

# 再熱プラントにおける急速起動停止と最低負荷

## The Quick Starting and Stopping and the Minimum Load for the Re-heat Plant

浦田 星\* 村山 三郎\*\*

### 内 容 梗 概

最近高温高压大容量の火力発電所が相次いで製作されるにつれて、急速起動停止、あるいは最低負荷運転に対する関心が急速に高まりつつある。特に再熱プラントにおいては再熱部分をいかに処置するかという点において非再熱プラントに比して問題となる点が多い。しかもこれ等の問題はボイラとタービンとが相関して論ぜられるべきものであつて箇々に論じても実際的な価値が少い。従来この問題に関する内外の文献は主としてボイラ、タービン箇々に論じられたものか、さもなくば使用者側より見た発電所の運転実績といった種類のものが多いが、本文はボイラ、タービン両方のメーカーである日立製作所が、メーカーの立場から総合的な検討を加えた結果を取まとめ報告したもので、ほかに類例がないと思う。

### 〔I〕 緒 言

高温高压大容量の火力発電所において急速起動、停止を行うためには材料の熱応力そのほかについて色々問題となる点が多く、諸外国においても大規模な実験が行われつつあるが、特に我国のごとく頻繁に起動停止が行われる場合にはできるだけ起動停止の時間を短縮してプラント効率を高く保持し、運転経費の減少を計らなければならない。あるいは毎日起動停止が繰返されるような場合にはむしろ最低負荷運転を行つた方が安全であり、効率も良いという考え方も一部行われ、この場合についても検討を加える必要がある。最近国内において再熱プラントが相次いで製作されつつあるが、その運転については未経験であり、特に再熱部分の運転、あるいはボイラとタービンの関聯等十分に検討を加えておく必要がある。急速起動、停止に最も重要な要素は各部の熱応力で、これを許容値内に保つために負荷の上昇、降下に一定の制限が加えられる。またこれを監視するための各種の測定器が必要となつてくる。本文においてはボイラ、タービン箇々の熱応力からプラントとしての起動停止時間を決定し、最後に最低負荷運転に関する考察を加えたもので、ボイラ、タービンメーカーの立場から総括的な検討を加えた点において意義があると思う。

### 〔II〕 急速起動および停止

再熱プラントの起動停止も基本的には非再熱プラントとなら異なる所はなく、Cold Starting すなわち常温からの起動においても Hot Starting すなわち高温からの起動においても、ボイラ、タービン箇々の許容温度上昇率には差がない。以下おのおの場合について急速起動停止時における制限値を示す。

#### (1) ボイラの急速起動、停止

ボイラにおける制限値は下記の二項目である。

- (a) 過熱器に流入するガス温度は起動中一般炭素鋼管に対しては 900°F (480°C)、合金鋼管に対しては 950°F (510°C) を超えてはならない。また再熱器に対しては 900°F (480°C) を超えてはならない。
- (b) 汽胴の頂部および底部における各部表面温度差および胴板内外面の温度差は後述の第3図(第11頁参照)に示す範囲内になければならない。ただしこの場合は内径60吋以上、胴厚 6½吋以上のものとする。

この制限値以内であればいかに急速な起動をも行うことができるのであるがさらに詳細に述べてみたい。

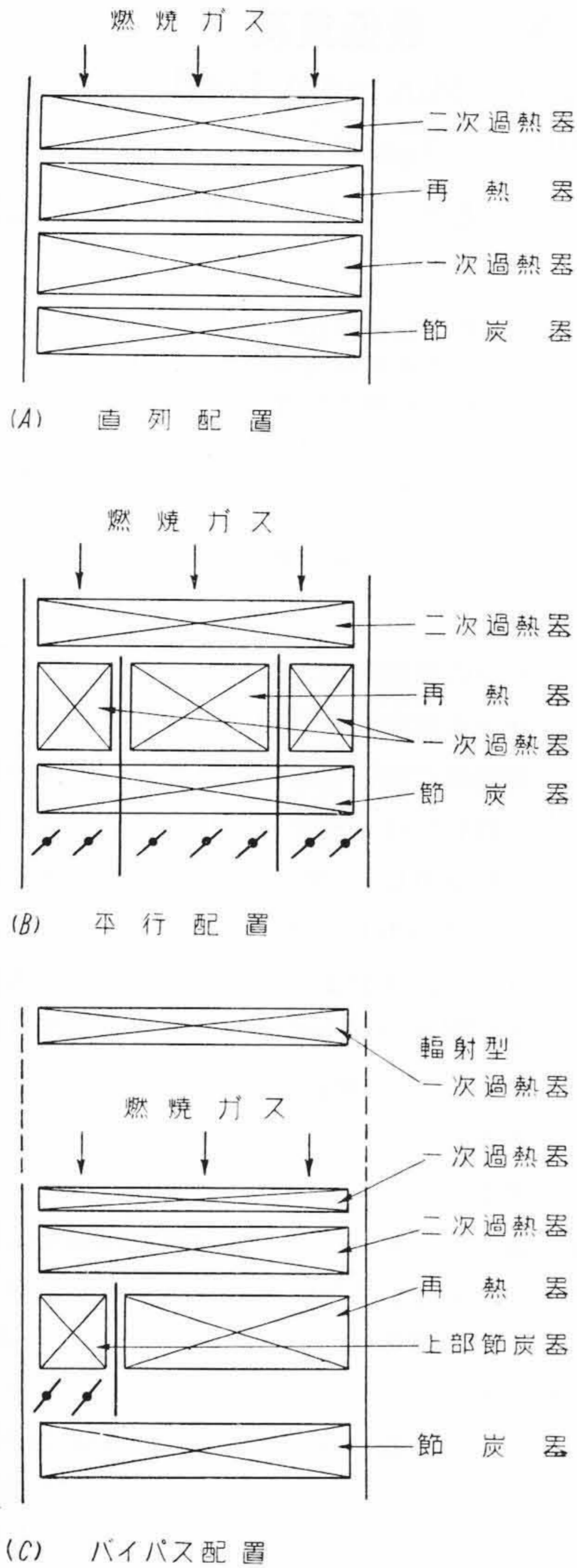
#### (A) 過熱器、再熱器に流入するガス温度の制限

起動の初期過熱器、再熱器にまだ全然蒸気が流入しないときにはこれら管壁の過大応力あるいは焼損の発生を避けなければならない。ことに最近の設計では蒸気温度が高くなり、したがつて運転時の入口ガス温度も高くしているので蒸気による冷却効果の十分にえられない時期において管壁が過大応力を受けたり焼損する危険性が大きい。したがつて急速起動時の制限値として流入ガス温度を管材の安全最高温度以内に抑制しなければならないがこれを過熱器に対し一般炭素鋼管には 900°F、合金鋼管には 950°F 再熱器に対しては 900°F としたのである。

再熱器には通常高压タービンへの蒸気導入が行われないう限り蒸気流入が無いので特に流入ガス温度に注意を要するのであるが再熱器には種々の配置があつて第1図(次頁参照)に示すバブコック社のものはいずれも過熱器の一部または全部を通過後のガスが流入するのでガス温度も低くなり過熱器よりも安全側にあるといふことができる。ことに第1図(B)(次頁参照)の並列配置による場合には起動時再熱器出口側のダンパを全閉しガスの流入を遮断しておくことができる。

\* 日立製作所日立工場

\*\* バブコック日立株式会社



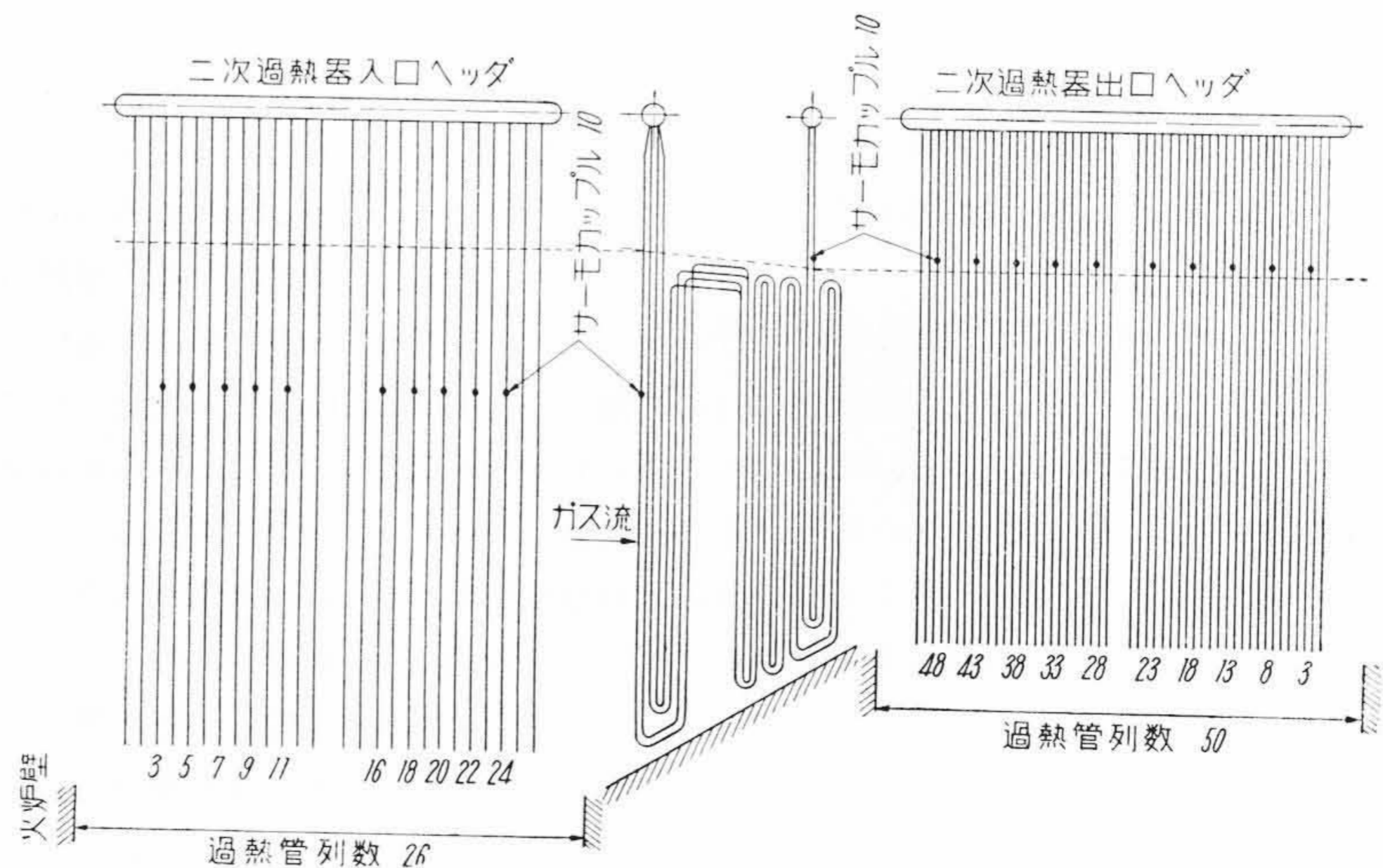
第1図 再熱器配置要領  
Fig. 1. Arrangement of Reheaters

過熱器は起動後しだいに内圧が上昇して来るがこれに伴って発生蒸気による冷却効果も大きくなるので管壁温度の上昇を防ぐことができる。また再熱器は蒸気による冷却効果はえられなくとも内圧がなくガス温度も低いので応力は問題にならない。第1図(B)の並列配置は先にも述べたごとくガスの流入が遮断できるのでいかなる急速起動時にも安全である。

ガス温度の測定には炉幅方向に数箇所サーモカップルを配置して行われるが、この損耗が激しく、常時連続して測定することは困難であるので、急速起動時における過熱器入口ガス温度と管壁温度との関係を予め測定して置き常時は管壁温度のみで監視する。第2図は過熱器管壁温度測定点の一例を示すもので、ガス入口側の炉幅方向に数箇所配置し吊下式過熱器の場合にはできれば上下二箇所以上に配列する。これは管内の凝結水の沸騰状態を知るためのインジケータとするもので、下部の凝結水の満されている部分とその上部蒸気の部分には始めの中は大きく温度差を示し凝結水の沸騰と共に上下の二点は飽和温度となつて上部は急激に温度が降下する。やがて両者が同一の温度のまま上昇を始めれば凝結水が完全に蒸発してしまつたことを示す。実績によれば急速起動の場合にも通常の起動の場合にも所要起動時間の  $1/4 \sim 1/3$  辺りの時間で沸騰しており過熱器内に予め水を満して置いたときにも、自然に凝結したまゝのときにも大差なく従つて急速起動時にも過熱器保護のため態々水を満すことはしない。なおサーモカップル数は実用上は両端および中央の3箇所で充分である。

過熱器出口側にもサーモカップルを配置しているがこれはむしろ低負荷運転時過熱器内における蒸気の配分の不均一から生ずる管の過熱防止のための監視装置と考えるべきであろう。

第2図 過熱管壁温度測定点  
Fig. 2. Measuring Point of S. H. Metal Temp.



