急速起動におけるタービン車室の熱応力

Thermal Stress of Turbine Shell on Quick Starting

粂 野 幸	*	飯土井	博*	大友	こ 寿	夫**
Kōzō Kume	no	Hiroshi Iid	oi	Tosl	nio Ōtom	0

梗 概 容 内

近時,新鋭の大容量火力発電所においても,電力需要の関係で,ひん繁な起動停止を要求される場合があり, かかる運転に対し適切な起動法の確立が要望されている。本文はタービンの急速起動時における車室の温度分 布,ならびに熱応力と内部圧力による応力との合成応力を実物実験によって求め,応力的見地から安全かつ適 切な急速起動法を提示し、熱応力の緩和対策について述べる。

— 5 —

1. 緒 言

最近の火力発電設備は,経済性および耐熱耐圧材の研究と設計, 製作技術の改善によって、いっそう大形化し蒸気圧力、温度ともに 上昇の一途をたどり, その起動, 負荷停止に困難性を増してきてい る。かかる新鋭火力設備をひん繁に起動停止させることは、タービ ン各部の寿命を短くし、ときには重大な事故を誘発するおそれがあ り、保守上および経済的見地から好ましくないので、できるだけ避 けねばならないが,必ずしも規定負荷運転を行なうことができず,



一部の発電所では給電需要の関係で、やむを得ず連日もしくは毎週 のように起動停止する状況下にある。それらの実情に対し以前より 急速起動時における諸現象の究明が要望せられ、種々の調査、研究 が内外のメーカー, 電力会社などにおいて行なわれ, それが膨大な 数にのぼっている。本文は相似性のある実物車室について, 一つの 加減弁室に通気した状態(以下部分通気と称す)と加減弁室の形状 は縦中心線に対し左右が対象形であるので、その温度特性はほぼ同 一とみられるゆえ二つの加減弁室に通気した状態(以下全周通気と 称す)とで実験を行ない、タービン各部の温度分布の影響ならびに 車室壁断面に働く熱応力の作用状況を解析して, 安全かつ合理的な 急速起動法を提示し、今後の熱応力の緩和策について言及する。

2. 実験装置

2.1 温度分布の測定

第1図は実験装置の系統を示し,第2,3図はその外観である。 従来タービン車室の温度分布はモデル試験で検討してきたが、これ は実物との相似性が薄く応用が困難であるため、 40 MW 級の高圧 上部車室を使用し、外面は規定の保温を施し、温度変化の影響が顕 著に現われると予想される蒸気通路部の各点を,熱電対および電子 管式温度記録計に連続記録し、加熱および冷却時の温度分布測定を 行なった。

2.2 内圧による応力測定

高圧蒸気を伴う複雑な形状のタービン車室は、内部圧力によって 各部に種々な応力が生じる。これらの応力分布と大きさを測定する ため抵抗線ひずみ計を用いて実験した。第4図は車室のひずみ測定 の状況を示す。



第2図 実験装置の外観



3. 実験方法

3.1 測定箇所 車室の各部分の名称,温度測定点の位置とその名称および温度分

布線図に用いる記号などを第5図,第1表に示す。蒸気室,加減弁 室壁には肉厚方向に内面を密に5点の熱電対を設け、その温度こう

日立製作所日立工場 * ** 日立製作所日立研究所 第3図 実験装置の外観

配を測定した。また、No.1,2加減弁室境界ブリッジ部には、中央 および付根部にそれぞれ肉厚方向に3点の熱電対を設け、その周辺 の温度分布を綿密に測定した。第1段ノズルかん入部は測定点の設 定はつかみにくいが大略の温度分布はは握することができた。



第4図 ひずみ測定装置の外観





第6図 車室のひずみゲージ位置

率を基とし論ずる。

3.3 内圧による実験

論

内圧試験は応力変化をみるため内圧を3段階に分けてひずみ測定 を行なった。ひずみゲージはり付位置は内圧による応力が大きくな ると予想される蒸気室の中央部,加減弁室境界ブリッジに近い点を 選び,さらに参考的に二,三の点を付加した。第6図はゲージはり 付位置を示すもので,図中の蒸気室および No.1 加減弁室のように 主応力の方向がわかり二つの主応力の値が不明の点の測定には垂直 な2個のひずみゲージによって測定し,主応力の方向がわからない No.2 加減弁室については直角形ロゼットで測定した。

