

ガス再循環による蒸気温度調整

Steam Temperature Control by Gas Recirculation

林 安 治* 山 田 明*

Yasuji Hayashi Akira Yamada

内 容 梗 概

ボイラの高温、高圧、大容量化により、負荷変動時におけるプラント効率向上の点のみでなく、ボイラ設計の経済性の面からも、蒸気温度調整は重要な問題となる。

われわれはここに主としてバブコック社によつて発明開拓されたガス再循環方式による蒸気温度調整の詳細を述べ、さらに温度調整に関連するボイラ構造の面にも触れた。

〔I〕 緒 言

高効率を目指すボイラの高圧、高温化は、材料の進歩、工作技術の向上によつて達成されてきたが、高温化に対しては、今後画期的な材料の出現を見ない限り大きい飛躍は望めない状況に達したものと考えられる。したがつて高圧、大容量、再熱サイクルの採用が当分火力発電機設計の主流をなすであろう。

高効率大容量プラントにおいて、予想される負荷範囲に対し蒸気の圧力、温度を一定に保つことは、タービンの効率維持すなわちプラントの効率を、部分負荷においても高く保てることで、過負荷時あるいはボイラの運転状況の変化などから発生する蒸気温度の過高に対する危険防止とともに蒸気温度調整装置は必須のものである。

高圧高温再熱ボイラの過熱器および再熱器における熱吸収割合は、全吸収量の50%以上に達するものもあり、高価な高温材料の使用割合は著しく大きくなつている。

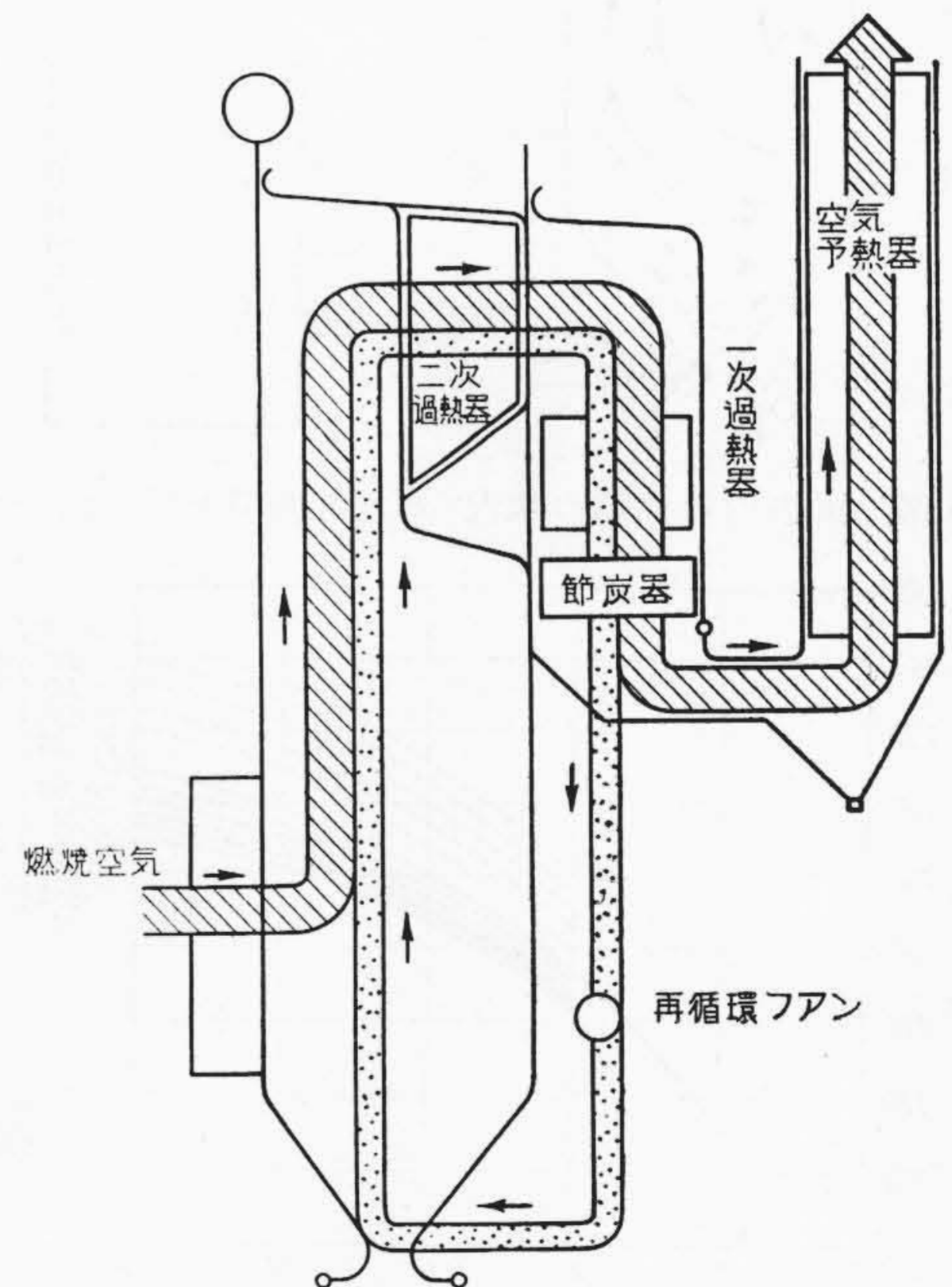
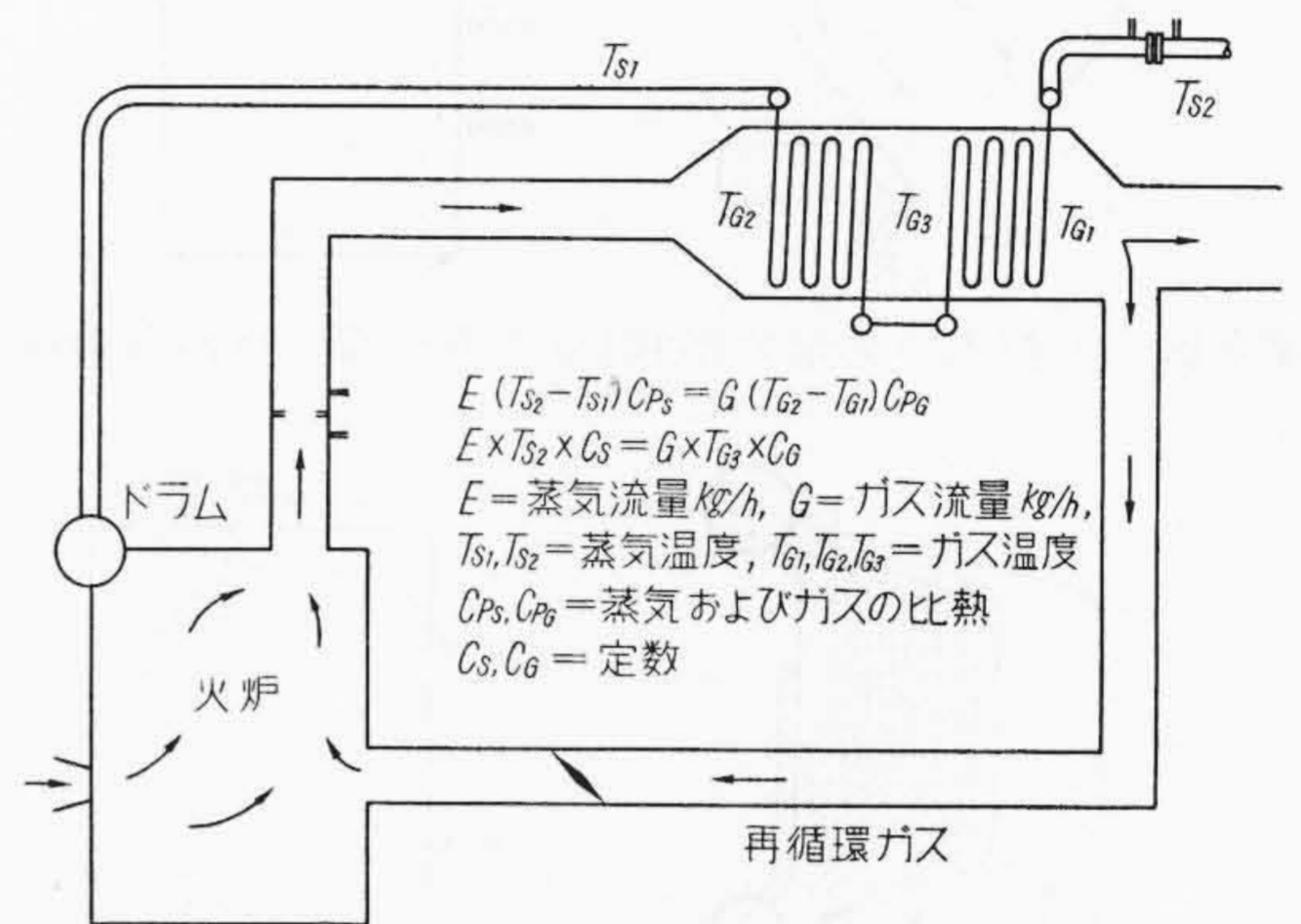
蒸気温度調整法としてのガス再循環方式は、ボイラの規定負荷において所要温度が得られるように、過熱器、再熱器を設け、部分負荷時には、ボイラ出口よりガスを再循環せしめて、対流ゾーンにおける熱吸収量の増加、すなわち蒸気温度の上昇を計つたものである。本法は、特許公報、昭30—8402によつて公知のものであるが、改めてその大要を紹介する。