(B) 汽胴における各部温度差の制限

汽罐の起動または停止時罐水の温度の変化率あるいは不均一によつて汽胴の各部には温度差を生じこれに起因した応力が生じる。これは①胴板の内外面における温度差②汽胴各部すなわち中央両端部においてその頂部底部の位置による温度差に分けて考えることができる。

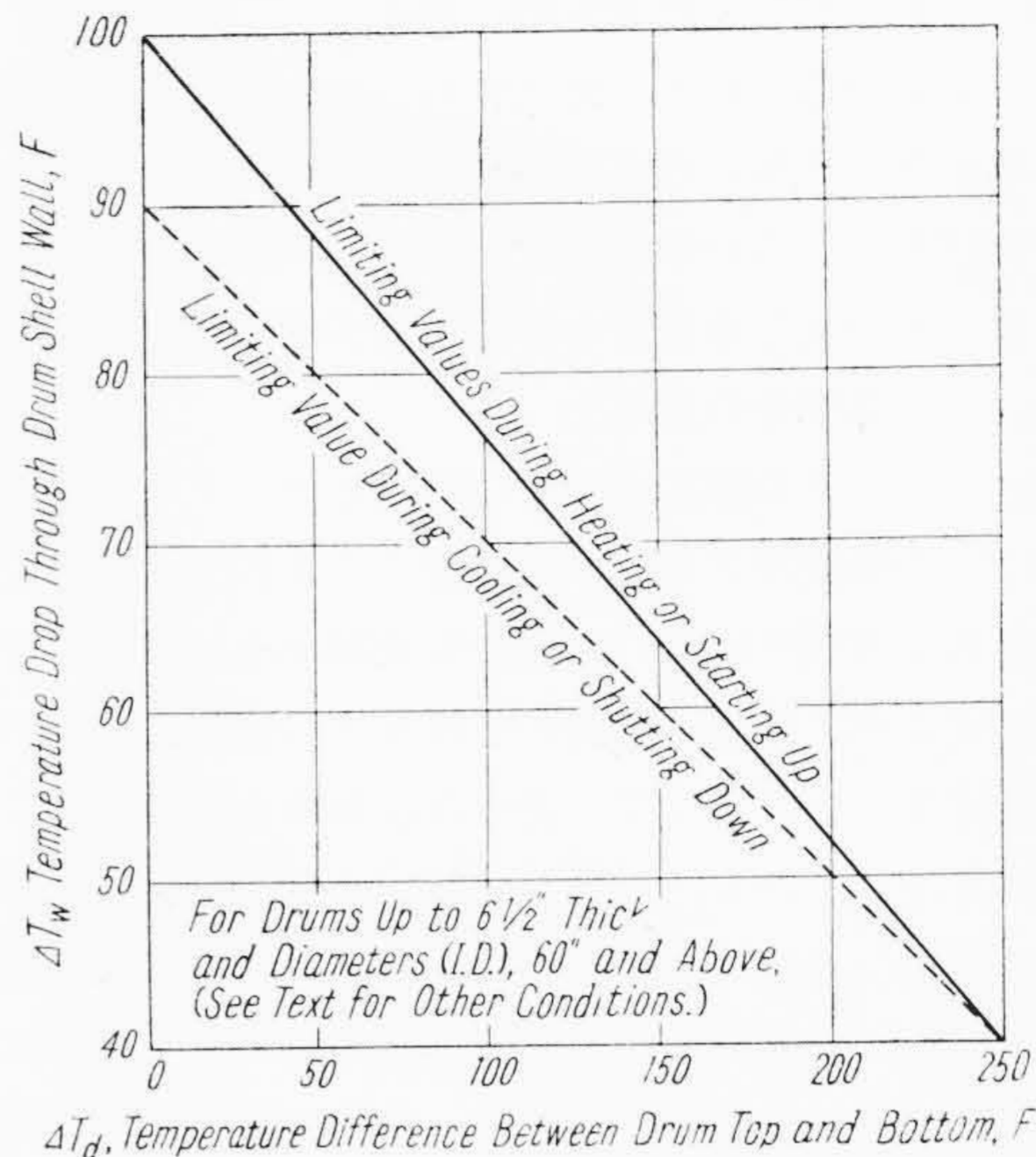
これらの複雑な温度差から生じる熱応力を総合して算出することは極めて困難な問題であつて多くの仮定を設けなければならないがこの熱応力が許容値以内にあるための温度差制限値を第3図に示す。ただしこの場合は先にも述べたごとく内径60吋以上胴板厚6½吋以下のものである。上図で明かなごとく汽胴外面各部の温度差は最高250°Fとしこれに対応して同時に許容さるべき胴板の内外面温度差は40°Fであり、内外面温度差が増せば外面各部の温度差の制限値は低くなる。それぞれの場合の温度差が第3図の三角形の内部にあれば熱応力は充分許容値内にあるといえる。なお第3図の実線は起動時とか加熱中の制限値を、点線は停止時とか冷却中の制限値を示しているもので後者に対して前者よりもやゝ低く制限しているのは冷却時に温度差が大きくなりがちで運転上注意を要することを示すものであるが、これについては後に述べる。

第4図は各部の温度差を測定するための設備を示す。場合によつては胴端の測定点をいずれか一方のみとするが図示の測定点が最小限度の必要数である。これらは数多くの実測の結果えられた必要測定点であるが特に鏡板継目附近に最も大きい温度差の生じることが明らかにされ、後に述べるようにこれを防止するための装置が考案されている。外面各部の温度差はA, B, A', B', A'', B''の6点の最大値と最小値の差による。内外面の温度差はB'とDとの差による。厳密には内面の温度は罐水の温度よりも多少低いのであるが罐水の温度(場合によつては圧力に応ずる飽和温度)との差によつて制限すればより安全である。C点は後にも述べるが冷却時満水する際水面の上昇位置を監視するためのものであつて、水面がこの位置に来ると温度が急変する。

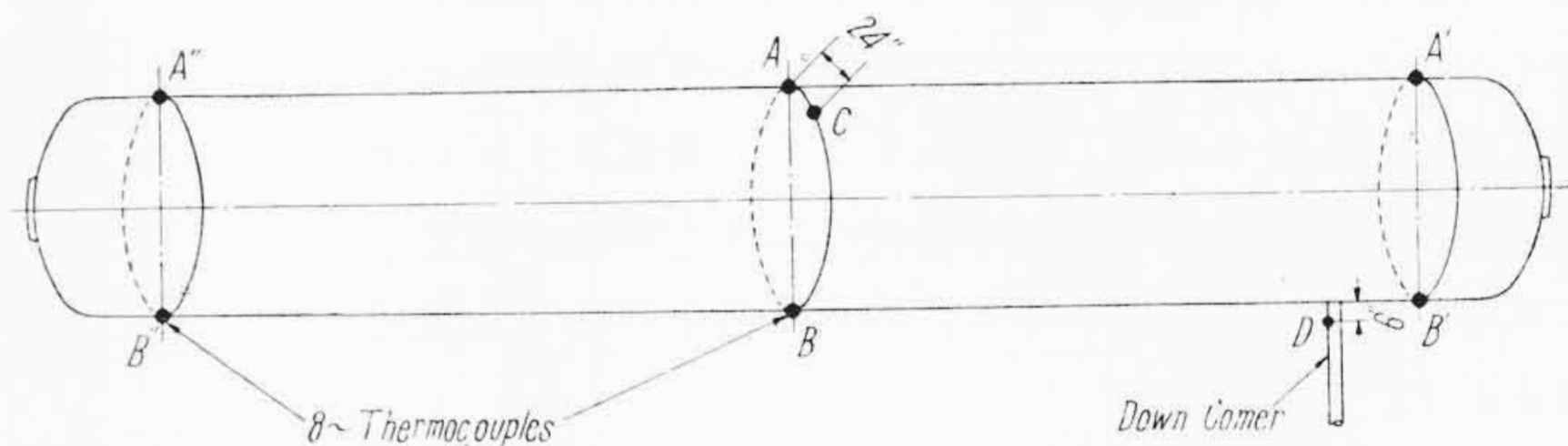
(C) その他の制限

急速起動時に制限を受ける事項

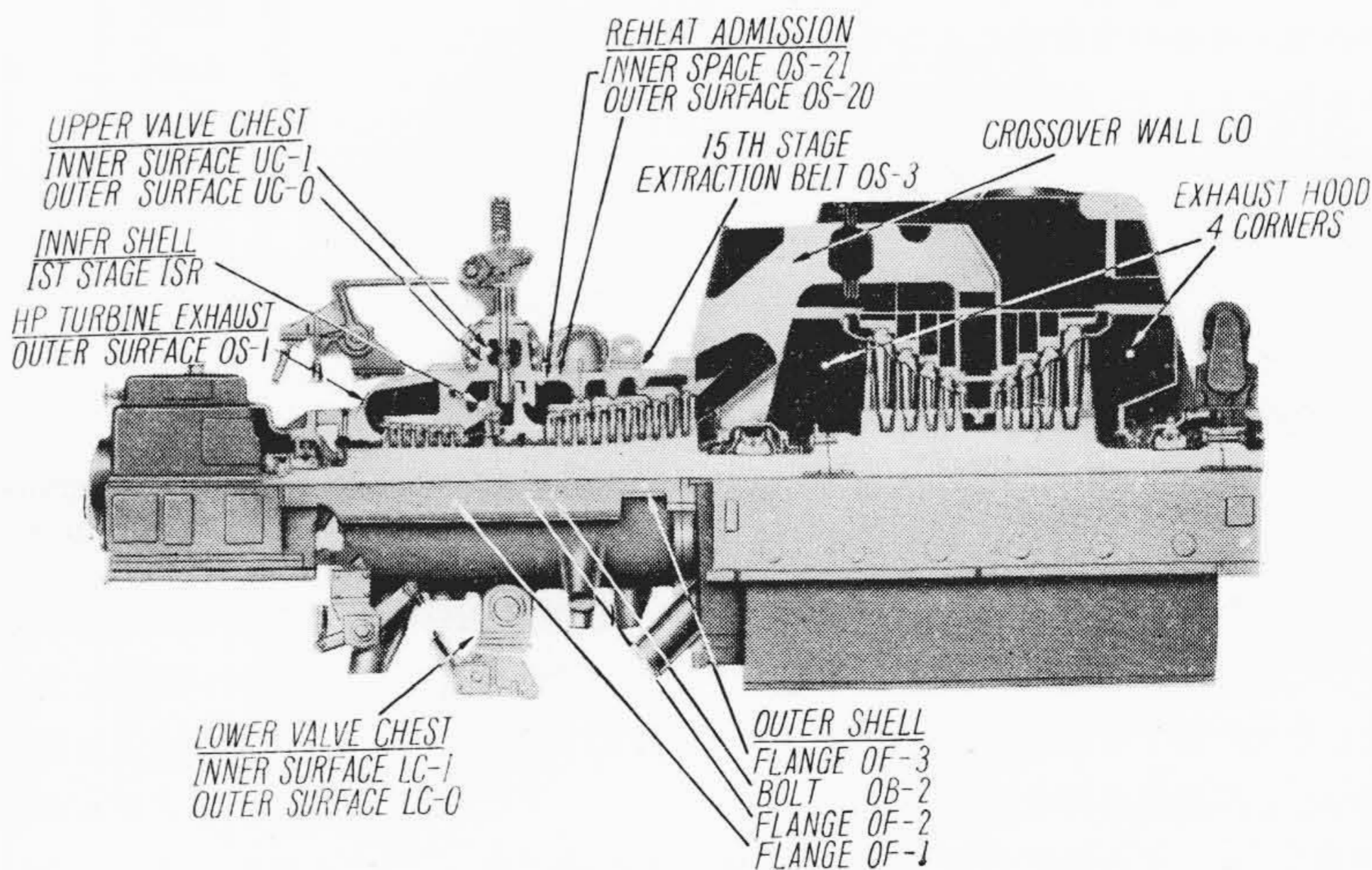
は前記二項目以外に考慮する必要がない。起動時におけるボイラ各部の伸びの不同から生ずる応力も実験の結果からは急速起動の場合にも何等の差異を生じていない。



第3図 汽胴温度差制限値  
Fig. 3. Limiting Values of Drum Temperature Difference



第4図 汽胴温度測定点  
Fig. 4. Measuring Point of Drum Metal Temp



第5図 タービン各部温度測定点  
Fig. 5. Location of Thermocouples

圧力部分についても過熱器, 再熱器, 汽胴以外は総て罐水のみで満されている上構造的にも厚肉とはならないので熱応力の制限を考慮する必要はない。

(2) タービンの急速起動, 停止

タービンの急速起動, 停止に対して加えられるべき条件は, ボイラと同様に熱応力によるものの外にロータと車室の伸び差, あるいは振動など重要な問題によつて決定される。その主なる項目を挙げるとつぎの通りである。

- (a) 高温部分の熱応力
- (b) ロータの熱応力および車室とロータの伸び差
- (c) 水平接手フランジと締付ボルトの伸び差

これらの各項目について色々な実験あるいは実測が行われているが, 結局は材料の温度変化の割合に一定の制限を設けることによつて, 安全な起動停止ができることが明かとなつている。再熱タービンの温度変化については, 再熱前の高圧タービンにおけるタービンの入口蒸気とロータ各段の間の温度の関係は非再熱タービンと同じで, 負荷が増加するにつれて第一段落の温度と入口蒸気の温度差が少くなるので, 車室の温度変化が入口蒸気の温度変化よりも早い。再熱後のタービンから排気口までは再熱蒸気の温度変化に応じて変化する。特に再熱タービンの排気口は無負荷あるいは, 低負荷において温度が高くなるので, 低圧車室に自動的に水を噴射する装置が設けられてあるのはよく知られている。再熱タービンは構造が複雑であるため運転中各部の温度その他を測定して充分監視を行う必要がある。第5図にその主なる測定点を示す。

