

ディリースタート・ストップを行なう 発電用ボイラドラムの強度的検討

Stress Analysis of Power Generating Boiler Operated
Exclusively for Peak Load Hour

丸山 武志* 田中 三彦**
Takeshi Maruyama Mitsuhiko Tanaka
森 修二* 坂口 安英**
Shuji Mori Yasuhide Sakaguchi

要 旨

中部電力株式会社西名古屋発電所は、いわゆる中間負荷火力をになう発電所として運営される計画であり、スタート・ストップサイクルが在来の設計仕様に比べると著しく多くなる点ボイラの強度面における検討が必要になった。そこで詳細な応力解析を行なう一方、実際のボイラドラムについて応力および温度測定試験を行なって、その検討からこの種類のボイラドラムについて応力解析法を確立するとともに納入ドラムの強度がじゅうぶんなことを確認した。

本稿は、その概要を述べたものである。

1. 緒 言

発電プラントは、単機出力の大容量化が進められる一方、夜間や休日の電力需要の低下に対処して、ピークロード専用のものが建設されるようになってきている。今後、原子力発電所を含む大容量発電所中心の計画が進むに従い、この種発電所の需要もさらに多くなると考えられる。

バブコック日立株式会社は昭和43年および45年に中部電力株式会社から西名古屋発電所ボイラ1~4号機(220および375 MW)を受注したが、このボイラは、毎夜停缶を運転仕様とするピークロード用のもので、起動停止回数が在来のものに比べきわめて多く、内圧変動や起動停止の際の非定常熱伝導に基づく応力変動の繰り返しが多くなるので、このような運転条件に対する強度面の検討が必要になった。

ここでは、そのうち、ドラムについて検討した結果を述べる。圧力容器の強度解析は原子炉圧力容器設計法⁽¹⁾と関連して数年来著しく進歩したが、ボイラドラムについてこうした解析方法を全面的に採用した例はなく、ボイラの循環系の流速、温度、圧力、ドラム水位などの挙動を含めた解析が必要になった。

ドラムの設計にあたっては、取りあえず在来の実績データを検討して、安全側から必要なデータを設定して、応力解析を行ない、強度面の安全性を確認するとともに、製作から運転にはいる工程において、応力測定試験ならびに温度測定試験を行ない、解析の結果を裏付け、さらにこの結果に基づいてドラムの応力解析方法を確立した。

2. ボイラドラムの仕様と強度解析の方法

2.1 ドラムの仕様と構造

同じ運転仕様のボイラには220 MWと375 MWの2種類があるが、ここで述べる解析と測定を行なったボイラは220 MW、700 t/hに設備されるドラムであり、おもな仕様は、最高使用圧力194 kg/cm² G、設計温度362°C、胴部内径1,672 mmであり、胴部板厚は151 mm、材質はSA 302 B相当である。

図1は220 MW自然循環ボイラの断面図であり、ドラムは鏡板部のみ保温材をまき、胴部はペントハウス内に露出される形で設置さ

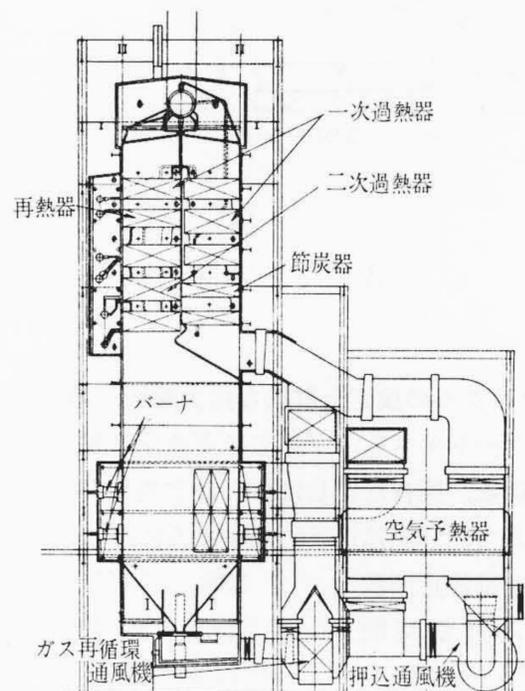


図1 220 MW用単胴放射形自然循環ボイラ断面図

れている。

図2はドラムの構造を示すものである。本ドラムは全溶接構造であり、「火力発電用ボイラ技術基準」を満足するものである。またノズル取付部コーナは、ASME Code Section III⁽¹⁾の規定によっている。

ドラム内は通常缶水水面がドラム中心近くにあり、水面の上側は飽和蒸気、下側は缶水で満たされている。ドラム下面には、多数の蒸発管と上昇管が接続されており、これらから流入した汽水混合体は、ドラム内面に沿って円周方向に設けられたコンパートメント・バッフルプレート(以下C・バッフルプレートと記す)に案内されてサイクロンセパレータにはいる、ここで汽水に分離される。このC・バッフルプレートは、ドラム長手方向に鏡板近くまで設けられており、鏡板部にはスフェリカル・バッフルプレート(以下S・バッフルプレートと記す)を鏡板の内壁に沿って設けてある。このS・バッフルプレートは、ハイドロクロンから放出される低温水が降水管ノズル付近の内壁に当たるのを防ぐために設けられている。また、給水管ノズルや薬品注入ノズルなど流入流体温度とドラム温度に大きな温度差があるノズルについては、ドラムに対する熱影響を軽減するためにサーマルスリーブが設けられている。