〔II〕 ガス再循環方式の原理および作用

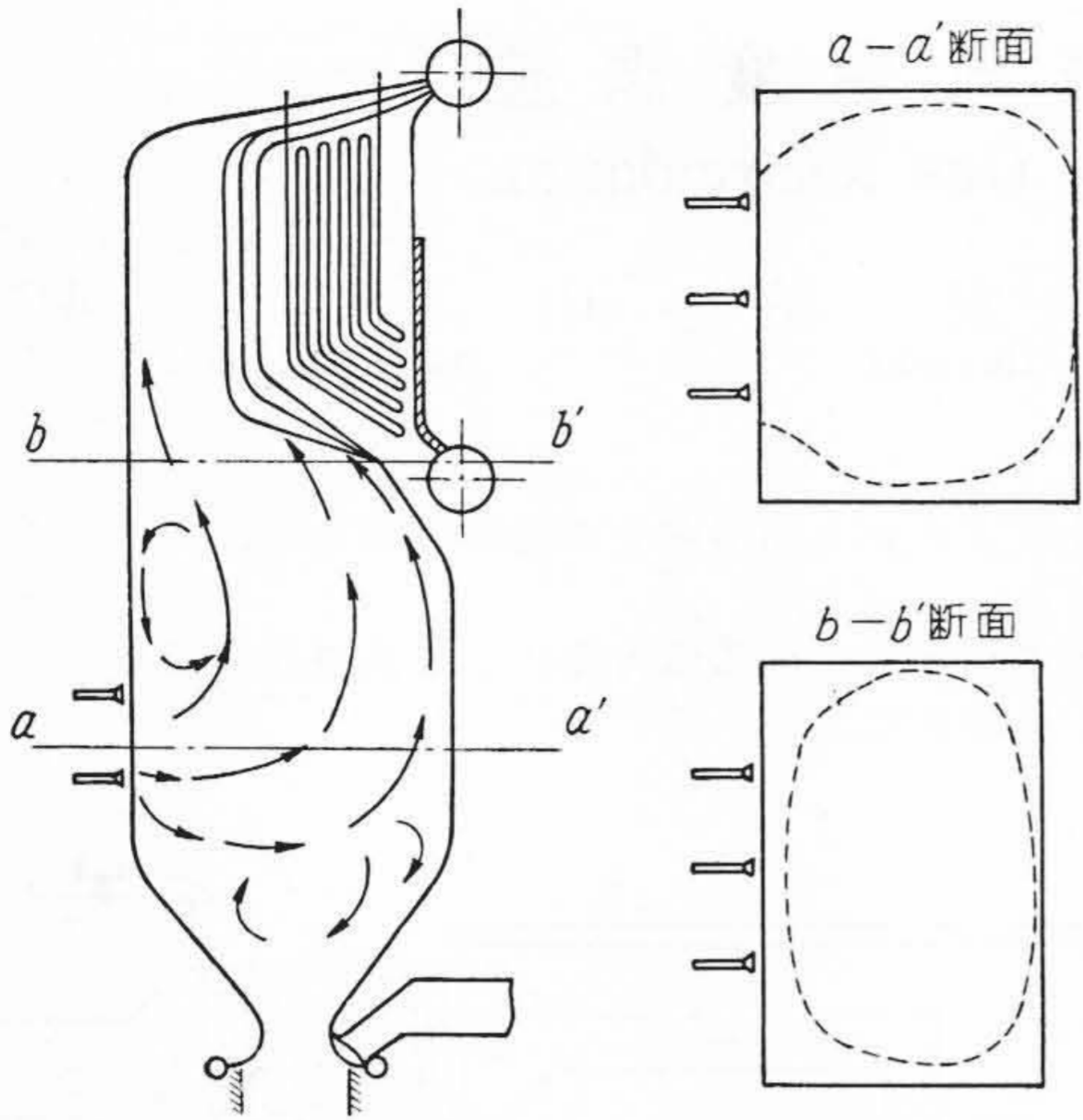
過剰空気率を増大してボイラを運転した場合、過熱蒸気温度の上昇を経験するが、これがガス再循環による蒸気温度調整の原理にほかならない。第1, 2図にその原理、方式を図示したように、対流伝熱面を流れるガス量を増し、その熱吸収量を増加しようとするものである。過剰空気率の増加は、ボイラ効率の低下を意味するが、ガス再循環では廃ガス損失の増加はない。

再循環ガスの火炉内での作用は、第3図に示すように、循環ガスが火炉底部のスロートを通つて上方に拡がり、バーナからの燃焼ガスに押されて後壁に沿つて上昇

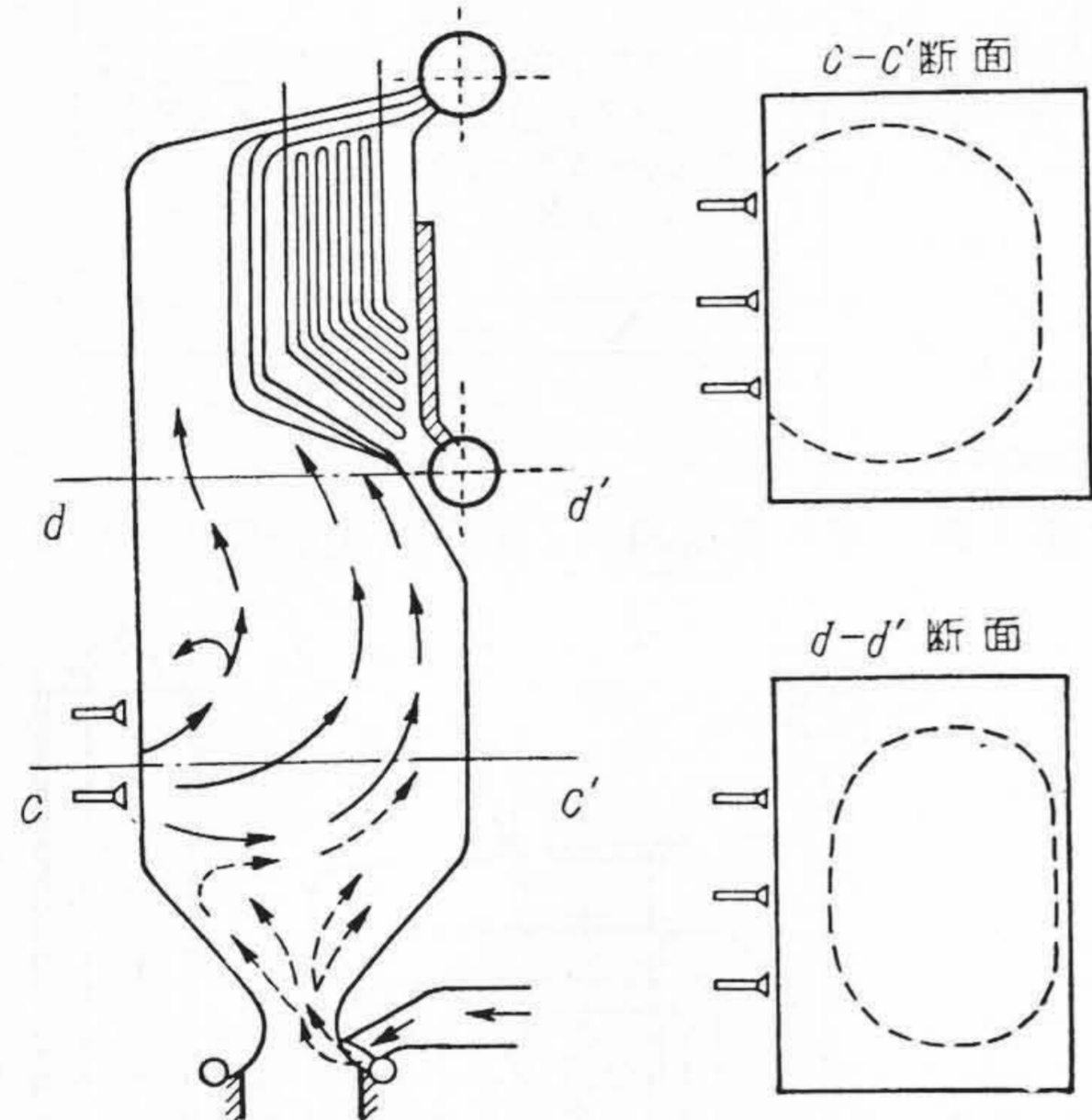
* 日立製作所日立工場



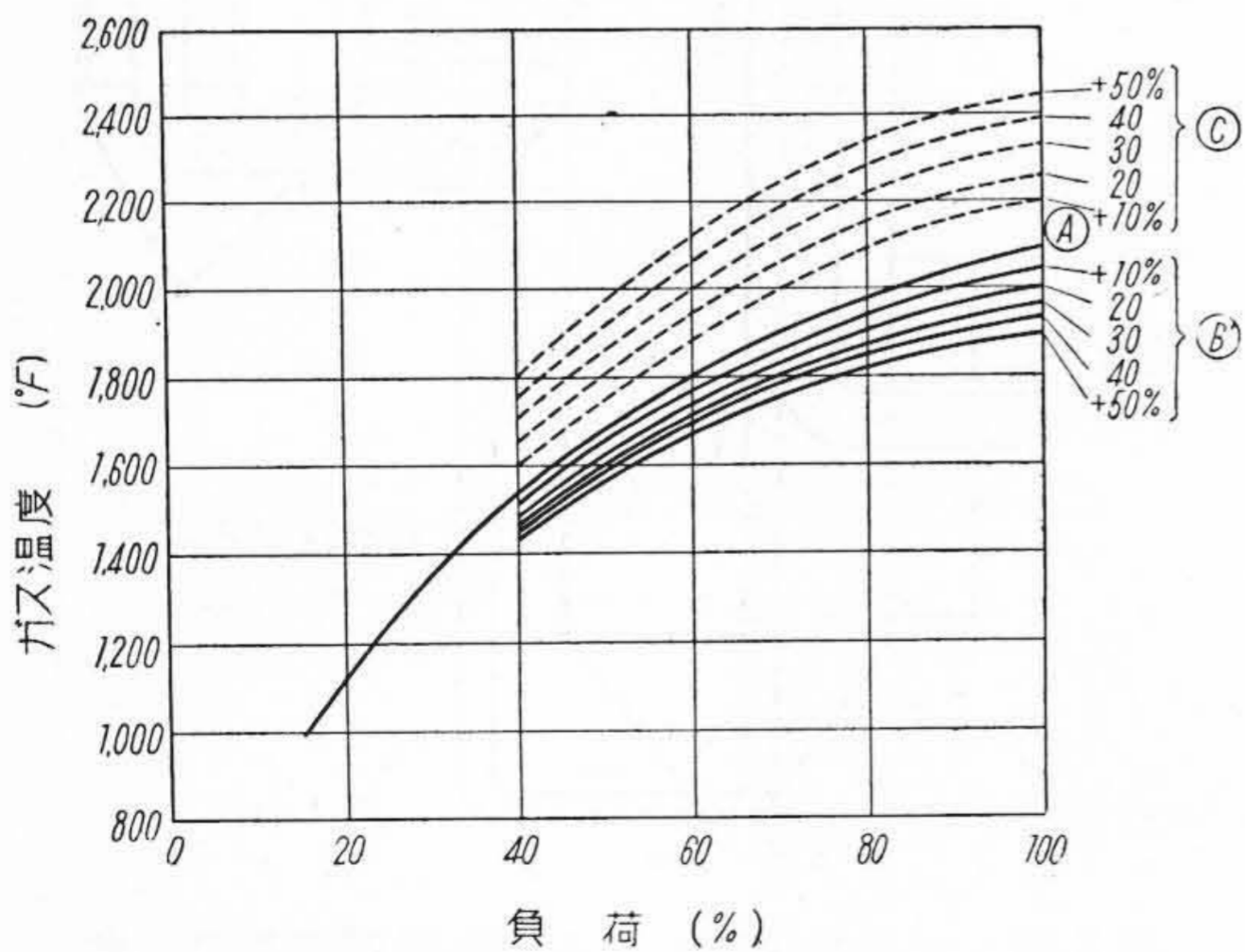
するものと考えられる。循環ガスが低温、低速であるため、燃焼ガスの拡散も少く、高低温ガスの混合も著しくない。したがつて第4図に示したガス再循環を行わぬ場合の、燃焼ガスの火炉内における拡がり比べて、火炉



