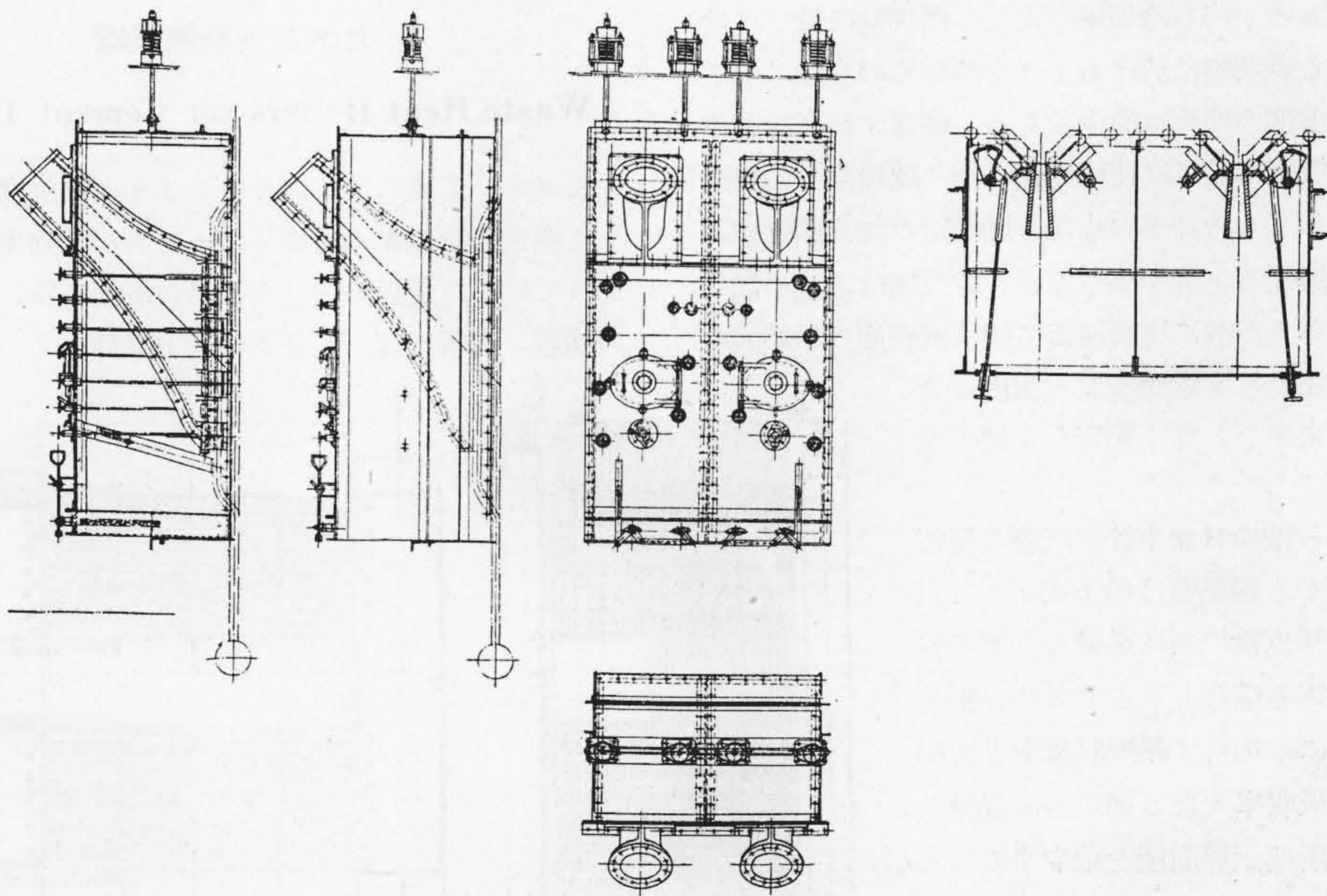
ボイラー Boilers

陸用汽罐 Land Boilers

第23図は北海道電力株式会社江別発電所に納入した汽圧 34.5kg/cm² 蒸発量 65t/hr 蒸気温度 425°C の微粉炭燃焼気罐の組立図である。本汽罐は電気事業用汽罐として終戦後最初に製作せられたものにして従来のヤロー型の日立水管式の型式を脱却した新しい構想の下に設計されたもの



第 23 図 日 立 水 管 汽 罐
Fig. 23. Hitachi Water Tube Boiler for Ebetsu Power Station



第 24 図 カルメットバーナー Fig. 24. Calmet Burner

である。

近時我国の各火力発電所に於ける汽罐の出力低下が叫ばれている主なる原因は、

我国の火力発電所に於ける石炭需給状況が諸外国特に米国等と著しくその趣きを異にし、石炭の品種を終始一

定せしむる事が殆ど不可能であること。

汽罐を連続運転する場合必然的に生ずる或程度の伝熱面の汚損。

等に対する考慮が十分払われていなかった結果であると言ひ得る。

本汽罐の設計に当つては之等の点を考慮した。その主要なるものを具体的に挙げれば次の通りである。

1. 燃焼設備の容量は粉碎度の悪い石炭を使用する場合若しくは冬期降雪等により石炭表面水分の増加に伴う粉碎能力の低下に対処する為燃焼用空気はミルドライングに適當なる温度に高めると同時に粉碎機の容量を十分大きく取つた。又微粉炭バーナーは第 24 図に示す如きカルメット型交叉式を選び着火を良くすると共にフレームトラベルを長くして低品位の石炭に対しても燃焼効率を良好ならしむる様考慮した。

2. 燃焼室の冷却率を大にし、第 2 表に示す如く燃焼室に於ける熱吸収量を大にした。従つて燃焼室ガス温度は十分低く、灰の熔融温度の低い石炭を使用する場合も熔灰に依るトラブルは起らない。

第 2 表 汽 罐 各 部 熱 吸 收 比 率

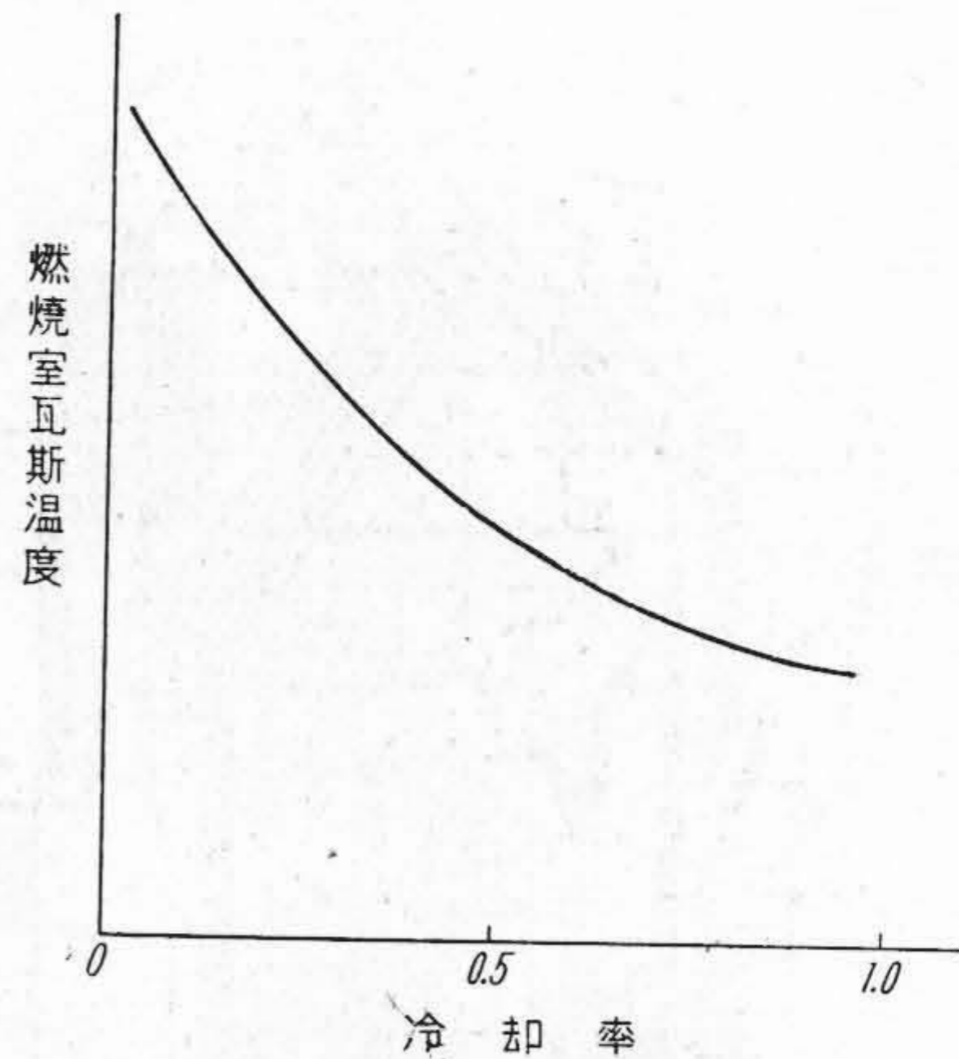
Table 2. Heat Absorption Ratio of Boiler Parts

燃 燒 室	蒸 發 管	過 熱 器	節 炭 器	空 氣 預 熱 器	合 計
56.40	12.55	19.30	11.75	—	100.0
49.55	11.02	16.95	10.33	12.15	100.0

一般に冷却率と燃焼室ガス温度との関係は第 25 図に示す如くである。即ち冷却率の大なる燃焼室に於ては冷却率の小なる燃焼室に於けるよりも冷却率の変化に依る燃焼室瓦斯温度の変化は僅少である。換言すれば冷却率の大なる燃焼室に於ては連続運転に依り或程度の伝熱面の汚損を生じて冷却率の小なる燃焼室の如く燃焼室瓦斯温度の急激なる上昇を来さない。本汽罐は前述の如く冷却率大であるが故に連続運転に依り或程度の伝熱面の汚損を来す場合にも燃焼室ガス温度に大きな変動を来すことなく安定した運転を持續出来る。

3. ヤロー型の日立水管式汽罐の後部水管群を廃し、過熱器は吊下式として汽罐各部の清掃点検の為に必要な部署に容易に接近し得る構造とすると共に、膨大なる伝熱面にも拘らず熱吸収量少き後部水管群を熱吸収率大なる節炭器に置換えて汽罐の全所要伝熱面積を縮少することが出来た。

4. 節炭器は第 26 図に示す如く従来のフランジ接続を廃し、小型ヘッダーを使用し、フランジ接続部の漏洩に基く事故の無い様にするると共に、空気予熱器は鋼管型とし空気漏洩を無くし且つ部分的補修の可能なる構造とした。



第 25 図 ガス温度と冷却率の関係

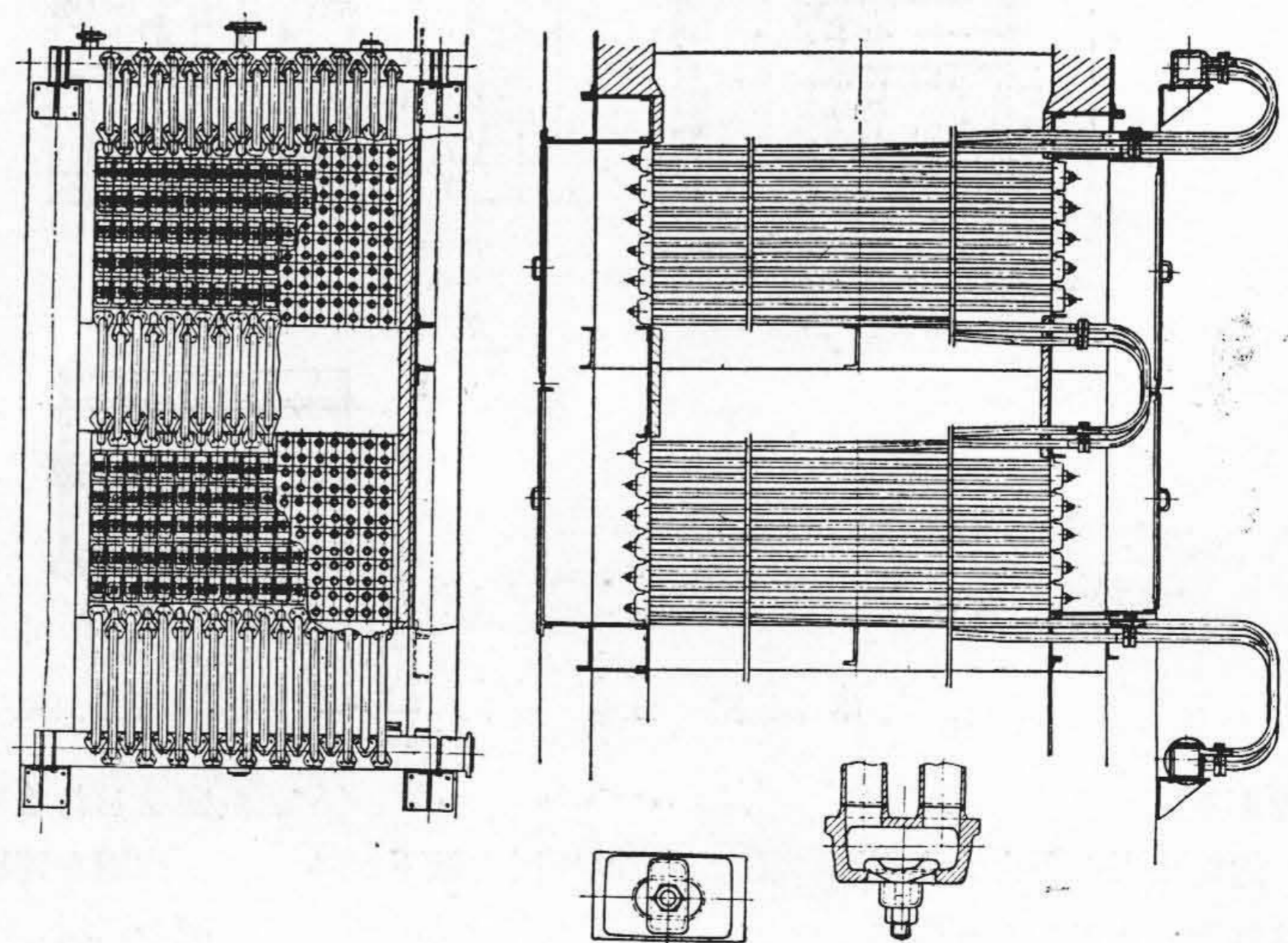
Fig. 25. Curve of Relation between Furnace Temperature and Fraction Cold

以上の如く本汽罐は従来の所謂ヤロー型水管式汽罐とは全く面目を一新した構造のものであつて既に据付も完成し性能保証試験には汽罐効率に達する高能率を示し、信頼度高い汽罐であることを十分に立証し得た。