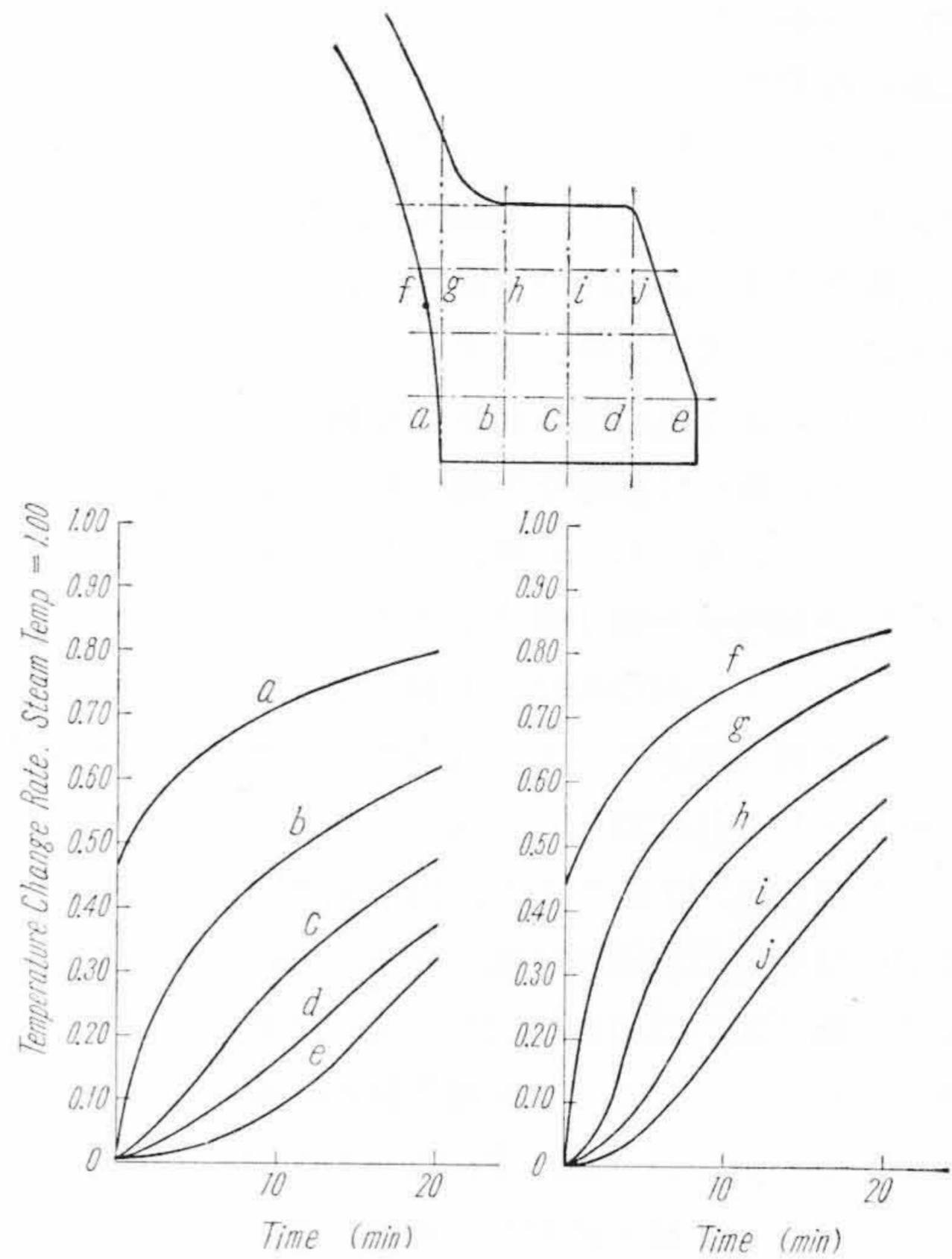
前に掲げた各項目について少しく詳細に述べると,

(A) 高温部分の熱応力について

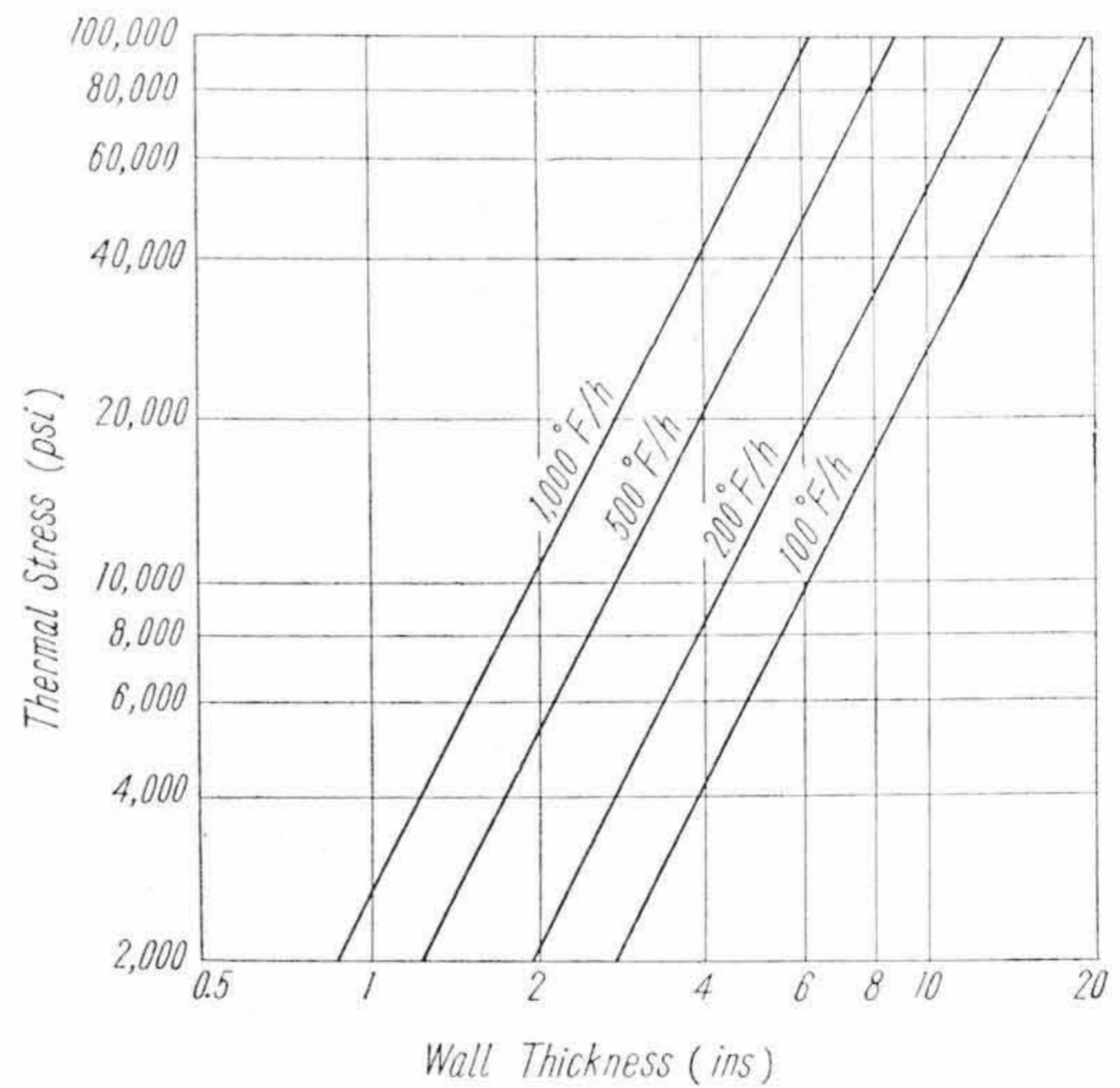
高温部分の熱応力について例えば車室の熱応力は肉厚の内部と外部の温度差によつて起る。高圧車室のフランジを例にとれば, 第6図に示すごときフランジの内部に一定温度を与えたとき, フランジ内各部の温度は時間とともに曲線の a. b. c. d ……のごとく変化する。この温度差によつてフランジに熱応力が生ずる。したがつて起動停止の際はこの熱応力が材料の許容応力を超えないような制限をつける必要がある。第7図は 538°C の蒸気に用いられる Cr Mo 鋼について, 肉厚と温度上昇の割合によつて起る熱応力を示したもので, 一定応力以内に保つための温度上昇率を知ることができる。一般的な制限として材料の温度変化の割合を 500°F/h (280°C/h), 蒸気とそれに接する材料の温度差を 100°F (55°C) 以内に保つことが推奨されている。

(B) ロータの熱応力および車室とロータの伸び差

起動時におけるロータの熱応力も相当大きくなるが, これは前述の温度上昇 500°F/h, 温度差 100°F の制限内

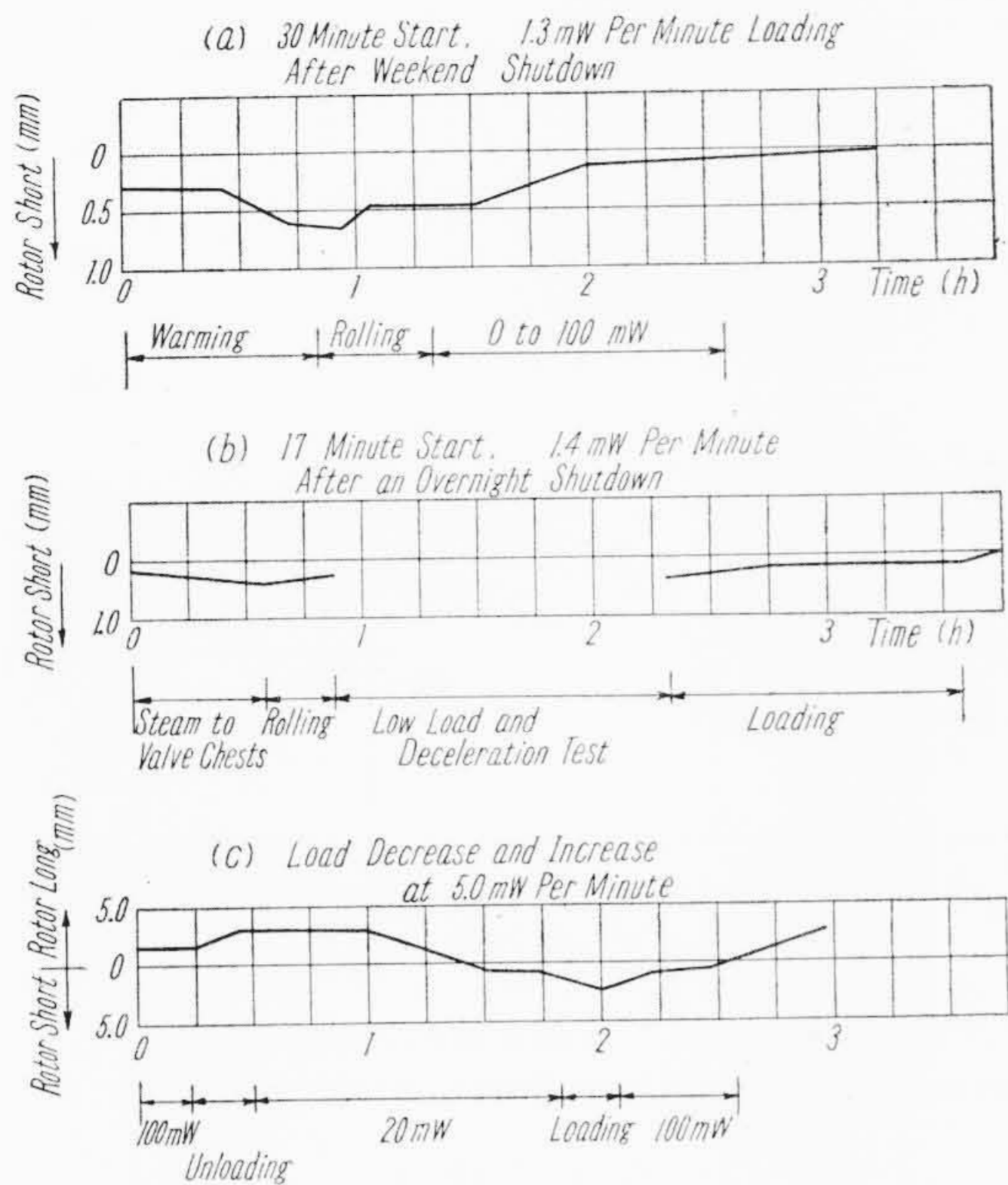


第6図 フランジ内部の温度分布  
Fig. 6. Temperature Distribution of Flange



第7図 車室の温度上昇と熱応力  
Fig. 7. Thermal Stress and Temperature Rise of Turbine Casing

においては余り問題にならない。むしろロータと車室の伸び差が問題である。長時間停止後起動する場合は, ロータが車室より温度が上り, ロータの方が伸びるのでブレードとノズルの間隙はむしろ大きくなるが, 短時間停止後起動する場合はロータの温度が低くて, 車室の方が伸びるので, ブレードとノズルの間隙は小さくなり接触の危険を伴う。したがつて短時間停止後起動の場合にはで

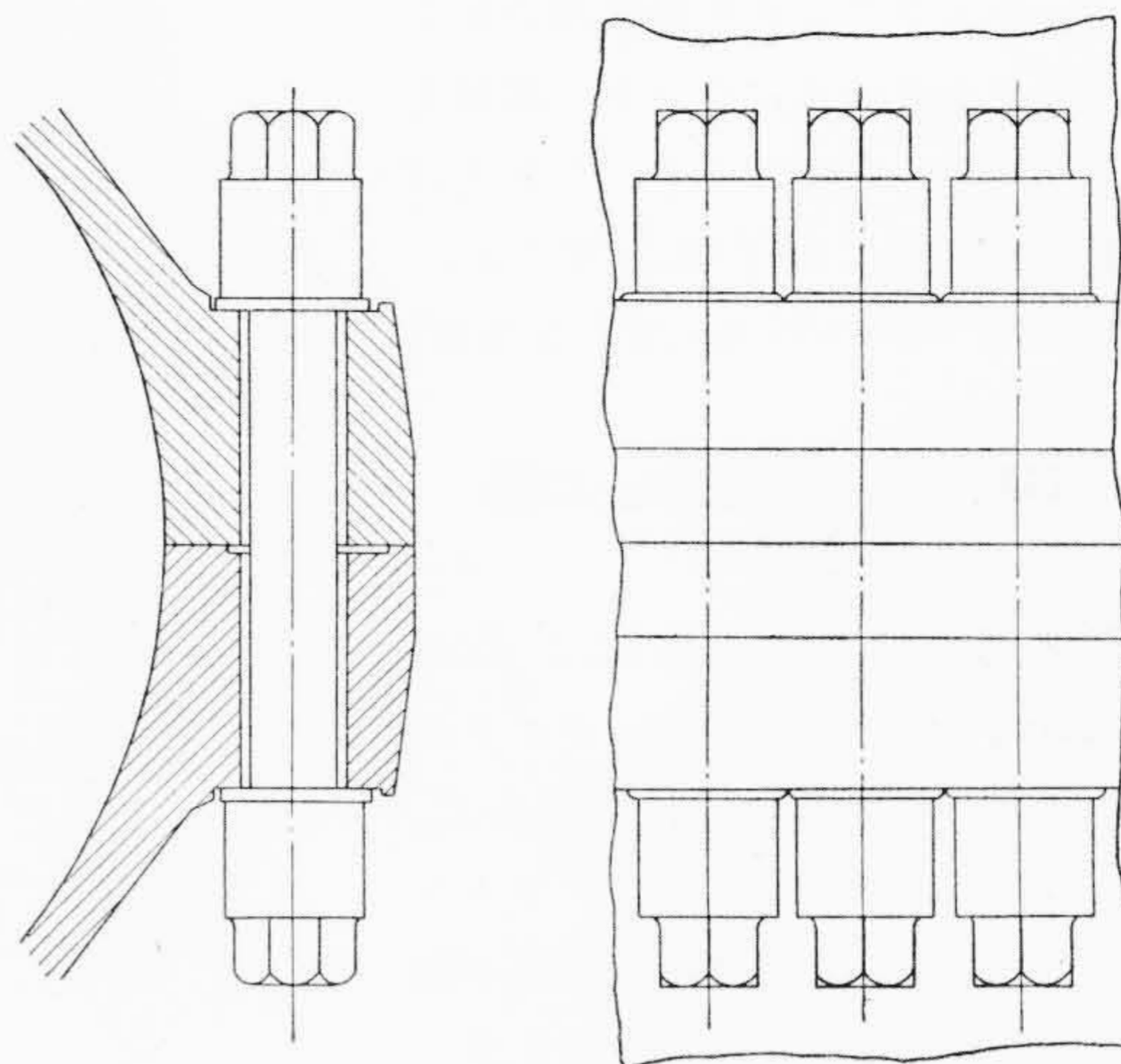


第8図 ロータと車室の伸び差  
Fig. 8. Differential Expansion of Rotor and Casing

できるだけ早く起動することが望ましい。また万一接触してもブレードを破損しないように接近部のダイヤフラムに特殊銅合金を溶接して保護している。第8図に伸び差の一例を示す。