* バブコック日立株式会社 研究部

** バブコック日立株式会社 工場

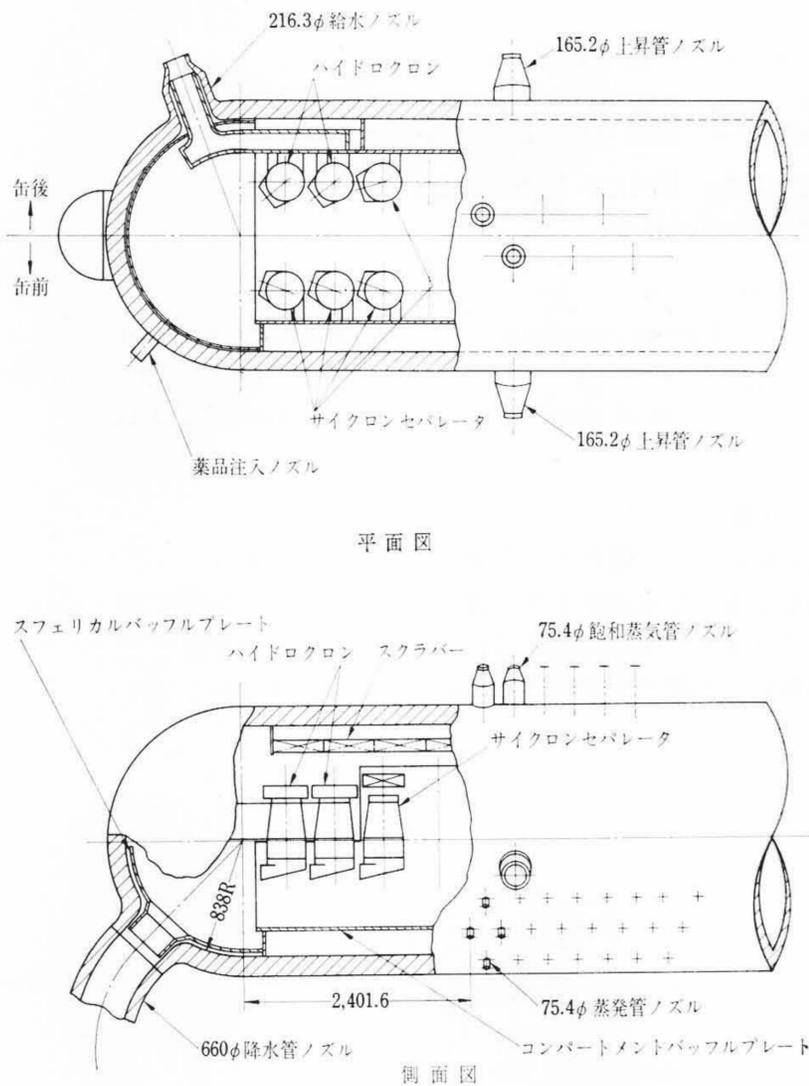


図2 ドラム構造

2.2 運転サイクルの設定と詳細な応力解析部の決定

デイリースタート・ストップ運転に関連する要求は、昼間の時間帯では全負荷運転、深夜ないしは休日の需要の少ない時間帯では運転停止することで、詳細は以下に示すようになっている。

年間起動停止回数	335	回/年
日平均運転時間	14.3	時間
日平均負荷率	77.3	%
年利用率	42.2	%

普通の火力プラントでは、計画時の年間起動回数は10回/年程度であるので、このプラントはきわめて多いことになる。

従来のドラム設計は、動的条件についての解析は行なわれておらず、また、こうした解析の例はない。そこで、まず応力繰返しに対し問題となる部分をすべて検討することとし、熱応力の影響を考慮して次の点を決めた。

- (1) 胴および鏡 (鏡と胴の不連続応力も含めた)
- (2) ノズル
 - (a) 上昇管ノズル (b) 蒸発管ノズル (c) 飽和蒸気管ノズル
 - (d) 降水管ノズル (e) 給水管ノズル (f) 薬品注入ノズル

さらにこれらの部位における疲れ損傷を評価するために、ドラムが使用寿命中に受けると考えられる変動条件と繰返し数を定めるためボイラの運転寿命を20年とし、各繰返し数を表1のように決めた。

コールドスタートには、プラントの系統が冷却した条件から起動する場合のほか、停缶時間が長く他の起動サイクルにはならないものも含めている。この場合当然熱的な初期条件が変わってくるが、72時間停缶を標準としてその条件について計算した。ウォームスタート・ストップサイクルは、おもに週末停缶を考えたもので、30時間停止の条件について計算した。ホットスタート・ストップサイクルは、デイリーストップを考えたもので夜間の8時間停缶の条件

表1 運転サイクルとサイクル数

運 転 サ イ ク ル		サイクル数
水 圧 試 験		43
コールドスタート	C ₁ (完全冷機)	40
	C ₂ (72h 停 缶)	80
ウォームスタート・ストップ W (30 h 停 缶)		460
ホットスタート・ストップ H (8 h 停 缶)		5,600
急速停止 Q		100
高圧ヒートカット運転 HC		60
薬品注入 CI		3,030

を考えている。なお、ウォームスタート・ストップおよびホットスタート・ストップの際は停缶中バンキングが行なわれ圧力低下が押えられる。急速停止は、事故時に行なう場合、発生応力上きびしい条件におかれることを考えて設定した。また、高圧ヒートカット運転もヒータ事故を考慮して検討しておくことにした。さらに、薬品注入ノズルについては、注入回数を予想し強度を検討することにした。

2.3 応力解析の方法と使用プログラム

これまで述べたように、このボイラは、その使用期間中に多種の運転サイクルを数多く繰り返すことになるので、当然、疲労の見地からその安全性を確認し評価することが必要となってくる。その意味においては、従来ボイラの設計に適用してきた設計規格あるいは設計基準では、その安全性をじゅうぶん保証しうるものとはならない。そこで、2.2ですでに述べたように、疲労強度が特に問題と考えられる部位に対し、ASME CODE SEC. III (Nuclear Vessels) に示される応力評価表を採用することによって、その安全性を確認する方法をとった。