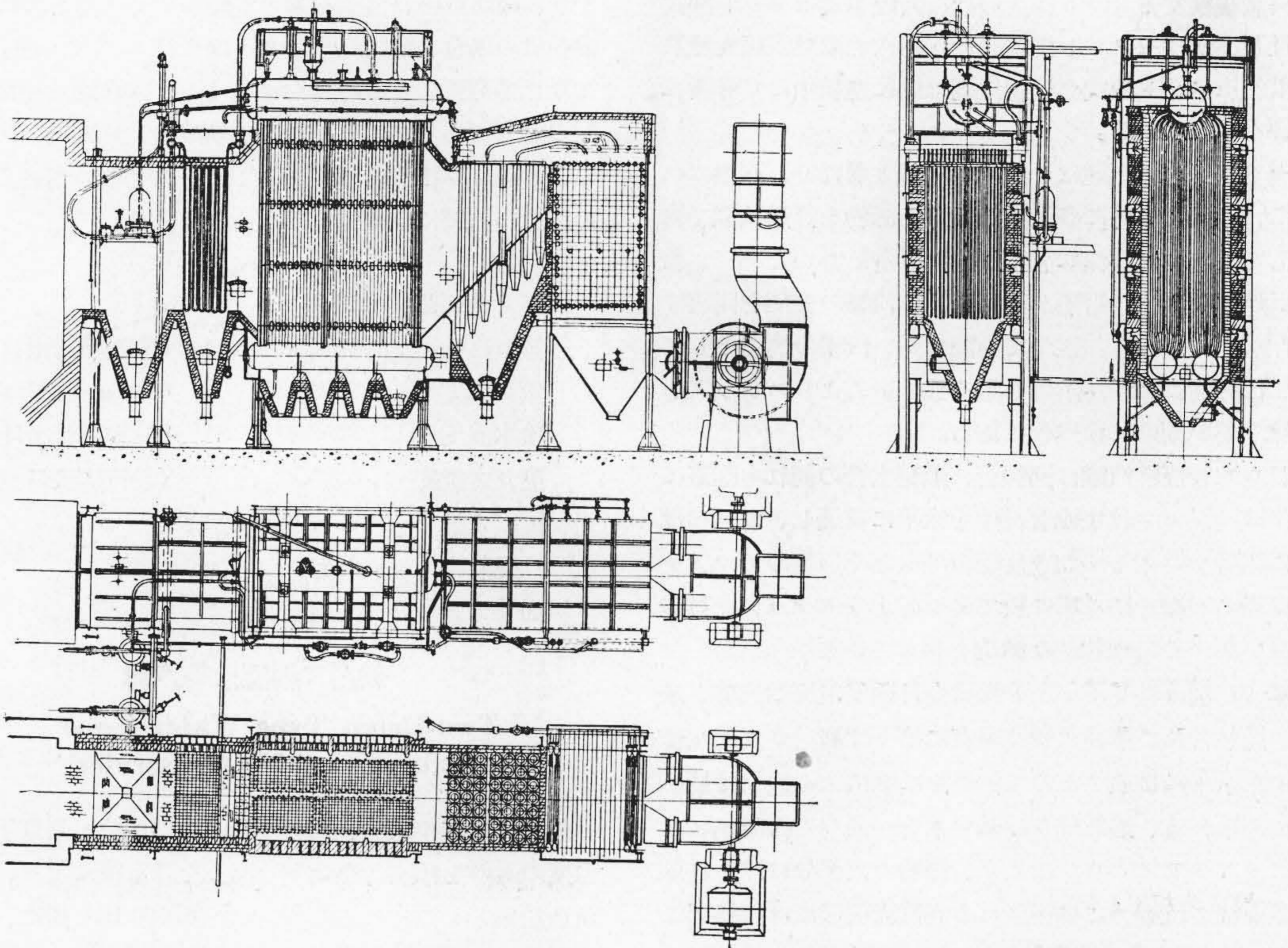
セメント廢熱汽罐

Waste Heat Boilers for Cement Industries

セメント工業に於てはキルンよりの高温廢ガスを利用して発電し所内動力に使用することが熱効率上一般に行われている。最近セメント工業の活況に伴い各社共設備の増設、改善を行い熱經濟の向上を計つている。

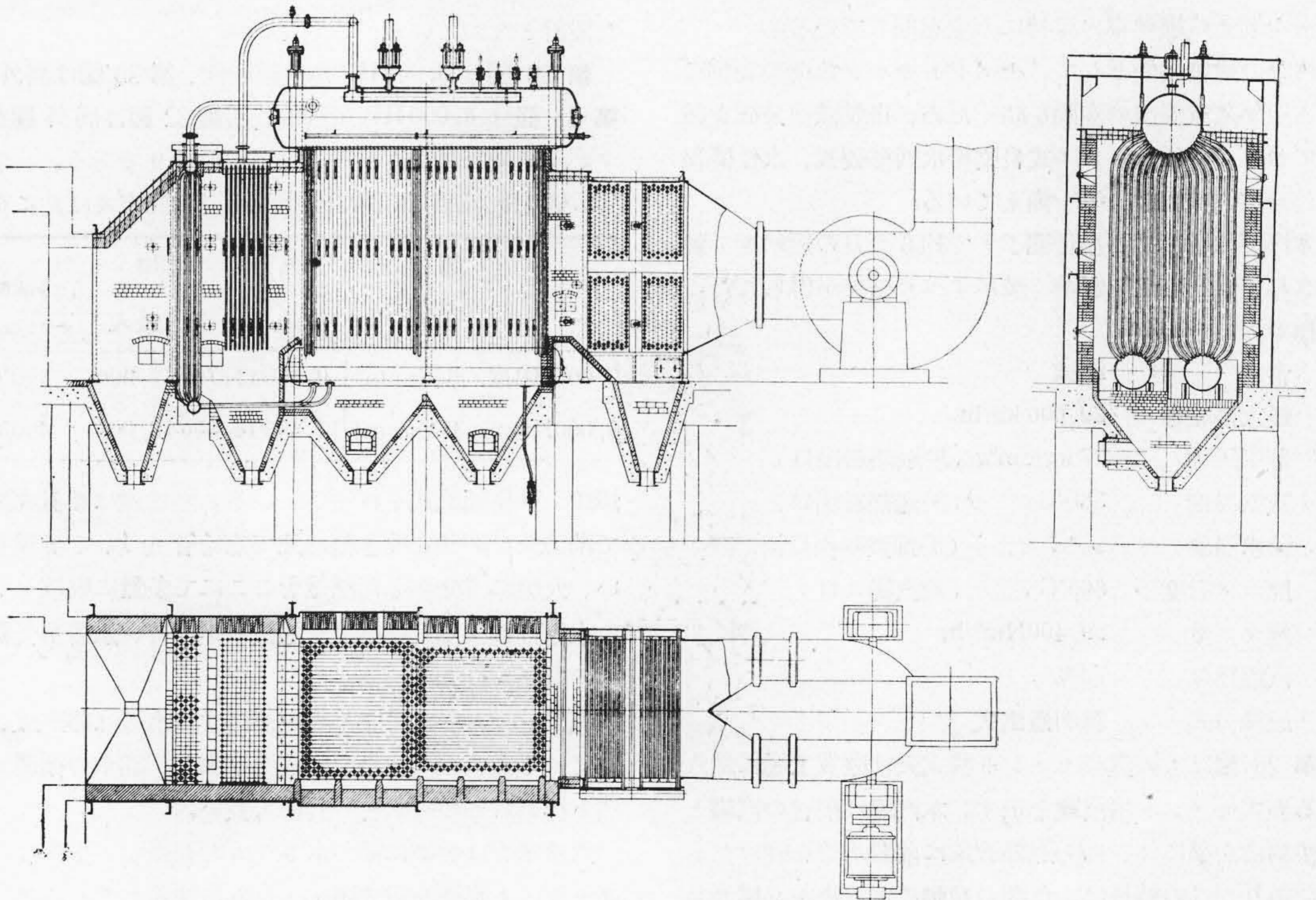


第 26 図 鋼 管 型 節 炭 器
Fig. 26. Box Type Plain Tube Economizer



第 27 図 秩父セメント K.K. 納廢熱汽罐

Fig. 27. Waste Heat Boiler for Chichibu Cement, Ltd.



第 28 図 大阪窯業セメント K.K. 納廢熱汽罐

Fig. 28. Waste Heat Boiler for Osaka Yogyo Cement, Ltd.

終戦後秩父セメント株式会社、大阪窯業セメント株式会社及び常陸セメント株式会社と相次いで廃熱汽罐を受託し秩父セメント株式会社納汽罐は既に運転中にて非常に好評を博している。

セメント廃熱汽罐は、通常の汽罐と異なり、高温ガス中に、石炭灰以外に多量のセメント微粉を浮遊状態で含有しており然も高温状態に於ては附着し易いために、汽罐伝熱面に堆積、附着が甚だしく、汽罐の性能を阻害する作用が大である。従つて性能の高い汽罐の構造としては、伝熱面に微粉が附着し難く且つ炉外よりスラッグを排除し易い構造にすべきである。

日立水管廃熱汽罐は過熱管、蒸発水管の何れも垂直に吊下げ、又ガスは主水管群中を水平に貫通し、ガスの流れに屈折を与えるが如き仕切板等もなく、従つてセメント微粉の堆積を防ぐ事に於て又炉外よりスラッグを排除し易い事に於て理想的な構造を有している。

第 27 図は秩父セメント株式会社秩父工場納汽罐を示し、過熱管及び蒸発水管は垂直に吊下げ高温ガスは水管群中を水平に貫通するので伝熱面に堆積する微粉は最小に止められる、過熱管及び蒸発水管を通つた高温ガスは次にマルチサイクロンに入り、微粉の大部分は除かれ節炭器を経て汽罐外に排出される。汽罐側壁には伝熱面に附着したスラッグを排除するために多数のランシングホールを水管一列毎に数段配置し又節炭器にはストローワーを備え汽罐効率の保持に万全を期している。

汽罐の附属設備として、セメントキルン負荷の変動による過熱蒸気温度の変動を防ぐため、自動減温装置を備えており、其他コープス式自動給水調整装置、水位警報器、及び二色水面計等を備えている。

本汽罐は受託より据付完了まで約 6 カ月の短納期で製作され、運転実績も好調で満足すべき結果が得られた。

仕様の大略を示せば

台数	2 罐
最大蒸発量	20,000 kg/hr
蒸気圧力	27 kg/cm ² g (於過熱器出口)
蒸気温度	380°C (於過熱器出口)
給水温度	90°C (於節炭器出口)
廃ガス温度	865°C (於汽罐入口)
廃ガス量	59,400 Nm ³ /hr
汽罐効率	74%
通風方式	誘引通風式

第 28 図は大阪窯業セメント株式会社滋賀工場に納入せる湿式セメント用汽罐を示す。本汽罐は前述の汽罐と多少構造を異にす、即ち過熱管前に前置水管を設けたものであり、この特長は、負荷の変動によるキルン廃ガスの量並びに温度に変化ある場合前置水管を設けることに

より、過熱器出口蒸気温度の変動を少なくすると共に、汽罐始動の場合、罐水の汽醸を活潑に行うので、運転開始より正常運転に入る時間を短縮する。本汽罐の仕様は下記の通りであるが、その内汽罐効率は、湿式セメント法によるキルン出口廃ガス温度が低いために、前述の乾式の場合の汽罐に比し低く計画されている。

台数	1 罐
最大蒸発量	15,500 kg/hr
蒸気圧力	14.5 kg/cm ² g (於過熱器出口)
蒸気温度	350°C (於過熱器出口)
給水温度	35°C (於節炭器出口)
廃ガス温度	600°C (於汽罐入口)
廃ガス量	82,760 Nm ³ /hr
汽罐効率	64%
通風方式	誘引通風式

船用二胴型水管汽罐

Two-Drum Type Water Tube Boilers for Marine Service

最近、船舶の大型、高速化の計画に伴い、高気圧、高温度のものを採用し熱効率の向上を計る様になり、第七新造船用として、5,000 HP 及び 6,000 HP 用に、気圧 30 kg/cm² 気温 400°C のものを納入した。

従来船用汽罐として製造していた三胴型とは大分変わった設計となつている。

第 30 図は 5,000 HP 用汽罐断面、第 31 図は同外観、第 32 図は 6,000 HP 用汽罐断面第 33 図は同外観を示す。蒸発量及び気圧、気温は下記の通りである。

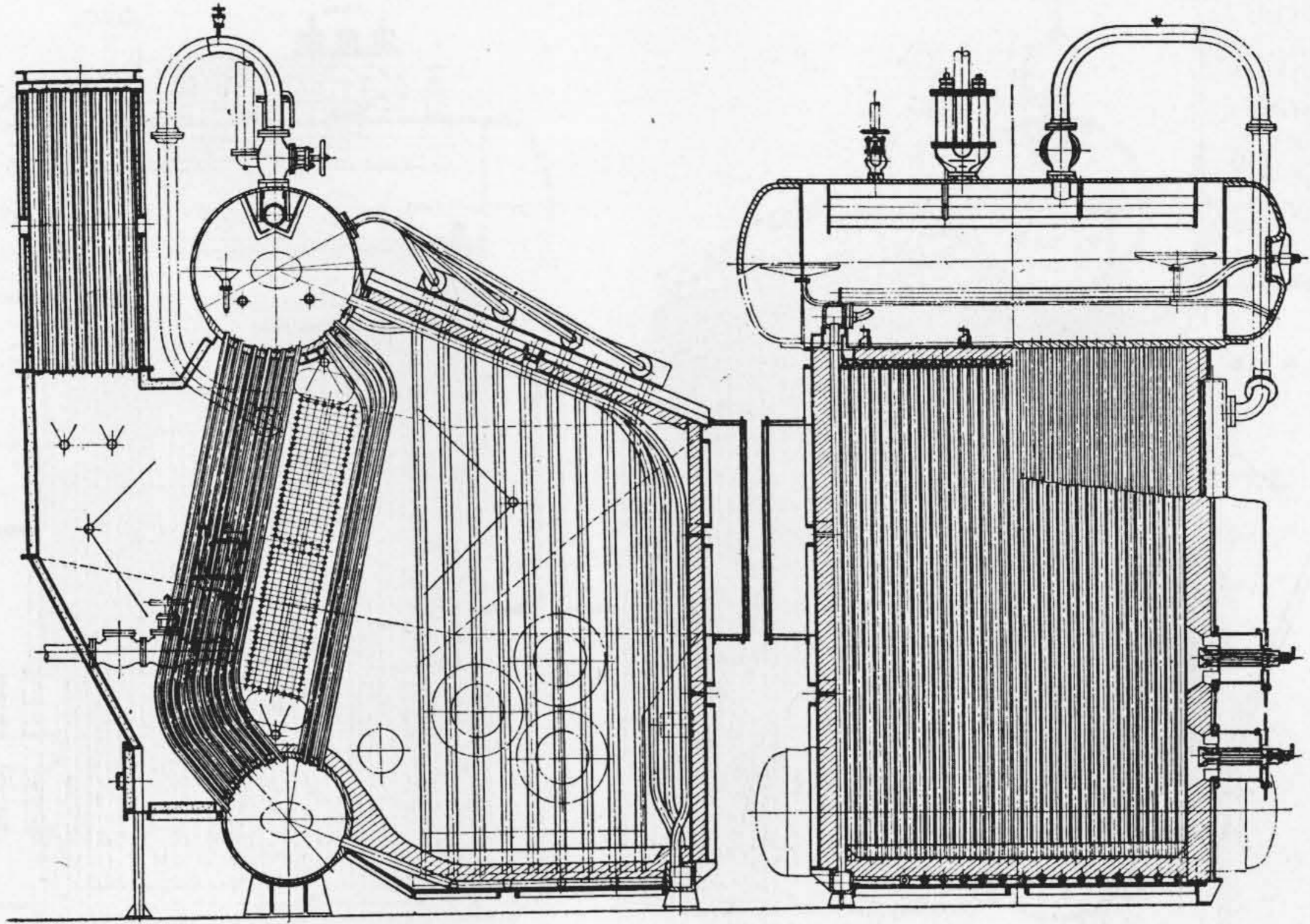
5,000 HP 及び 6,000 HP 用汽罐の燃焼方式は共に重油

	気 圧 (気洞にて)	蒸発量 kg/hr			気 温 (経済時に て)
		経済	定格	最大	
5,000HP 用	30kg/cm ²	9,850	11,700	12,900	400°C
6,000HP 用	30kg/cm ²	12,400	14,000	15,000	400°C