(C) 水平接手フランジと締付ボルトの伸び差

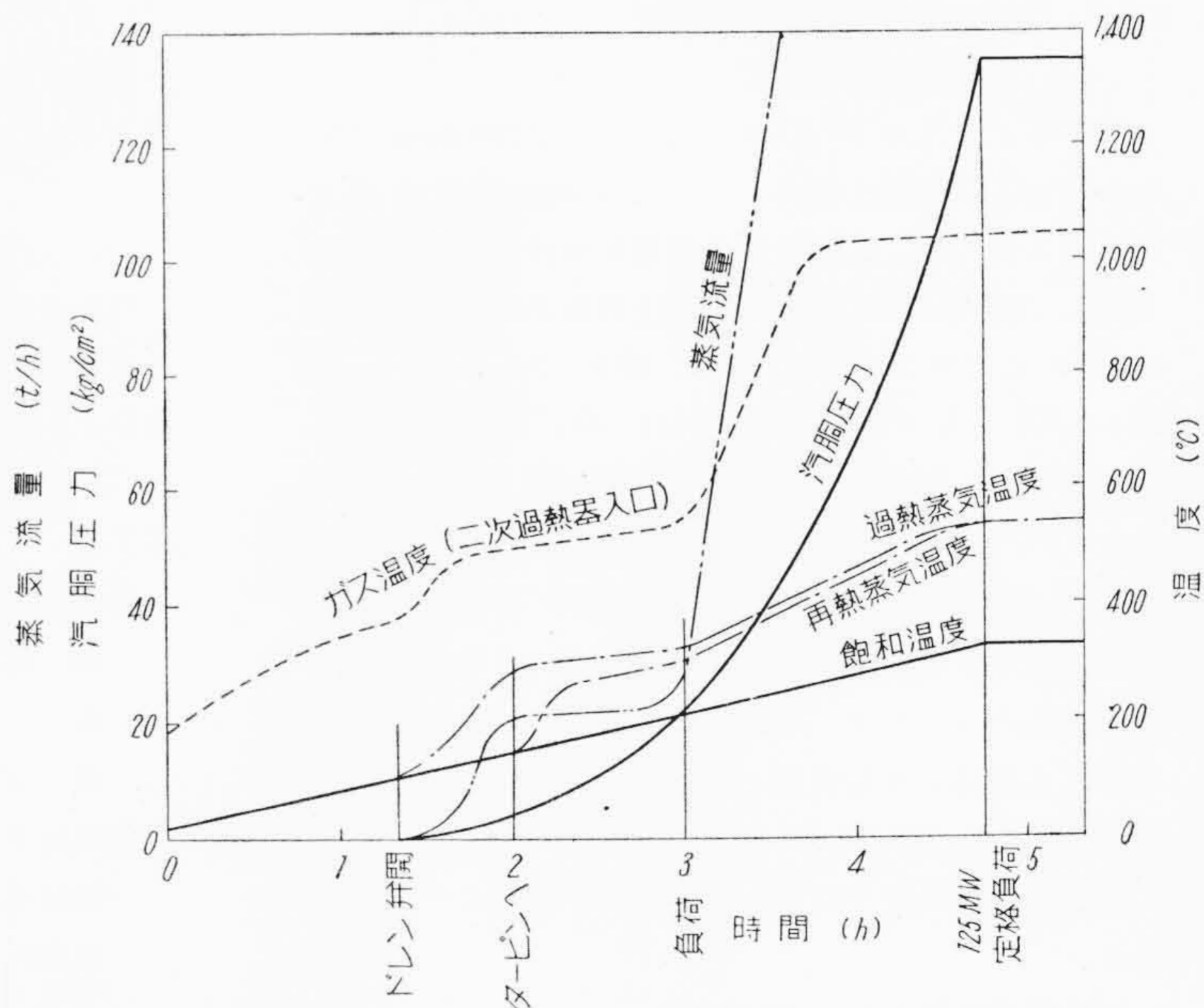
車室の水平接手部ではフランジは常にボルトよりも温度の変化が早くフランジとボルトの間に温度差を生じる。これは高温高圧になる程フランジ部が大きいのでこの傾向は大となる。すなわち加熱時にはフランジの温度がボルトよりも高くなつてボルトは引張り応力を受け、これが締付の時の応力に加算されてボルトに大きな応力が加はる。あるいは相対的にフランジに大きな圧縮力が加はる。この応力が材料の降伏点を超えると締付力を失つて蒸気が漏洩する。また冷却時には逆にボルトの温度が高くなつて締付力がゆるむ。第9図に代表的なフランジ部の構造を示す。一例としてフランジとボルトの温度差を83°Cとすると、ボルトとフランジの伸び差により生ずる引張力は21 kg/mm<sup>2</sup>となる。ボルトに最初30 kg/mm<sup>2</sup>の締付力が与えられたとすると、合計51 kg/mm<sup>2</sup>の応力がかかることになる。今ボルトとフ



第9図 フランジ部構造  
Fig. 9. Detail of Flange

ランジの断面積の比を1:2とすれば、フランジにかかる応力は51/2=25.5 kg/mm<sup>2</sup>となる。実験的にはフランジとボルトの温度差は200°F (110°C)を限度とされている。

フランジ部における温度の影響をできるだけ少なくするためには、第9図に示すようにボルトをできるだけフランジ部の内部に近づけるような構造にする方が望ましい。その他フランジ部に加熱蒸気を通すとか、あるいはフランジとボルトの間に熱伝導性の良い材料を詰める方法などが採用されたがいずれも構造上あるいは保守上好ましくないで、最近是用いられない。



第10図 起動曲線 (常温より)  
Fig. 10. Starting Diagram (From Cold State)

ボルトとフランジの断面積の比を大きくすることもフランジの接触力を減ずる上に有効である。たとえば前例で、面積比を 1:3 とすると、接触力は  $51/3=17 \text{ kg/cm}^2$  となる。

〔III〕 急速起動停止に要する時間

急速起動に要する時間は Cold Starting, Hot Starting, ボイラの大きさ, 圧力温度, 構造, 燃焼方式, タービンの急速起動時間, プラントとしての急速起動設備などにより決定さるべきものであるが, ボイラ, タービンおのおのとしては, 前に述べた制限値を超えなければ, その時間をいかに短縮しても差支えない。

第10図, 第11図に 1,800 psi, 1,000°F, 1,000°F 再熱プラントの Cold Starting, Hot Startig それぞれの起動曲線を示しているが, これは前に述べた制限に基いた代表的な起動曲線で, ボイラの温度上昇率 120°F/h タービンの温度上昇率 500°F/h とし, 蒸気と車室の温度差を 100°F 以内とした。ボイラの温度上昇率を 300°F/h~400°F/h とすればさらに時間を短縮することができる。以下ボイラとタービンおのおのの起動時間, ならびに両者の関連について述べる。

(1) ボイラの急速起動停止に要する時間

(A) 汽胴の応力発生とその防止

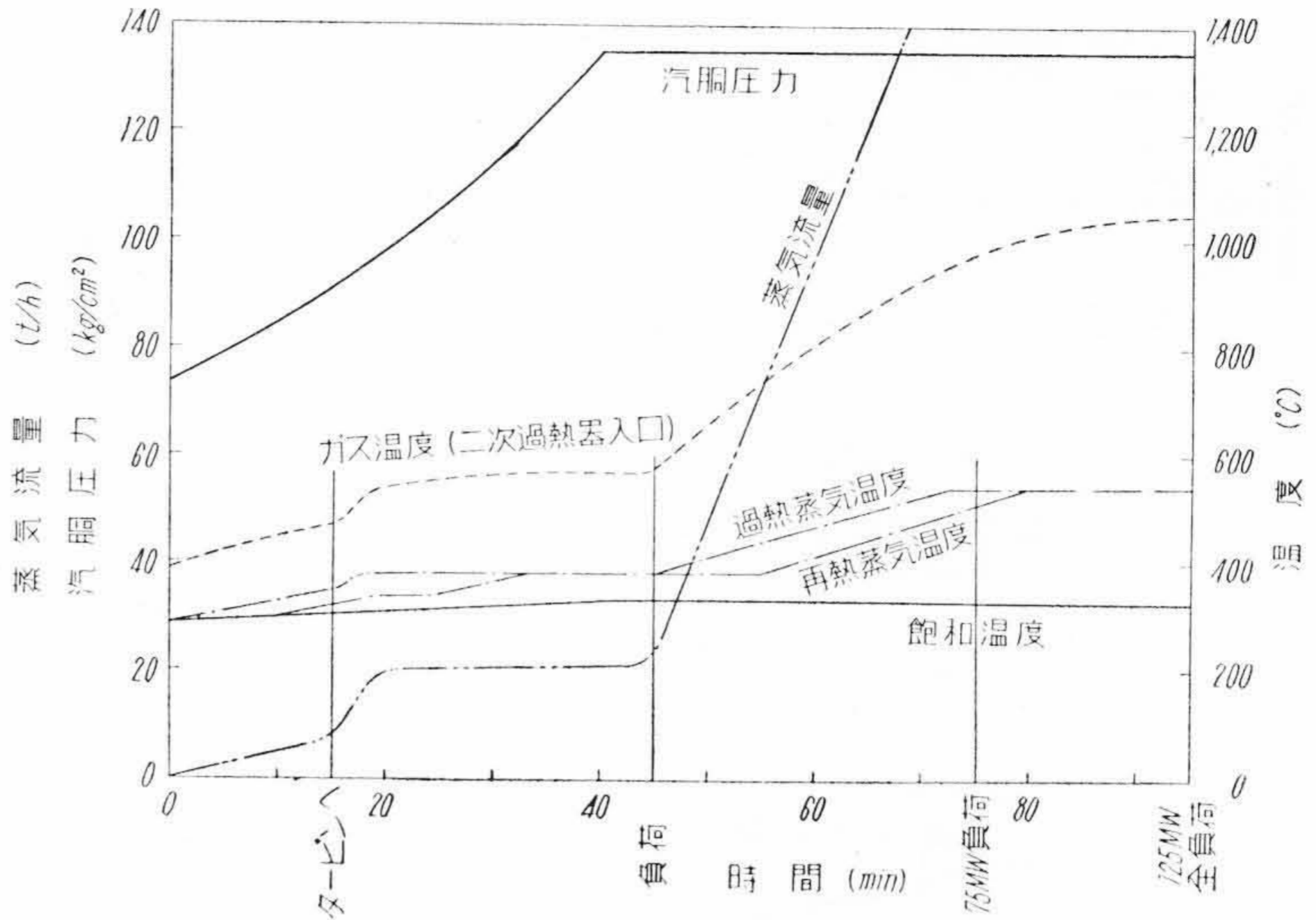
(a) 胴板内外の温度差

1930年アメリカ B & W において 2,200 psig (155 kg/cm<sup>2</sup>g) の汽罐を製作したがこの時の板厚は最大 8 5/8 吋であつた。この板厚の各層における温度分布を測定した結果 200°F/h の温度上昇率の時内外温度差は 60°F となり 20°F/h の時に 18°F であつた。一般的に 100°F/h の温度上昇率では 4 3/4°F/in, 460°F/h の場合には, 10°F/in の胴板の温度勾配と考えてよいといわれているが多くの実測値から検討してみると 3 1/2吋~5 1/2 吋程度の胴厚のもので 100°F/h の上昇率には 9°F/in, 460°F/h には 14 1/2°F/in と考えた方が安全であろう。たゞこの数値は温度上昇率とその接続時間にも関係し保温構造と飽和温度の大きさにも影響されるものであつて決定的なものではない。

胴板内外の温度差による熱応力は下記により算出できる。

切線方向の熱応力 (kg/mm<sup>2</sup>)

$$\sigma = \{ \alpha E m / 2(m-1) \} [ \{ (K^2 t_2 - t_1) + (t_2 - t_1)(r_2/r)^2 \} / (K^2 - 1) - (t_2 - t_1) / \log k - t ]$$



第11図 起動曲線 (停止後約7時間より)  
Fig. 11. Starting Diagram (After Seven Hours Stop)

$$/ (K^2 - 1) - (t_2 - t_1) / \log k - t ]$$

半径方向の熱応力 (kg/mm<sup>2</sup>)

$$\sigma_r = \{ \alpha E m / 2(m-1) \} [ \{ (K^2 t_2 - t_1) - (t_2 - t_1)(r_2/r)^2 \} / (K - 1) - t ]$$

長手方向の熱応力 (kg/mm<sup>2</sup>)

$$\sigma_z = \sigma_t + \sigma_r \quad (\text{両端自由の場合})$$

ただし  $t$  = 任意半径  $r$  における温度 (°C)

$$\text{すなわち } t = \{ t_2 \log(r/r_1) + t_1 \log(r_2/r) \} / \log(r_2/r_1)$$

$\alpha$  = 材料の線膨脹係数

$m$  = ポアソン数

$E$  = 縦弾性係数

$r_1, r_2$  = 胴の内半径, 外半径 (mm)

$t_1, t_2$  = 胴の内外面における定常温度 (°C)

$$K = \frac{r_2}{r_1}$$

(b) 汽胴各部の表面温度差

汽胴各部の温度差は起動時と停止時すなわち加熱時と冷却時とにより異なるもので汽罐の構造特に汽胴中の水位とか罐水の循環が大きく影響する。

汽胴内における熱の伝播に関する諸係数をつぎに示す。

熱伝導率

鋼材 38 Kcal/mh°C (25 Bthu/fth°F)

水 0.57 " (0.38 " )

蒸気 0.03 " (0.02 " )

熱伝達率

凝結水 9,800 Kcal/mh°C (2,000 Bthu/fth°F)

加熱あるいは冷却中の罐水 } 2,950 Kcal/mh°C (600 Bthu/fth°F)

過熱蒸気あるいは加熱中の飽和蒸気 } 8 Kcal/mh°C (2 Bthu/fth°F)

上記で明らかなように汽胴中水面以下の部分は罐水温度とほとんど差が無く、水面以上の部分は蒸気発生前には常温とほとんど変わらず蒸気発生とともに飽和温度にしたがつて変化する。

汽胴表面温度はこのような内面の温度差に応じ各所に差を生ずるが特に起動時両端鏡板附近の循環の不円滑から来る温度差、あるいは吊金具による冷却効果から来る温度差がある。

ある厚さの板の内部温度分布が直線的に変わりその表面温度が  $t_1, t_2$  であるとき板の伸びの相違による弯曲が完全に阻止されればその板の両表面に生ずる熱応力はつきのごとくなる。

$$\sigma = \pm \{m/(m-1)\} E\alpha(t_1-t_2)/2 \quad (\text{kg/mm}^2)$$

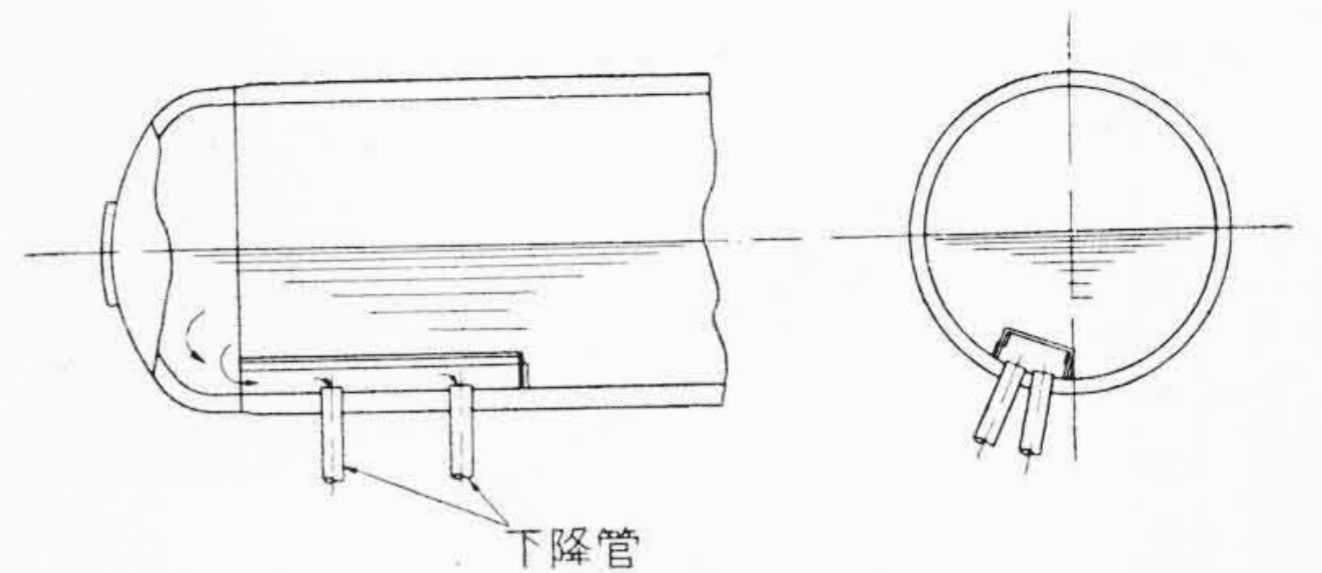
しかし実際の汽胴表面各部の温度差はその分布が極めて複雑でありかつ起動の状態によっても変化し一定の条件を求めることができない上に支持方法、剛性なども影響して来るので一つの公式のみによつて応力を求めることは困難であるが、多くの実測値からその傾向を求め熱応力の制限値として温度差の制限をしたものが第4図に示されているのである。