周知のように、ASME CODE SEC. III⁽¹⁾あるいは、同 SEC. VIII. Div 2などは、その規格中に疲労の評価法を示した規格であるが、この種の規格に準じて応力の評価を行なうには、理論的な応力解析が要求されるが、ここでは、その理論的な内容に関する詳細な記述は省略する。表2は今回の解析において使用した応力解析関係のプログラムを示したものである。

次に、実際の応力解析の手順について、その概略を述べる。

まず、疲労解析にはいる前に、上記プログラムを用いて、内圧などの機械的荷重によって生ずる一次応力ならびにあらゆる運転サイクルを総合して考えられる(一次+二次)応力の変動範囲を求め、それらの値がそれぞれの制限値以内にあるかどうかを検討した。次に、各時間に対する内圧力、熱荷重、外力などによって生ずる応力を求め、時々刻々に変化する応力を明らかにし、その応力サイクルと繰返し数から Miner の線形被害則により累積疲労度を算出し、疲労強度を検討した。この場合、直接疲労計算にはいらずに、SEC. III N 415.1の項を適用し、疲労強度解析の要否を判定するのが通常であるが、初めての解析でもあることから、この項を適用せずに疲労強度の解析を行ない累積疲労強度を調べた。なおノズルと胴の取付部に生ずるピーク応力を正確に評価することは、有限要素法などの使用により準次可能な方向に向いつつあるが、今回は安全側の解析という意味も含めて、SEC. III 中に示される応力係数法を採用した。

3. 非定常熱伝導の解析

3.1 解析の方法

熱伝導方程式を差分法で、数値解法で計算するプログラムを用いた。この方法は構造物をメッシュに分割し、メッシュ間の熱移動を

表2 本解析で用いたプログラム

分類	プログラム名	内 容	荷 重	適 用
応力解析	VESLA01	差分法を用いた軸対称回転殻の応力解析	内圧, 熱, 軸対称外力	軸対称容器一般ノズル
	VESLA02	殻理論による球殻につくノズルの応力解析*	内圧, 軸荷重, 非対称荷重	球殻につくノズル
	VESLA03	殻理論による半球鏡と胴の接合部応力解析	内 圧	半球鏡と胴の接合部
	VESLA04	殻理論によるテーパ継手部の応力解析	内 圧	テーパ継手部ノズルエンド
	VESLA05	Bijlaard 理論によるノズルの取付部の応力解析	外 力	ノズル, アタッチメント
	VESLA06	非対称, 非定常温度分布下の円筒断面の熱応力	熱	
温度分布	VESLA07	軸対称容器二次元非定常温度分布の計算		ノズルなど
	VESLA08	円筒断面の二次元非定常温度分布の計算		ドラムなど

* Lecky, Penny の理論解析によるもの。

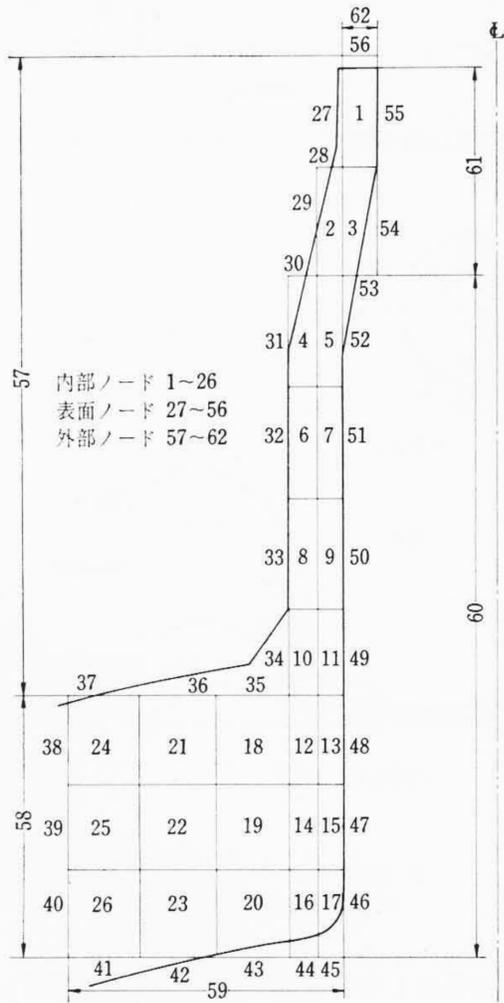


図3 給水管ノズル熱伝導解析用メッシュ分割

解析するものである。図3は、その一例として給水ノズルの場合のメッシュ分割を示したものである。ノズルは軸対称回転体として扱うことができるので、図示図面がノズル中心に対し回転することによって形成される形状として計算した。

境界はメッシュ 57~62 の6個に分けられる。保温材との境界57と、58, 62のように連続部との境界は熱移動をゼロとした。連続部との境界については、その影響範囲を別に検討して決めるようにしているが、影響範囲は小さく図示程度に取ればじゅうぶんである。メッシュ 59, 60についてはドラム内面と同条件で変化するものとし、またサーマルスリーブについては、ドラム壁との間にある流体層を考え、メッシュ 61には給水の流入条件で決まる熱伝達率を与え、運転時間とともに変化させるようにした。

3.2 温度測定試験

2.2で述べた強度解析部位について熱電対を取り付け、試運転時に、寿命中に考えられるすべての起動停止運転を行ない温度測定を行なった。起動停止条件は、2.2で述べた5種類である。