燃焼、強圧通風式を採用している。燃焼室は略直立方体で前方及び炉底を除き他は凡て水冷管を以て炉壁を覆い、火炉にて発生した熱量をここにて多量に吸収せしめ、水管群に入る瓦斯温度を適当に下げて、水管群受熱面積の軽減を計つている。

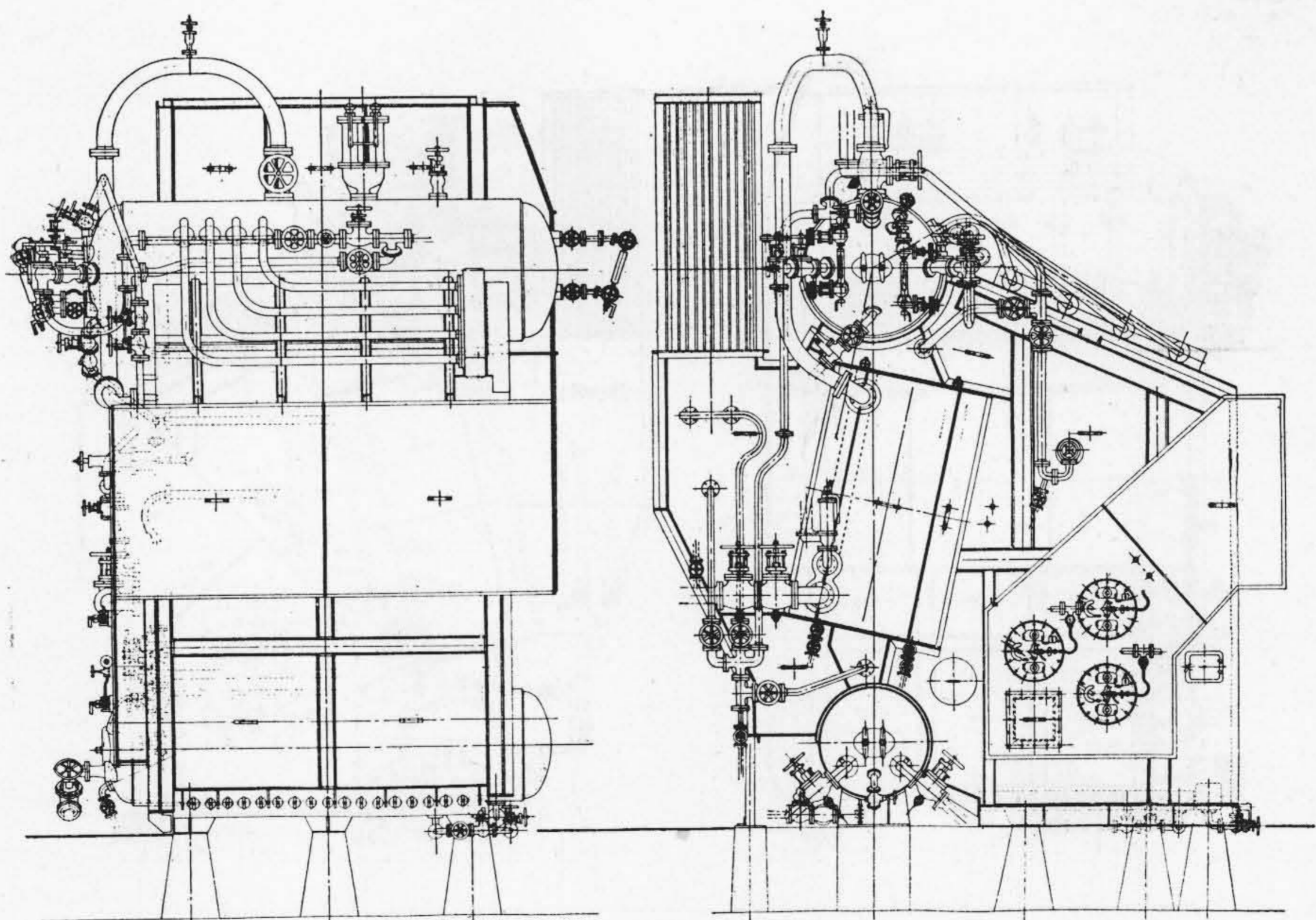
蒸気ドラムと水ドラムとを連絡する水管は略垂直となつている為、スケールの附着を排除し、罐水の循環も整然と行われるので水管の寿命も長い。

水冷壁管は炉底に於て水ドラムと連絡し、上部はヘッダー及び上昇管を以て蒸気ドラムに連絡している為、罐水の循環は極めて明瞭且つ強力であり、罐全体として罐



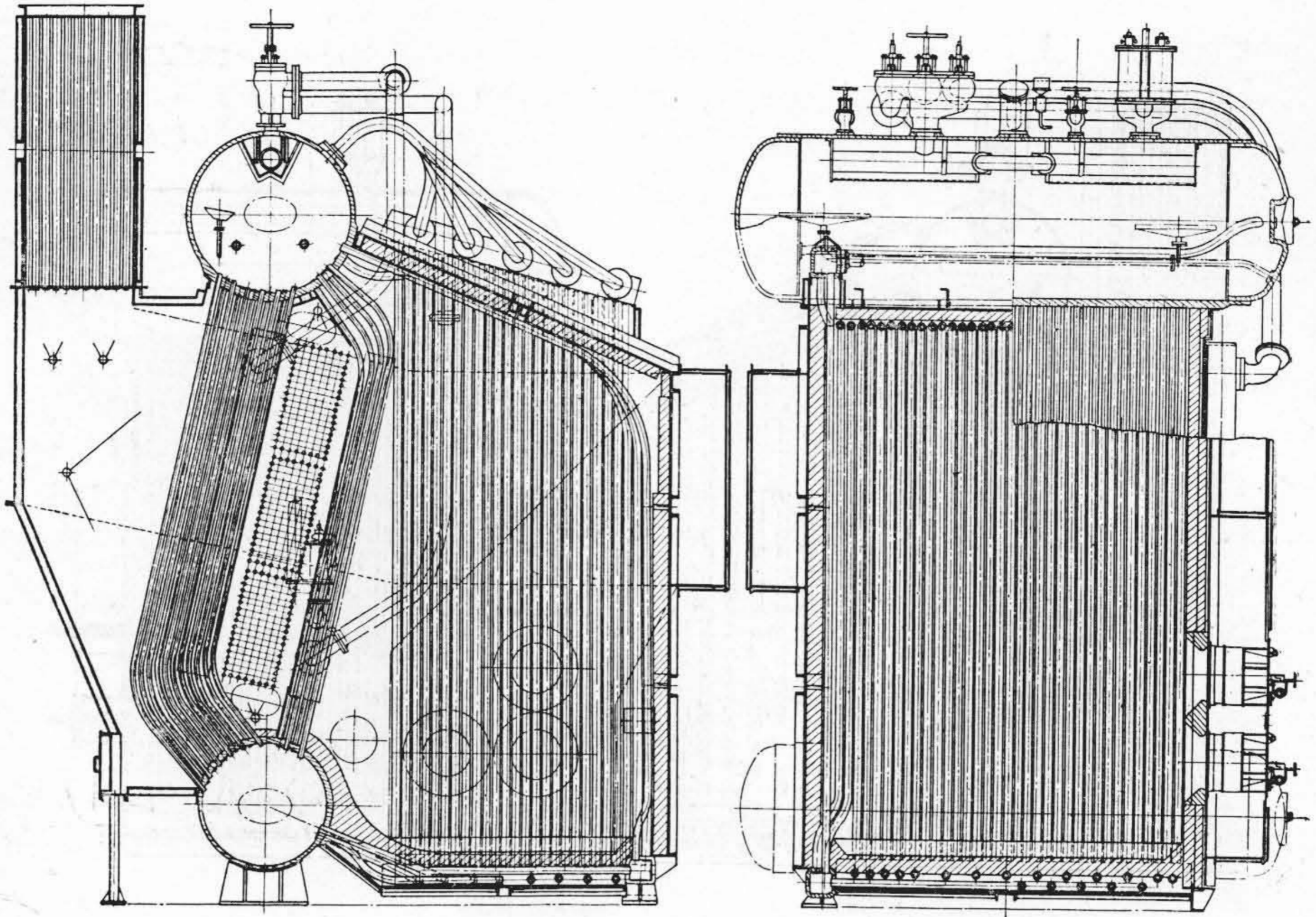
第29図 5,000 HP タービン用船用汽罐断面図

Fig. 29. D-SF Hitachi Water Tube Boiler for 5,000 HP Marine Turbine



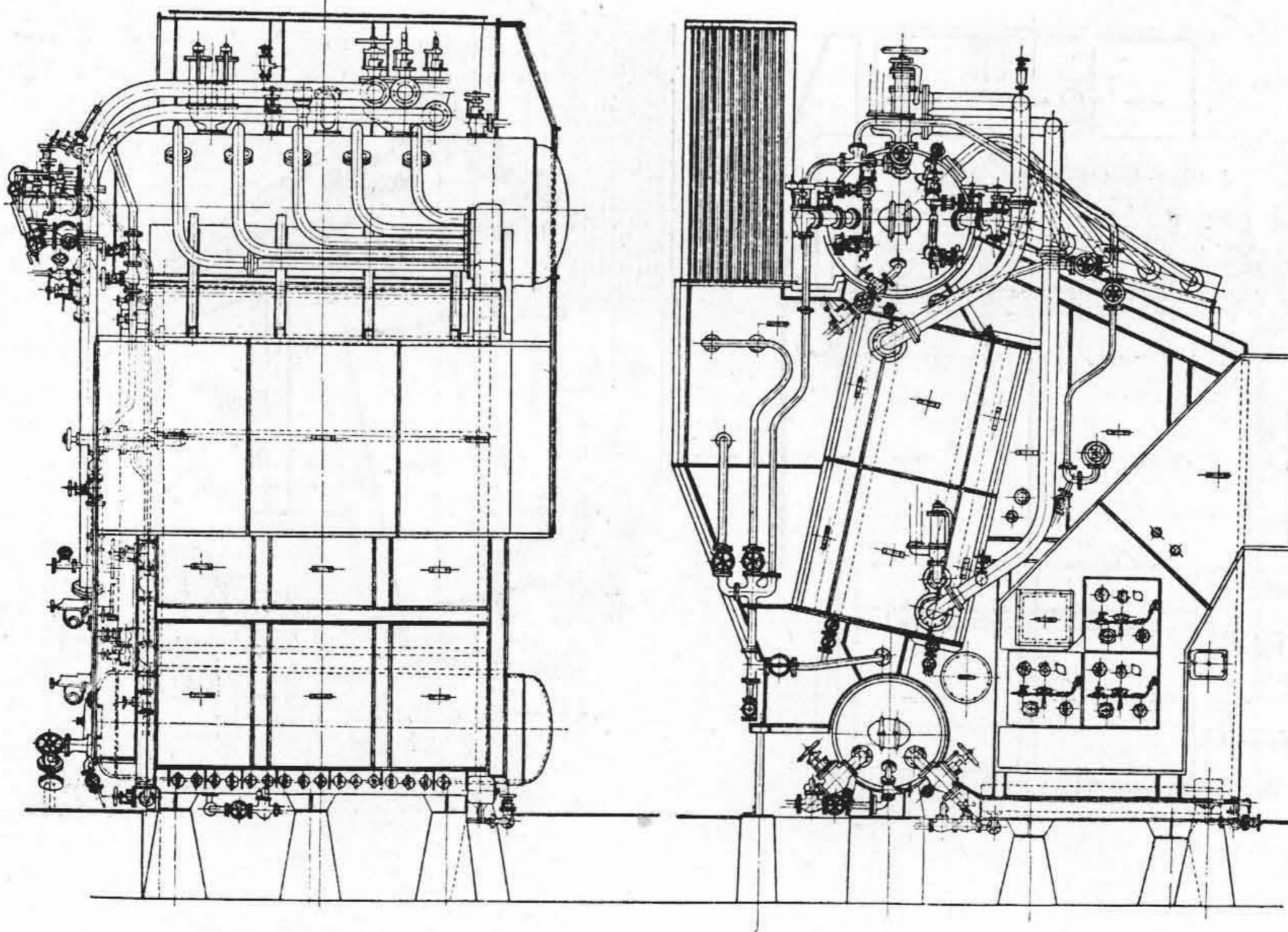
第30図 5,000タービン用船用汽罐外観図

Fig. 30. D-5 F Hitachi Water Tube Boiler for 5,000 HP Marine Turbine



第31図 6,000 HP タービン用船用汽罐断面図

Fig. 31. D-SF Hitachi Water Tube Boiler for 6,000 HP Marine Turbine



第32図 6,000 HP タービン用船用汽罐外観図

Fig. 32. D-SF Hitachi Water Tube Boiler for 6,000 HP Marine Turbine

水の循環の優秀性は三胴型汽罐の追従を許さず、且つ蒸気ドラムの最下部より降水せしめる構造は、罐水位の不時の低下に対しても極めて安全である。又水冷管は炉壁煉瓦を保護すると共に、火炉負荷を大きく採り得るので全体の構造も小型に出来、船内配置も容易となり、重量を多量に軽減し得る特長を有する。

本汽罐には鋼管型空気予熱器を具備する外、補助機械運転用の飽和蒸気製造用として、水ドラム内に装備した緩熱器を有している。第 29 図は緩熱器の構造を示す。

その構造は、水ドラム内に装備した角ヘッダーに多数の冷却管を拡管取付したもので、角ヘッダーより夫々蒸気入口及び出口部へ連絡している。蒸気の導入は水ドラム鏡板を貫通し角ヘッダーの一方へ入り冷却管を通過せしめるうちに減温して他方より飽和蒸気を得る構造となつている。