第3図 火炉内の火焰の形状(ガス再循環を行わぬ場合)

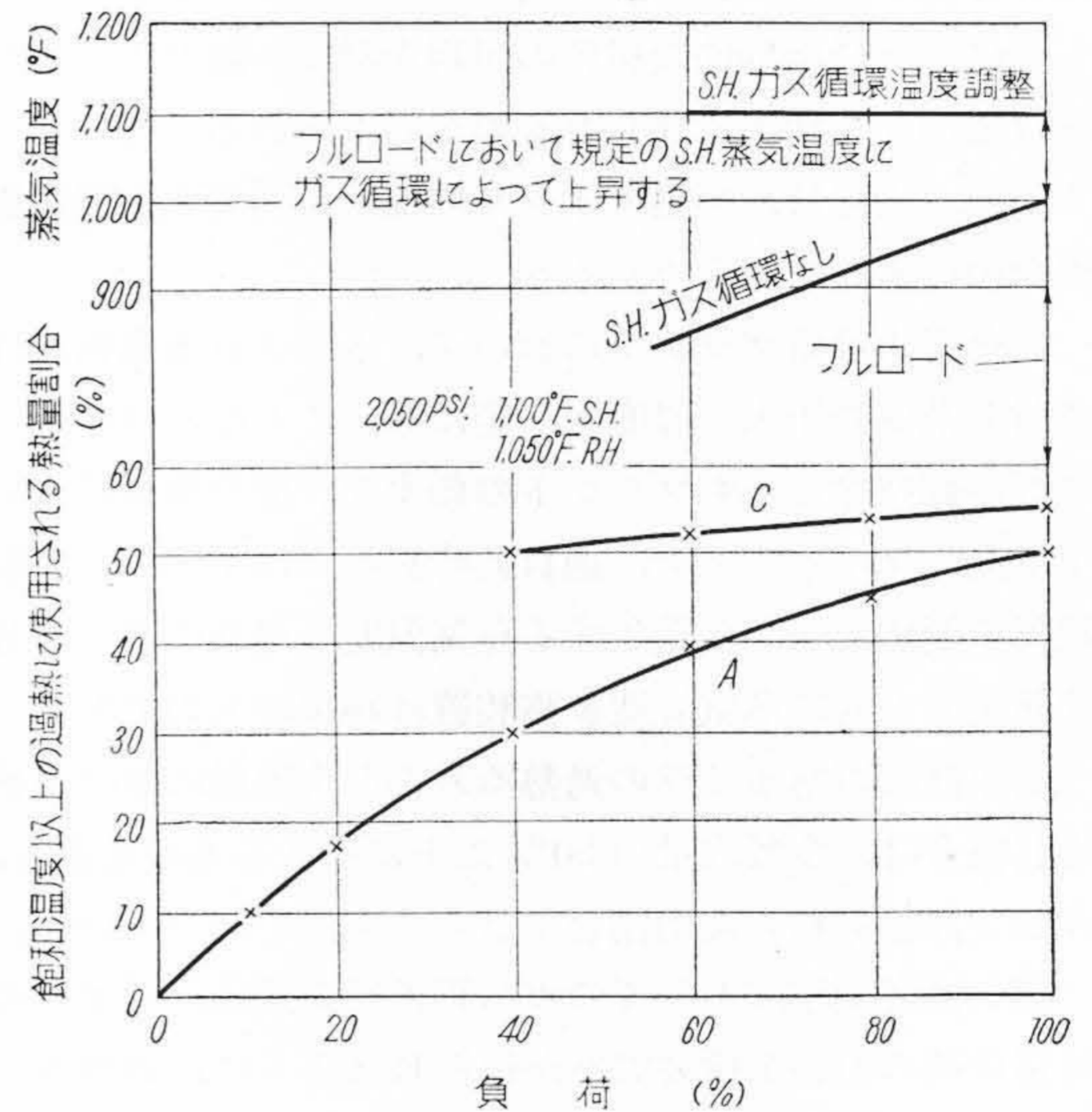
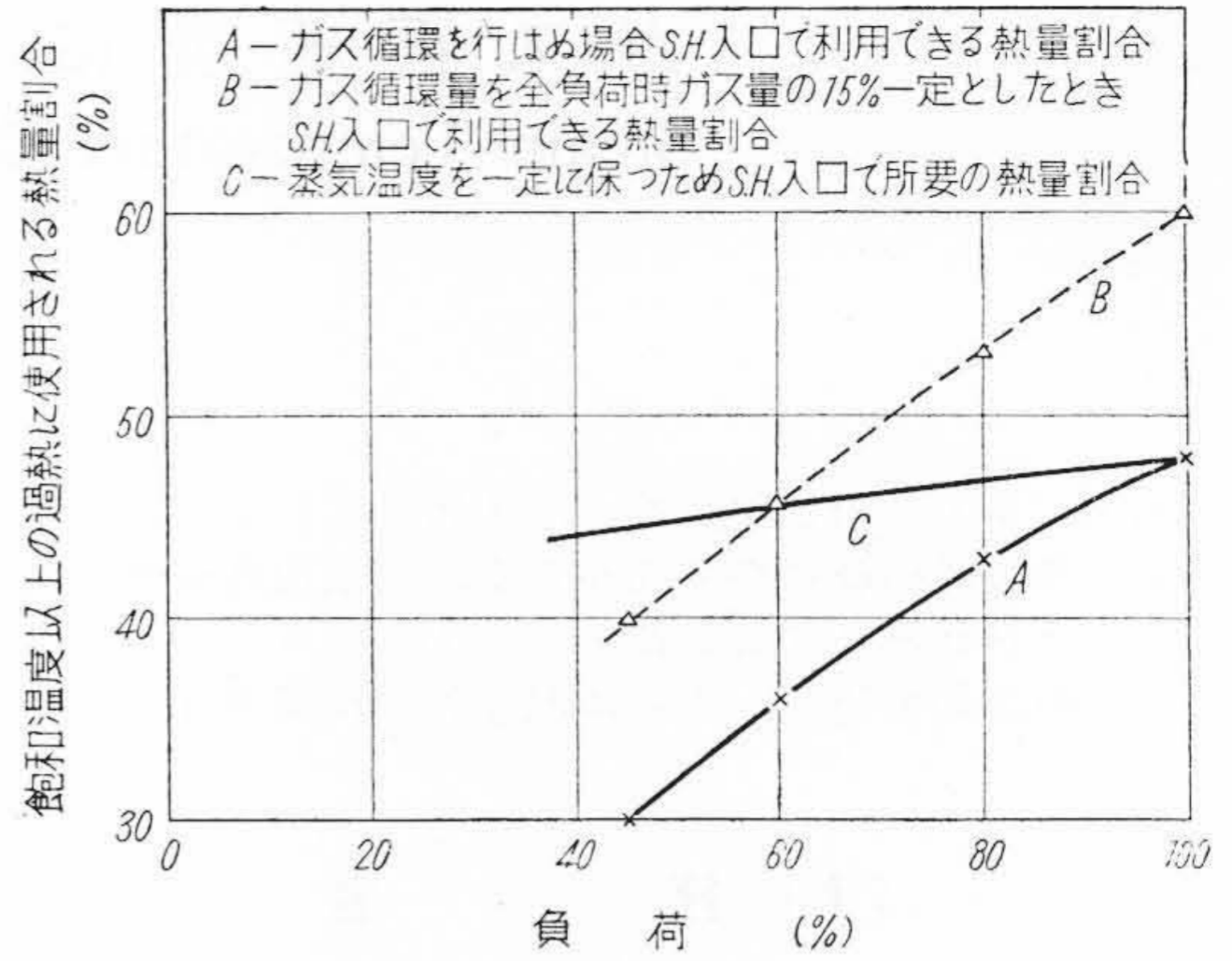


第4図 火炉内の火焰の状況(ガス再循環を行つた場合)