こうした起動時の熱応力の大きさによつて急速起動の時間が制限されることになるので第12図のごとく B & W 特許（申請中）の鏡板部罐水循環バツフルとか汽胴上部に水面計あるいは第4図C点の温度測定による水面監視装置を設け起動時蒸気発生時まで満水させ汽胴の応力を防止し急速起動時間の短縮を計っている。

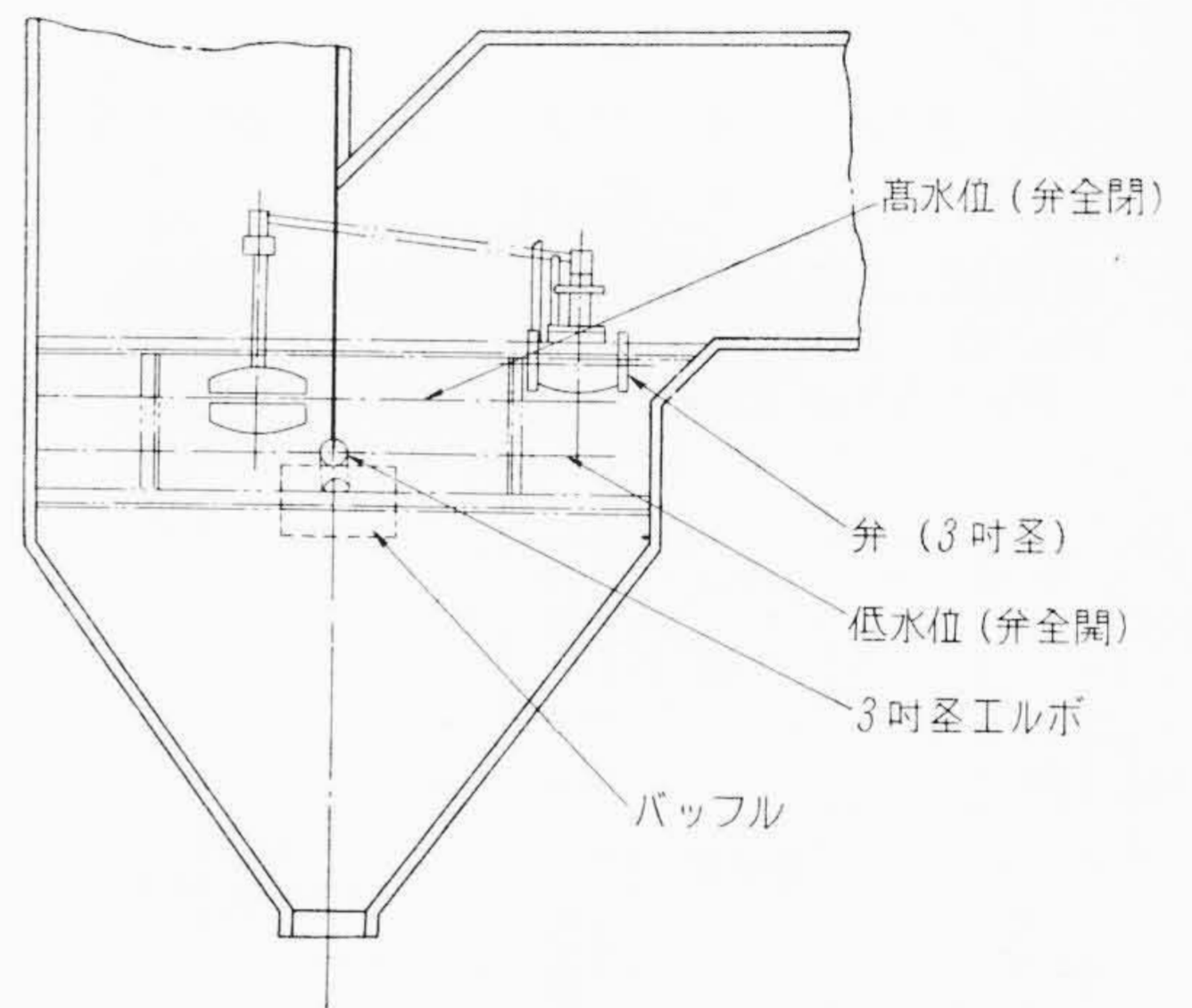
なおこれに関連して汽罐停止後に発生する熱応力について少し述べたい。この場合にはやはり汽胴水面以下底部の内面は罐水の温度にほぼ近く飽和温度と同一と考えられるが水面以上の頂部においては胴板そのものの保有熱量大きく蒸気との熱伝達率がきわめて小さいので、胴板の温度低下はきわめて緩慢となりこれに接する蒸気は過熱蒸気となる。したがつてこの温度差による熱応力の発生はむしろ起動加熱時よりも停止冷却時の方が大きく危険であるので、消火直前汽胴に満水して温度分布の均一を計ることが必要となる。この水面はまたこのまゝ起動時の水面として用いることができる。

(B) 休転時における汽罐の冷却とその防止

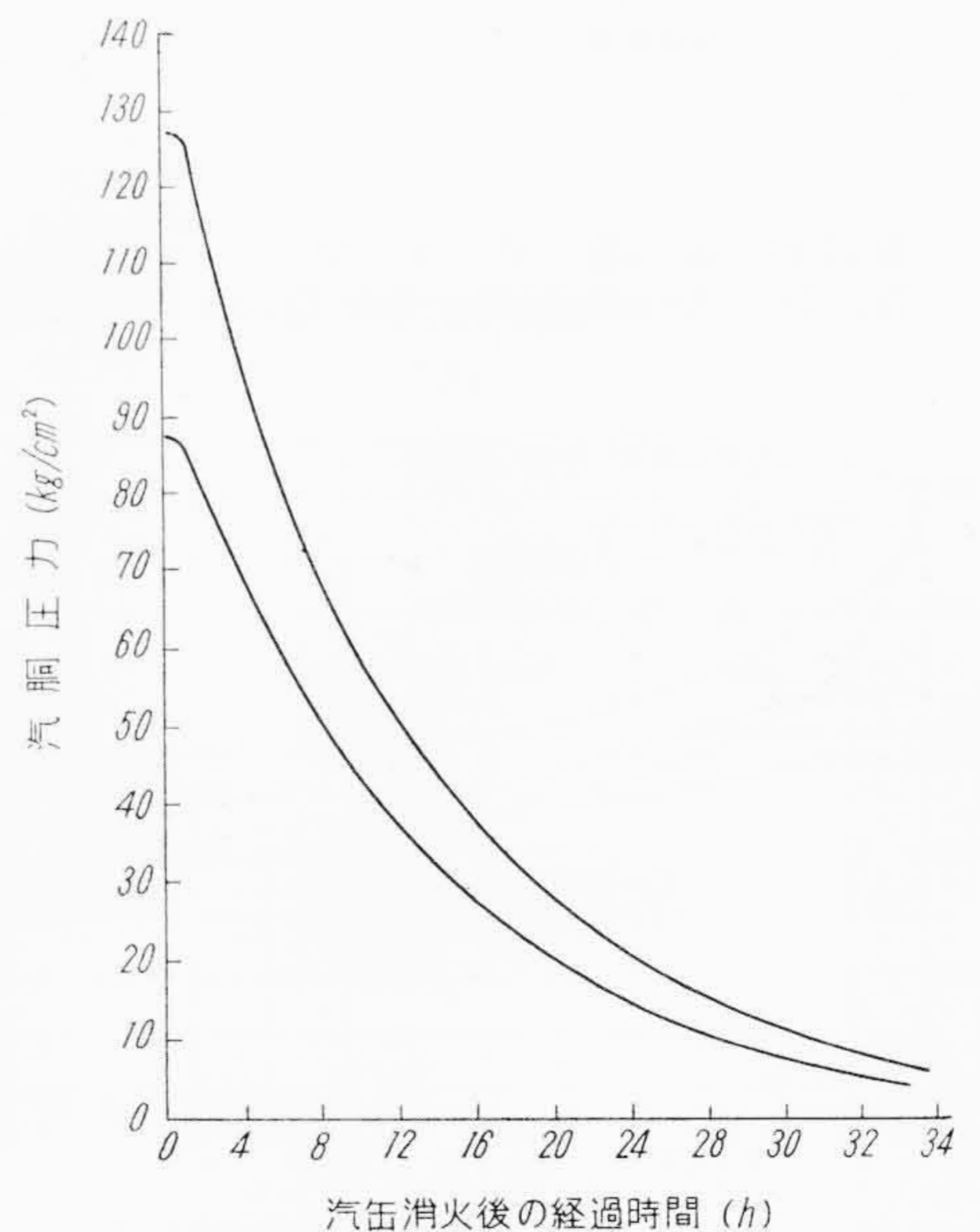
夜間、休日により一時休転する場合には極力圧力の低下を防ぎ Hot Starting の時間を短縮し燃料と労力の節約を計らねばならない。圧力低下の原因は汽罐表面からの輻射損失、高温炉内の自然通風による冷却損失、罐水の漏洩損失であるがこれを極力少なくするための考慮が必要である。第13図は B & W ウォータシールホッパを示し汽罐の停止と同時に水を貯え水封によつて炉内の通風を遮断するものでダンパなどによるものに比し、保温作用に



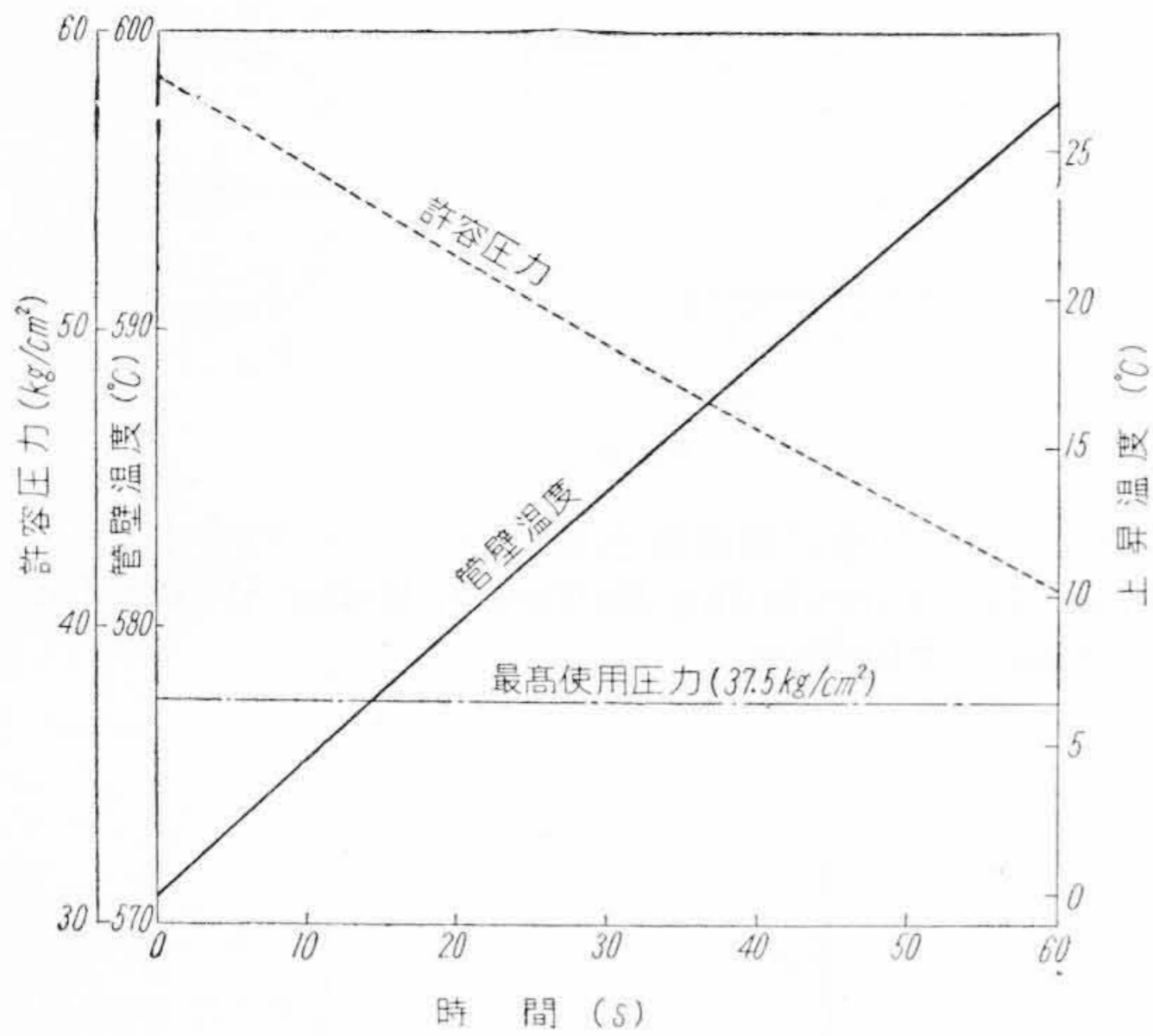
第12図 急速起動用罐水循環バツフル(特許申請中)  
Fig. 12. Circulating Baffles of Boiler Water for Quick Starting