熱電対取付位置は、図4に示すとおりであり、取付位置については次のことを考慮している。すなわち

胴および鏡板については、上下部で接触する流体の状態が異なり、

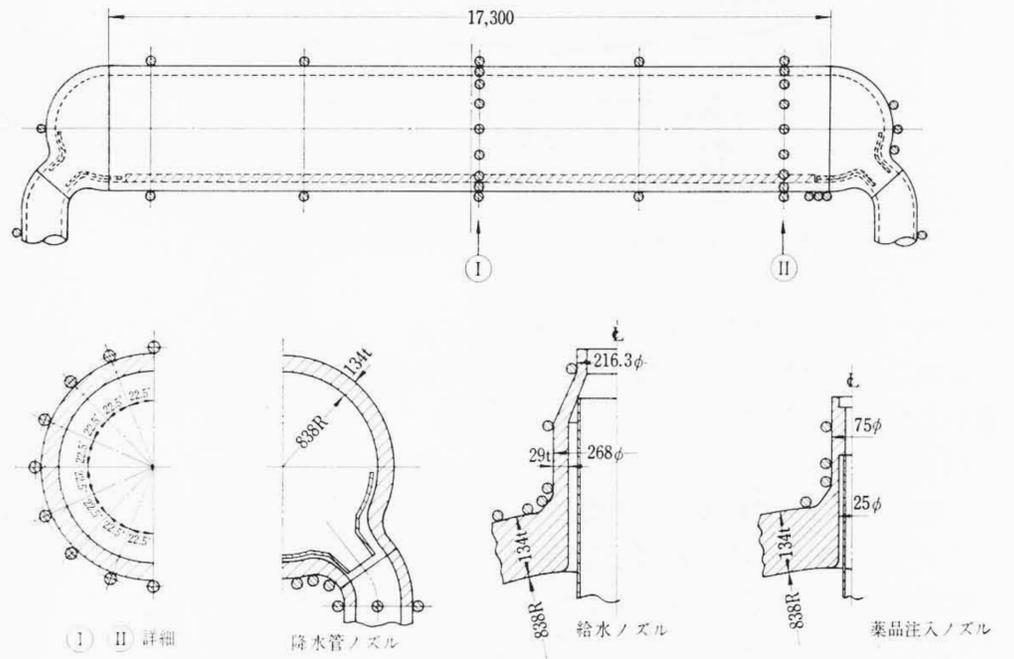


図4 熱電対の取付位置

しかも通常運転中、ホットバンキング中、起動時の水張り、あるいは急速停止時の水張り・ブローなど各種の運転条件があるので、さらに内部装置の効果も含め、胴、鏡板の円周と胴長手方向の温度分布を明らかにする必要があった。

ノズルについては、サーマルスリーブの熱的な取扱い、ノズルから胴部の熱影響、さらに鏡板部に設けたS・バップルプレートの取扱いについて検討することを考えた。

またドラムがペントハウス内に設置されることから、ペントハウス内ふん囲気温度の変化とドラムの温度に対する影響を明らかにする必要があり、ペントハウス内の数個所で温度を測定した。

3.3 流体条件

2.3で述べたとおり、非定常熱応力の解析には、伝熱条件の基礎となる流体側の状況を正確には握しななければならないが、従来信頼のおけるデータが少なかった。そこで並行して各種の測定を行ない、流体側の条件を明らかにするとともに、その結果に基づいて、ドラムの熱伝導解析を行ない、実測値との比較検討を行なった。