4. 実験結果

第5図 車室の各部名称および温度測定点

第1表 温度測定点記号一覧表

記号				名			利	ŝ			番号
Δ	蒸	攵	i	室		内	壁	ì	昷	度	1
\sim	蒸	攵	ĩ.	室		外	壁	2	H	度	2
X	蒸	気	室	鏡		部	内	壁	温	度	3
·····X ·····	蒸	灵	室	鏡	İ.	部	外	壁	温	度	4
O	No.	1	加	減	弁	室	内	腟	温	度	5
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	No.	1	加	减	弁	室	外	壁	温	度	6
	No.	2	加	减	弁	室	内	壁	温	度	7
	No.	2	加	減	弁	室	外	壁	温	度	8
••	No.	2 加	减	弁	室	側	面	内壁	温	度	9
	No.	2 加	減	弁	室	側	面	外 壁	温	度	10
A	加減	弁室境	「界ブ	リッミ	ジ部	(No.	2 加	减弁室	ミ(側) ?	显度	11
	加減	弁室境	〔界ブ	リッミ	ン部	(No.	1 加	减弁室	ミ(側) ?	显度	12
	加减	弁室境	卮界ブ	リッジ	付根	(N	lo. 2	加減弁	室側)	温度	13
· · · · · · · · · · • •	加减	弁室境	〔界ブ	リッジ	付根	[部 (N	lo. 1	加减弁	室側)	温度	14
	第1	段ノス	にルかん	ん入部	(No	.1,	2 境界	トブリッ	ジ部)	温度	15
	第1.	段ノ	ズルフ	かんり	入部	(No.	2 加	减弁室	《内)	晶度	16

3.2 通気方法と温度変化率

通気方法のちがいによる車室の温度分布を比較するために,部分 通気および全周通気の2とおりについて行なった。また実際運転時 に起こる通気前車室温度の低い場合(以下冷機と称す)と高い場合 (以下暖機と称す)について比較検討するために,全周通気の場合 実験はタービンの起動負荷の過渡状態に相当する加熱開始から温度こう配が平衡状態に近づくまでに重点を置き,温度変化率を目安とし,その変化率を種々変えて行なった。所定の値を確実に保持することは非常に困難であったが,一応広範囲にわたる実験結果を得た。第2表はその実験一覧表である。

4.1 部分通気時の温度変化

部分通気の実験は No.1 加減弁室あるいは No.2 加減弁室にそれ ぞれ単独に通気した状態で行なったが,本文は後者の場合について 述べる。車室各点の温度分布の一例を 第7~9 図 に示す。この場合 の温度変化率は,蒸気室部が No.2 加減弁室部に比較し小さく,急 速に加熱した場合では後者の約半分となる。無通気室の変化率は著 しく小さく,相当不均一な熱変化のあることがわかる。蒸気室の温 度変化率が比較的小さいのは,この室がほかの加減弁室や第1段/ ズルかん入部の構造と比較して単純の箱形であり,流速が小で熱伝 達係数が小さいためであろう。温度変化率の最も大きい点は第1段 ノズルかん入部で,これは蒸気噴流に最も激しくさらされるためと 考えられる。また,無通気室壁の内外面の温度変化率をるみと,外

第2表 実 験 一 覧 表

			20	
実 験	部分	通気	全周通気 No.1.2	タービン車室温度
- N	NO.1 加減开至	NO.2 加减并至	加減弁室	(\mathbf{U})
測定箇所	温度	変 化 率 ((°C/h)	(起動前)
		160	170	
		170	160	
		260	260	
		200	210	
	P	400	480	
		310	310	
	620	600	520	約150°C以下

について、あらかじめ所定の温度に加熱した後いったん加熱を停止
し、車室全体がほぼ均一な温度になるまで放置してから暖機起動の
実験を行なった。一方、車室の熱応力の算定には従来とも壁の温度
変化率によるのが最も便利なので温度変化率を基として実験を行な
った。温度変化率は車室の構造的または通気条件によって各点の加
熱度合は異なり、種々の変化率を示す。後述の温度分布および熱応
力の解析には,統一的に資料を整理するため蒸気室内壁の温度変化

— 6 —



室 熱 応 力 車 \mathcal{O} 急 速 起 動 お E 1 17 K





第11図 車室温度分布(全周通気の場合)

7 —



温度こう配を生ずるためと推定 される。このように部分通気で は, 蒸気通路とその周辺に著し い温度差が発生する。

4.2 全周通気時の温度変化 全周通気の場合は,前述のと おり冷機起動と暖機起動の条件 で実験を行なった。

(a) 冷機起動(通気前車室 温度約150℃以下)

温度分布の一例を第10~12 図に示す。

最も大きな温度変化率を示 す点は,部分通気と同じく第 1段ノズルかん入部である。 次に No.1 と No.2 加減弁室 壁の変化率を比較すると後者 のほうが大きい値を示す。こ れは No.2 の通気量が多く, No. 1 は低温質量の大きな部 分につながっているため、こ の方向に熱流があるためと考 えられる。全体的に車室温度 分布の差は部分通気の場合に



(A.