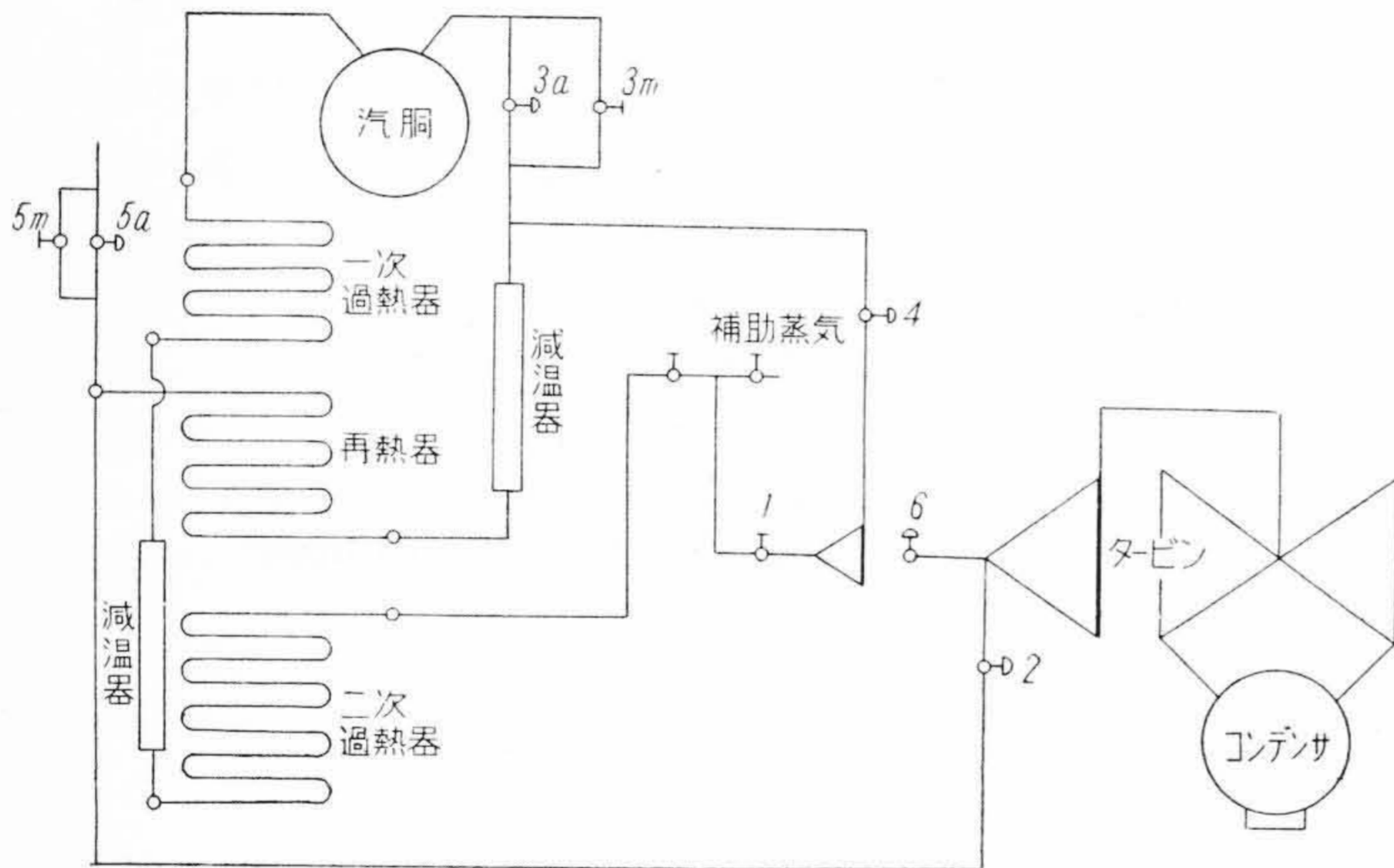
第13図 ウォータシールホッパ  
Fig. 13. Water Seal Hopper



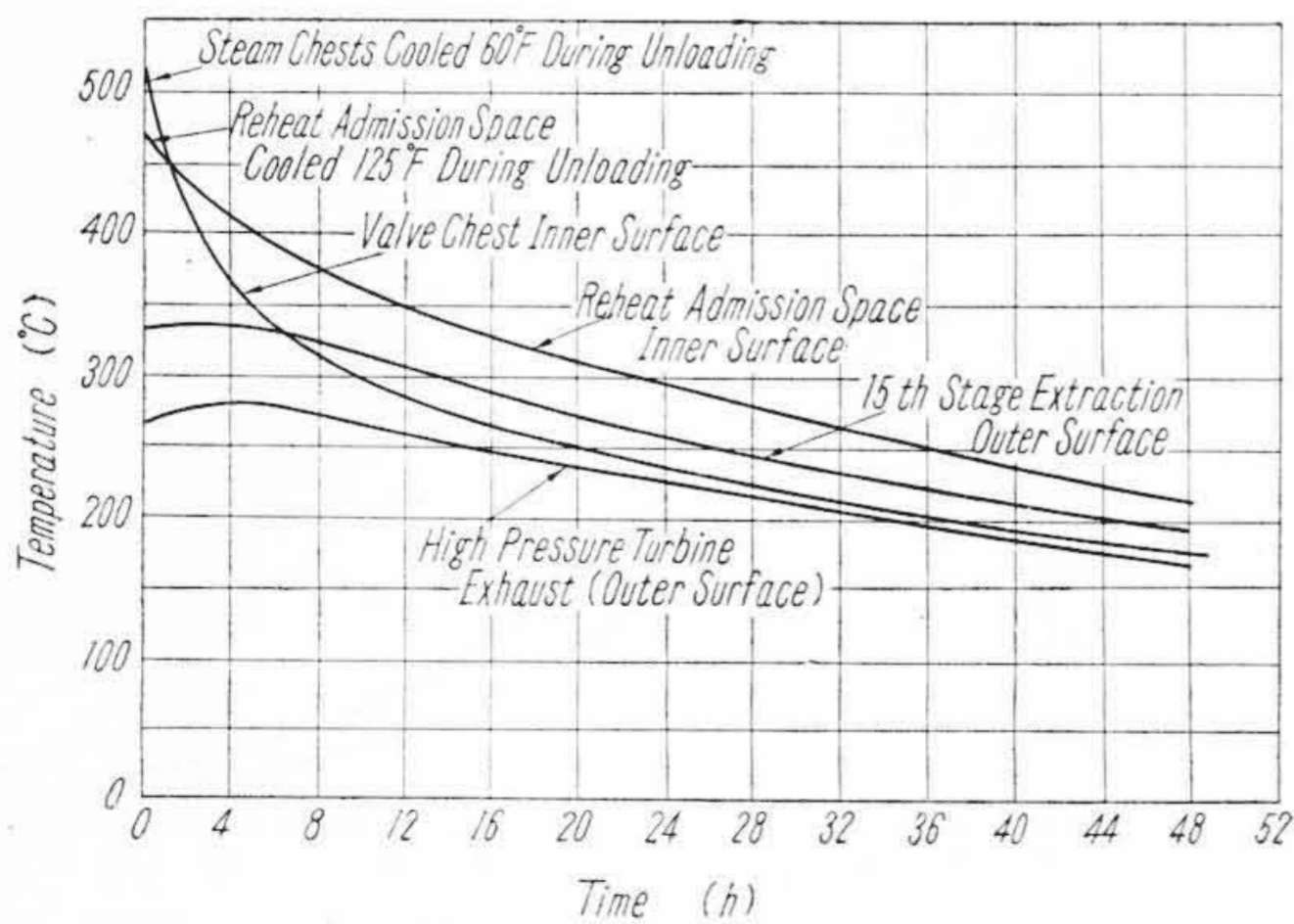
第14図 圧力降下状態図  
Fig. 14. Pressure Drop After Shutting Down



第15図 危急遮断時再熱器管壁温度上昇曲線  
Fig. 15. Temperature Rise of R/H Tube Wall After Emergency Stopping



第16図 再熱プラント急速起動設備  
Fig. 16. Arrangement for Quick Starting of R/H Plant



第17図 タービン停止後冷却曲線  
Fig. 17. Cooling Curve of Turbine After Stopping

格段の効果がある。

第14図は一般のダンパによる場合の大型再熱汽罐圧力降下状態図である。ウォータシールホップを用いるとこの圧力降下は約1/2に減ずることが期待される。

(C) 蒸気温度調整装置と緊急遮断時の保護装置

第1図に示したそれぞれの配置の再熱汽罐に対しては、過熱器にはスプレ式を併用して定格出力以上の負荷ならびに緊急用として使用している。再熱器には(A)の場合にはスプレ式を定格出力以上の場合にのみ、(B)、(C)の場合にはダンパ式を用いて再調整する。

起動時には通常ガスの再循環を行わないので過熱器、再熱器共定格出力になるまでは他の温度制御装置を操作しなくても所定の温度よりはるかに低く、したがって過熱器、再熱器の保護の点からもきわめて安全であるといえる。

タービンが緊急遮断したときには汽罐も同時に自動的に消火し、緊急遮断の種類に応じ無負荷運転を継続する場合にはこれに十分な容量の点火バーナを自動的に作動させるような設備をしている。この場合緊急遮断によつて再熱器には全然蒸気が流入しなくなる上燃焼装置を停止して燃焼ガスが完全に再熱器を通過し終るまでに十数秒を要すると考えなくてはならないのでこの間における再熱器管壁温度の上昇状態が充分安全な範囲になくなくてはならない。

第15図は定格出力時より緊急遮断した場合の再熱器管壁温度の上昇状態とその時許容圧力の関係を示したもので60秒程度までガス流が持続してもなお

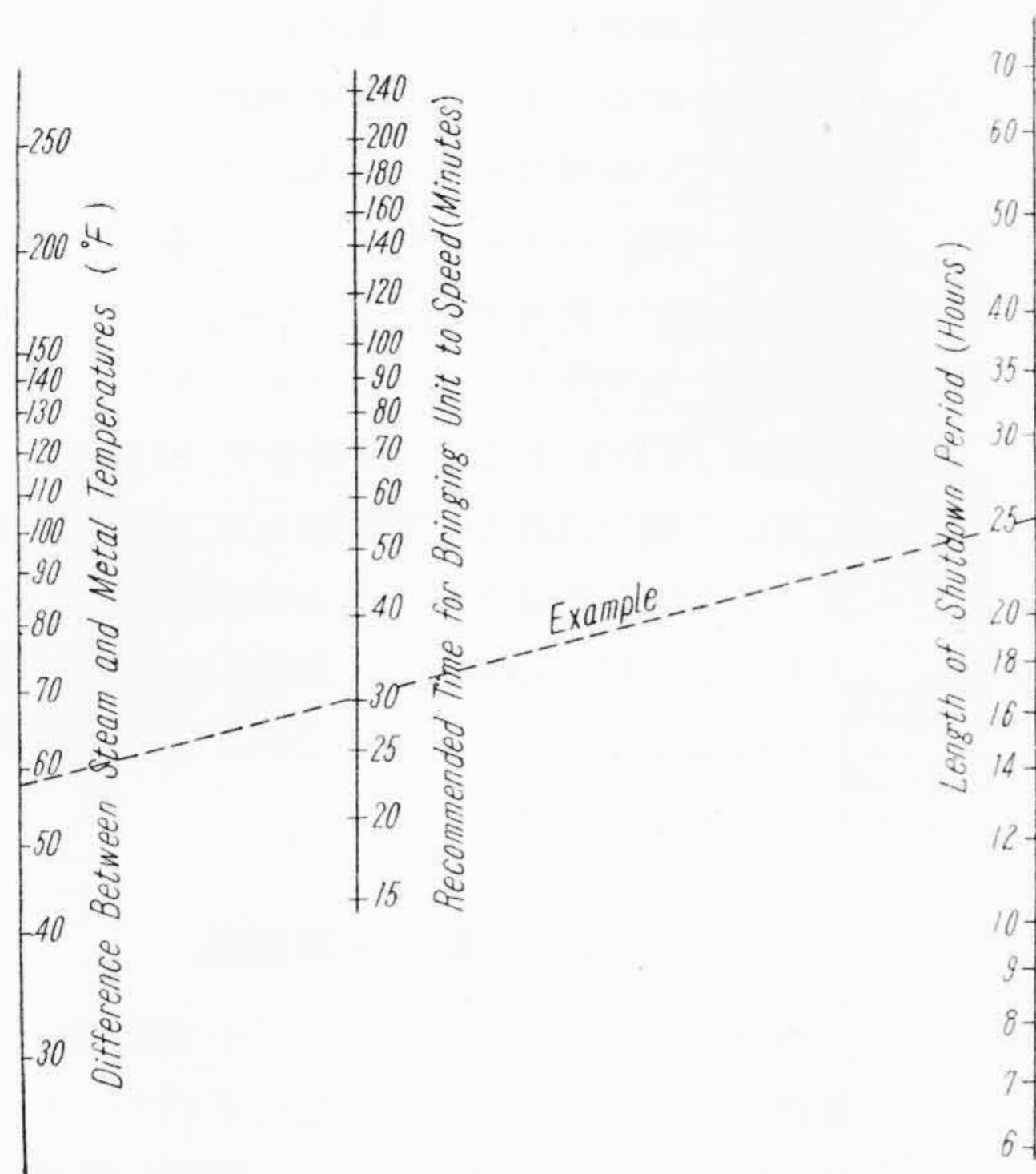
安全であることを明らかにしている。これは再熱器の周囲には熱放散する耐火構造が無くケージ構造としていることおよび再熱器の重量が相当大きい構造であることに起因している。

(D) 急速起動時間短縮のための諸設備

Cold Starting と Hot Startig それぞれの場合に応じ急速起動の要領も異なるのであるが先に述べた汽罐の起動に対する制限の他タービンとの関係すなわちタービンへ流入させることのできる蒸気状態、タービンの許容蒸気温度上昇率その他タービン起動時に受くべき制限値を考慮して検討しなければならない。

Cold Startig の場合には起動中に補給する汽罐給水の脱気を先ず行わねばならない。そのため暖気のための





第18図 速度上昇時間算出表  
Fig. 18. Nomogram of Recommended Time for Bringing Unit to Speed

蒸気をそのまま脱気器に入れて脱気器内の水温を上げまたタービンへ蒸気導入までに主蒸気管も充分暖気しておかねばならない。Hot Starting の場合には特にタービンへ流入させる蒸気温度がタービン内部温度と許容差以内でなければならないのでこの状態にまで速かに蒸気温度を上昇させることが重要である。