自動給水調整装置

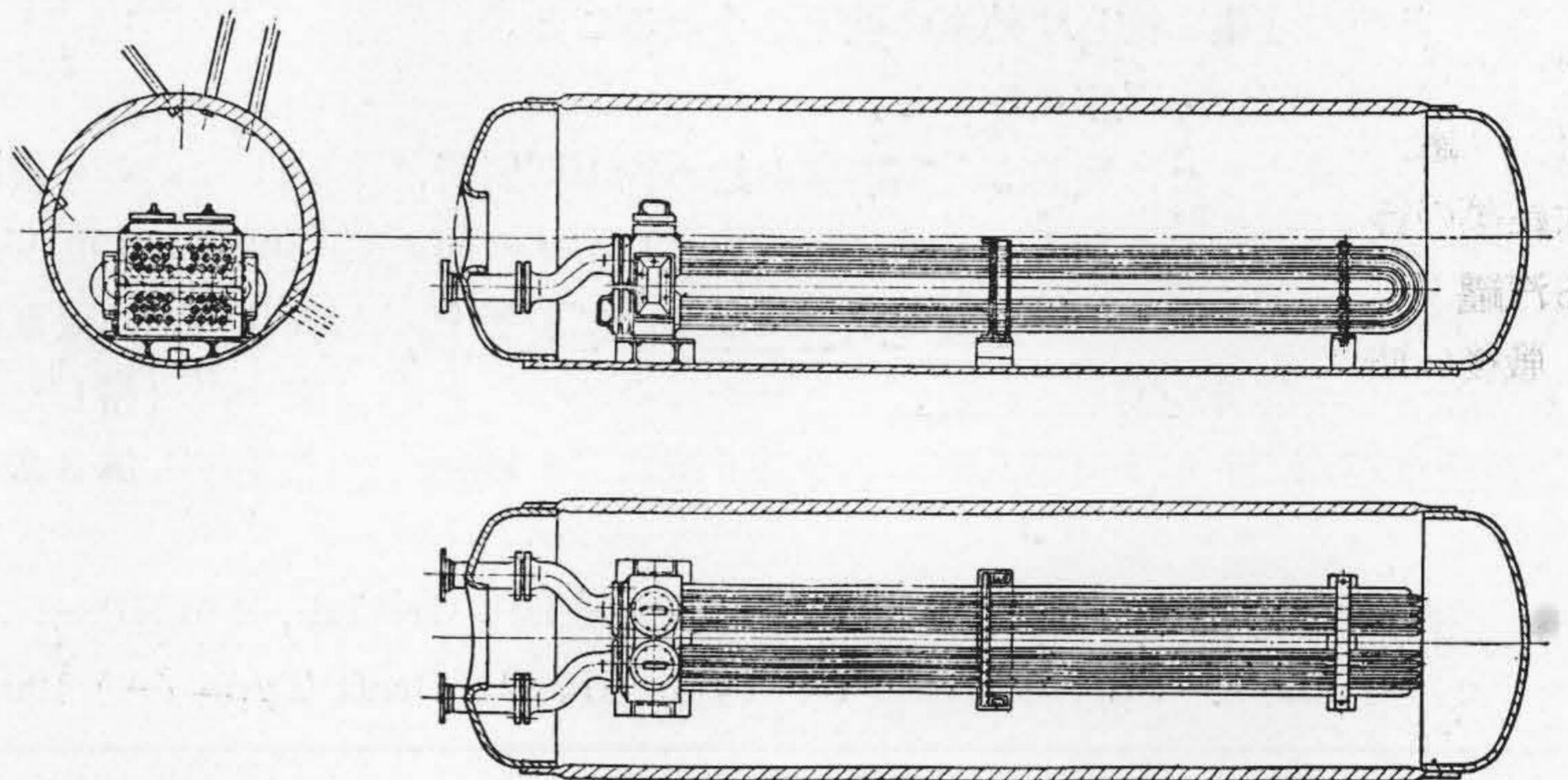
動揺の多い船用汽罐に於て、蒸気ドラム内の水面監視は非常に大切な事である。これには優れた自動給水調整装置を具備し容易に然も安心した汽罐の運転をする事が最も望ましいのである。

日立製作所は多年この方面の研究

を続けて来たが最近下記の如き装置を完成し、実際使用の結果極めて優秀なる成績を取め多大の好評を得た。

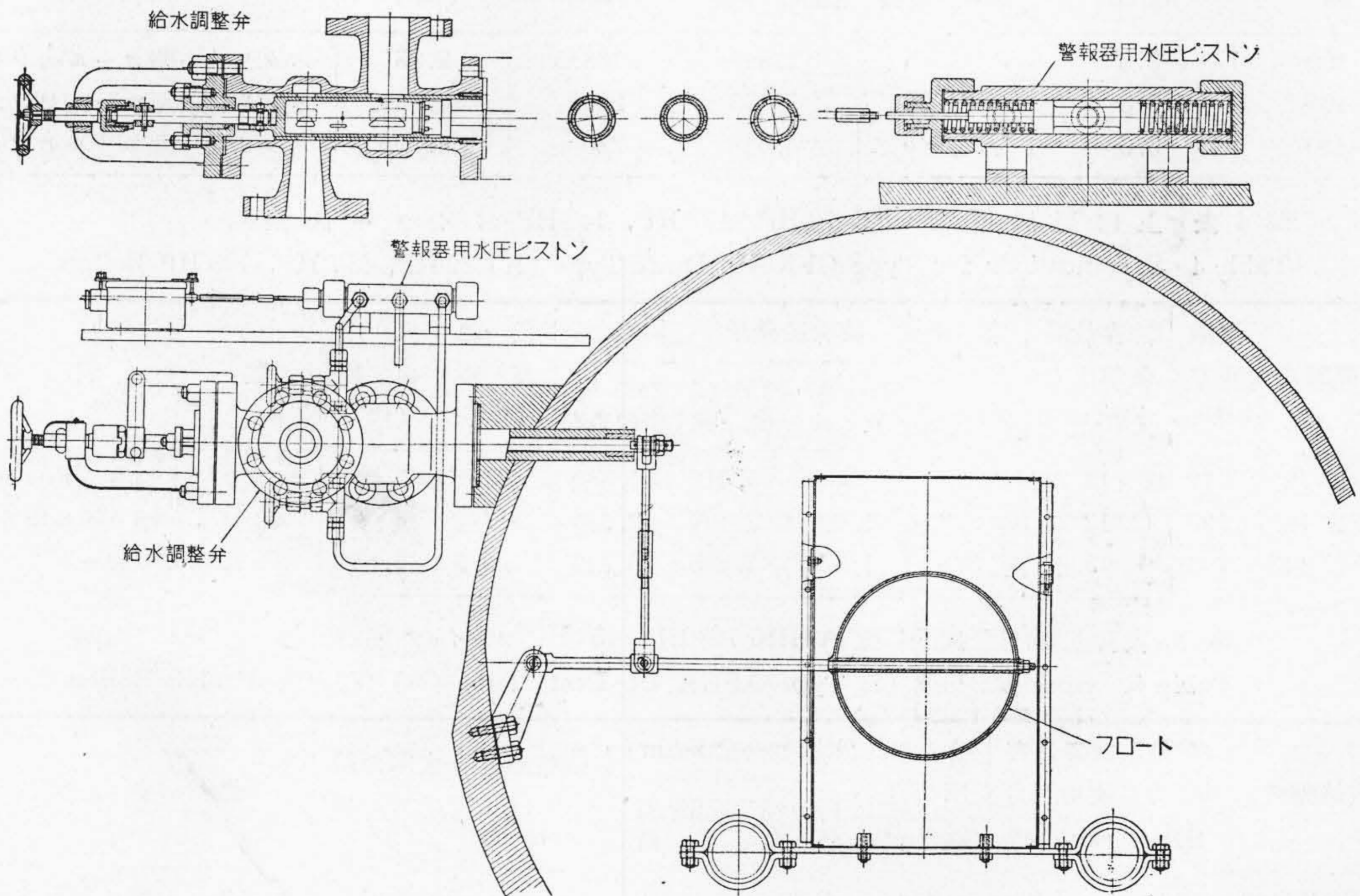
第 34 図は自動給水調整装置の構造にて、あらゆる条件下で水位の最も安定した蒸気ドラムの中央部にフロートを置き、蒸気ドラム外側の給水管系に調整弁を装備したもので、フロートよりスピンドルを介してこの調整弁に連結してある。

その原理は、罐水位の変動によるフロートの上下動をリンク機構に依つてこれを回転運動に変え、調整弁の円筒形弁を回転する事に依り弁の開口面積を調節して給水量を制御し常に一定の水面を維持する構造となつている。この場合フロートは蒸気ドラムの中央部に取付けて



第 33 図 緩 熱 器

Fig. 33. Desuperheater



第 34 図 自動給水調整装置

Fig. 34. Automatic Feed Water Regulator

あるので、常に平均水位が検出される様になつており、高水位又は低水位の危惧を排除出来るのである。

本装置は罐水面の変動により直ちに給水量を調整する処に特長を有するもので、針弁等による微妙なる調整を必要としない処が、装置として無事故にして信頼度の高いものとなつている。

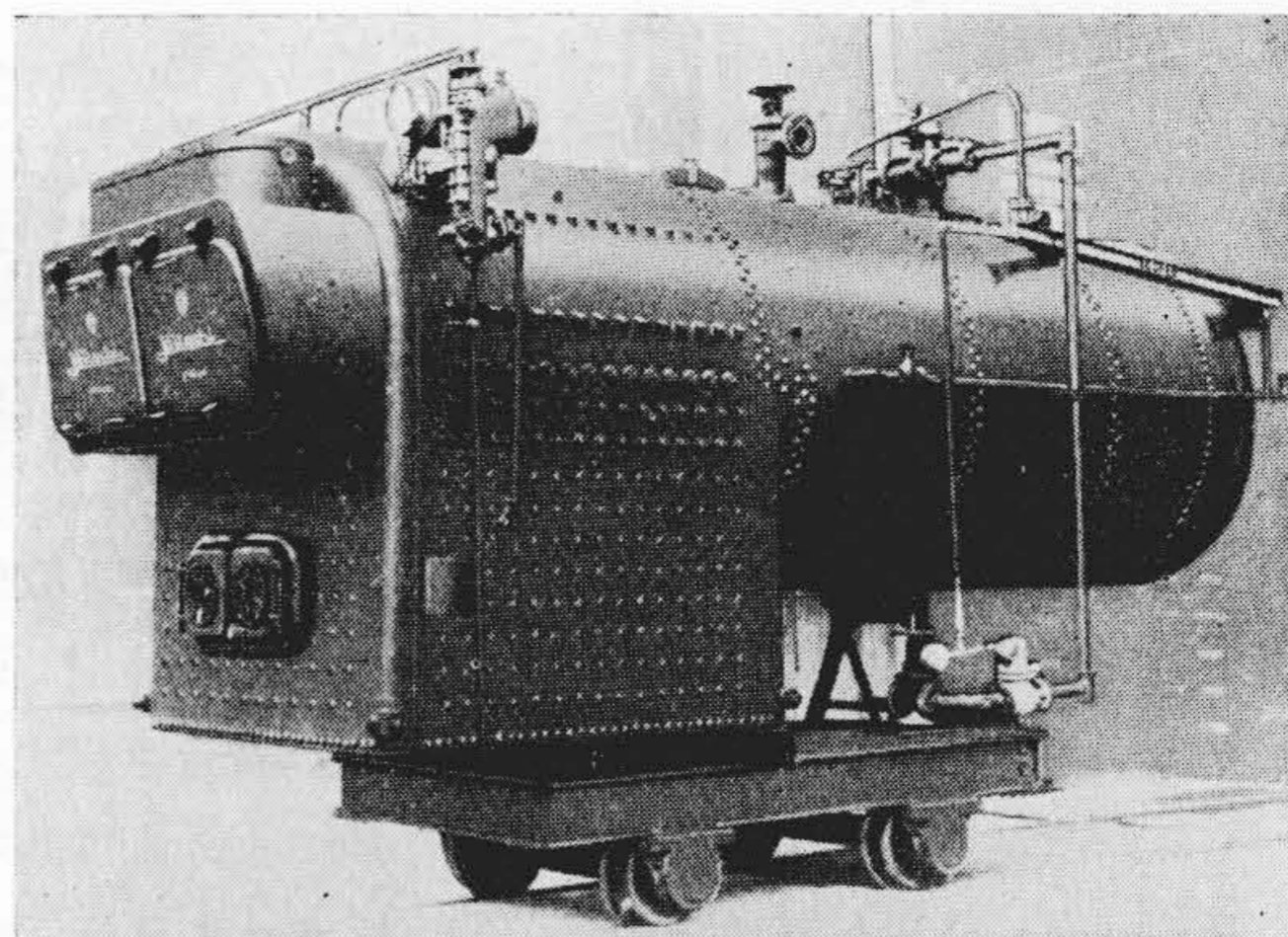
日立 HK 汽 罐 Hitachi H K Boilers

日立 HK 汽罐は

1. 罐全体が纏つていて容積が小さいこと。
2. 罐容積当りの伝熱面積が最も大きいこと。
3. 負荷の変動に拘らず効率の低下が小なること。
4. 取扱が簡単で堅牢なること。

等の特長を有するため戦前国会議事堂を始め約 100 個所計 200 罐近くのものを入し、特にビルディングその他大建築の暖房用として地下室又は限られた室内に設置する汽罐として好評を博している。

戦後は昭和 25 年 3 月第八軍から受註し既に 18 罐納



第 35 図 米第八軍納上向通風甲型 HK 100HP 汽罐
Fig. 35. Up Draft Type (A) 100HP HK Boiler for U.S. 8th Army

入した。この進駐軍向 HK 汽罐は A.S. M. E. Boiler Construction Code (1946) に則り設計、製作、検査され且つ完成後軍検査官の厳密な 24 時間連続性能試験に完全に合格したものである。第 35 図は本汽罐の完成写真を示し第 3 表はその仕様を示す。

第 3 表 上向通風甲型 HK 100 HP, 160 HP, 180 HP ボイラー仕様

Table 3. Specifications for Type HK Up Draft Type (A) 100 HP, 160 HP, 180 HP Boilers

汽罐馬力 (HP)	最高使用圧力 (kg/cm ²)	実際蒸発量 (kg/h)		伝熱面積 (m ²)	火床面積 (m ²)	燃 燒 装 置
		100% 負荷	150% 負荷			
100	8.8	1,305	1,960	108.5	2.85	スクリュウ型コールセンドー
160	8.8	2,090	3,135	200	4.30	スクリュウ型コールセンドー
180	8.8	2,340	3,510	220	4.30	スクリュウ型コールセندان

第 4 表 上向通風甲型 OFK 72 HP, 107 HP, 143 HP ボイラー仕様

Table 4 Specifications for Type OFK Up Draft Type (A) 72 HP, 107 HP, 143 HP Boilers

汽罐型式	汽罐馬力 (HP)	許容最高 使用圧力 (kg/cm ²)	常 用 圧 力 (kg/cm ²)	実際蒸発量 (kg/h)			伝 熱 面 積 (m ²)	火 床 面 積 (m ²)	燃 燒 装 置
				100 % 負 荷	150 % 負 荷	200 % 連続負荷			
OFK-72	72	13.2	8.8	940	1,410	1,880	81	3.55	スクリュウ型コールセンドー
OFK-107	107	13.2	8.8	1,400	2,100	2,800	117	4.02	スクリュウ型コールセンドー
OFK-143	143	13.2	8.8	1,870	2,805	3,740	148.5	5.65	ラム型ストーカー

第 5 表 上向通風甲型 ASHK 100 HP, 150 HP ボイラー仕様

Table 5. Specifications for Type ASHK Up Draft Type (A) 100 HP, 150 HP Boilers

汽罐型式	汽 罐 馬 力 (HP)	許容最高 使用圧力 (kg/cm ²)	常 用 圧 力 (kg/cm ²)	実際蒸発量(kg/hr)		伝熱面積 (m ²)	火床面積 (m ²)	燃 燒 装 置
				100 % 負 荷	150 % 負 荷			
ASHK 100	100	13.2	8.8	1,305	1,960	98	3.97	スクリュウ型コールセンドー
ASHK 150	150	13.2	8.8	1,960	2,940	158	5.90	スクリュウ型コールセンドー

第 6 表 上 向 通 風 甲 型 HK # 419 及 び # 423 改 造 型 汽 罐 仕 様

Table 6. Specifications for Types HK No. 419 and Reconstructed No. 423 Up Draft Type (A) Boilers