検討に含めた流体条件は、次のとおりである。

圧力: ドラム圧力

温度: ドラム内流体温度, 各種ノズルを流れる流体温度

流速: ドラム内の飽和蒸気, 缶水, 汽水混合体の流速, 各種ノズル内流速

ドラム内水位

これらのうち実測不可能なものについては、実測値から計算により求めた。

運転条件は2.2で述べた5種類のスタート・ストップサイクルであり、それぞれの運転に対する条件を定めた。図5はホットスター

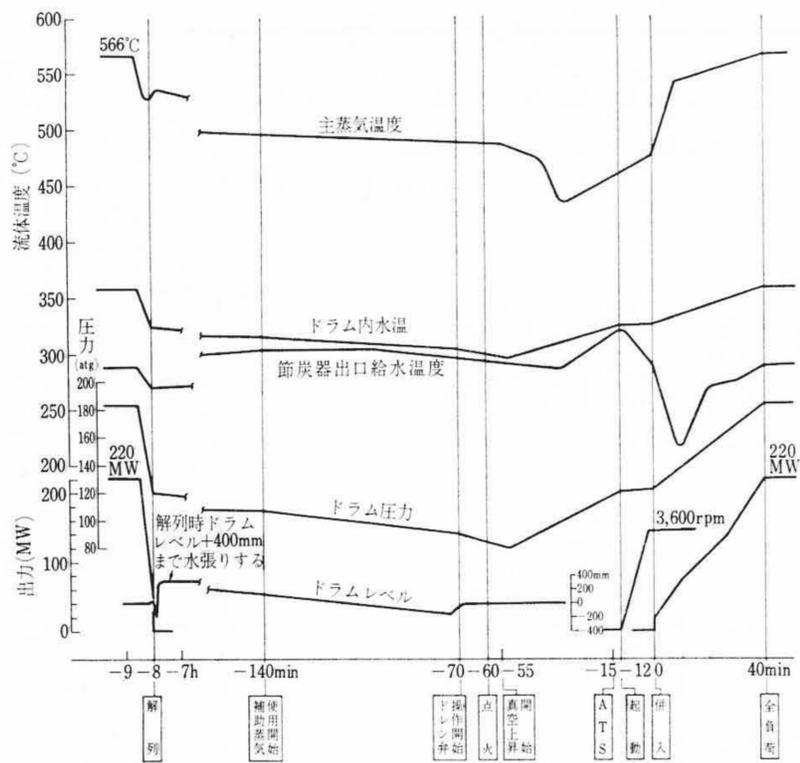


図5 ホットスタートストップの流体条件

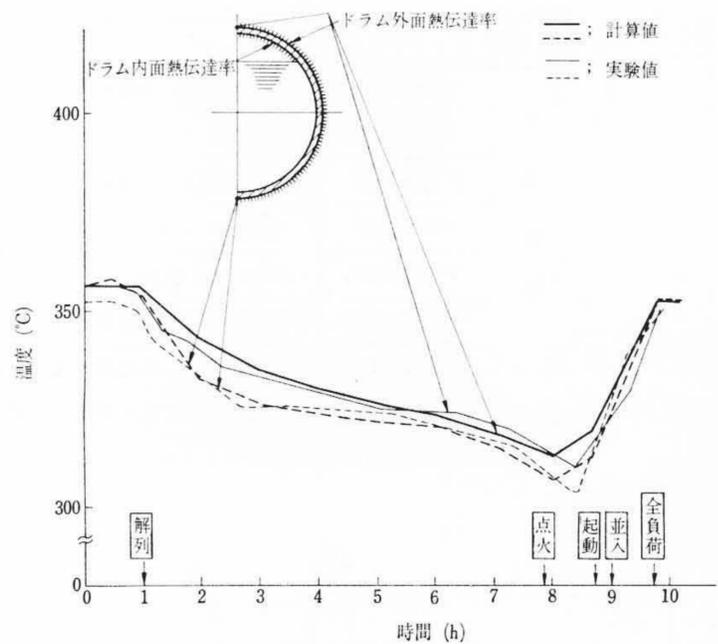


図6 ドラム上下面の温度変化 (ホットスタート・ストップ)

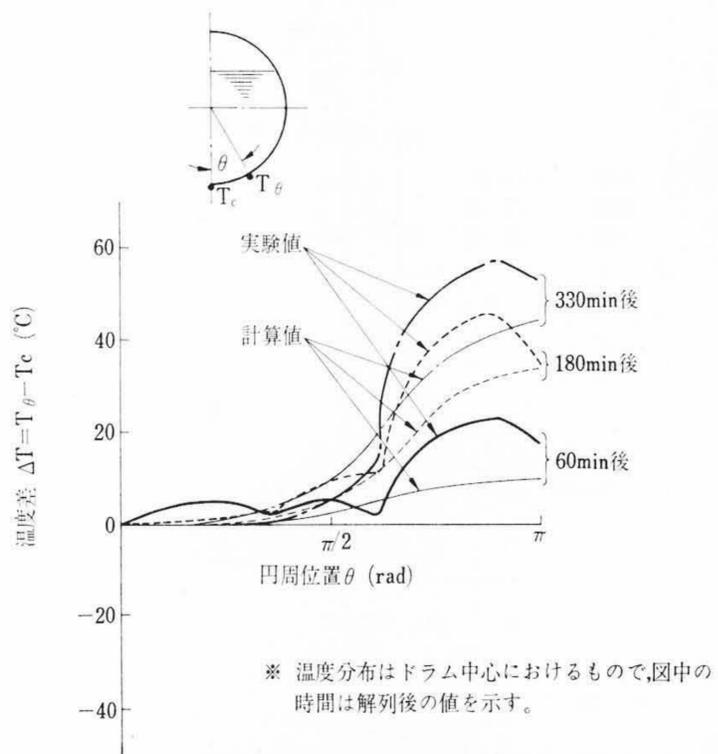


図7 ドラムの円周方向の温度分布の変化 (急速停止)

ト・ストップサイクルに関するものである。

なお、この実測によって明らかになったおもな事項を列記すると次のとおりである。

(1) 起動時の圧力上昇

起動時には、蒸気温度、圧力ともに燃焼率と過熱器各部からのブロー量で調整しなければならないが、実測運転により、こうした面を含めた予想を行なうことができるようになった。

(2) 停缶中のバンキングでの圧力降下

ホットスタート・ストップ、ウォームスタート・ストップ運転の停缶中に行なわれるバンキングでの圧力降下について、2.5 atg/hとして設定できることがわかり、解列およびスタート時の条件を決めることができた。

(3) ドラム水位

急速冷却停止の際、解列後運転水位より400mm上げて水張りを繰り返す運転をするが、ドラム圧力が約10 atgに降下した時点で、缶水ブロー弁からのブロー量と水張り量とがバランスするよう連続的に水張りブローを行ない、圧力、水張り回数、水位特性とも予想と全くよく一致させることができるようにした。またバンキング中の水位低下については、計算で精度の高い予想が行なえるようにした。

(4) ドラム給水温度

バンキング中の水位低下を補うために、起動前に水張りを行なうが、この際節炭器で加熱されない低温の給水が送られると考えていたが、バンキング中、電気集塵(じん)器出口ダンパーを閉じたためバンキング状態が良好で、節炭器の保有熱で給水がじゅうぶん加熱され、再スタートの際も給水温度が大きく下がることはないことがわかった。また併入後の給水温度の設定で、併入時点で節炭器内にあった高温の給水が送られたのちは、温度低下が起こることを予想していたが、この差については、ほぼ予想どおりであることが確認された。

3.4 ドラムの温度

3.4.1 胴および鏡板

胴および鏡板については、内外面の温度差と円周方向の温度分布から発生応力を計算した。ドラムには、内部装置や給降水管はじめ各種ノズルの配置に起因して局部的に変化する温度分布があるが、理論計算では、ドラム内の水位レベルと流体条件の変化を考慮しているだけで、構造に原因するものは考えていない。温度

測定によってこうした局部的温度変化が比較的大きいことがわかったが、強度的にはあまり問題にならない。

図6は、ホットスタート・ストップ運転におけるドラム上下面の温度変化を示したものである。ドラムはペントハウス内に保温材なしで設けられているので、非定常時には外面放熱熱伝達率の設定が問題になる。実測値をベースにし計算実験による検討の結果、条件に応じ5~10 kcal/m²h°Cの範囲で与えることによって各種運転条件を通じ、よく一致することがわかった。図6はその一例であるが、良い一致が見られる。