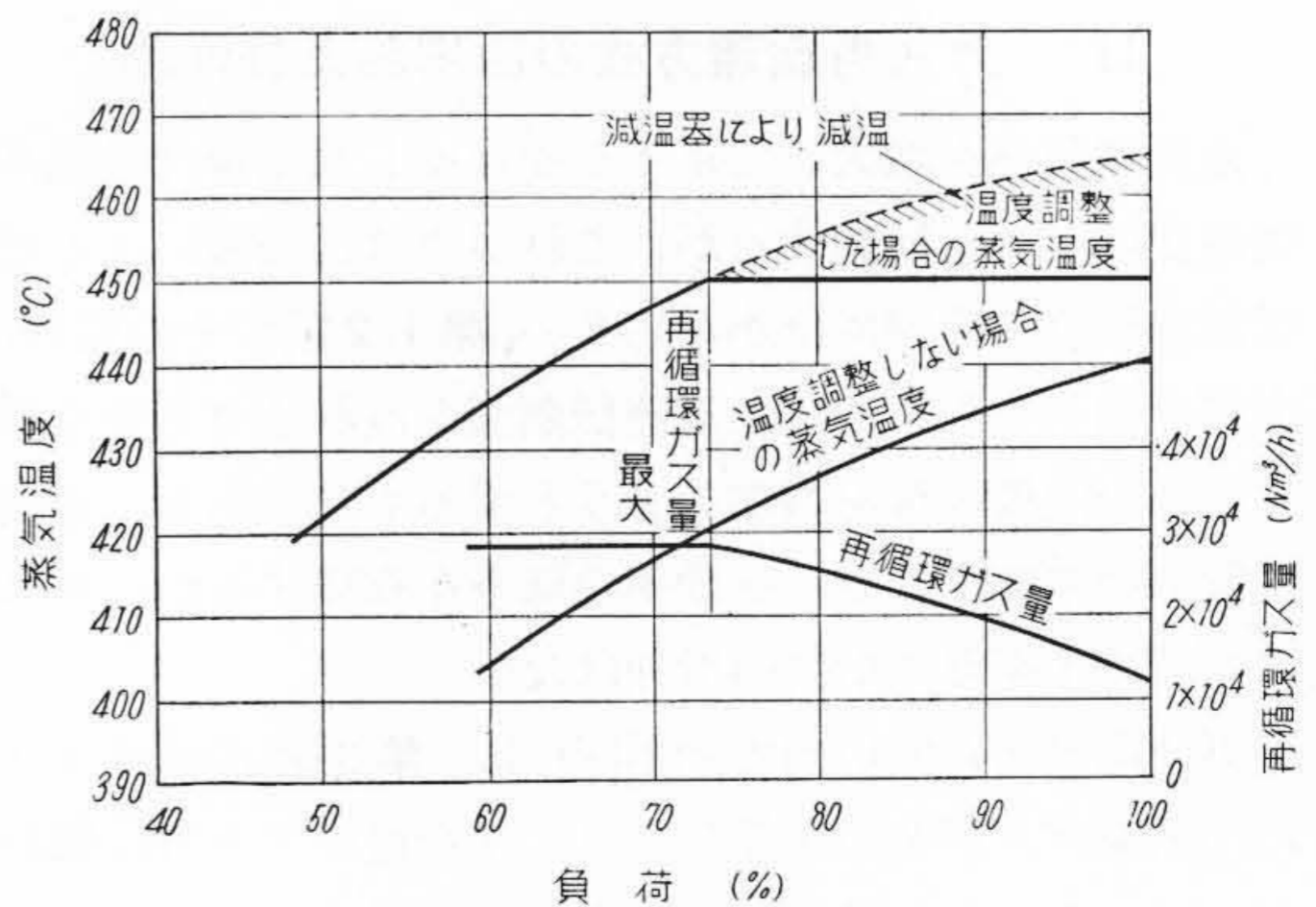


- Ⓐ ガス循環を行わぬときの火炉出口ガス温度
- Ⓑ ガス循環量の割合を変化して Ⓐ と同じ対流伝熱量を得るための計算火炉出口ガス温度
- Ⓒ ガス循環量の割合を変化して得られる対流伝熱量と同じ効果を得るための火炉出口ガス温度の増加度

第5図 同一伝熱効果を得るための火炉出口ガス温度の変化



第6図 蒸気過熱に要する熱量割合とガス量の15%を再循環した場合の熱量割合



第7図 150t 非再熱ボイラの蒸気温度調整

内に占める高温ガスの容積は少く、また後壁部では、低温ガスとの層流が存在して、輻射伝熱量の減少をもたらす。ガス再循環による過熱器入口ガス温度の変化は、低温ガスの混入と、輻射伝熱量の減少が相殺して、ほとんど無視しうる程度と考えてよい。

第5図は、対流ゾーンで同じ熱吸収を行うとしたとき、再循環ガス量を増加するにしたがつて、ガスを循環せぬ場合より下げ得る火炉出口ガスの計算温度と、ガスを循環して増加した対流ゾーンの熱吸収と同じ効果を得るためガスを循環せぬ場合上昇すべき火炉出口温度を示す。

第6図は全負荷時の燃焼ガス量の15%を再循環した場合対流ゾーンでの蒸気過熱に利用できる熱量割合を、負荷の変化に対して示している。

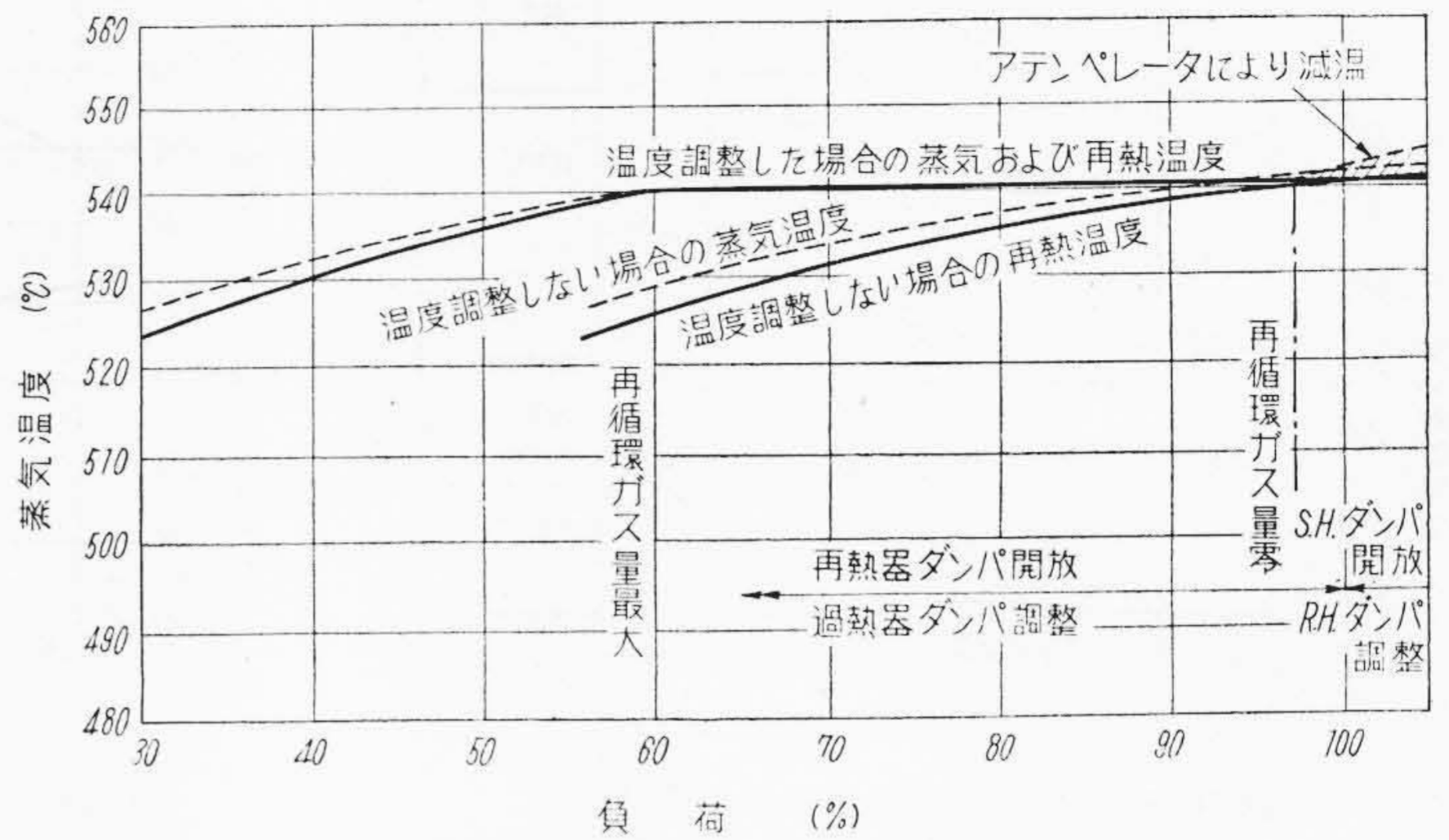
〔III〕 ガス再循環方式の適用

つぎにガス再循環による蒸気温度調整の例について紹介しよう。第7図は最大蒸発量 150 t/h、蒸気温度 440°C なる非再熱ボイラで負荷 75~100% の間、蒸気温度 450°C 一定となるようにするためガス再循環装置を附加した場合の設計例を示している。上記ボイラに使用せるガス再循環ファンは、風量 1,140 m³/min、水頭 95 mmAq であり、サイクル低下時に対しても十分安全な容量を有せしめた。

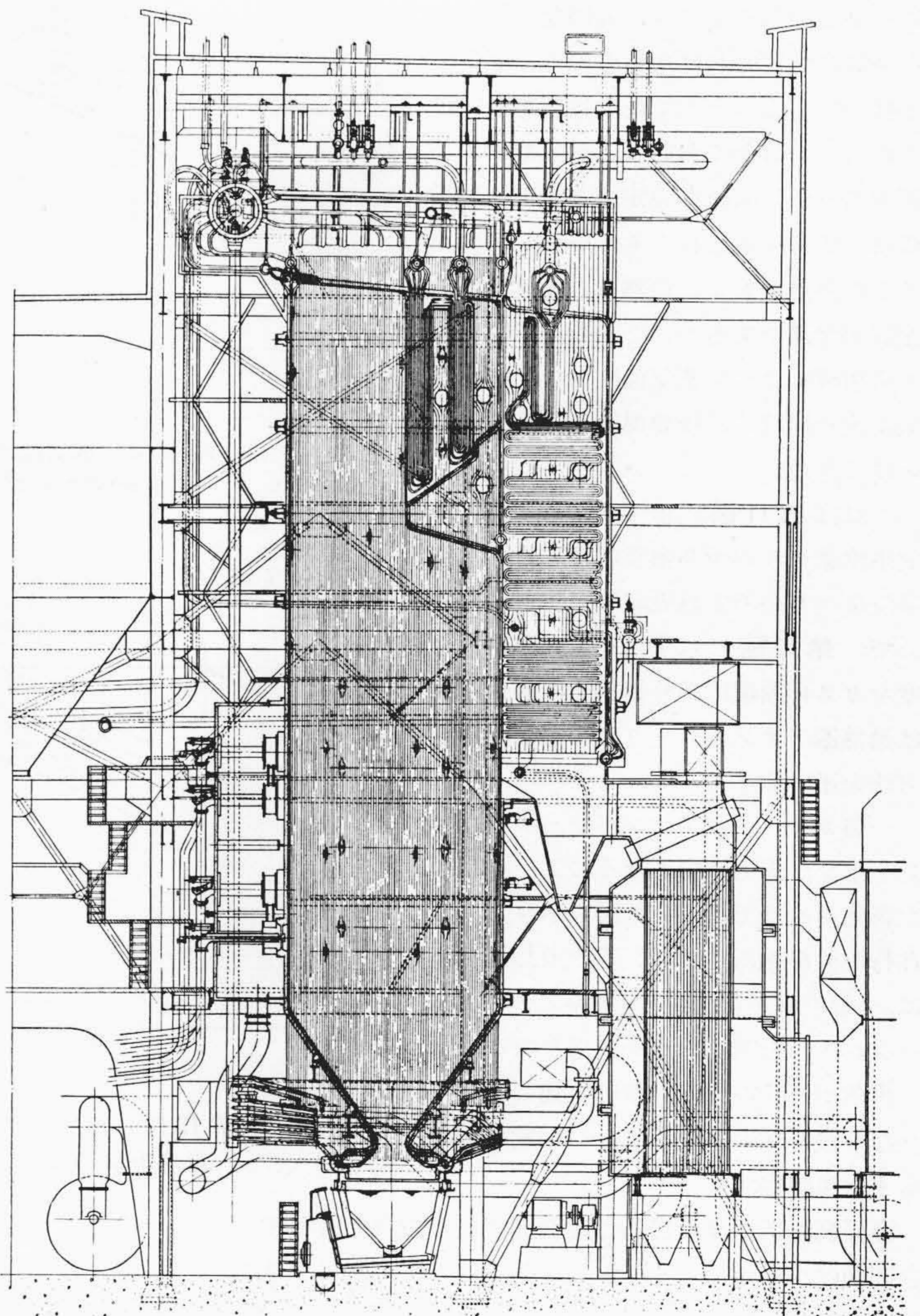
第8図に、最大蒸発量 260 t/h、蒸気温度および再熱蒸気温度 541°C、過熱器および再熱器を並行配置とした再熱ボイラの温度調整の設計例を示し、その組立断面図を第9図に示した。