汽 罐 型 式	納 入 先	常 用 圧 力 (kg/cm ²)	実 際 蒸 発 量 (kg/hr)	伝 熱 面 積 (m ²)	火 床 面 積 (m ²)	燃 焼 装 置
HK 419	日 立 多 賀 工 場	7.0	1,304	108.5	2.85	ラム型ストーカー
HK 423 改 造 型	安 川 電 機 製 作 所	6.0	2,000	178	4.30	スクリュウ型コールセnder

目下更に進駐軍向 HK 汽罐として A. S. M. E. Boiler Construction Code (1949) に依る大量 45 罐の OFK 型並びに 6 罐の ASHK 型汽罐の受註が決定し、前回より更に一段の設計並びに技術的改善を加え、加うるに新鋭 X 線装置の装備と相俟つて鋭意之が短期間製作に邁進している。第 4 表は OFK 型汽罐の仕様を示し、第 5 表は ASHK 型汽罐の仕様を示す。

国内向 HK 汽罐としては設計、工作、材料、検査はすべて日本工業規格、労働安全衛生規則並びに労働省汽罐構造規格に準拠して製作し既に安川電機会社及び日立多賀工場に納入した。その仕様は第 6 表に示す。

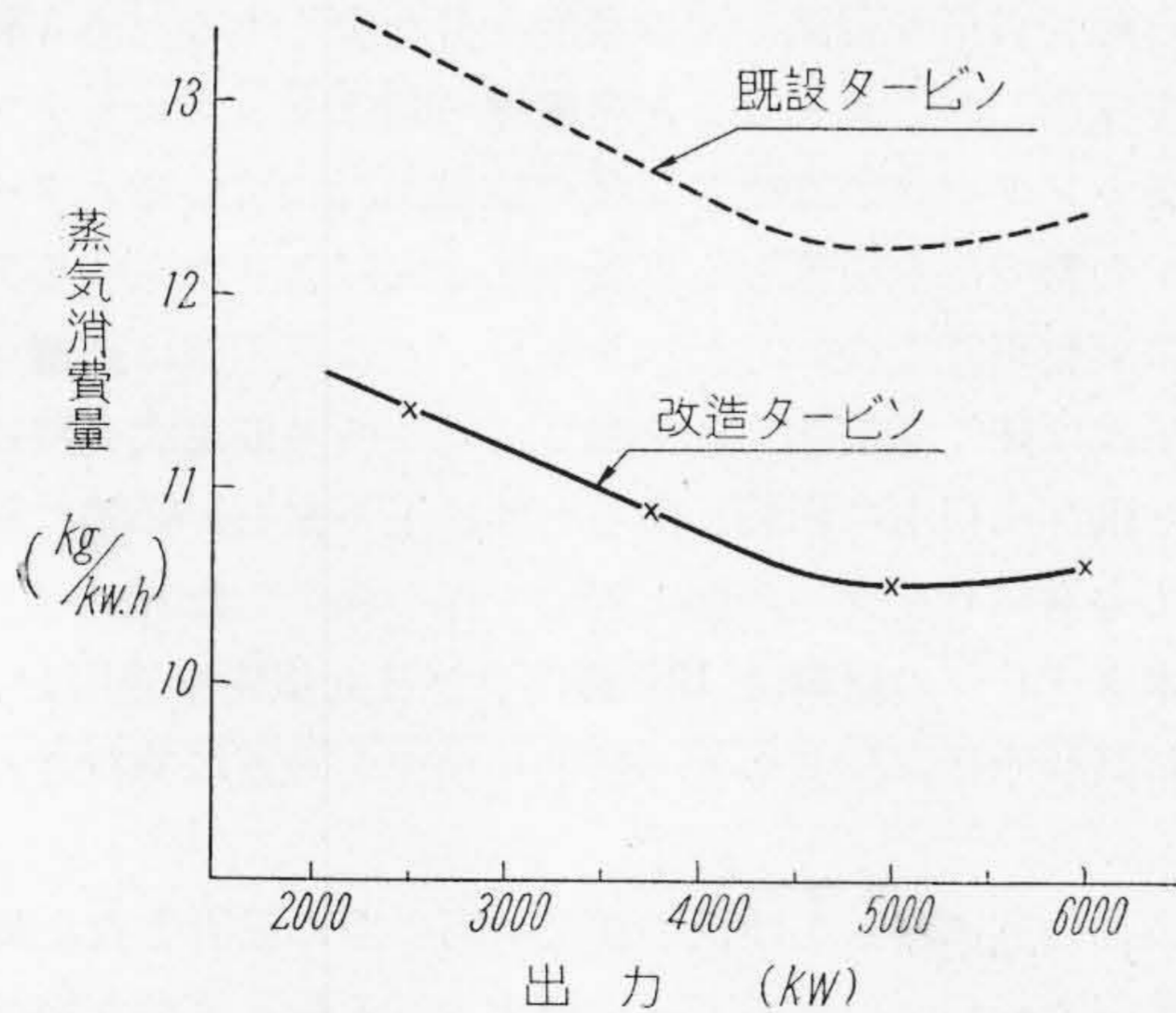
蒸 気 タ ー ビ ン

Steam Turbines

宇部曹達工業株式会社納 6,000 kW

背圧タービンの改造

既設 6,000 kW 脊圧タービンは初圧より背圧までの蒸気の持つ熱落差をカーチス 1 段で膨脹せしめた結果、蒸気の噴出速度が非常に早く、随つて翼及び噴口が割合早く磨損すると考えられるので、これを緩和すると共に蒸気消費量の軽減を計るのを主目的として、今回之をカーチス 1 段、ラトー 5 段、計 6 段の多段落タービンに改造



第 36 図 蒸 気 消 費 量 曲 線
Fig. 36. Steam Consumption Curve

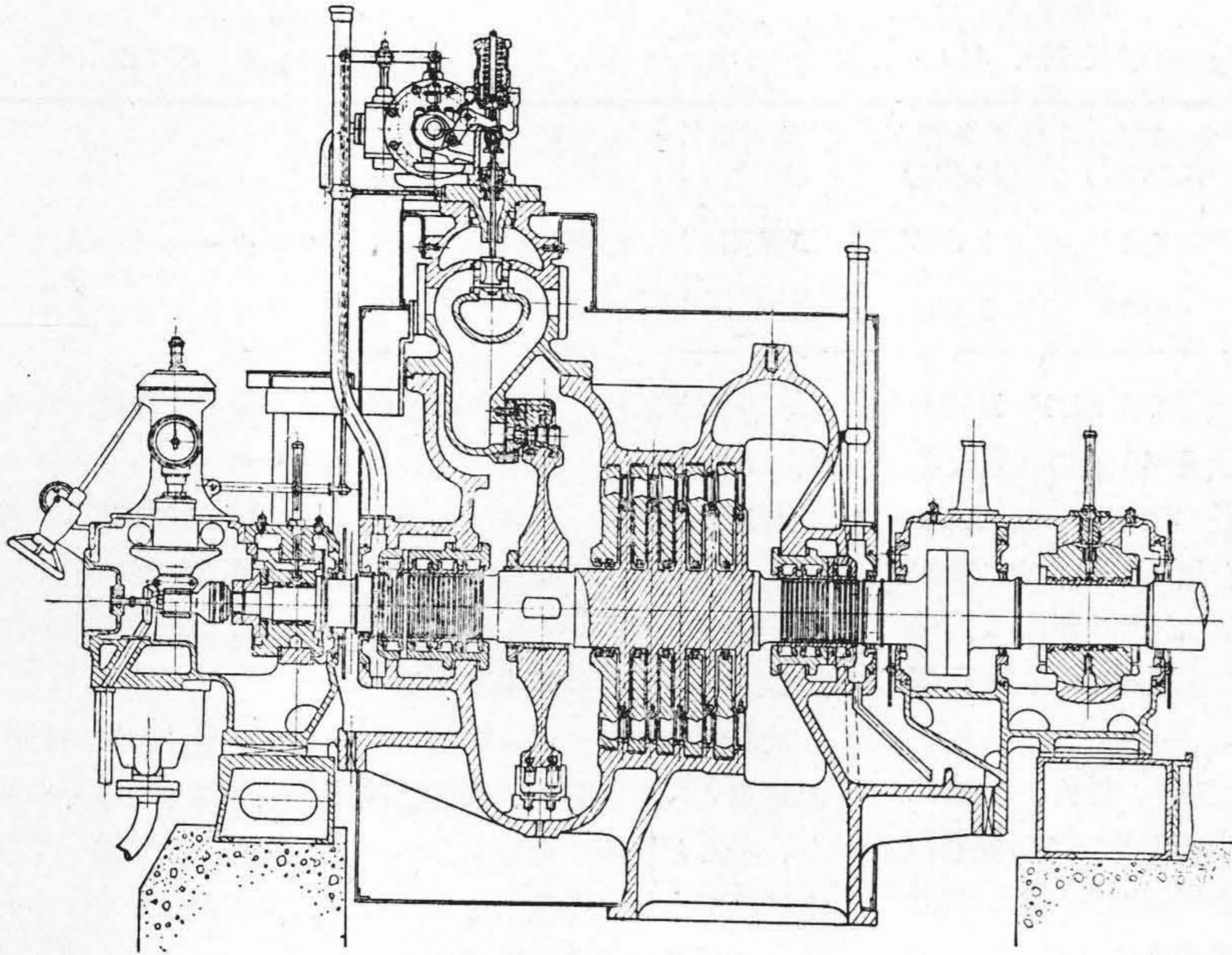
し、各段落に於ける蒸気の段落効率を最大に発揮出来る様にした。

本改造の結果、蒸気圧力 25 kg/cm²g, 温度 335°C, 背圧 1.4 kg/cm² の場合に於ける性能は第 36 図に示す如く、経済 5,000 kW に於て蒸気の消費量は既設のものに比し大略 15% の減少となる。

改造部分はタービン車室、タービン車軸、翼及び縁抑、調整段ノズル、隔板、静翼植輪及び推力鋸等の多くに渡り、殆んど新製に近いものだけに、設計上は勿論、工作上に於ても最高の技術を発揮した。尙顧客の要求する脊圧及び温度を完全に維持すると共に、タービン主機以外の設備の変更は最小限度に止め、初期の目的を十分に果すことが出来た。

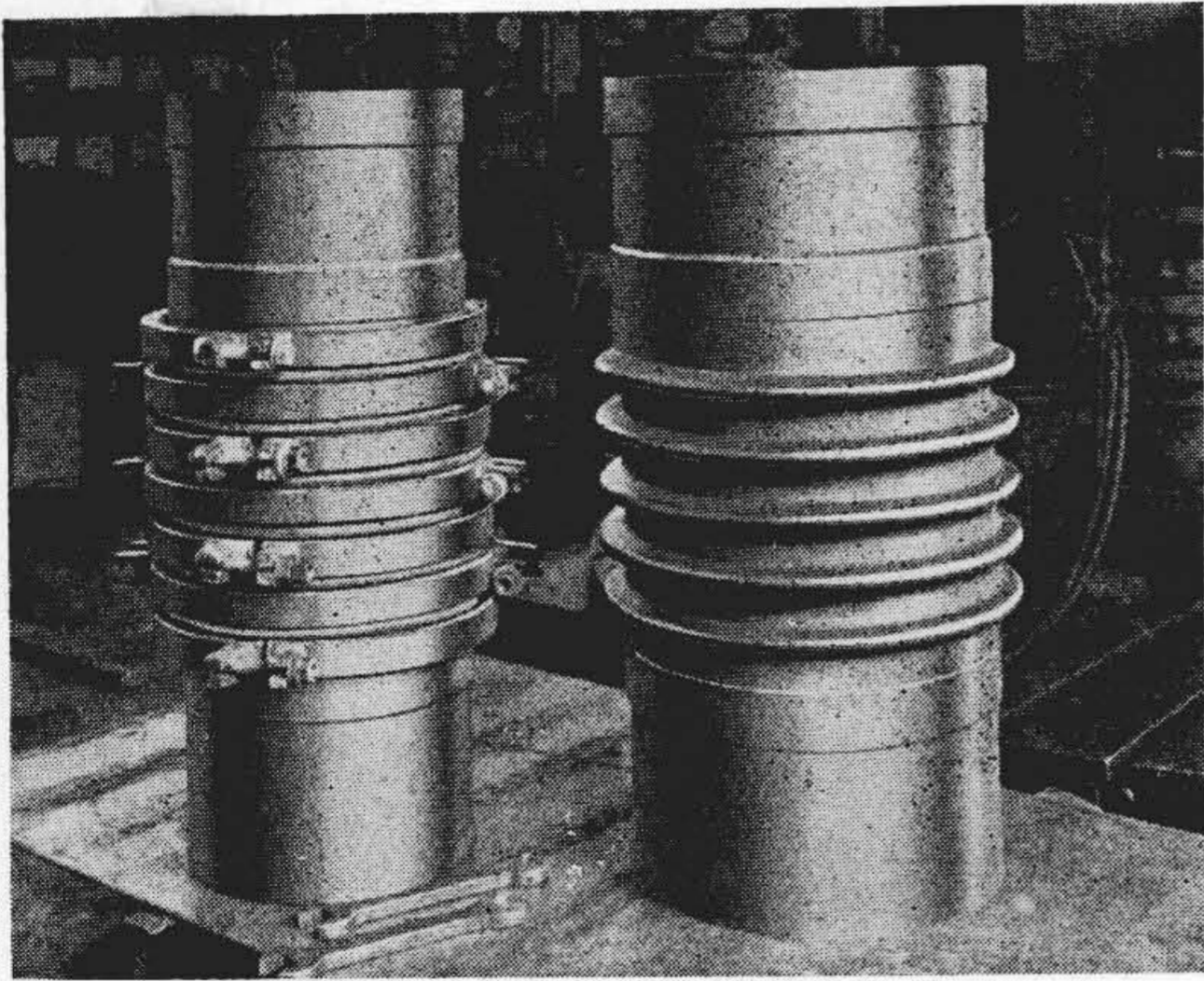
タービン車室は、高温高圧による膨脹変形に対し十分な強度を有する特殊鋳鋼の上下よりなり、開放点検を容易ならしむると共に、軸受との取付は特殊接合を行い車室側の熱膨脹に対し軸心を狂わすことなく自由に逃す様な構造とした。タービン車軸は、2 段~6 段迄は 1 体鍛造の削り出し車軸とし、1 段は入念に鍛造仕上げした翼車を円錐ブッシュにより焼嵌する方法を採用した。翼及び縁抑は嚴重なる材料試験と、特殊な検査方法による良品を最も安全確実な方法で取付けた。調整段ノズルは、不銹鋼より削り出し之を外輪に個々入念なる摺合せの後挿入組立をなし、温度圧力等の変化に対しても十分なる強度を保つと共に材料の撰択に当つては特に慎重を期し、顕微鏡試験等により組織の均一を計つた。隔板は、高級鋳鉄製の隔板本体に耐腐蝕性の特殊低炭素鋼板の表面を平滑に仕上げたノズルを鋳込んだ所謂鋳込式隔板を採用し、車室との固定方法、水平接手面の接合方法及び車軸貫通部のパッキング等に対しては熱膨脹の影響を吟味すると共に蒸気の漏洩防止を計るため設計上は勿論、材質的にも十分なる考慮を払つた。高低圧ラビリンスに対しても蒸気漏洩量を最少限度に止める様設計すると共に、排気管には、第 38 図に示す様な日立独特の製造法による伸縮管を採用して、車室の熱膨脹を自由に逃し得る構造とした。