比較して小さくなっており、さらに全周通気をすれば温度分布の 差はいっそう小さくなることは明らかであろう。

(b) 暖機起動 (通気前車室温度約 250~320°C)

第13図は暖機車室について実験した温度分布である。各点の 温度変化率は冷機起動の場合に比較して20~30%小さく,温度分 布差も著しく小さくなり部分通気の場合の約半分である。このよ うに車室温度が高い場合は、急激に加熱しても温度変化率および 温度分布の差が小さくタービンの急速起動は容易である。 4.3 内圧による応力実験 第14図は内部圧力と車室各部のひずみとの関係を示すもので、

昭和37年5月

論

日



検討してみる。 第15図 は部 分通気の場合の温度変化率を パラメータとして時間と温度 差の関係を示す。第16図は 全周通気の場合を示す。この 温度差の変化には最大値があ り, 平衡状態では大体20~ 30°Cである。蒸気室の最高温 度差は温度変化率が大きくな ればいくぶん大きくなる傾向 にあるが、いずれの場合も30 ~40°Cの範囲であまり変化し ない。しかし最大値となる時 間は変化率が大きいほど早 い。加減弁室部の最大温度差 は温度変化率の大きい場合, 蒸気室の2~2.5倍を示してい る。これは蒸気の流動による 加熱度合の異なるゆえであ る。次に通気前車室温度の異 なる場合について温度変化率 がほぼ同程度のものを選び温 度差の変化を比較した。第17 図はその特性を示している。 この図から冷機起動では温度 変化率,温度差も大きく最大 値は早く発生するが, 暖機起 動の場合は急速に加熱しても 温度変化率は小さく温度差も 小さいが、最大値の発生する 時間はほぼ等しいことがわか る。内外面温度差の制限値を 83°C以下に規定しているが, 本実験において冷機起動で急 激な加熱をした場合を除い て,この制限値内にあり問題 はなかった。

684

5.2 加減弁室境界ブリッ ジ周辺の温度分布

タービン車室で最も重大な き裂を発生する場所の一つと して加減弁室境界ブリッジ部 があげられる。この部分につ いて通気条件による比較検討 をしてみる。

第18~20図は部分通気の

図から明らかなとおり, 圧力の増大とともに直線的に変化する。測 定点のひずみは蒸気室中央部が最大となり,加減弁室部に比較して 約2倍の大きさを示した。これらの値はもちろん、車室形状および 位置によって異なる。

場合の加減弁室境界ブリッジ周辺の温度分布を加減弁室内壁の温度 との差で示したものである。この温度分布の差は通気開始より急激 に増加して最高の温度差を示してから平衡状態に近づく分布を示し

5. 車室各部の温度分布

5.1 温度変化率と内外壁の温度差の関係 蒸気タービンが高温,高圧大容量化されるに従って,車室壁の厚 さおよびその温度差も大きくなり,熱応力的に問題となる。温度変 化率が内外面の温度差に及ぼす影響を蒸気室と加減弁室部について

ている。部分通気の特色として, 通気と無通気の加減弁室壁との温 度差はいずれも200℃をこえている。この値は温度変化率の大小に かかわりなく発生する。また温度変化率が大きくなるに従って温度 差の最高になる時間が早くなっている。一方, 第21~23 図 は全周 通気の場合で、温度分布の差は+50~−100°C以内にあり、かなり 一様に加熱されることがわかる。

— 8 —

急

速

起

動におけるタービン車室の熱応力



以上の車室各点の温度分 布を総合的にまとめると次 のようになる。

(1) 温度変化率の最も
大きいところは第1段/
ズルかん入部で加減弁室
はおおむね同程度の温度
変化率を示す。

(2) 蒸気室の温度変化 率を加減弁室のそれと比 較してみると,温度変化 率が小さい場合は大差ないが,大きくなると加減 弁室の約半分となる。

(3) 部分通気の場合,
通気と無通気加減弁室との間に約200℃以上の温度差が発生するが,全周

	記号	No.2加減弁 室内壁温度 変化率(℃/s)	壁内外の温度 差が最高とな つた時間(min)	通気前 車室温 度(°C)
non	A	160	120	80
500	B	400	45	120
	C	720	20	125