〔IV〕 再熱ボイラのガス再循環式温度調整

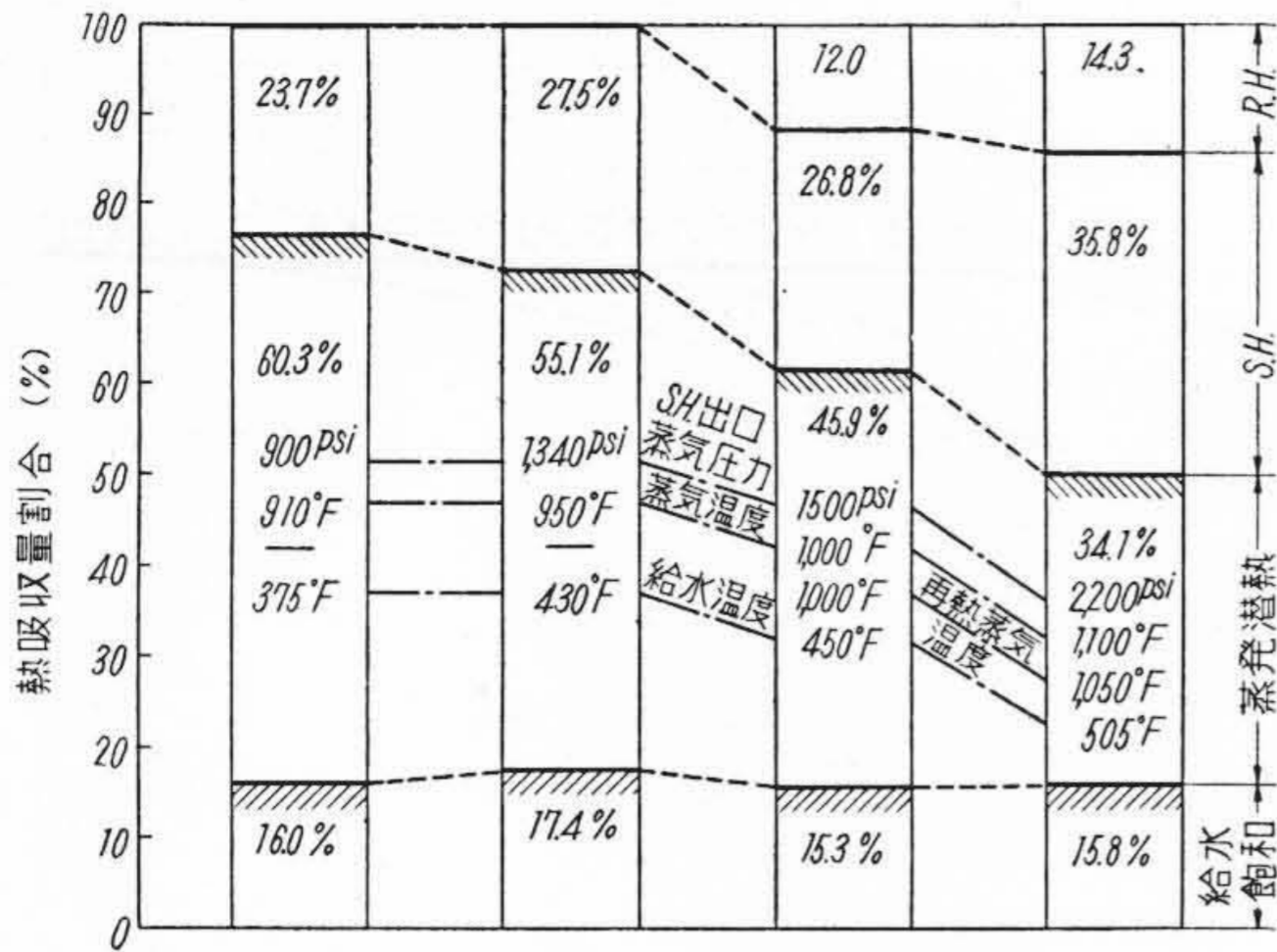
再熱ボイラでは、蒸気温度および再熱蒸気温度を同時に調整しなければならぬ。もつとも簡単な温度調整はアテンペレータによつて制御点以上を減温することであるが、高圧再熱ボイラの過熱器および再熱器の熱吸収量は第10図に示すように非常に増大しているため、アテンペレータのみの温度調整では、過熱器および再熱器の伝熱面積は大きくなり、ま



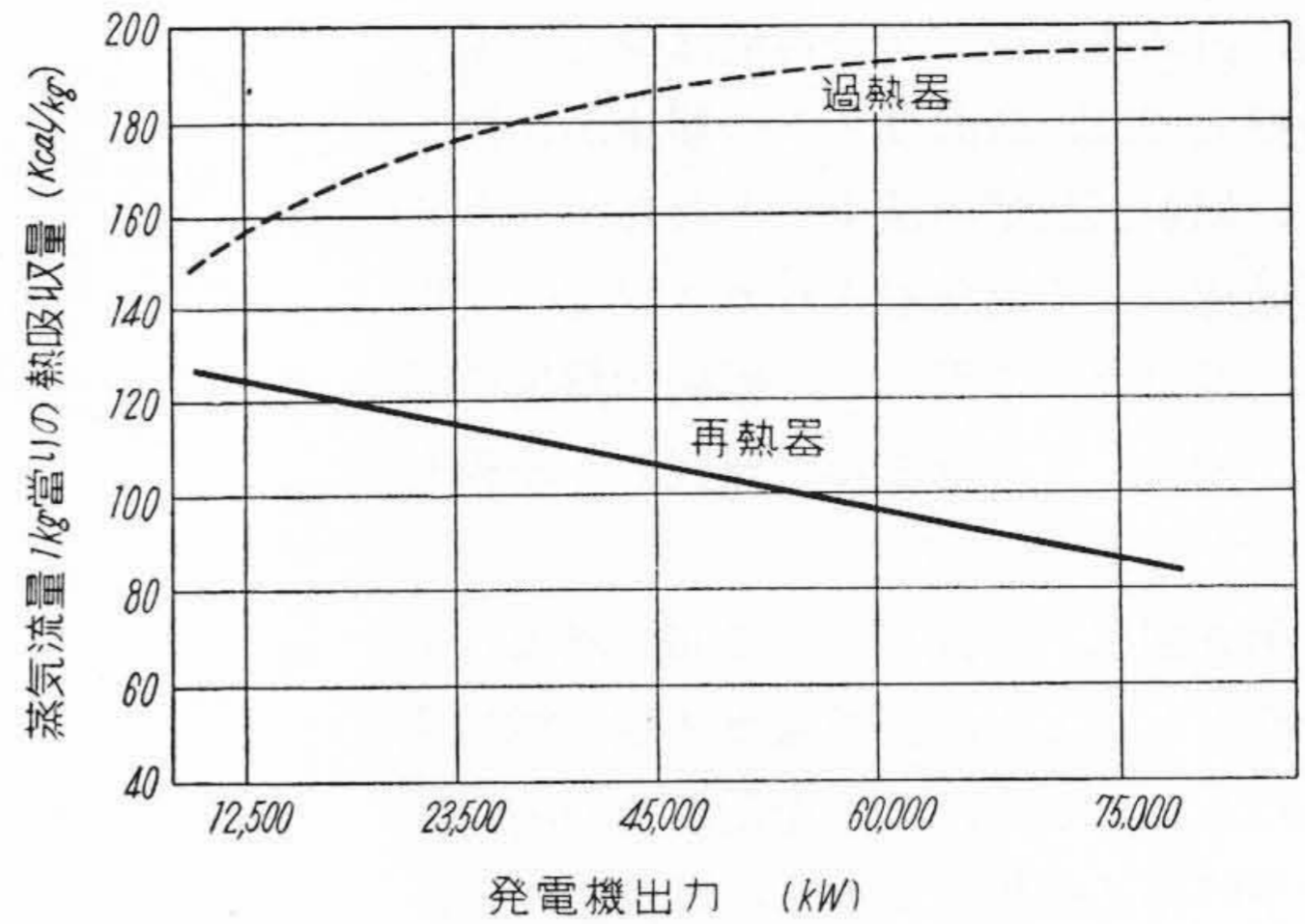
第8図 260 t/h 再熱ボイラの蒸気温度調整



第9図 260 t/h 単胴輻射型再熱ボイラ組立断面図



第 10 図 ボイラ各部の熱吸収割合



第 11 図 過熱器および再熱器の熱吸収割合

たアテンペレータの熱吸収量も相当なものとなり、減温量の大きいスプレー式アテンペレータが使用されている。いずれにせよこの調整法では、高価な高温材料を多量に使用せねばならぬので、非常に不経済である。そこで最大負荷あるいはこの近くの負荷において、過熱器および再熱器の伝熱面積を設定できるガス再循環法が広く採用されてきている。再熱ボイラの過熱器および再熱器の配置は直列配置が普通であるが、この配置では、ガス再循環によつて蒸気温度および再熱蒸気温度を同時に、所要温度に調整することはできない。