最近特に紡績、製紙、化学工場等に於ては高度の機械化が採用され、経費の軽減が強く要望されている。背圧タービンはこれら諸条件に適応し得る最適のものであり



第37図 6,000 kW 背圧タービン断面図

Fig. 37. Sectional View of 6,000 kW Back Pressure Turbine



第38図 伸縮管

Fig. 38. Expansion Pipe

終戦後最大の規模を有し、高性能に計画された今回の改造は、斯界の注目を浴び、好成績の運転が期待されている。

インドマヅラ火力発電所用 10,000 kW タービン

10,000 kW Steam Turbine for Madura Power Station, India

戦後初の輸出品としてインド政府マヅラ火力発電所用 10,000 kW 復水タービンが完成した。本タービンの完成は我国の技術を海外に紹介し今後此の方面の市場を開拓

する意味で極めて重要な意義を持つものである。

このタービンの仕様は次の様である。

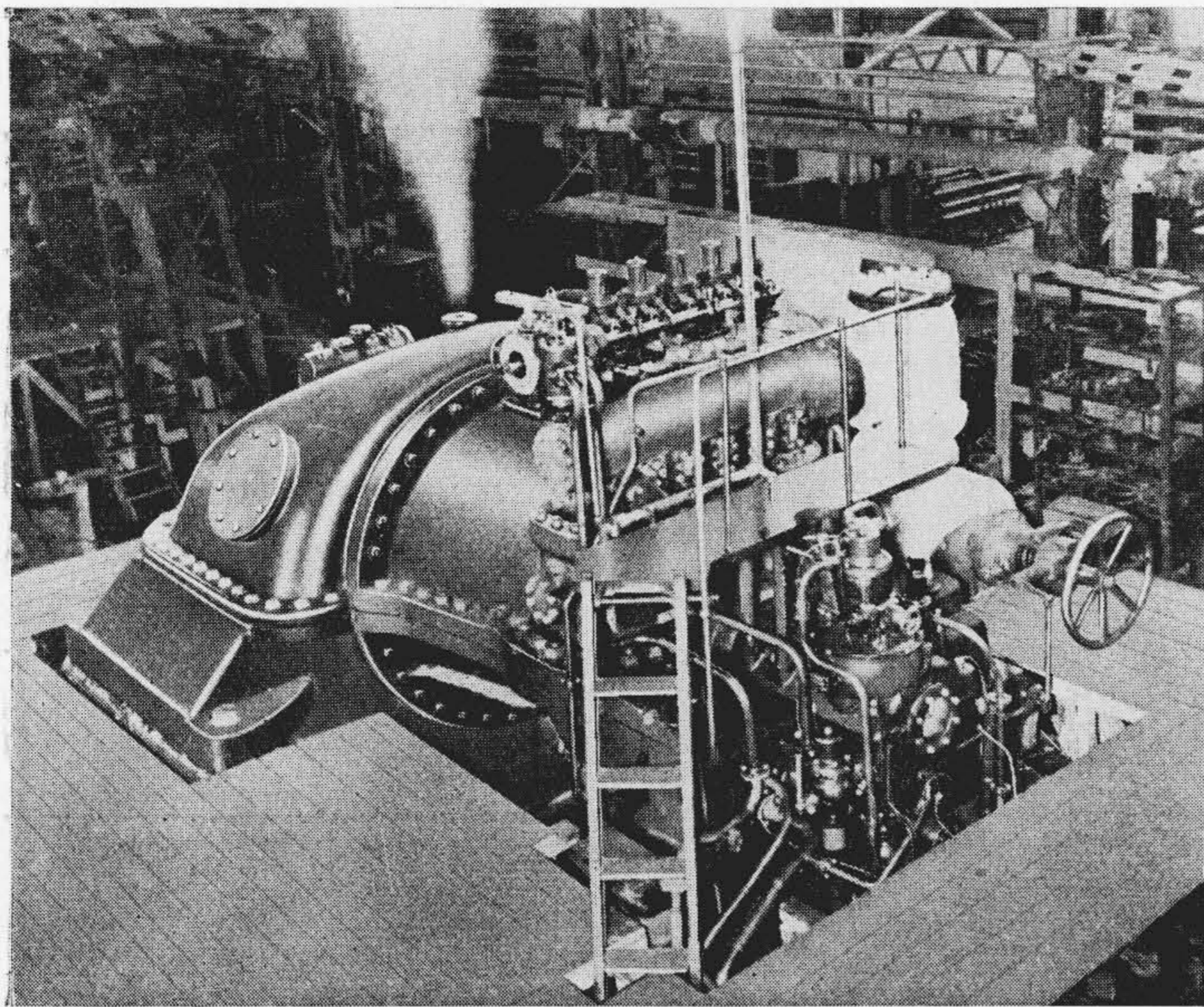
型式 単車室横軸衝動
式復水タービン
出力 定格 10,000kW
経済 8,000kW
回転数 3,000r. p. m.
タービン入口蒸気状態
圧力 18.3kg/cm²
温度 382°C
復水器真空 685mm-
Hg (経済出力時)

本タービンは径 1,000 mm のカーチス1段の後に径 900 mm のラトー4段及び径 1,290~1,430 mm のラトー7段計12段を有し、経済出力時の内部効率 84.8% 蒸気消費

量 4.85kg/kWh の極めて高効率に設計した。翼車は最初の5段はデスクリングにより、後の7段はコニカルブッシュに依る焼嵌式を採用し、熱応力に対して十分安全な構造とした。翼は 13Cr 不銹鋼製であり、その最終段動翼は勾配付振り翼である。従来この程度の長さの翼ではバインド線を附して振動振幅を制限する方式を採つたが、本タービンではバインド線を付けなくても振動に対して十分強度を有する様に設計した。又通常此の大きさのタービンでは3軸受式が採用されるが、本タービンは特に顧客の要求もあり又気温の高いインドに於て使用される関係上潤滑油の温度上昇に対して嚴重な制限があるから軸受負荷を軽減し油の温度上昇を少くするため4軸受を採用した。タービンと発電機の間はセミフレキシブルカップリングで連結し全長の短縮を計つている。タービンの軸受は前後部とも調整ライナーによりあらゆる方向に調整可能な様にした。ケーシングは高圧部は鋳鋼、低圧部は鋳鉄を使用し前部軸受に対し所謂猫足式支持法とし前部に自由に膨脹し得ると共に上下左右の膨脹に対しても常にローターの軸と同心を保つ様にした。

本タービンの材料は BS 規格及び日立規格を適用し、材料試験水圧試験其の他の製造中検査が嚴重に施行された。

调速装置に対しては次の様な考慮の下に設計した。即ち蒸気タービンのガバナーに要求される最も重要な特性は安定度が高く而も鋭敏なことである。此のためにはガバナーの回転質量が小さくて而も調整能力が大でなけれ



第 39 図 インドマツラ用 10,000 kW 復水タービン

Fig. 39. 10,000 kW Steam Turbine for Madura P.S., India

ばならない。大きな調整能力を得るためには大きなガバナーを用いなければならないがガバナーが大きくなると回転質量が大となり調整の安定度は悪くなる。本ガバナーは油圧レバー式を採用し上記相反する二要素を同時に解決した制御性能を持つている。特に(1)ガバナーボールの形が小さい上に腕長さ比が著るしく大きくしてあるため無定位線が直線的であつて負荷の変動に対しても安定度が変化しない。(2)遠心体に続くスピンドルの油筒挿入部分にはねぢ形の翼を附して油の流れに依つて自転する様にし油の固着又は摩擦抵抗を最小限に保持する様に設計してある。ガバナー単独試験の結果、不感度 ϵ (%)はタービン回転数に換算して $\epsilon=0.1\%$ (300 r. p. m. に対して 3 r. p. m.) である。

復水器は水温 35°C に於て経済出力時に 685mm Hg の真空を保つに十分な冷却面積を有している。又復水器の循環水は現地の地理的關係上限られた容量の池より取らなければならないので循環水を冷却するためにスプレーポンドを使用し循環水を特殊形状のノズルより大気中に噴霧して冷却する方式を採用した。

本タービンの塗装及びラツギング等は輸出品である事を考慮して特に入念に体裁良く行い又ラツギングプレートは大きく数箇の部分に分割し容易に取外し取付けの出来る様考慮した。温度計及び圧力計等の計器は全部一纏めにして箱型のパネルに納め運転中の監視が容易な様に配慮した。更に安全に保守出来る様に次の様な保安装置を具備した。

(1) 主塞止弁遮断装置

- (2) 油圧低下遮断装置
- (3) 電磁式遮断装置 (発電機の差動継電器が作動した場合タービンを停止せしめる装置)
- (4) スラスト磨耗警報及び遮断装置
- (5) 真空破壊器
- (6) 非常停止用押釦
- (7) 補助油ポンプ自動起動弁
- (8) 危急回路遮断装置 (タービンを停止せしめた場合発電機の並列を解除する)

あらびあ丸 8,000 HP タービン 及び補機運転成績に就いて

Operation Results of 8,000HP Steam Turbine and Auxiliary Machines of the S.S. Arabia Maru

日立製の 8,000HP タービンを始め二胴型ボイラ、400 kW 発電用タービン 2 台、80kW 発電用タービン 1 台を装備し、機関室の主要機器を殆ど日立の製品で埋めたあらびあ丸は 3 月 16 日に処女航海の途に就いたが、同船は日本に於ける最大の油槽船であるのみならず、 $30\text{kg}/\text{cm}^2$ 400°C と云う高温高圧の蒸気を用いた最初の船であり、主機は民間船としては最大出力である 8,000 HP タービンを有する為、その運転成績は各方面の注目の的となつていた。従つて一航海終る毎にその運転状況を詳細に調査して来たが、特に第二次航海に於ては日立より技師一名を乗船せしめて航海中の運転状況を調査した。

其の結果各機器とも極めて優秀な成績で、6 ヶ月間で延べ 47,000 哩を走破して、益々快調の航海を続けている。第一次航海に於ては罐水の塩分濃度上昇等の問題も若干あつたが、第二次航海以後は之等の問題は完全に解決して、特に停泊期間の短い油槽船としてはタービン船が最も優れている事を明かにした。以下は第一次及び第二次航海に於ける運転成績である。

(1) 一般運転状況

第一次及び第二次の一般運転状況を第 7 表に示す。之は各航海毎に往航及び復航について平均した値である。

(2) 主機タービン

主機タービンは第一次航海より極めて好調で、太平洋或は印度洋の悪条件にも拘らず、其の信頼度の高い事を示した。第 8 表は主機タービンの運転状況である。表中の蒸気消費量は噴口前の圧力温度より計算したものであるが、蒸気消費率は計画値より下廻つて本タービンの性

第7表 一般運轉狀況

Table 7. General Operation Records

	発着地	航海日時	航海哩数	プロペラ 回転数 (r. p. m.)	実測速度 ノット	主機馬力 (HP)	発電機出力 (kW)
第一次往	東京→サンペドロ	3月16日 10.00 3月30日 14.00	4,860	90	14.1	5,830	290
第一次復	サンペドロ→下津 サンルイス	4月1日 7.30 4月19日 7.30	5,068	90	12.7	6,100	295
第二次往	大阪→ラスタヌラ	5月1日 16.00 5月18日 19.20	6,480	94.1	14.7	6,384	313
第二次復	ラスタヌラ→下松	5月19日 16.20 6月7日 16.00	6,006	95.2	14.3	6,757	298

第8表 主機タービン運轉狀況及び性能

Table 8. Operation Results and Particularity of 8,000 HP Turbine

	タービン 出力 (HP)	タービン入口 蒸気圧力 (atg)	タービン入口 蒸気温度 (°C)	復水器真空 (mmHg)	復水温度 (°C)	蒸気消費量 (kg/hr)	蒸気消費率 (kg/HPH)
第一次往	5,830	26.2	365	730	23	21,700	3.75
第一次復	6,100	26.2	352	730	25	23,900	3.99
第二次往	6,384	27	(355)	730	37	24,270	3.73
第二次復	6,757	27	(355)	730	39.3	26,300	3.90
計画値	経済 6,500	27	(355)	720	34		出気時 6,500HP 3.92

第9表 燃料消費量

Table 9. Fuel Consumption

	油質	低位発熱量 (kcal/kg)	比重	燃料実測値 (t/日)	補正せる燃料消費量 (t/日)
第一次往	日本油	9,200	0.926	53.8	50.15
第一次復	日本油及び米油	8,500	0.997	53.9	50.10
第二次往	米油	8,500	0.997	46.9	43.25
第二次復	ラスタヌラ油	10,000	0.926	52.7	49.15
備考				10,000 kcal/kg 6,500HP時	同左

第10表 蒸気消費量及び熱消費量

Table 10. Steam Consumption and Thermal Consumption

	主機 (kg/hr)	発電機 (kg/hr)	主補エゼクタ (kg/hr)	飽和蒸気 (kg/hr)	漏洩による 損失 (kg/hr)	合計 (kg/hr)	熱消費量 (kcal/hr)
第一次往	21,700	2,200	300	400	1,664	26,264	16,449,000
第一次復	23,900	2,220	300	400	1,400	28,220	16,828,000
第二次往	24,270	2,320	300	400	1,030	28,320	17,097,000
第二次復	26,300	2,220	300	400	716	29,936	18,554,000

能が極めて優秀である事を示している。

第40図は第三次航海に於ける罐水の塩分濃度の上昇を示すが、塩分濃度の上昇は極めて低くて、往航復航に一回宛駆水すれば良い事を示している。

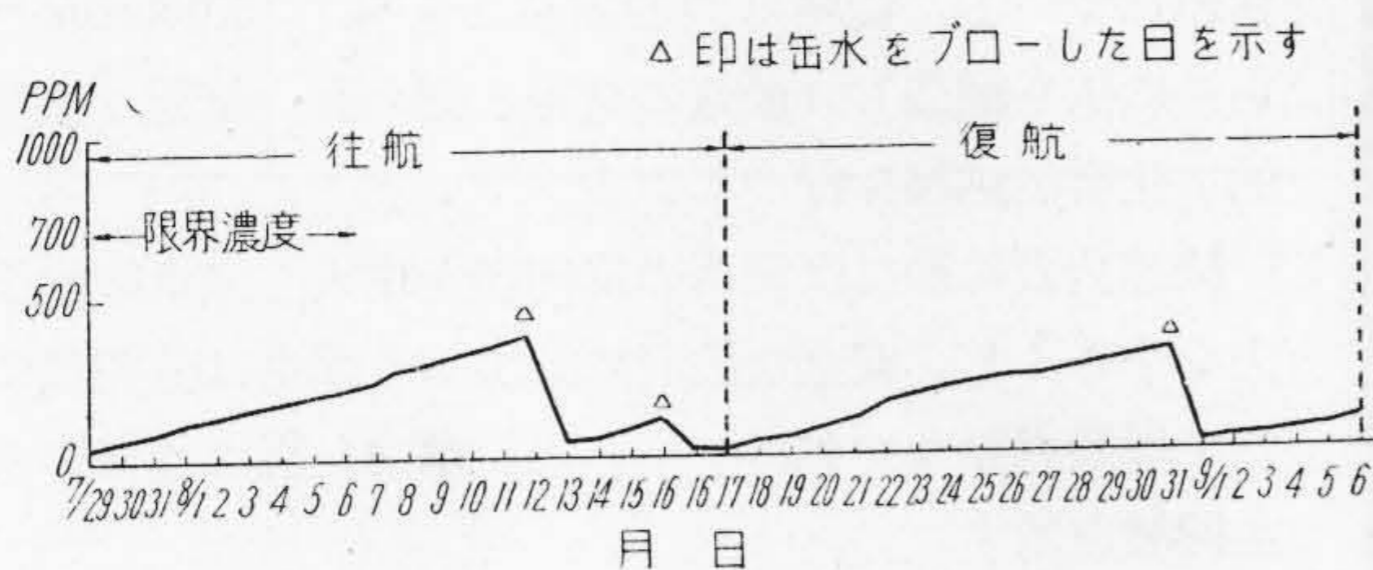
(3) ボイラ燃料消費量

ボイラの燃料消費量の計画値は低位発熱量 10,000 kcal/kg の重油で、経済出力 6,500HP の場合 50 t/日で

あるが第9表にその実測値を示す。勿論実測する場合の運轉条件は計画の場合の運轉条件と異なるので補正した燃料消費量を示してあるが、何れも計画値以下又は計画値と殆ど同じ値を示している。

(4) 主機並びに補機の蒸気消費量及び熱消費量

第10表に主機並びに補機の蒸気消費量及び漏洩による損失蒸気量を示し、之より全体の蒸気消費量を計算し



第 40 図 第三次航海に於ける罐水塩分濃度
Fig. 40. Salt Density of Boiler Water
Observed at the Third Sailing

た。又之を熱消費量に換算した値を示した。尙本表中エゼクタ並びに飽和蒸気の消費量は実測が困難である為、公試運転時に於ける測定値より推定した。

第 10 表に基いて各航海に於ける熱消費量を 6,500 HP 時に換算する。今ボイラの効率を計画の 85.5% と推定して之より燃料消費量を出すと第 11 表の様になる。之

第 11 表 計算による燃料消費量
Table 11. Calculated Fuel Consumption.