記号	蒸気室内 壁温度変 化率(%)	壁内外の温度差 が最高となった 時間 (<i>min</i>)	通気前 車室温 度(%)
A	170	125	85
B	310	50	135
C	400	25	140

通気の場合は約100℃以内であり、さらに全周通気をすれば温度 差は小さくなり一様に加熱される傾向を示している。

(4) 暖機起動では急速に加熱しても車室の温度分布の差は 100°C以内で、内外壁の温度差は問題とならない。



5.3 車室肉厚方向の温度こう配

16

車室壁の熱応力は、その肉厚方向の温度こう配の形状と内外壁の 温度差によって決まる。この温度分布と温度変化率の関係を壁内外 の温度差が最高のときについて示すと 第24,25 図 のようになる。 蒸気室の温度こう配は通気条件がいずれの場合もほぼ等しく、温度 分布は直線に近い。加減弁室では内側で急上昇する分布を示し、そ のこう配は温度変化率が大きいほど急になり放物線状を示す。実験 では過酷な熱応力を惹起する双曲線分布は見られなかった。図から 内外壁の最高温度差は、温度変化率が大きく、通気前車室温度が低 いほど低温度で生ずる。



(5) 車室の温度分布および内外壁の最高温度差は加熱速度の早いほど大きく、かつ早く生じ、最高温度差は通気前車室温度が低いほど大きく、その発生時間は通気前温度にあまり影響されず加熱速度によってほぼ決まる。

(6) 内外壁の温度差は、冷機起動で急激な加熱の場合以外は、 制限値83℃以内にあり、平衡状態では20~30℃である。また蒸 気室内外の最高温度差はいずれの場合も30~40℃で問題はない。 (7) 車室の肉厚方向の温度こう配は急激な加熱の場合でも双曲 線状とはならず放物線状となる。蒸気室の温度分布は大体直線と みなしうる。

(8) 現在蒸気タービン起動運転の目安として,車室の温度変化 率を280°C/hと推奨しているが,運転法の改善によってはなお温 度変化率を大きくすることができるものと考える。

6. 車室各部の熱応力

タービン車室各部のうちで、熱応力的に最も危険な部分は、高圧 高温蒸気にさらされ非対称の形状をしている加減弁室部およびその 周辺である。本文は部分通気および全周通気した場合における温度 変化率と熱応力の関係について述べる。材料が温度の変化を受ける とき、自由な膨脹、収縮に対しなんらかの原因で拘束がある場合、

> 材料の内部には妨げられた変形量に応ず る応力が発生する。熱応力の大きさは一 般に温度の変化量に比例的な関係にあ り,次に物体の変形量に関係のある材料 外 側 の弾性係数および膨脹係数に比例し, ま た,変形量を拘束する条件すなわち物体 の形状, 支持条件および温度分布の形に よって決まる。 蒸気室の形状は,近似的に厚肉円筒と して考えられるが,一般に内外径の比が 1~1.3であるので熱応力は平板の場合 よりわずかに 6~12% 大きくなるだけな ので平板形状として扱ってさしつかえな い。それゆえ, 蒸気室および加減弁室壁



6.1 部分通気の場合

評

が 加加減 弁室側

論

部分通気の実験で,蒸気室および加減弁室の肉厚方向 の温度こう配による熱応力は前述(1)式を用いて計算 し、その特性を第26図に示す。温度分布の形から明ら かなように,熱応力は温度の変化量と比例的な関係にあ るため,その分布も相似形となる。ここで蒸気室部は定 常熱流の状態に似て、厚さ方向の熱応力分布もほぼ直線 形となり,内外壁面の応力は内面において圧縮,外面に おいては引張で、その絶対値は大体等しくなる。一方加 減弁室部は放物線形の熱応力分布を示す。内外面の応力 は前者と同じく内面で圧縮,外面で引張応力を誘発し, その内面熱応力は最大で外面の約2倍の大きさとなる。 一方加減弁室境界ブリッジ部は第27図に示すとおりか なり大きな応力を発生するが,温度変化率の影響は緩慢 である。第28図は境界ブリッジ部周辺の等温線図で特 に部分通気の場合、加減弁室壁は肉厚方向に温度こう配 があるばかりでなく,壁の長手方向(無通気室の方向)に もかなり大きな温度差を生ずることは明らかで、この部 分に曲げを生ずる。この場合の熱応力は次式によって求 められる。