円周方向については、C・バッフルプレートやスクラバーの効果を検討していなかったためかなりの差が生じた。図7はこうした効果が激しい急速停止時について各時期におけるドラム中央部の円周方向の温度分布を示したものである。上下面では実測値と計算値がよく一致しているが、スクラバーの取付位置とその近くの部分では、温度降下が遅れ計算値よりかなり高めになっている。スクラバー部のこうした現象は、図9に示すようにスタート時には温度上昇の遅れとして現われた。

ドラムでは給降水管が取り付けられている端部において長手方向での局部的な温度分布が現われる。図8は、こうした影響のない胴下部の温度との差を長手方向において示したものである。曲線は各運転条件で最もきびしい場合を示したものであるが、コールド

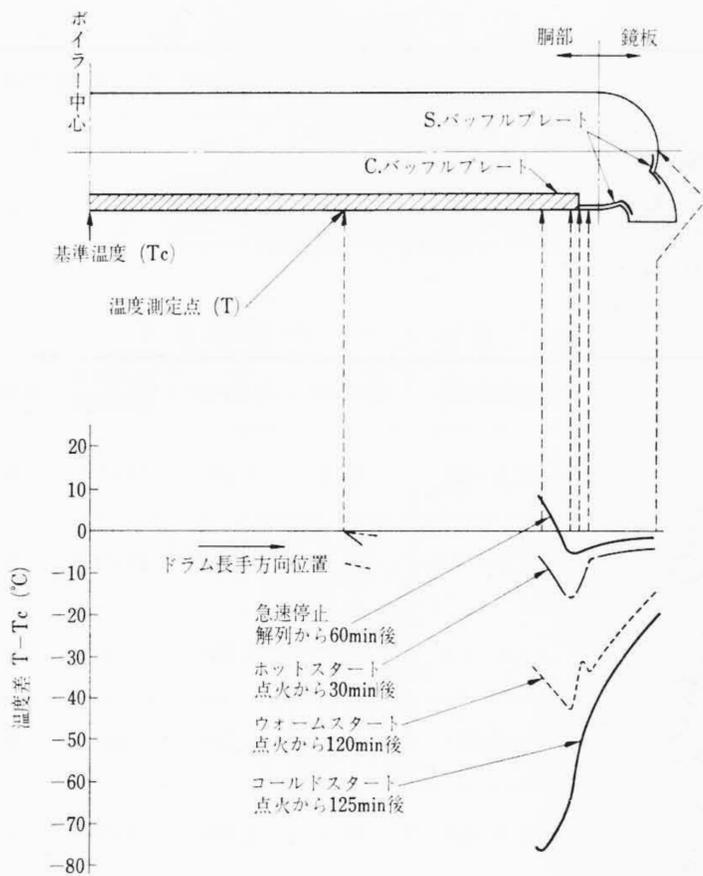


図8 ドラムの長手方向の温度分布

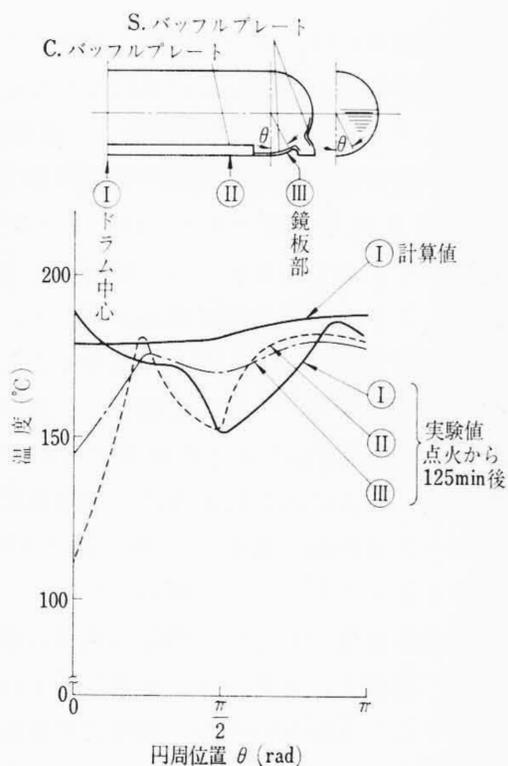


図9 ドラムの各横断面における温度分布(コールドスタートC₁)

スタートの場合は温度差が -80°C になる。ドラム端部はCおよびS・バップルプレートにより仕切られ、その境界部に大きい温度差がみられるが、コールドスタートの場合はC・バップルプレート内で最も大きくなっている。これは、この部分に上昇管入口がなく、そのために低温の缶水がよどむことによると考えられる。

鏡板部の熱的な境界条件をどのように設定するかはドラムの温度分布計算において一つの問題であるが図9にIIIで示すように胴部との差異はなく、スクラパーが設けられていないので計算値に近い分布形を示すことがわかった。

図9は、図8で示した胴長手方向温度分布が最も著しい運転条件について示したもので、胴底部に比べると円周方向では差が少ない。

3.4.2 ノズル

ノズルについては、サーマルスリーブの取り扱いが問題になる。実測データをベースにして計算によって検討した結果、給水

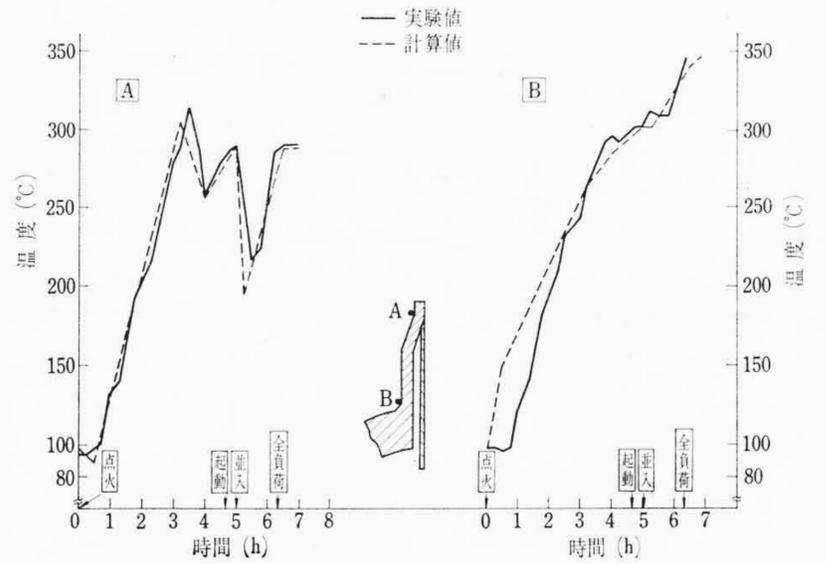


図10 給水管ノズルの温度変化(コールドスタートC₂)