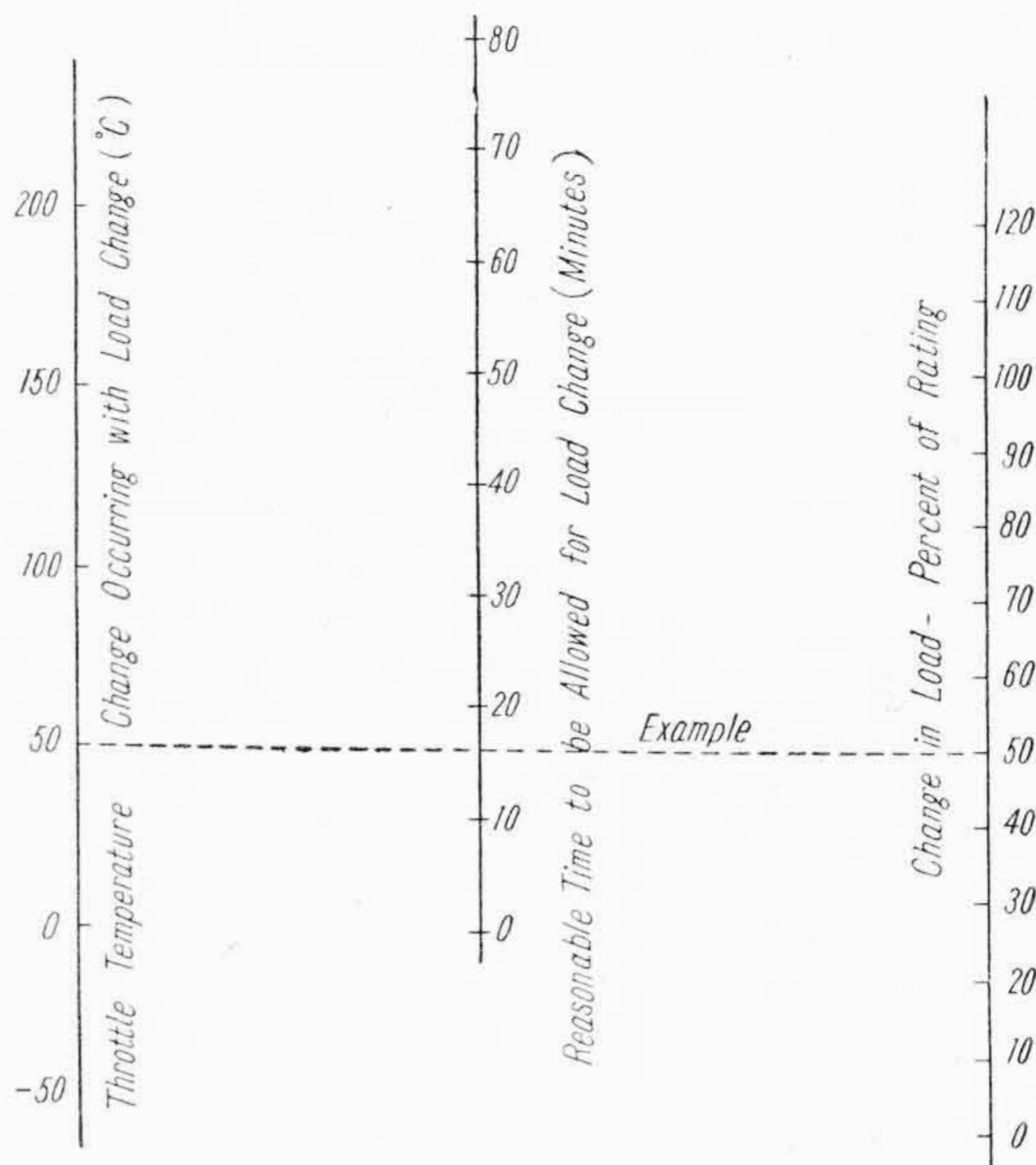
蒸気温度を速かに所定の温度まで上昇させるためにはタービンへ蒸気を流す以前に所定の負荷を汽罐にかけることのできる設備があれば容易に目的を達しうる。特に蒸気状態が相当高圧高温になつてからでなければタービンの起動のできないようなプラントにあつてはこの問題はさらに重要である。

第16図は起動時の再熱器の冷却と急速起動のための装置の一例を示すもので過熱器と平行して汽胴から再熱器へ直接蒸気を導くようにしたものである。

(2) タービンの起動停止に要する時間

(A) 起動時間

タービンの起動時間を決定する要素は前章に述べた温度の制限により決定されるが、このためには先づ起動前におけるタービン各部の温度およびボイラより送られる蒸気温度を知る必要がある。これらの温度は停止期間の長短によつて変つてくるので停止後におけるボイラドラムあるいはタービン各部の冷却状態を充分に把握しておく必要がある。ボイラの停止後におけるドラムの圧力降下は第14図に示した通りであるが、第17図にはタービン各部の冷却状態を示す。したがつて第14図と第17図を対



第19図 負荷上昇時間算出表  
Fig. 19. Nomogram of Obtaining Reasonable Time to be Allowed for a Load

照して起動前におけるボイラ、タービンの温度の状況を知ることができる。この温度によつてタービンの起動から定格速度に上げるまでの時間が定められるが、実験的につぎの式が用いられる。

$$T_s = 0.06 \Delta t \sqrt{T_{sd}}$$

ただし  $T_s$  = 定格速度まで上げるに要する時間(min)

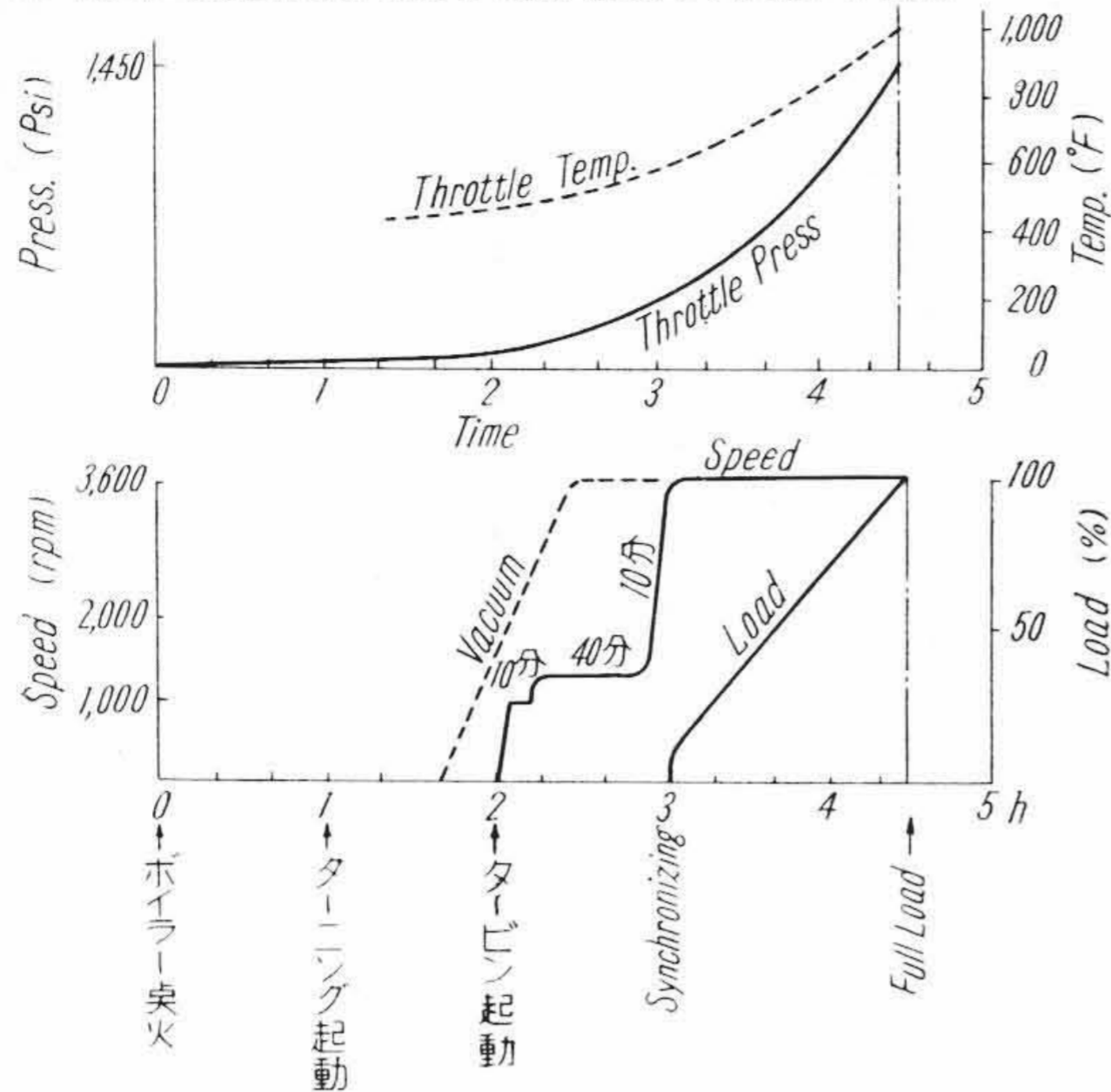
$\Delta t$  = 蒸気と蒸気室壁の温度差 (°F)

$T_{sd}$  = 起動前における停止時間 (h)

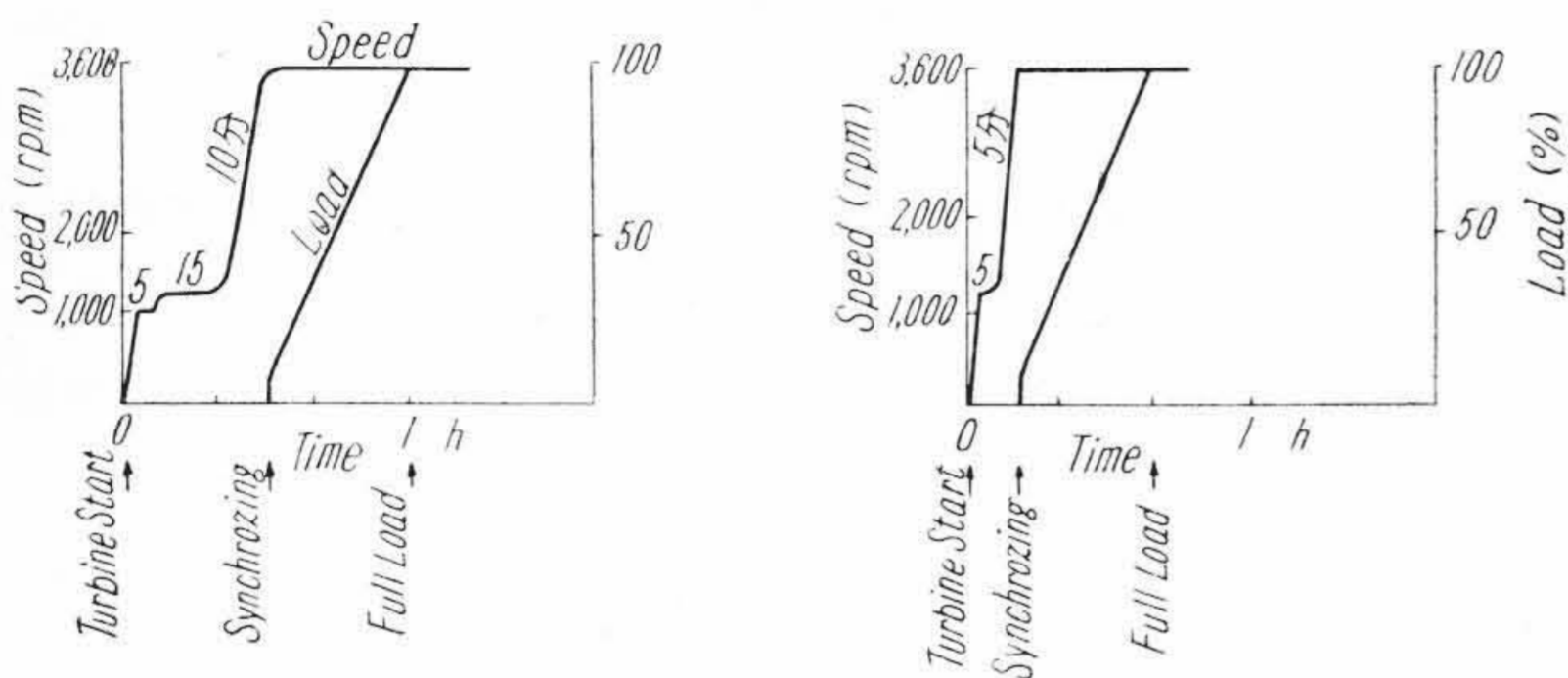
第18図はこの式を図表化したものである。

タービンが無負荷で運転されている間は蒸気量も少く、温度上昇も緩慢であるが、いよいよ負荷をかけ始めると負荷とともに温度が上昇する。再熱蒸気の温度も主蒸気の温度に約5分程遅れて上昇する。この場合100%負荷をかけるまでの時間は、温度上昇率 500 °F/h, 温度差 100 °F の制限によつて定まる。したがつてボイラの蒸気の温度が負荷とともに変化して行く場合と、温度が一定で変化しない場合とによつて負荷をかけるに要する時間が異なる。この時間の算定を図表化したものが第19図である。第19図に示すようにボイラの蒸気温度はできるだけ高い方が負荷をかける時間が早い。したがつて最近のプラントではタービンに蒸気を流す前にボイラより一定の蒸気量を取り出して急速に温度を上げる設備を有することはすでに第16図に述べた通りである。また再熱タービンの場合は無負荷、あるいは低負荷において低圧車室の温度が上るので、高低圧連絡管の所に水を噴射して一

(1) 12時間以上停止した場合 (Cold Stateより起動する場合)



(2) 1時間以上12時間以内停止した場合 (ボイラー汽胴圧力は保持するものとす) (3) 1時間以内で起動する場合



第20図 起動曲線  
Fig. 20. Starting Curves

定温度以下にたもつようになっている。一般に低圧車室の熱膨脹を考慮して150°F以下に保つが、負荷をかける途中にあつては120°F以下になるのを待つて負荷をかけることが望ましい。

起動から100%負荷までの時間はタービン停止時間によつて異なるが第20図に12時間以上停止後、1時間~12時間停止後、1時間以内停止後の代表的な起動曲線を示す。

(B) 負荷除去およびタービンの停止

長期間停止の時は第19図の図表を使用して負荷を減少させて行けば良い。短時間停止後、急速起動が要求される場合にはタービン停止後できるだけ車室あるいは蒸気室の温度を高く保つておく必要があるが、タービンの開放点検、修理などのためにできるだけすみやかにタービンを冷却させる必要がある場合には、タービンを停止後自然放熱によつて冷却させたり、あるいはFanで風を送つたりするよりも、つぎのような停止の方法を行えばより安全で速く冷却することができる。すなわち先づ負荷

を50%に減少させ、入口蒸気圧力、温度を同時に降下させる。もし蒸気駆動補助油ポンプを使用している場合には、蒸気圧力は定格蒸気圧力の40%以下に下げることが避け、電動補助油ポンプ使用の場合には蒸気圧力は10 kg/cm<sup>2</sup>まで降下させることができる。入口温度は70°F/h (40°C/h)の割合で10 kg/mm<sup>2</sup>に対して幾分過熱の状態になるまで降下させる。この場合加減弁はできるだけ全開にしてノズルを一様に冷却する。最終圧力温度に達したら急激に無負荷にし、OCBを開き、タービンを停止させる。