第 44 巻 第 5 号

$$\sigma = \frac{1}{2} E \alpha \left\{ T_1 + T_2 - 2 T_0 + \frac{1 - \gamma}{3 + \gamma} (T_1 - T_2) \right\} \dots (3)$$





の熱応力の計算は、平板の中央面を × y 面、これに垂直に 2 軸をと って板厚を2hとしたとき、厚さ方向に温度こう配を有し、その形 が非定常熱流の場合次式を用いて求められる。

γ: ポアソン比

T: 温度分布上の温度

しかし厚肉円筒の形状で、内外径の比が大きい他の蒸気室の熱応 力計算は,温度分布が熱伝導のみによって決まる定常熱 流の場合下式を用いて求めることができる。この場合応 16.0 -力の絶対値は常に内表面の円周応力が最大となり、次に 外表面が大きくなる。

$$\sigma_{t} = \frac{E \alpha}{2(1-\gamma)} \left\{ \frac{(T_{2} r_{2}^{2} - T_{1} r_{1}^{2}) + (T_{2} - T_{1}) r_{1}^{2} r_{2}^{2} / r_{1}^{2}}{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}} \right\}$$

ここで T_1 : 内面の温度

T₂: 外面の温度

T₀: 十分離れた点の一様な温度

第29図は温度変化率と長手方向および厚さ方向に温度こう配の ある板の最大応力との関係を示すもので、温度変化率の増大ととも に熱応力も大となる。

さらに部分通気の場合には不均一な温度分布が予想されるので, 応力の集中すると考えられる加減弁室の隅部について強度を検討す る必要がある。応力計算は第30図に表わすように、対称みぞ形断 面の加減弁室壁部と I 形断面の加減弁境界ブリッジ部にわけ, 肉厚 方向の温度分布は一様な分布とみなして次式を用いて行なった。

$$Mo = \frac{a(a+2i)}{4(a+i)} P_2$$
(6)

P1: みぞ形断面の端面に作用する力 ここで P₂: I形断面に作用する力





ここに T_1 : 内面温度

- T₂: 外面温度
- T: 任意半径の点における温度 r_1 : 内径 **r**₂: 外径 *r*: 任意半径

車 室 熱応力 0) E お け る タ 1 速 起 動 K 急 ----



1: みぞ形断面の中立軸からの距離

T2 03 64 62

第31図は蒸気室の温度変化率をパラメータとし、加減弁室隅部の 熱応力の関係を示すもので、図から通気室より最も離れた隅部(無 通気加減弁室の隅部,第30図の①に相当する点)は引張応力とな り,通気側の隅部(第30図の④に相当する点)は圧縮応力となる。 これらのうちで最も応力が大となる箇所は加減弁室境界ブリッジの 隅部(第30図の②,③に相当する)である。これは過去の実例が示 すようにき裂の生じやすい箇所で、温度変化率に敏感に影響するこ とが立証された。

6.2 全周通気の場合

全周通気の実験による熱応力の計算は前述の部分通気の場合と同 じ手順によって求められ,温度変化率によって左右される肉厚と熱 応力の関係を第32図に示す。この場合、蒸気室は部分通気の特性 とほぼ同じく直線的応力分布を示し,加減弁室は放物線状となるが, ここで注目すべきことは熱応力の大きさを等しくとった場合、温度 変化率を約2倍に上げうることである。これは蒸気速度および熱伝 達率が低下するためで、車室に対し均一な加熱をもたらし、保守上 好ましい結果となる。このことは第33,34図から明らかなように、 境界ブリッジ部の応力は部分通気の場合に比較して著しく小さな値 を示し、約4分の1となり、次に加減弁室隅部に誘発する応力の絶 対値の範囲は部分通気と比較して全周通気のほうが約70%せばまっ ていることから立証される。加減弁室隅部の実験結果を比較検討し