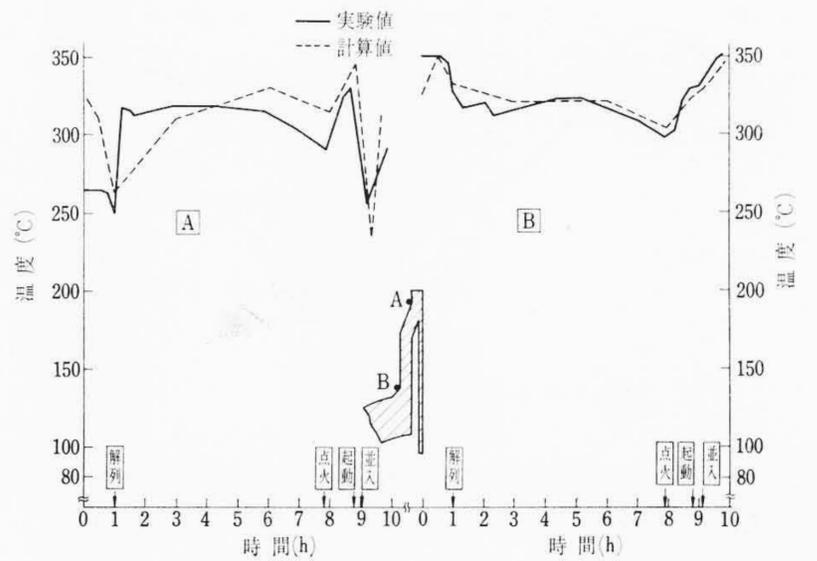


図11 給水管ノズルの温度変化(ホットスタート・ストップ)

ノズルにおいてはノズル壁とスリーブ間の熱伝達率を $130\sim 180\text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ に取る必要があることが明らかになった。これは動揺している流体がある場合に相当し水面の動揺によってノズル壁とスリーブの間の缶水が動揺するためと考えられる。

こうした条件は、降水管ノズルの場合にも同様に認められた。図10はコールドスタート時の温度変化、図11はホットスタートストップ運転時の温度変化を給水ノズルについて実測値と計算値とで示したものである。A、Bは代表位置であるが良く一致している。

4. 応力解析の結果

4.1 内圧による応力

内圧による応力に関しては、理論解析を行なった後、現地水圧試験時にストレインゲージによる応力測定を行ない、実測値と理論値との比較検討を行なった。その結果、ドラム本体の応力に関してはほとんど問題なく、理論値と実測値はよく一致した。一方、ノズルに関しては、ノズルコーナ部において理論値と実測値が一致しない傾向がみられたが、これは、2.3でも述べたように、ピーク応力の解析が殻理論的手法ではじゅうぶんに評価できないことを意味するものである。しかし、ノズルコーナ部以外は、理論値と実測値とは比較的よく一致したので、ピーク応力以外の応力、すなわち二次応力までの評価は、理論値を用いてじゅうぶんに行なえたものと考えられる。