	10000kcal/kg 6,500HP に換算せる熱消費量 (kcal/HP)	計算による燃料消 費量 (t/day)
第一次往	17,713,000	49.8
第一次復	17,692,000	49.7
第二次往	17,400,000	48.9
第二次復	18,115,000	50.9

は何れも計画値に近い値を示している。尙第 7 表に示した実測による補正燃料消費量と比較すると、第一次及び第二次の帰航は殆ど一致しているが、第二次の往航は実測値が大分少い。之は燃料油の低位発熱量の測定に誤差があつた為と思われる。何れにせよ燃料消費量が計画値を下廻る事は明かである。

(5) 油圧操縦弁及び補機タービン

本船に於て特筆する可きは油圧操縦弁の成功である。今度始めて高温高压の蒸気を用うるに当り、之までの様に手動の操縦弁では操作が困難なので、油圧操縦式にしたのであるが、その結果は極めて良好で、航海中一度も事故なく、然も操作は極めて軽快で指一本で自由に運轉出来、又本操縦弁に取付けた各種の安全装置も確実に作動するので各方面の賞讃を受けている。

発電用タービンの内容について日評 VoL33. No.1 前号で既に紹介したが其の後何れも好調で、主機タービンと共に其の信頼性を高く評価されている。

あらびあ丸の運轉実績に就いては注目を受けていたので此処に正確な資料を提供したのであるが、上述により主機及び補機共計画値以上の性能を以て運轉されている

事が明かである。勿論之には乗組員の方々の並々ならぬ御努力があつた事は云うまでもないが、信頼性と高性能に就いて日立の船用機関に対する設計製作技術の優秀性を遺憾なく發揮した。現在同型の油槽船で米国の Carras 社納のタービンを製作中であり、尙色々此の種の大型油槽船の輸出計画が行われているが、此のあらびあ丸の実績に基いて尙一層優秀なる製品を出す可く努力している。

第 6, 第 7 青函丸 2,250 HP タービン
2,250 HP Steam Turbines of
6th and 7th Seikan Maru

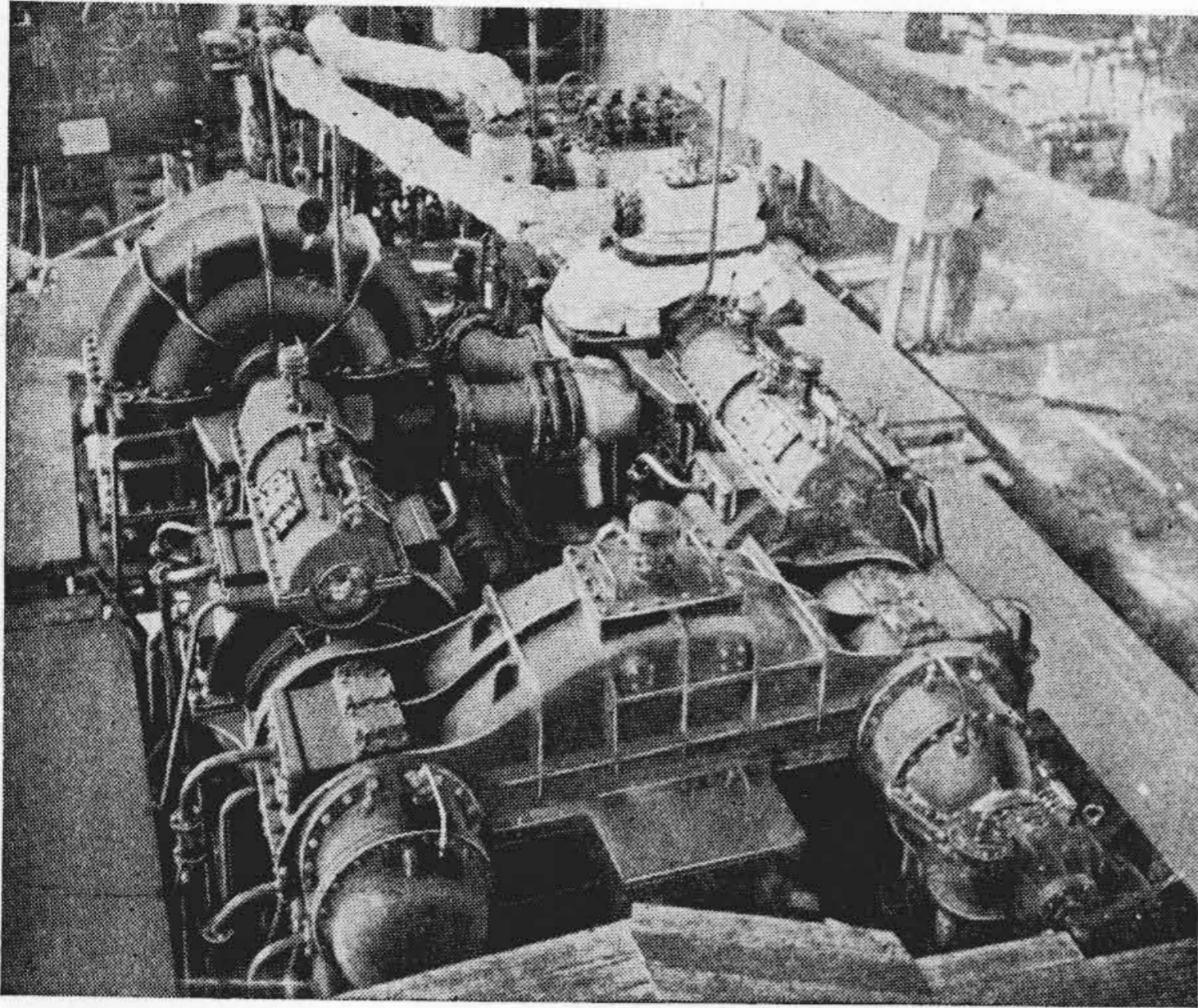
国鉄青函連絡船第 6, 第 7 青函丸はタービン主機械の効率を画期的に良好にし、燃料消費量を節減する目的で換装され、日立 2,250 HP タービン 4 基が搭載された。

本タービンは上記理由に基く最も斬新な設計と入念なる製作課程を経て第 6 青函丸用タービンは昨年 1 月、第 7 青函丸用タービンは昨年 3 月陸上試験を行い、其の際発註条件に基き、工場に於て蒸気消費量保証計測試験を夫々実施した結果、殆んど設計値に一致した良好な成績をおさめた。其の後浦賀船渠造船所、函館船渠造船所に於て夫々艀装諸工事を完了し、海上公試運轉も終え目下旧姿を一変して青函航路に活躍している。

茲に本船 2,250 HP タービンの計画概要とその特長を述べ更に終戦後初めての試みであつた本船タービンの蒸気消費量計測試験の結果を紹介する。

タービン計画仕様

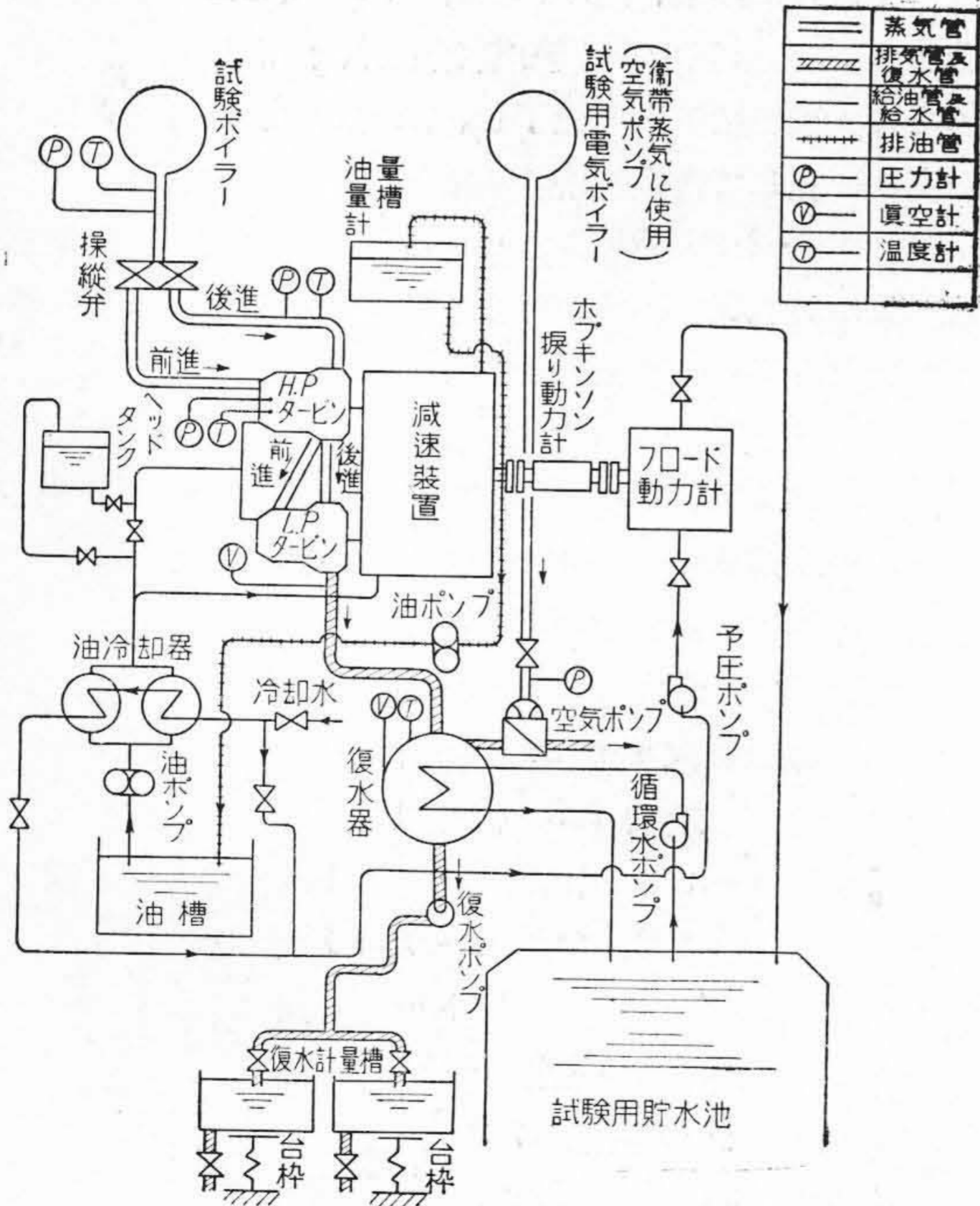
蒸気圧力	14.5kg/cm ² g	蒸気温度	280°C
復水器真空	720mmHg	冷却水温	24°C
軸馬力	経済 2,000 定格 2,250		
	最大 2,750 後進 1,350		
主軸回転数 r. p. m.	経済 201 定格 210		
	最大 225 後進 177		
高压タービン	前進カーチス 1 段	ラトー	6 段
	後進カーチス 1 段		
低压タービン	前進ラトー 6 段		
	後進カーチス 1 段		
パーソンズ係数	1780		
内部効率	83.5%		
蒸気消費量	4.10kg/HPb 以下		
噴口弁	90φ×4 個		
減速装置	ダブルヘリカル 2 段減速歯車		
主推力軸受	ミツチエル式改良型		



第 41 図 2,250 HP タービン運転中
Fig. 41. 2,250 HP Marine Steam Turbine under Shop Assembling

復水器冷却面積 250 m²

高压前後進噴口弁は挿込型を採用し、高低圧タービンは多段式高効率タービンを採用している。タービンからの排気損失を少なくし、軸受損失、後進翼風損、湿り度損失及び蒸気漏洩損失を極めて少なくする為に特別の考慮が