温度変化率と加減弁室周辺隅部の応力(全周通気) 第34 図

となる。加減弁室部の温度分布は放物線状を示している。かかる場 てみると,部分通気の場合,熱応力が大となる箇所は通気しない側 合,応力分布は軸対称でなく、内外面の温度に対する中立軸は加熱 の隅部および境界ブリッジ隅部の二つあるに対し、全周通気の場合 内面寄りの約3のところにあり、応力は内面で圧縮応力を生じ、 は境界ブリッジ隅部にその限界がある。いずれの場合にも熱容量の 最も大きな値を示す。次に中立軸では0,外面では加熱内面の約1/2 小さな境界ブリッジ隅部には大きな熱応力が作用するが、応力値は の大きさとなる。内外面の温度より,その最大熱応力の計算は測定 加減弁室内面より小さい。以上は車室の形状による熱応力に関して 述べたが、さらに温度分布の形状について考察してみる。実験結果 箇所の温度分布特性を加味して一般に次式をもって求められる。 $\sigma = \beta \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{(1 - \gamma)} E \alpha \dots (8)$ から車室の内外面温度差は、いずれも制限値 83℃(150°F) 以内にあ るが,ここで注意しなければならないことは,温度分布の形状で最 ここに T_1 , T_2 : 内外面温度 $(T_1 > T_2)$ 大熱応力の大きさが決まることである。すなわち、前述の実験結果 より, 蒸気室および加減弁室境界ブリッジ部はほぼ直線的な温度分 β:係数 (8)式のβは温度分布によって定まる無次元の係数であって, 普 布を示し,この場合,中立軸は壁断面の中央にある。 圧縮応力は中 通0.5~1.0くらいの値となる。すなわち、温度分布が直線的な場合 立軸より加熱内面側に,引張応力は外面側に生じ,応力分布は中立 はβ=1/2, 放物線の場合β=2/3, なお,非常に急激な温度変化を示 軸に対し対称となる。応力の大きさは中立軸で0,内外面にて最大 ---- 11 -----

688 昭和37年5月

1/ 評

論

H

第44巻第5号



第35図 温度変化率と係数分の関係

す双曲線状のときは $\beta=1$ をとる。 第35 図 は実験結果より求めた 温度変化率と係数 β との関係を表わす図で, 蒸気室での中立軸は実 験で壁厚みの中央にあるのではなく、0.5~0.6%の範囲にあった。 一方,加減弁室での中立軸の位置は,温度変化率の増大とともに移動 し,800°C/h で約3/3の位置となる。この現象はタービン起動の際, 車室の多くの部分に起こりうることで、その温度分布の範囲もこの 位置以内の場合が多い。しかし温度変化率がさらに大きい点では, 図の(b)からその位置が推定される。いま温度変化率と内外面温度 差(*4T*)がわかると温度分布が直線的であるか、放物線状であるか によって図の(a), (b)より加熱内面から中立軸までの温度差($\beta \cdot 4T$) がわかるので第36図からただちに近似的に内面の最大熱応力がよ みとられる。



7. 内圧による静的応力

高温高圧の蒸気を伴うタービン車室は、熱応力にさらに内圧によ る応力が加算される。本文はおもな蒸気通路部について実験による ひずみから算出した測定値と計算値とを比較検討してみる。表面上 のある点の応力状態を知るには、その点について異なる方向の何個 かの垂直ひずみを測定することが必要で, 主応力の方向があらかじ め明らかな場合と不明の場合では、その算出法が異なることは周知 のとおりで、測定ひずみからの計算式としては次式を用いた。前者 に属するものは蒸気室および No.1 加減弁室で、後者は No.2 加減 弁室の場合である。

(a) 主応力の方向がわかり、二つの主応力の値が不明の場合 $\sigma_1 = \frac{E}{1 - \gamma^2} \left(\varepsilon_1 + r \, \varepsilon_2 \right) \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad (9)$

ここで ε_a , ε_b , ε_c : a, b, c方向の垂直測定ひずみ

一方蒸気室中央部の計算応力は、近似的に第37図に示すように、 周辺固定で長手方向の長さが無限の矩形板に一様な圧力が作用する ものと考え、その計算は次式によった。



第38図は x/b と表面応力の関係を示す図で、固定の長辺中央部 には板の中央の約2倍の応力が作用しx方向の応力は強度上あまり 問題にならない。しかし、蒸気通路部のうちには肉厚円筒の形状の ものもあるので、これらの内部圧力による応力計算には次式が用い