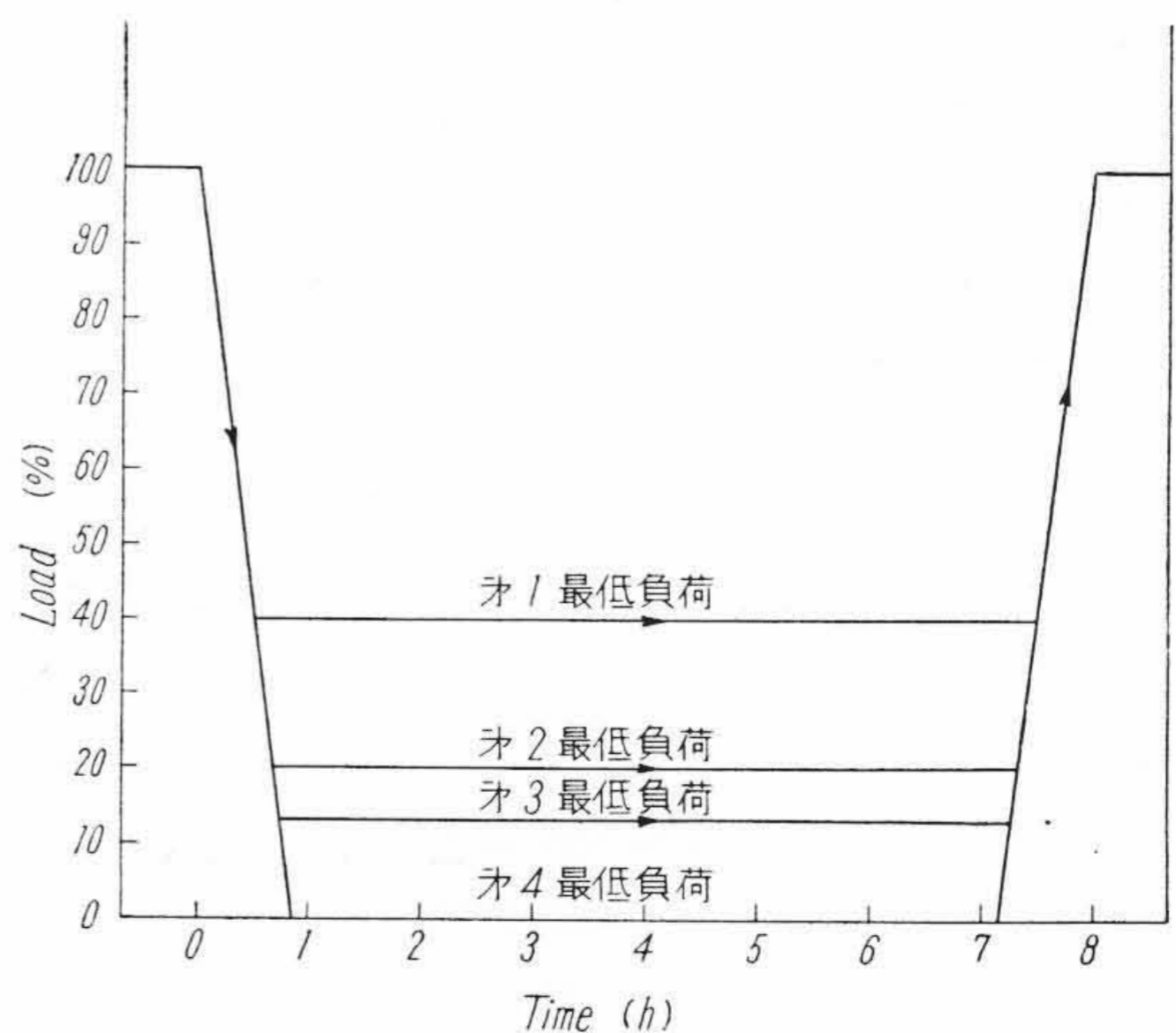
〔IV〕 最低負荷運転

我国の火力発電所におけるごとく頻りに起動停止を行う場合は、その度にボイラ、タービンに必要以上の応力を生じ、運転も複雑になるので決して好ましいことではない。したがつてむしろ最低負荷運転を行つた方が安全であり、また経済的であると考えられるが、最低負荷運転を行う上に影響する要素としてはつぎの点がある。

- (a) 最低負荷をかける時間 (負荷率)
- (b) ボイラ、タービンその他補機の効率の変化
- (c) 安全な急速負荷、増減を行いうるような構造になつているか否か

これらの要素から最低負荷運転に対する経済性を論じることができる。

一般にタービンよりもむしろ、ボイラの運



第21図 低最負荷運転曲線  
Fig. 21. Minimum Load Curve

転によつて定められるもので、ボイラの燃焼装置、通風装置、自動制御装置の限度を考慮して定めるが、つぎのような最低負荷の段階が考えられる。

第1最低負荷 E型ミル常用台数を全部使用するものとして容量を減少し、自動制御運転可能なる最低限。

第2最低負荷 ミルを1台に減じた場合の石炭専焼可能最低負荷、これは同時に ACC で制御しうる最低限度である。

第3最低負荷 ACC から切離した場合の混焼による最低負荷。

第4最低負荷 点火バーナを使用する最低負荷。

第21図に毎日8時間停止する場合の各最低負荷の一例を示す。なおボイラ、タービン筒々の問題に対して特に考慮すべき点をつぎに述べる。

#### (1) ボイラの最低負荷

可能最低負荷は汽罐ならびに補機の型式、性能、燃料の種類運転の方法などにより異なるものでこれらの条件のうち最も制限を受けるものにより決定される。またこれらは数値的に明確な線を引いて決められるべきもので無く、実際の運転について判定されるものである。

つぎに各項につき簡単に述べる。

#### (A) 燃焼関係

##### (a) 微粉炭機

B & W, E型ミルにおいては空気燃料比が小さく高温空気を通すので広範囲の負荷に適しおのおの25%容量以下にまで低下させることができるが低負荷運転にて1台のみのミルを用いる場合には負荷の変動を考慮に入れて50%程度の容量に止めることが安全であろう。ただし低負荷時重油の助燃を行う場合には25%以下の容量に低下させて差支えない。

##### (b) 燃料配管

微粉炭の停滞、沈降を考慮し15~16 m/s を限度とする。

##### (c) 微粉炭バーナ

最低容量はミルに応じ25%であるがミル1台のみの場合には50%とする。重油助燃のある場合は25%まで下げうる。

##### (d) 火炉負荷

直接その大きさに関係はないが前記燃焼量の限定には火炉、構造もある程度の影響があり火炉負荷は逆算的に求められる。

#### (B) 廃ガス温度

廃ガス温度が低くなるとその露点に関連して空気予熱器管の腐蝕の問題が生じ自ら制限されることになる。しかし問題は管壁温度と露点の関連であるので管壁温度の

制限をすればよいことになる。石炭中の硫黄を2%とすれば管壁温度の最低限度は約65°Cである。したがつて空気温度を20°Cとすれば廃ガス温度は約110°Cとなるが汽罐には空気予熱器の空気再循環装置あるいは空気バイパス装置などによつて管壁温度を任意に保つことのできるような装置がありこれの使用で問題は解決する。

重油のみの場合には最低管壁温度は約90°Cとなるので低負荷時には問題があるが重油中に添加剤を入れて露点を石炭専焼なみに下げることができる。

#### (C) 補機

##### (a) 送風機

ダンパ、ベーンなどの漏洩が避けられないのでこのための最低負荷は約15%となる。ただし手動運転時には過剰空気を増して運転すれば差支えないのでこれが最低負荷を左右することにはならない。

##### (b) 給水ポンプ

5~15%負荷以下においては過熱防止装置が自動的に作動して水を再循環させるので問題はない。

##### (c) 給水温度

節炭器入口の給水温度がガスの露点以下とならぬことが必要でそのため低負荷時給水加熱器への熱量不足の場合には蒸気を注入するための設備を置く。

以上の各項目により再熱汽罐における最低負荷が決定するのであるが手動の場合には石炭専焼にて15~20%負荷、自動制御の場合には20~25%負荷が一般に可能であろう。

#### (2) タービンの最低負荷

タービンの最低負荷運転は主として排気温度によつて定まり、そのほかは特に制限となるものはない。この場合最低負荷の決め方にはつぎの二通りがある。

すなわち (a) 排気温度がそのときの真空の飽和温度に達し、何時でも負荷がかけられる状態にある場合。

(b) 排気温度を175°F (80°C) に保ちつつ運転する場合。

(b) の場合は(a)よりも負荷が少いので真の意味の最低負荷は(b)である。しかし再熱タービンの場合は低圧車室に水を噴射して温度を下げるので、特に最低負荷はなく、無負荷を最低とする。したがつてタービンよりもボイラによつて最低負荷が定められる。

## [V] 結 言

以上再熱プラントの急速起動停止および最低負荷について述べたが、起動停止を繰返すべきか最低負荷運転を行うべきかについては、その頻度、設備、経済比較の点か

ら検討すべきで一概に結論づけることはできない。要するにこれらに関する一般法則を作ることは困難でむしろ箇々のプラントにおいて繰返し経験を積むことによつて起動停止の時間はいくらかでも短縮し、安全な運転ができ

る。たゞしメーカーとしては常々この問題について充分検討して、発電所の要求に沿うような機器を製作するよう心掛けねばならぬ。

製品紹介

フライアッシュの回収方法について

Fly Ash Recovery System

火力発電所のボイラより排出される灰の処理方法に、従来多くは水洗ピットに落して流す流水方式や、トロッコ、コンベヤ等を使用する機械的方式が使用されており、とかく灰を飛散させて厄介視されているが、これに対して近時これらの灰を空気流によつて処理することが注目されてきた。すなわち空気流による吸引輸送は、狭隘な場所または地表以下のピット内からも、灰を簡単にかつ周囲を汚すことなく処理できる利点があるためである。最近ボイラから出る極めて細かい灰、すなわちフライアッシュの処理もこの方法によることがきわめて有利である。したがつてこのフライアッシュの空気輸送による回収が諸々に計画されるようになった。

日立製作所では、今回中国電力小野田火力発電所の第5号、第6号ボイラのコットレルより出るフライアッシュを、空気輸送により貯蔵サイロに採取し、袋詰した後倉庫まで輸送する装置一式の注文をうけ製作中である。以下本装置の概要および特長について記述する。

主要仕様

空気輸送装置

型式	真空吸引式空気輸送
輸送容量	常用 1.5 t/h×2 系統 最大 2.0 t/h×2 系統
輸送距離	5号 約70 m 6号 約55 m

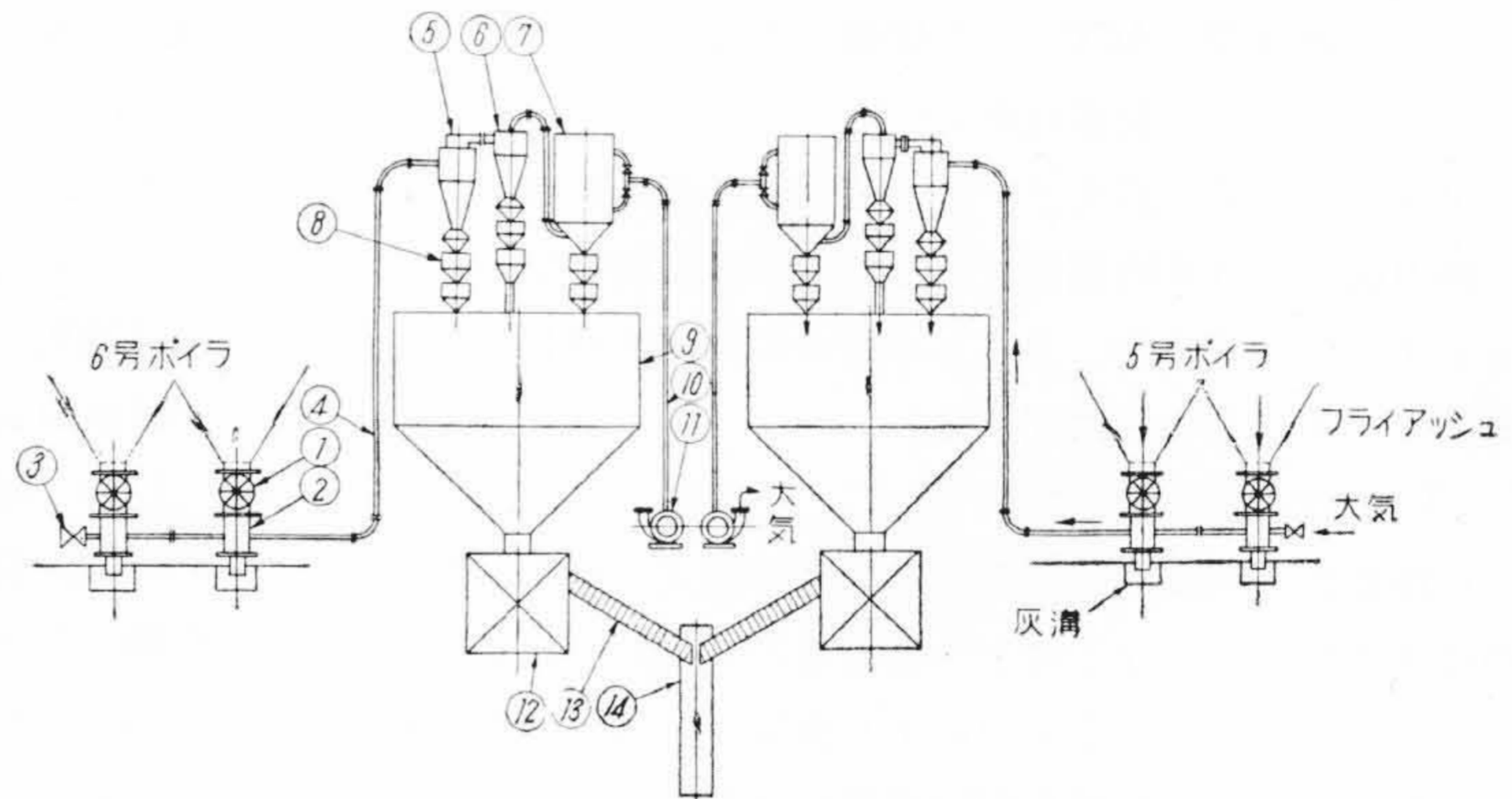
サイロ 100 t×2 基

袋詰装置

型式	2連式自動袋詰式
容量	10 t/h×2 台

搬出装置

型式	ローラコンベヤおよびベルトコンベヤ
容量	ローラコンベヤ 10 t/h×2 台 ベルトコンベヤ 20 t/h×1 台



- ① ロータリバルブ
- ② ロータリコック
- ③ 風量調節バルブ
- ④ 輸送管
- ⑤ 一次サイクロン
- ⑥ 二次サイクロン
- ⑦ バッグフィルタ
- ⑧ 排出バルブ
- ⑨ サイロ
- ⑩ 空気管
- ⑪ ルーツブロワ
- ⑫ 袋詰装置
- ⑬ ローラコンベヤ
- ⑭ ベルトコンベヤ

注 悪質のフライアッシュは②のロータリコックを切替えて直接灰溝に捨てることできる。

第1図 フライアッシュの回収系統図  
Fig. 1. Schematic Diagram of Fly Ash Recovery System

本装置の系統を第1図に示す。本装置はルーツブロワにより輸送管内にサイロに向う吸引気流を作り、ロータリバルブより一定量づつフライアッシュを輸送管に供給しながら輸送し、サイロ上部で一次、二次サイクロンおよびバッグフィルタによつて気流から分離する。一方分離されたフライアッシュを一時サイロに貯蔵し、またサイロ下部より取出して袋詰とし、倉庫に搬出する機構になっている。ロータリバルブより排出されたフライアッシュは、切替バルブによつてサイロへ輸送することも、あるいは従来の水洗ピットへ落下させることも可能である。また連続運転のため、バッグフィルタは内部濾過部分を二等分し、自動的に一定間隔をもつて片方づつ気流を遮断して槌打する濾布清浄装置をもうけている。さらにサイクロンおよびバッグフィルタ下部には、分離器内の気密を完全に保ちながら粒子を排出する二重バルブ式の自動排出機を使用している。