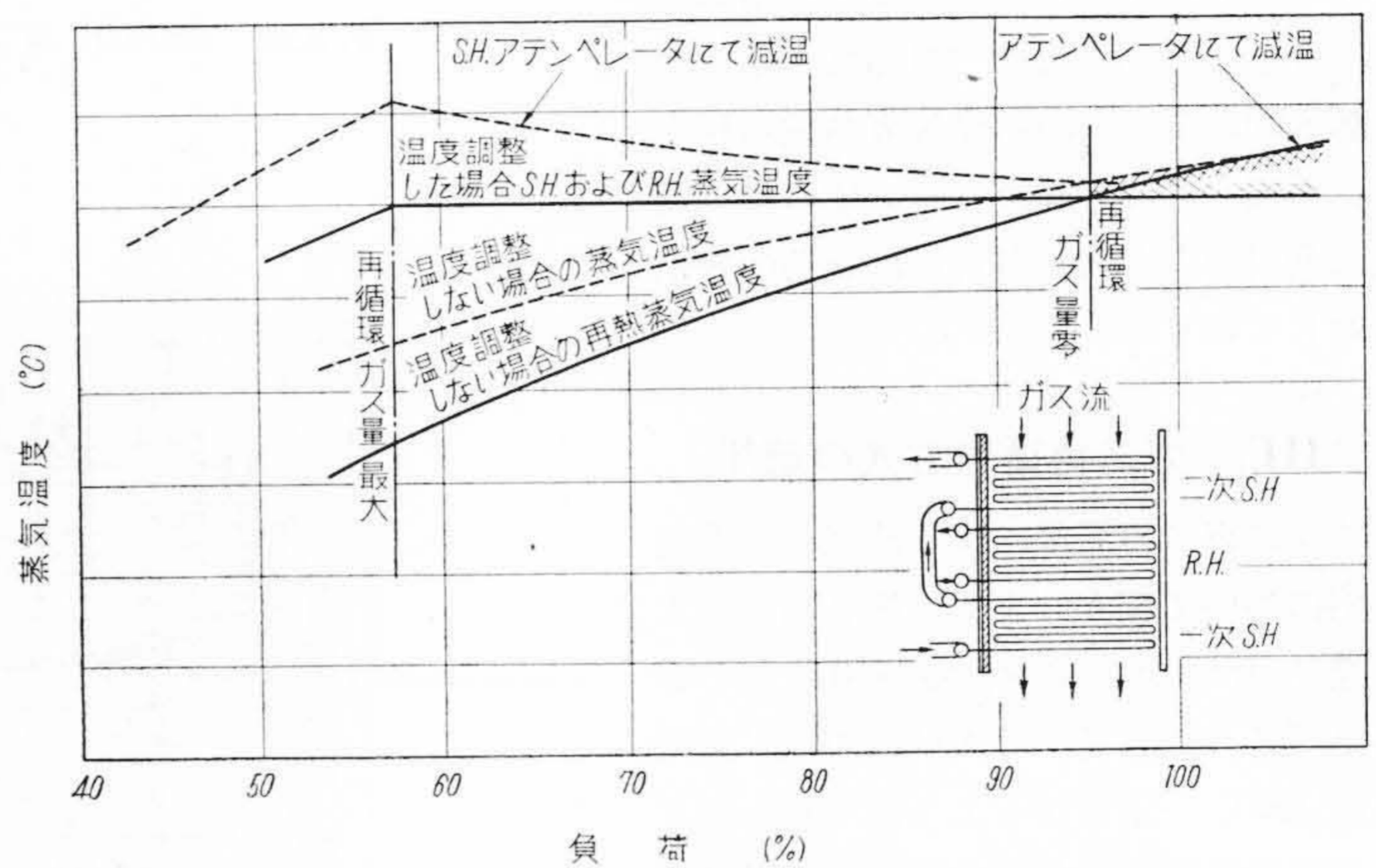
これは第 11 図に示すように、過熱蒸気単位量当りの所要熱吸収量と再熱蒸気単位量当りの所要熱吸収量が相異なるため、第 12 図に示すごとく再熱蒸気温度をガス再循環により調整し、蒸気温度は過熱器アテンペレータにより減温する方法を用いる。

一方スプレー式アテンペレータのスプレー水を、極力減少させることを期待した再熱ボイラでは、第 13 図に示すような並行配置が採用されている。並行配置では、一般にガス再循環、過熱器アテンペレータおよび分割ダンパを併用している。

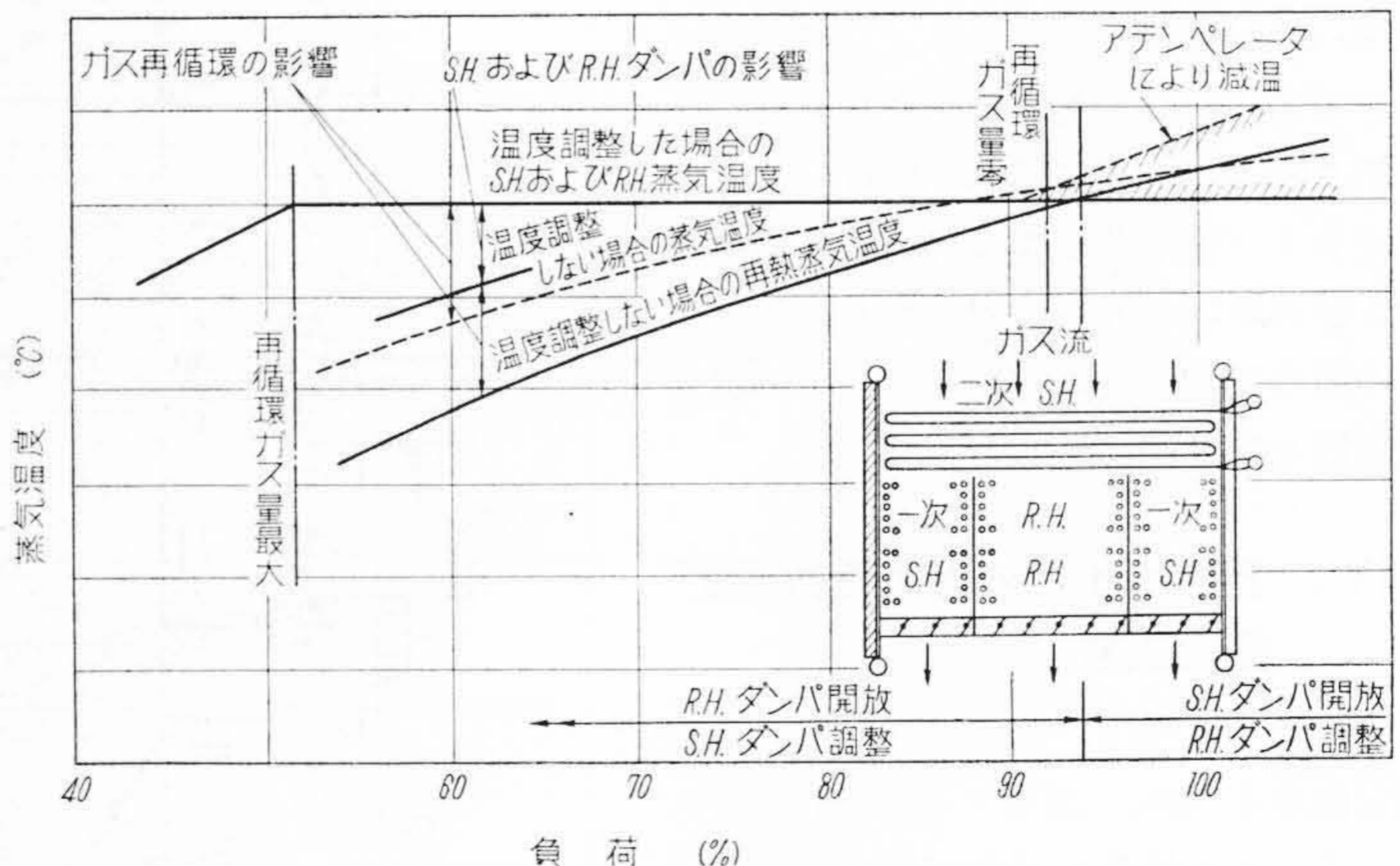
再熱ボイラの温度調整は上述のごとくかなり複雑なものであり、自動制御機構もまた複雑化する。

高圧高温ボイラの自動温度制御装置の設計で考慮すべき問題はつきのごとくであり、要素の多い再熱ボイラでは一層困難を伴う。

(i) 過熱管および再熱管の熱容量が著しく増大する



第 12 図 蒸気温度および再熱蒸気温度に及ぼす温度調整の効果 (直列配置)



第 13 図 蒸気温度および再熱蒸気温度に及ぼす温度制御の効果 (並行配置)

ので、蒸気温度および再熱蒸気温度による制御に 4~6 分ぐらいのタイムラグを生ずる。

(ii) 蒸気温度検出用保護管は、強度上厚肉のものを使用せねばならず、20~30 秒ぐらいの温度検

出遅れを生ずる。

- (iii) 過熱器,再熱器入口ガス温度は, 火炉の汚損, 火焰の形状および過剰空気率などにより複雑な変化をする。

ガス再循環およびアテンペレータを併用せる直列配置の再熱ボイラの自動温度制御系統図を第14図に示す。この場合の温度制御法を第12図につき説明しよう。

ガス再循環は, 設定点以下制御点までの負荷範囲で使用され, 再循環ガス量は, 再熱蒸気温度一定となるごとく, 下記の制御要素により調整する。

- (i) 蒸気流量
- (ii) 最終蒸気温度
- (iii) 再熱器アテンペレータ出口再熱蒸気温度
- (iv) 過熱器ガスマスフロー×ガス温度

この場合過熱蒸気温度は, 第12図に点線にて示すごとく, 所要蒸気温度より高くなるので, 過熱器アテンペレータにより減温する。アテンペレータはつぎに示す制御要素にて調整する。