12 -----

急速起動におけるタービン車室の熱応力



部の内圧による最大応力の分布を示す。

689

ここで σp1, σp2: 内外面の応力

▶₁: 内部圧力

r₁, **r**₂: 円筒の内外半径

これらのうち応力の絶対値が最大となる点は内面に生ずる円周応力である。

蒸気室鏡部の計算応力は,車室形状から厚肉球に一様な圧力を受けるものとしての円周応力を求める次式により測定値とほぼ等しい値を得た。第39図は肉厚方向に対する内部圧力と応力の関係を示す曲線で,この部分では常に引張応力が作用する。

ここに *o*_l: 円周応力

2

 r_1 , r_2 , r: 半径変位 $(r_1 \leq r \leq r_2)$

▶₁: 内 圧

加減弁室の応力計算は第40図が示すように境界ブリッジ壁に内 接せる周辺固定の円板に一様な圧力が作用したとして次式から求 め、測定値とほぼ等しい値を得た。

ここで p: 単位面積当りの荷重

m: ポアソン数

- h:板厚
- a: 円板の外周半径
- r: 任意点の半径

8. 起動時における車室各部の合成応力

タービン車室に作用する応力は、内部蒸気圧力による静的応力と 壁の内外温度差による熱応力との合成である。前者については、部 分通気と全周通気の場合も同じ条件とし、静的応力と熱応力との合 成には応力分布を考慮し、その最大値をとる。一般に蒸気圧力によ る応力は熱応力に比較して小さいので、車室の応力解析は主として 熱応力に集約される。以下部分通気ならびに全周通気の場合の合成 応力について述べる。

8.1 部分通気の場合

第3表はひずみの測定値から求めた応力測定値と車室各部の形状 によって決められる前述の諸式より得た計算値との比較表でほぼ等 しい値を示している。応力の合成は,主要部分の蒸気室,加減弁室 ならびにその周辺部について行ない,蒸気圧力による応力は内圧 60 kg/cm² の条件で,また熱応力は肉厚方向の温度差が最大となる ときの点で合成した。第43 図 は蒸気室の温度変化率が 310℃/hの ときの各部合成応力特性を示すもので,部分通気の場合,車室各部

第3表 内圧による応力の測定値と計算値の比較表

箇所	蒸気室	蒸気室鏡部	No.1 加減弁室	No.2 加减弁室
測定值 $\begin{cases} \sigma_x \\ \sigma_y \end{cases}$	49.3 125.4	63.8 63.8	3.21 41.8	$\begin{array}{r} -5.16 \\ 55.0 \end{array}$
計算值 $\begin{cases} \sigma_x \\ \sigma_y \end{cases}$	$\begin{array}{c} 44.0\\ 146.5\end{array}$	66.6 66.6	$\begin{array}{c}-4.22\\35.3\end{array}$	6.66 63.0
注:	σ _x : 横方向 σ _y : 縦方向 水圧: 60 kg	」の応力(kg/cm ²) 」の応力(kg/cm ²) /cm ²		
志気	云 碑	加減弁室學		加減弁室 <i>102</i> 増累フロッジ 加

第41 図は No. 2 加減弁室について, r/a と表面応力の関係を示す図で,円板の中心部に圧縮応力が働き,周辺固定部は引張応力となり,円周方向の応力が最大となる。以上の計算式は蒸気室鏡部を除いて,測定値と比較するためすべて車室の外面応力について求めたもので,絶対値は同じであるが内面の応力特性は逆となる。すなわち,外面で引張応力であったものが内面では圧縮応力となる。この点熱応力と合成する際注意せねばならない。第42 図 は車室主要



第43図 温度変化率310°C/hのときの 車室各部合成応力(部分通気)

690

第 44 巻 第 5 号



熱疲労試験における応力振幅と破断繰返し数の関係 第45 図

の応力の大きい順序は加減弁室,加減弁室境界ブリッジ,蒸気室で ある。

全周通気の場合 8.2

545 1	1 = 1 =		110	SET	1111	11.	H'A	41.	111
13, 4	1 18	H.	43	lim	HI.		馬雷	1.1.	111
1.			- T-	11111-	ix		10/2	111	A

No.	条	件	件	初期温度			最大约 (kg/r	熱応力 nm ²)	最大内外温 度差 (℃)	
				(°C)	蒸気室	加减弁室	蒸気室	加減弁室	蒸気室	加减弁室
1	部分通気	u	ルド	$110 {\sim} 135$	310	400	9.9	26.5	34	68
(2)	全周通気	2	ルド	40~60	500	800	13.4	25.4	42	77
(3)	全周通复	えホッ	, ŀ	250~320	330	700	9.5	16.8	27	50
	制即	f	値		280				83	
	新制	限	値		555				83	