4.2 熱応力

熱応力の理論値と実測値の比較は困難であるが、理論値を裏づけるものとしては、前述の非定常温度分布の測定があげられる。熱応

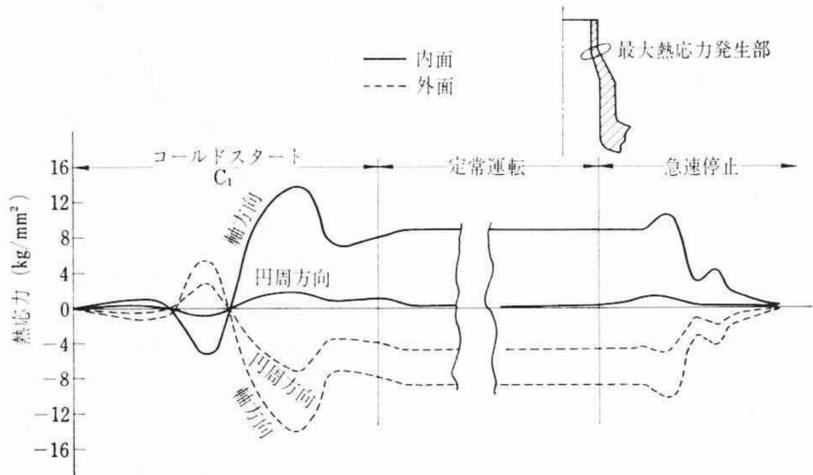


図12 給水ノズルエンド部の熱応力変動

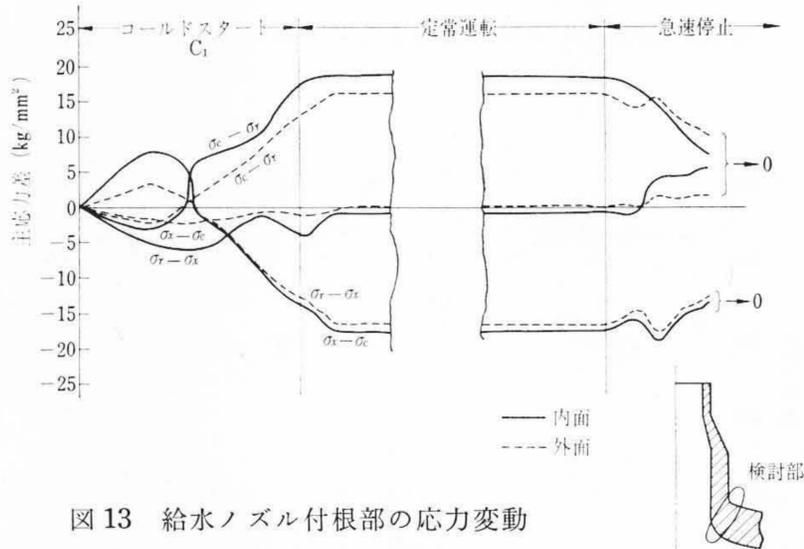


図13 給水ノズル付根部の応力変動

力の計算に用いた温度分布は、計算によって求めた温度分布であるが、実測温度分布と比較的よく一致しているため、熱応力も正しく評価されていると考えられる。

熱応力が特に問題になるのは、給水ノズルとドラム本体である。給水ノズルは、これに取り付けられた内管（またはサーマルスリーブ）を通して、比較的低温の水をドラム内に供給するが、給水ノズル内面は、ドラム内の流体と接しているため、ここに温度差を生じ、熱応力が発生する。図12は、内管の取付部付近の熱応力を示したものであるが、給水ノズルの熱応力は、この部分が最も大きくなる。これは、この付近が内管を通る流体によって局部的に冷却される状態にあることから、推察される。ただし、あとで述べるように、疲労を考える場合には、この部分が必ずしも最もきびしくはない。それは、この付近は比較的形状の変化がなめらかであり、ノズルコーナ部のように大きなピーク応力を伴っていないことによるものである。

次に問題となるのは、ドラム本体の熱応力である。ドラム本体の熱応力は、解析当初、ドラムの横断面に生ずる非対称温度分布を考えていただけであったが、前述のように、実測の結果長手方向にも局部的な温度分布があるので、これも考慮した解析を行なった。表3は、その結果を示したもので、この表からわかるように、長手方向の温度分布による熱応力は、それほど大きな値ではない。

4.3 外力による応力

ドラムに取り付けられた各ノズルは、これに接続する配管の温度上昇による伸びなどが原因となって、軸荷重や非対称曲げなどを受ける。このような外力による応力に関しては、Bijlaardsら⁽²⁾の計算方法によって検討したが、いずれも問題にならない小さなものであった。

4.4 疲労解析

疲労解析では、内圧、熱、外力などすべての応力を考慮した合計応力の変動が問題になるので、大きな熱応力を発生する部位に対しては、特に注意を払う必要がある。また、熱応力ばかりでなく、

表3 ドラムの熱応力

	最大温度差	軸方向応力	円周方向応力
ドラムの横断面に温度分布のある時	68°C	8.40	2.5
ドラムの長手方向に温度分布のある時	75°C	1.70	0.5

(応力: kg/mm²)

表4 給水ノズルの疲労強度

検討部	応力変動範囲	応力振幅	繰返回数	最大許容繰返回数	累積疲労度	
[図12のノズルエンド部]	内面	-16.5~4.9	12.3	6,180	12×10 ⁴	0.052
	外面	-8.3~10.7	10.9	6,180	21×10 ⁴	0.029
[図13の付根部]	内面	-7.6~2.1	5.6	6,180	10 ⁶	0
	外面	-9.8~2.1	6.8	6,180	10 ⁶	0
[図13の付根部]	内面	-18.9~8.0	15.5	6,180	8×10 ⁴	0.077
	外面	-17.6~3.4	12.1	6,180	12×10 ⁴	0.052

構造上の局部的不連続部には、ピーク応力が発生するので、このような部分もまた、疲労強度上注意しなければならない。その意味で給水ノズルならびにドラム本体が、他の部分より重要となってくる。図13は、給水ノズル付根部の各主応力差の変動の様子を示したものである。この図に示される運転サイクルは、コールドスタートC₁—急速停止の運転サイクルであるが、この運転サイクルは、他の運転サイクルに比べて、熱応力的に最もきびしく、この運転サイクルで疲労強度を検討すればじゅうぶんであることを確認したので、疲労強度検討の代表運転サイクルとして用いた。表4は、この運転サイクルが6,180回繰返されたときの給水ノズルの累積疲労度を示したものである。この表に示したように、累積疲労度が最も大きいのは、ノズルコーナ部内面である。しかし値は0.077で1に比べてじゅうぶん小さく安全であることが確認された。

次に、ドラムの疲労強度であるが、熱応力自体は前述のようにそれほど小さくないが、構造上、ノズルコーナ部などと比べて、大きなピーク応力を発生することがないので、全応力の振幅はそれほど大きくなく、疲労強度上ほとんど問題のないことが明らかになった。

5. 結 言

ディリースタート・ストップ運転を仕様条件に盛り込まれたことから、当初強度上に及ぼす影響を過大に評価し、慎重な設計製作を行なったが、詳細な強度解析を行なった結果、最も条件の悪い部分でもその影響は軽微でじゅうぶんな品質管理下で設計製作すれば、強度にはじゅうぶんな余裕のあることがわかった。また、細部にわたる解析と実際のボイラによる試験を並行して進めたことから、ドラム各部位の発生応力、各種の運転によるそれぞれの損傷程度を把握(はあく)することができた。

最後に試験にあたり多大な協力をいただいた中部電力株式会社の関係各位に謹んで感謝の意を表わす。

参 考 文 献

- (1) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. III (1968), Sec. VIII (1968)
- (2) K. R. Wichman, A. G. Hopper: Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shell due to External Loadings, Welding Research Council Bulletin (Aug. 1965)