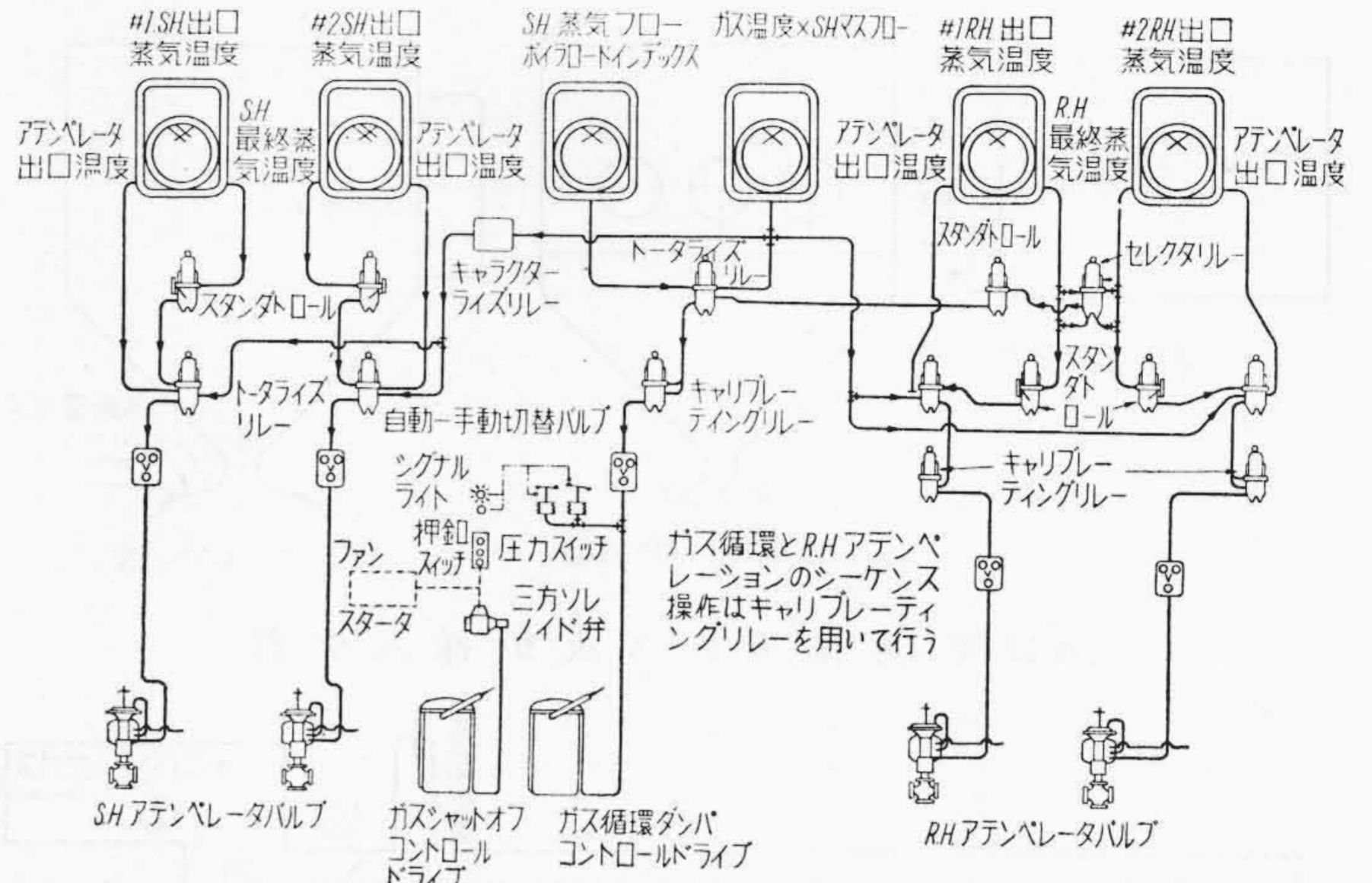
- (i) 最終蒸気温度
- (ii) 過熱器アテンペレータ出口蒸気温度
- (iii) 過熱器ガスマスフロー×ガス温度

再熱器アテンペレータは, 安全用として設定点以上の負荷で使用し, 再循環ガスが零になると直ちに作動するようつぎの制御要素にて調整する。

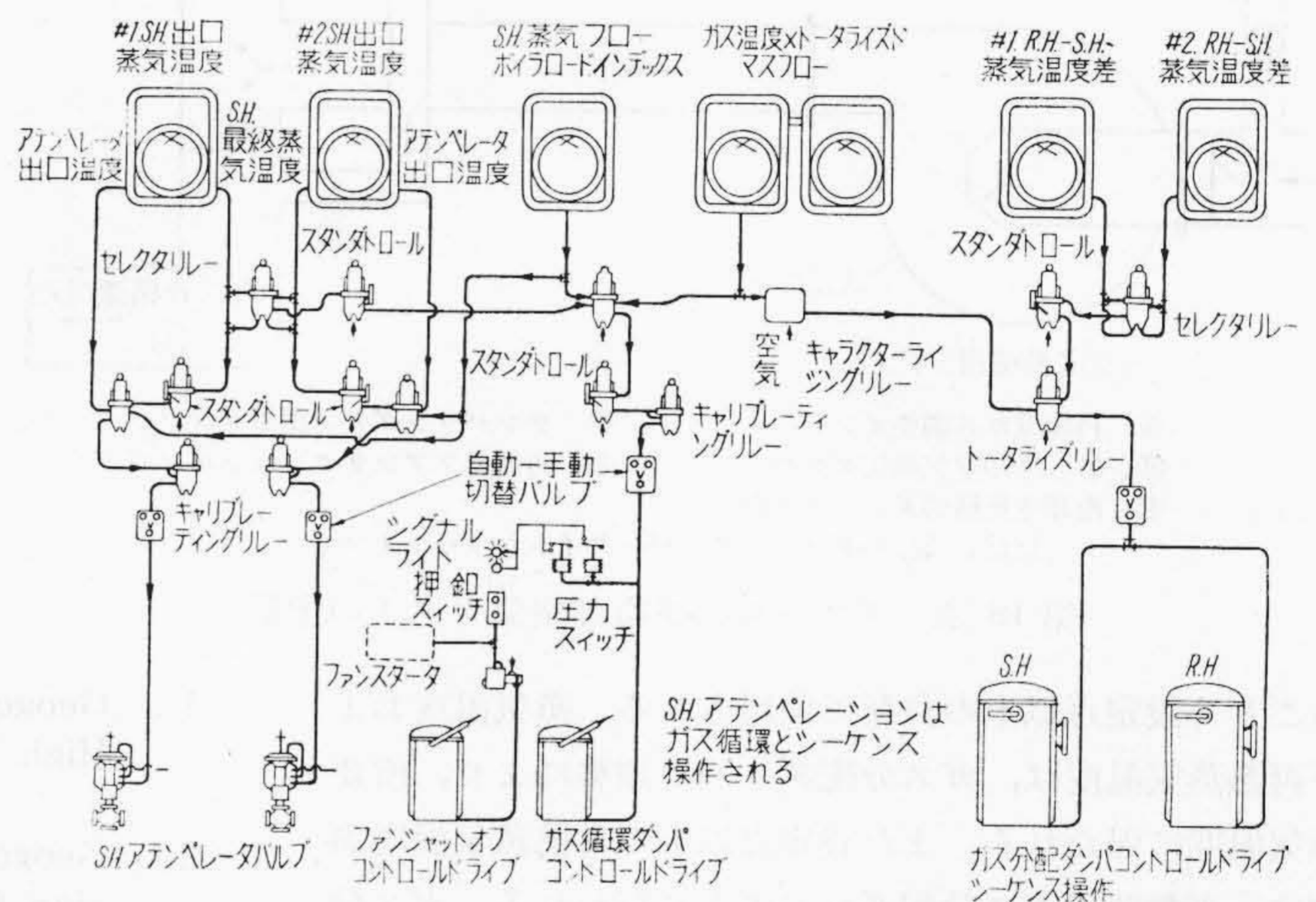
- (i) 最終再熱蒸気温度
- (ii) 再熱器アテンペレータ出口再熱蒸気温度
- (iii) 過熱器ガスマスフロー×ガス温度

つぎに再循環ガス, アテンペレータおよび分配ダンパを使用せる並列配置の再熱ボイラの自動温度制御系統を第15図に示す。この場合の温度制御法につき第13図により説明しよう。

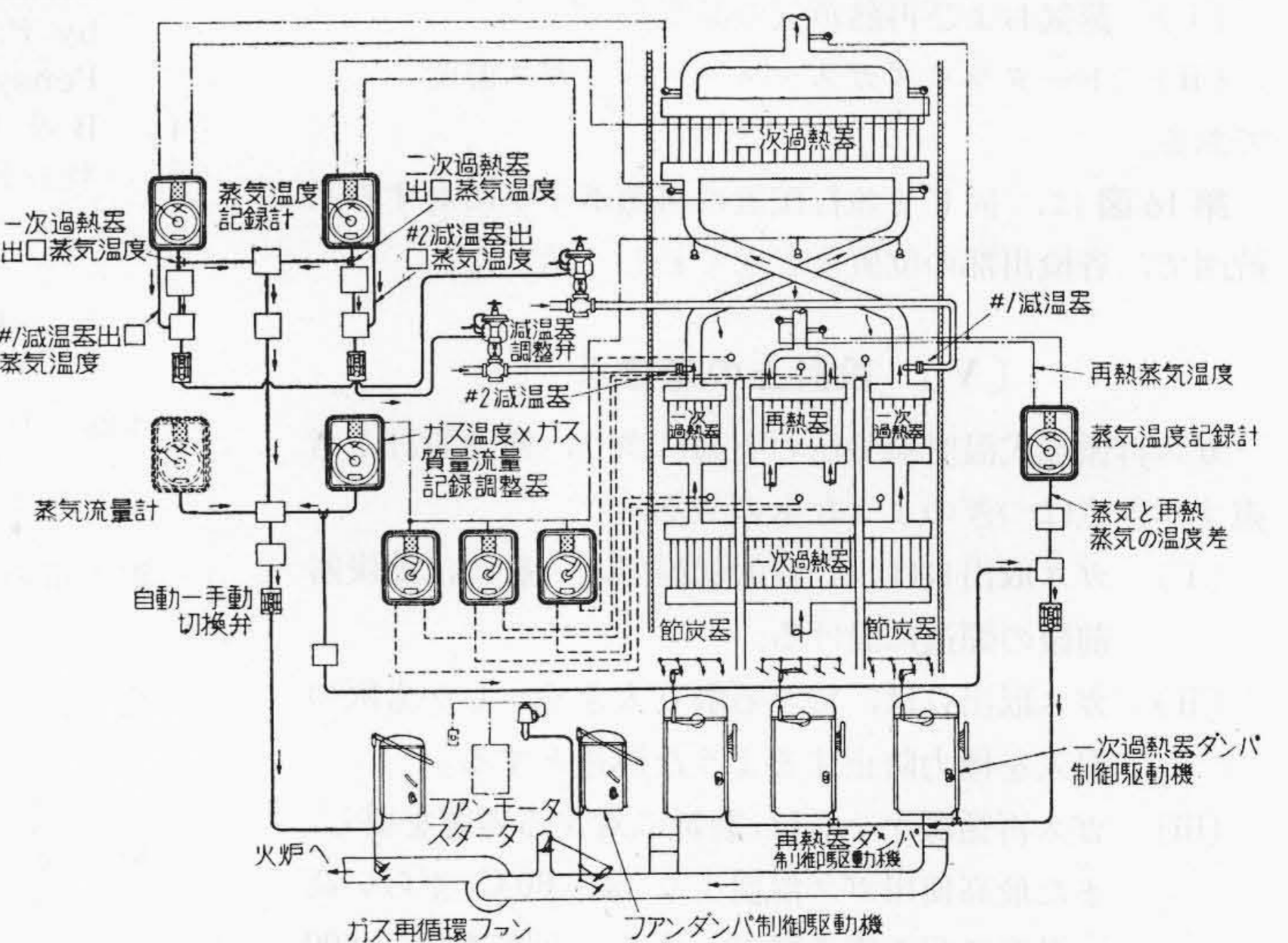
再循環ガスは, 直列配置の場合と同じく, 制御点より設定点までの負荷にて使用され, 制御要素は直列配置の時と同様である。過熱器アテンペレータは図示せ