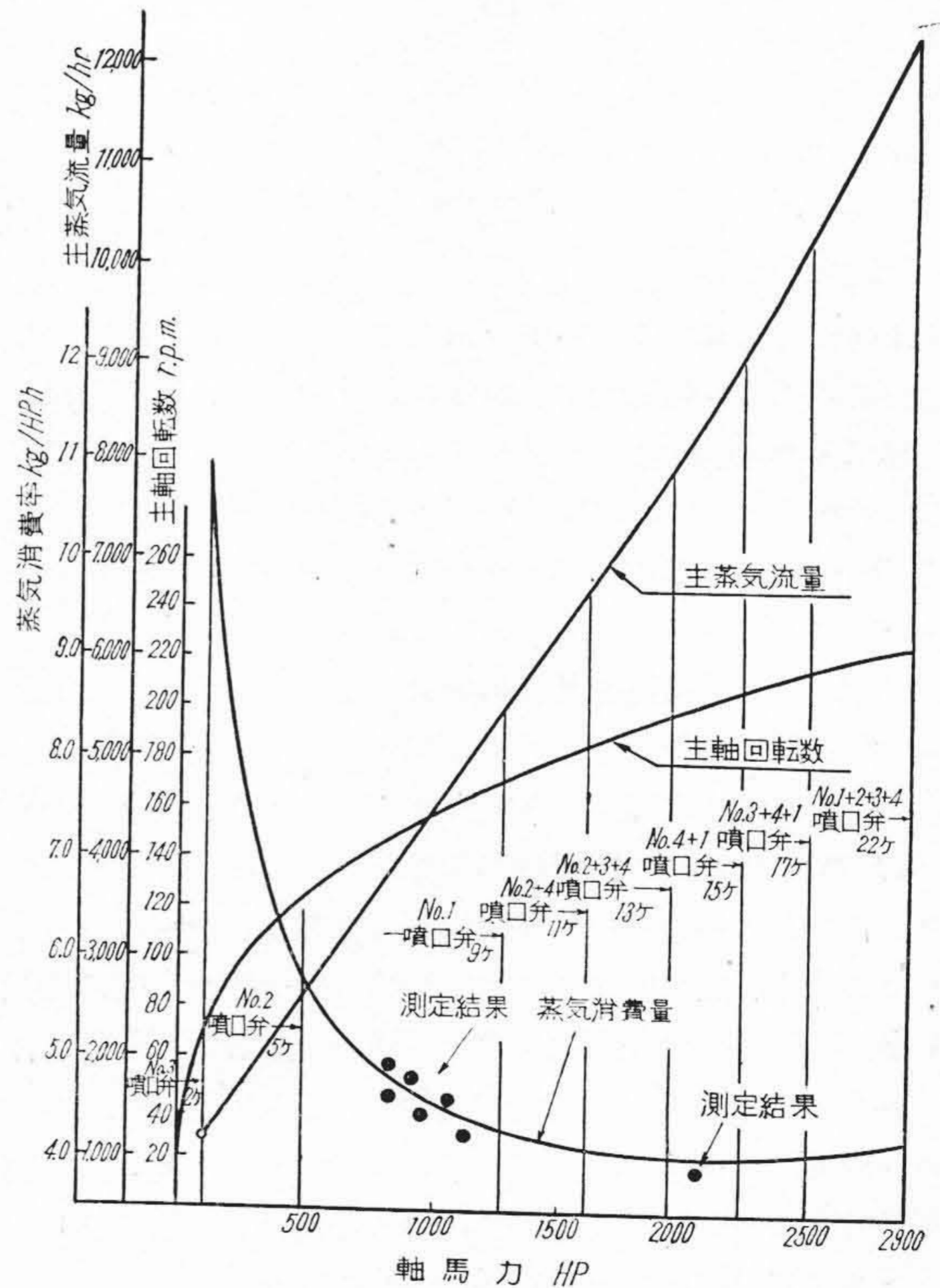
第 42 図 2,250 HP タービン蒸気消費量試験装置配備図
Fig. 42. 2,250 HP Marine Turbine Steam Consumption Testing Arrangement

払われている。尚特殊鋼鍛鋼品はすべて 5,000ton プレスに依り鍛造し、最適の材料を得られ、嚴重な機械的、化学的試験を行つている。

減速装置に於ては歯車の節円径を増大し歯車接触圧力を小さくし、安全な設計にしており構造は分割型にして取扱点検を便利にしている。第 41 図は運転中の主機械を示す。

次に蒸気消費量試験結果について述べる。第 42 図は本試験装置の配備図を示す。試験用ボイラーは蒸気圧力 20kg/cm²g 蒸気温度 350°C 蒸発量 7 ton/hr ボイラー、それに 8 kg/cm²g (飽和) 1.6 ton/hr のボイラーを使用し動力計はフルード型 3,800 HP 水動力計を用い正確を期する為その他にポプキンソン振り動力計を用いた、蒸気圧力、温度真空は予め決められていた補正曲線により補正を行つた。復水量は総て検定済の秤で計量し、漏洩水量も正確に検出した。

かくして軸馬力 2,000HP (本機経済馬力時に相当)の実測試験を行つた結果は第 43 図の如く設計値に一致し、国鉄発註仕様書の指定蒸気消費量 4.10 kg/HP-hr に対し -2.5% と云う良好な成績を示した。本試験は前述の如



第 43 図 2,250 HP タービン蒸気消費量曲線図
Fig. 43. 2,250 HP Marine Steam Turbine Steam Consumption Curve

く終戦後最初の試みであり、各方面から多大の注目をあびていただけに極めて有意義な試験であつた。船舶運航の経済性から燃料消費量の大小が重要視されて来た今日、本機の如き小馬力で高効率のタービンを完成し換装後燃料消費量少く而も快適な運航を続けていることは欣快にたえぬ処である。更に又直角減速歯車の音の高い事が問題になつていたが本機の歯車は前述の如き考察に基づき新設計され加うるに優秀なる歯切工作技術と相俟つた最も確信ある歯車にして、陸上運転に於ても又海上公試運転に於ても歯車の音響は減少され啮合条件が一新されたことは一般の認める処となつた。

貨物船用 6,000 馬力タービン主機

Main Machines of 6,000 HP Steam Turbine for Cargo Ship Service

晩近商船用タービン気機に於ては燃料消費節減の目的のため高压高温化が叫ばれる様になつた。日立製作所は他社に率先して第五次第六次造船計画に際しては之が製作に着手し、既に蒸気圧力 30kg/cm² 同温度 400°C (汽罐出口に於て) 8,000 馬力タービンを完成して日本油槽船株式会社あらびあ丸に搭載し、立派な航海実績を揚げてゐる。今又第七次造船計画には日立造船株式会社(船主山下汽船)株式会社納の 6,000 HP タービンを計画した。下記に其の計画概要を述べる。

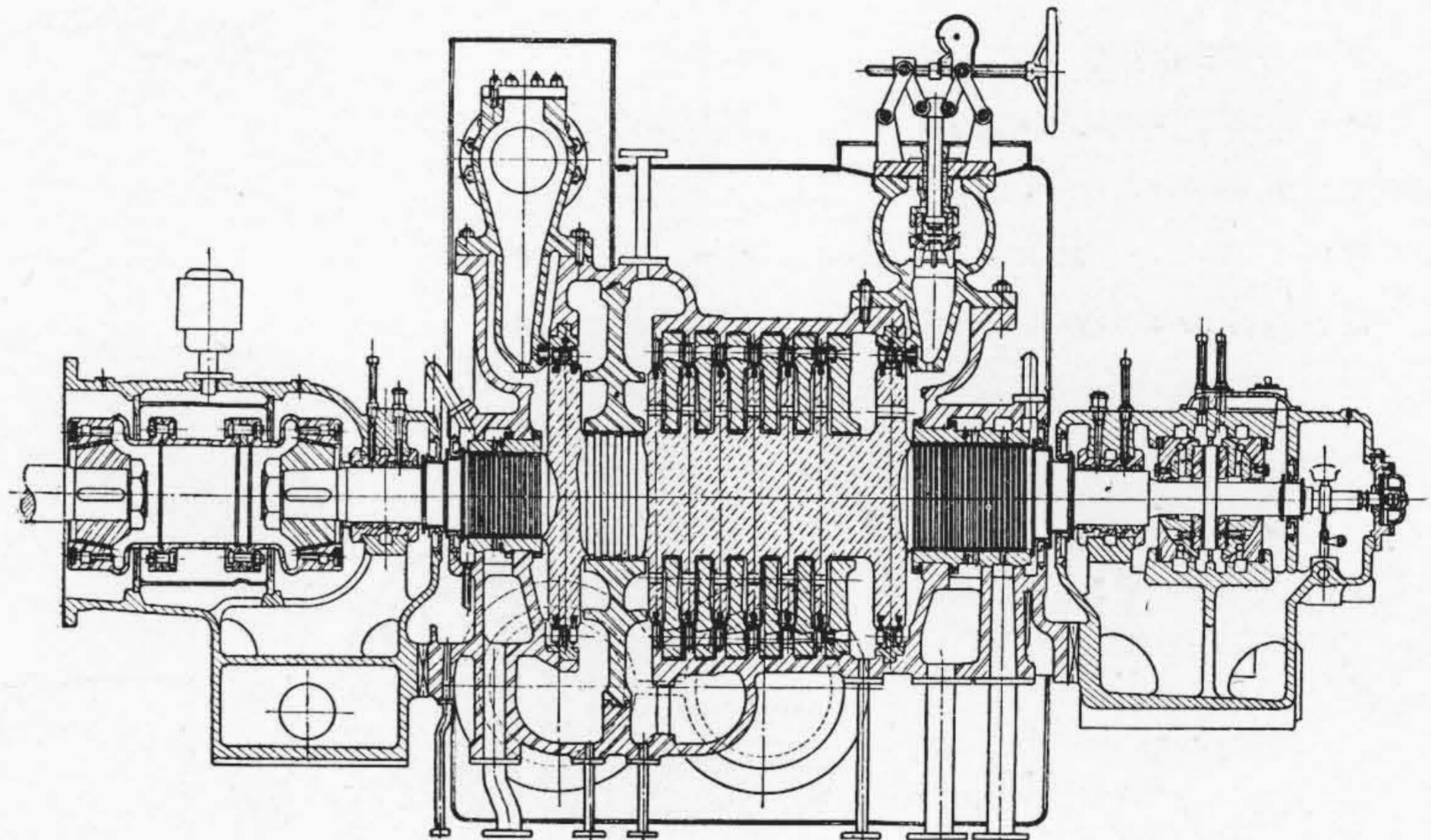
本タービンは蒸気状態 27kg/cm²g 385°C (罐に於て 30kg/cm²g 400°C) 復水器真空 720 mmHg (経済軸馬力時、冷却水温度 24°C) 軸馬力経済 5,500HP、定格 6,000 HP、定格軸馬力時に於ける主軸回転数 108r. p. m. 蒸気消費量は経済軸馬力に於て 3.2kg/HP^h で計画されたのであるが、将来更に 35kg/cm²g 425 °C に移行する場合も其の使用に耐える様に設計されている。タービン並びに減速装置の各部設計及び工作には性能の向上、取扱の簡易化、高度の信頼

性等に主眼点を置き、加うるに現在までの運転実績を詳細に検討し次の様な改良を施している。

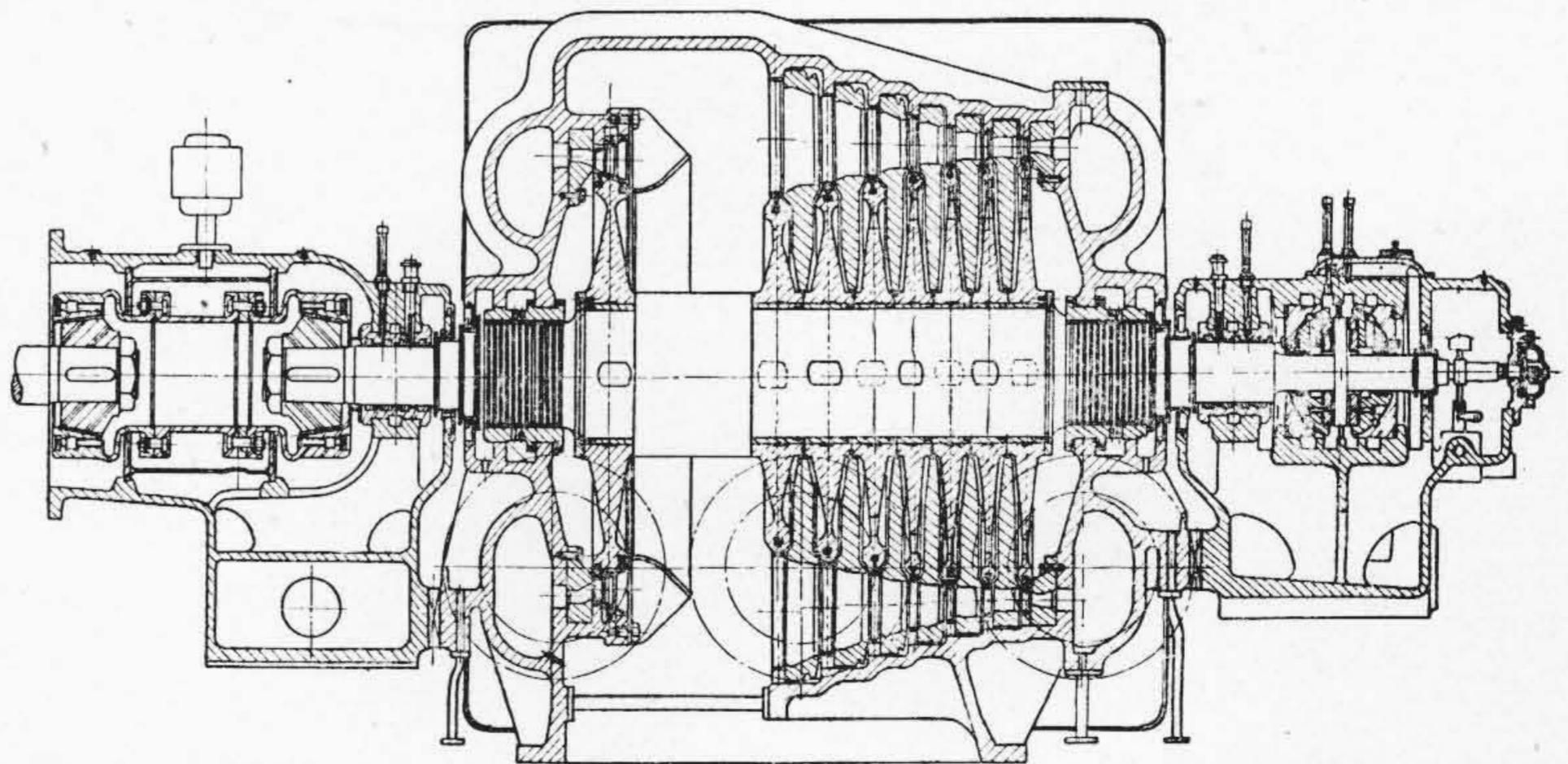
高压タービンは第 44 図に示す如く回転数を高め翼車の直径を小さくして段数を増し前進 7 段後進 1 段の削り出し翼車とし、低压タービンは第 45 図に示す如く前進 7 段後進 7 段の大直径の翼車を焼嵌めした組立式ローターで最も良好なる効率を発揮出来る様計画されており、タービンの効率に最も関係のあるパーソンズ係数は最高の値を採つている。

高压タービンの前後進ノズル筐を差込型として高压車室とは別個に製作している為、高压車室が直接高压高温の蒸気に曝される事がないから不平均熱膨脹がなく、負荷の急激な変化に対して車室の不同膨脹の不安がなく又暖機時間が短縮出来る。

高压タービン前部は圧力温度が高い為車室と軸受との結合はフランジ接手を採用せず、下部車室前側よりアー



第 44 図 高压タービン組立図
Fig. 44. High Pressure Turbine Assembly for 6,000 HP Steam Turbine



第 45 図 低压タービン組立図
Fig. 45. Low Pressure Turbine Assembly for 6,000 HP Steam Turbine

ムを出して前部軸受台上に取り付け、高圧車室が自由に同台上を摺動出来る様にして車軸の中心とラビリンスパツキングの中心が絶対に狂わぬ様になっている。

高圧タービンローターは削り出し一体鍛造の大物の為不平均鍛造及び不平均熱処理は免れず、之が為運転中振動等を生じて事故を起しタービンを損傷するに至る場合がある。此等を防止する為高圧タービンローター素材を加工前に暖機の場合と同様1分間2~3回転し乍ら400~500°Cまで暖め車軸中心の曲り状況を調べ、曲りを5/100

以内にあることを確認して後工作しているので高温蒸気中に於ける運転時の車軸の曲りに依る振動を防いで居る。

齒切作業は温度調整設備を有する齒切室に於て精度の高いライネッカー齒切機械で入念に行われている。

タービン潤滑油圧が低下した場合又は回転が規定以上に上昇した場合タービンを自動的に停止せしめる保安装置が設けられている。其の他各部の構造には開放点検に便なる様細心の注意が払われている。