これらの応力は日立製作所において実験した第45図に示す熱疲労 試験における繰返し数と応力の関係から、かなり長期間の繰返し数 に対して応力的に十分耐えうるものと考察される。しかしまえにも 述べたように材料に対する時間の影響についてさらに検討が必要で あろう。

第4表は実験結果を総括的にまとめたもので、コールドスタート の場合,熱応力および内外面の温度差をほぼ等しくとると表から部 分通気の場合温度変化率は310℃/hとなり、これに対応する全周通 気の場合は500°C/hと約2倍の温度変化率をうる。現状の起動法は 車室の温度変化率を280℃/h, 内外面の温度差を83℃と制限して いるが、使用者の要望にこたえてさらに急速運転を行なうには実験 結果から車室各部を均一に加熱する全周通気運転を採用することに より温度変化率を 555°C/h (1,000°F/h), 内外面の温度差を83℃

部分通気の場合と同様の手順で求めた温度変化率 500°C/h のとき の合成応力特性を第44図に示す。この場合の大きな特色は、部分 通気に比較して応力の絶対値が大幅に低く,特に過酷な条件下にあ る加減弁室境界ブリッジの応力は著しく小さいので、温度変化率を 約2倍の大きさに上げうることである。以上の合成応力特性から明 らかなように, 蒸気圧による応力は熱応力に比較してきわめて小さ な値を示すゆえ,応力の観点からは車室壁の温度監視が最もたいせ つとなる。

9. 急速起動に関する熱応力的考察

最新の火力発電設備は、運転に必要な監視計器の開発によって定 量的な運転がなされる。本文は急速起動に関し、熱応力の面から定 量的に解析し、今後の起動法について考察する。一般に材料が高温 度で使用される場合,高温での強さは単純な引張,圧縮または繰返 し応力の場合にも、いずれも時間によって変化することは周知のと おりで、また許容応力のとり方はおのずから使用部分によって異な る。実際、車室が受ける熱的荷重は周期的に変化するいわゆる繰返 し荷重や,変動荷重が多いので,熱ひずみの累積により疲労を起こ し,しかも長時間高温にさらされるので腐食を生じ,かつぜい性化 するため静荷重の場合よりもはるかに小さな荷重で破壊するものと 考えられるゆえ、高い温度範囲では材料の疲労強度またはクリープ 強度が支配的となる。一般に 510℃ 以上の車室材には高温強度の高 いフェライト系の Cr-Mo-V 鋳鋼が採用される。

いま部分通気の場合で,温度変化率310°C/hの合成応力が最大と なる加減弁室内面の応力は27.5 kg/mm²,一方全周通気の場合の温 度変化率 500℃/hのときの最大合成応力は 26.5 kg/mm²となるが,

(150°F) とすることができる。

10. 結 言

急速起動とは、単に時間を短縮することを意味するのではなく, 各機器が安全に運転しうる最短時間の起動法をいうので、画一的に 運転法を決めることはできないが,熱応力の面から実験を試み,車 室に過酷な応力条件を与えることなく、安全かつ合理的な急速起動 法を提示した。すなわち, 部分通気の場合は比較的に暖機から起動 することは問題ないが, 冷機時の加熱過程において不均一な温度分 布を示すので, 起動には十分注意せねばならない。車室熱応力の緩 和策として、セパレートノズルボックスを用いるとか温度変化の影 響が顕著な部分の応力集中を避ける構造にするなど種々改善がなさ れるが、構造設計の改善は蒸気温度に対する運転法の改善に比して 効果は少ないであろうといわれている。したがって、実験から明ら かなとおり全周通気で起動することは加熱過程において均一な温度 分布を示し,かつ応力も小さな値を示すので,全体的に急速起動が 可能となり、車室の制限値を温度変化率 555°C/h(1,000°F/h)、内外 面温度差 83℃(150°F) にすることができる。また, 蒸気条件,容量, 構造などの諸条件によって入口蒸気温度の変化率は異なるが、全周 通気を採用することによって従来の制限値の約2倍まで許容しうる ものと推察される。

考 文 参 献

- (1) 小野鑑正: 材料力学
- 機械工学便覧第4編 材料力学 (2)
- (3) R. L. Jackson: ASME Paper 56-A-177
- 楠本: 日立評論 43, 264 (昭 36-2) (4)