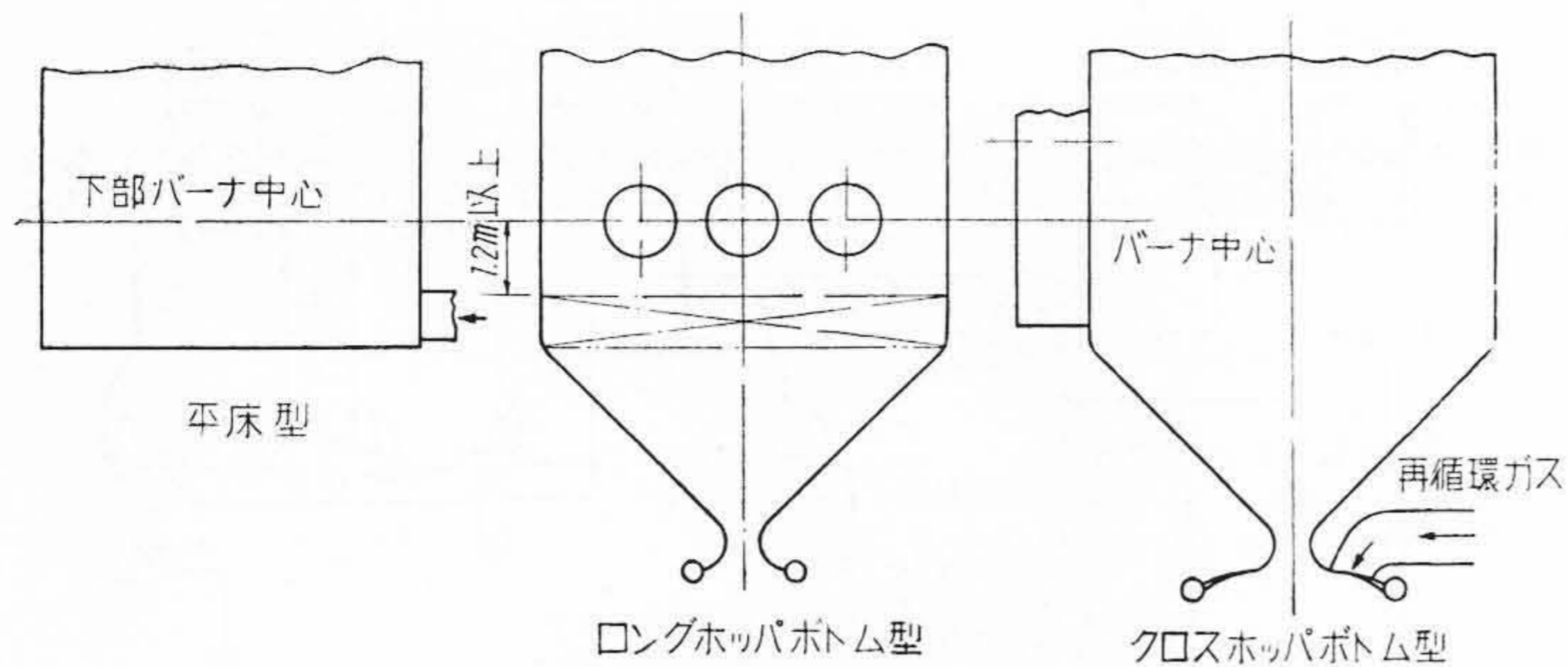
第14図 再熱ボイラの蒸気および再熱蒸気温度調整の制御系統(直列配置)



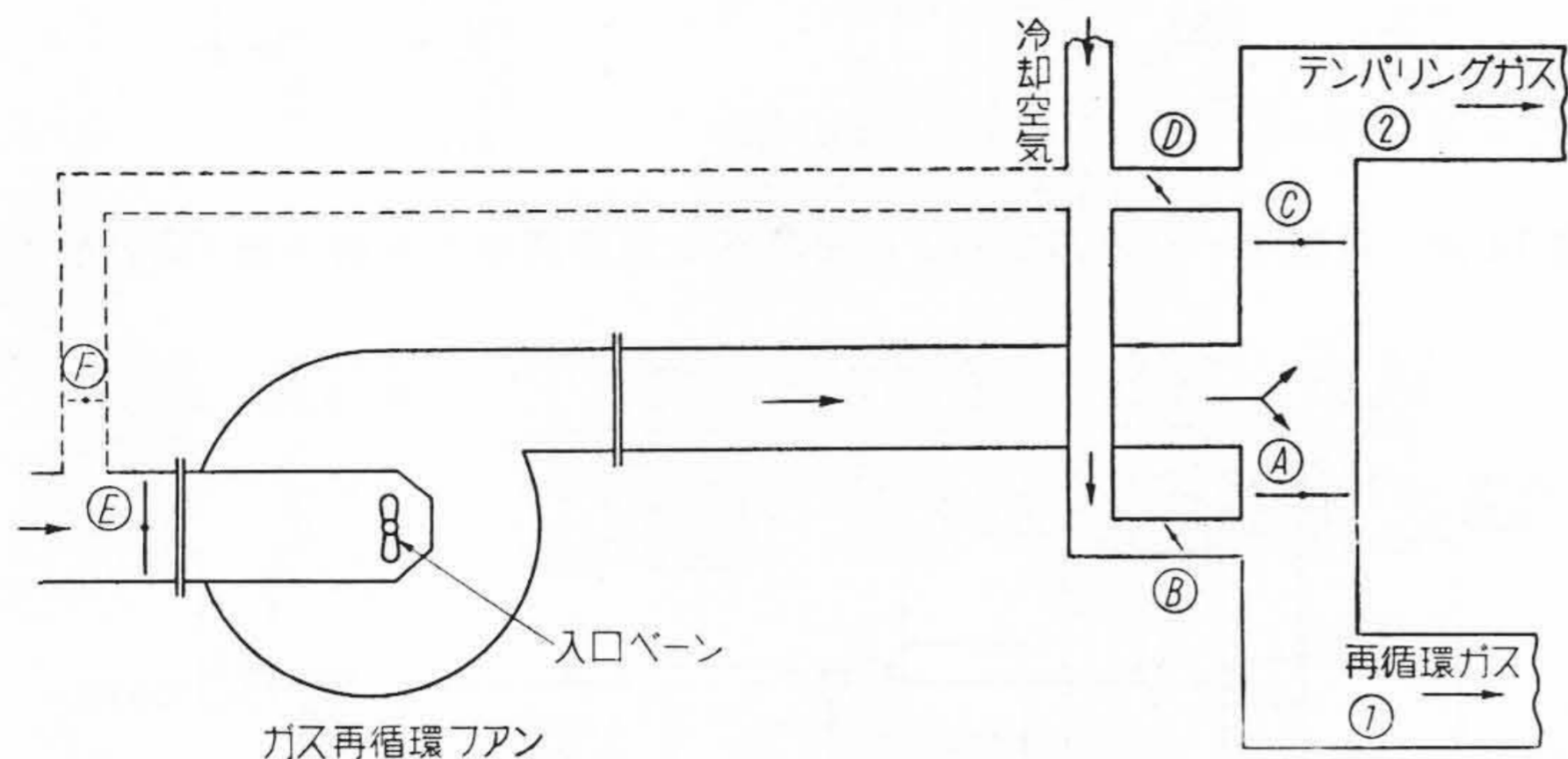
第15図 再熱ボイラの蒸気および再熱蒸気温度調整の制御系統(並行配置)



第16図 再熱ボイラの蒸気および再熱蒸気温度調整の制御系統(並行配置)



第17図 再循環ガス火炉挿入位置



- Ⓐ 再循環ガス調整ダンパ
 - Ⓑ, Ⓓ 冷却空気締切ダンパ
 - Ⓔ 冷却空気締切ダンパ (手動)
 - Ⓒ テンパリングガス調整ダンパ
 - Ⓔ 再循環ファンサクシオンダンパ
- ただし Ⓔ のダンパはスーパータイトシャットオフ型

第18図 ダンパおよび冷却空気ダクトの配置

るごとく設定点以上の負荷で使用される。蒸気温度および再熱蒸気温度は、ガス分配ダンパの調整により、所要蒸気温度に保たれる。また設定点以上の再熱蒸気温度調整は、再熱器用ガス分配ダンパにより行われる。ガス分配ダンパの制御要素は

- (i) 蒸気および再熱蒸気の温度差
- (ii) トータライズガスマスフロー×ガス温度

である。

第16図は、同じく並行配置の再熱ボイラに対する系統図で、各検出部の位置などをくわしく示した。

〔V〕 設計上の考慮点

ガス再循環式温度調整法の実施に当り、構造設計上考慮すべき点はつぎのようなものであろう。

- (i) ガス取出口は、比較的低温部、一般には節炭器前後の煙道に設ける。
- (ii) ガス取出口は、できる限り大きく、しかも灰の混入を極力防止するような構造とする。
- (iii) ガス再循環ファンは、磨耗に対する考慮を要し、また最高使用ガス温度より 50~60°C ぐらい高い温度に耐え得る設計とする。回転数は、600 rpm ぐらいが適当と考えられる。

- (iv) ガス挿入口の位置は、第17図に示すごとくボイラ構造から決定し、適当な吹込速度を選ぶ。
- (v) ガス再循環におけるダンパおよび冷却空気ダクトの配置例を第18図に示したが、ダンパは、安全な配置と確実、円滑な作動を行う構造が要求されるのは当然である。

〔VI〕 結 言

以上ガス再循環による温度調整法の概要について述べたが、国内での実績はまだ日が浅く、今後の研究および解析によらねばならぬ問題が多い。ガス再循環法の採用に当つては、設備の経済性、伝熱面の配置および運転の信頼性などを考慮し、ガス再循環方式の特長を生かすべきである。

終りに本稿を纏めるに当つて種々御指導戴いたバブ日立三代部長、日立製作所日立工場杉沼課長に紙上より御礼申しあげる次第である。

参 考 文 献

- (1) Geoge W. Kessler: Modern High Pressure High Temperature Boilers (Meck. Engg. Oct & Nov, 1952)
- (2) Geoge W. Kessler: Principle of Boiler Design for High Steam Temperature (A.S.M.E. Paper No. 54-A-233)
- (3) Steam Temperature Control A Discussion by P.S. Dickey for Prime Movers Committee, Pennsylvania Electric Association
- (4) B & W Co. "Steam"
- (5) 特許公報 昭30-8402

「日立評論」既刊号在庫案内

本誌「日立評論」の既刊号が少数ながら在庫しております。

御入用の方は下記へ御申込下さい。

発行所 日立評論社
 東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地
 振替口座 東京 71824 番

取次店 株式会社 オーム社書店
 東京都千代田区神田錦町3の1
 振替口座 東京 20018 番