# 大容量蒸気タービン特集

大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題47	
タービン長翼の開発54	
蒸気タービンロータの熱疲労と問題点60	
島根原子力発電所465MW原子力タービンの特徴66	
運転の自動化と電子油圧式ガバナ(EHG)70	
大形復水器の過渡特性75	



# 大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 Trend Toward Large-capacity Steam Turbines and Problems in Planning

加藤正敏\* Masatoshi Katô

Planned unit capacities of thermal and nuclear power plants in Japan are being increased from the former 600 or 700MW to 1,000 or 1,100MW or even to 1,500MW, approaching the level in the U.S.A. The tendency for larger unit capacities of steam turbines is discussed, together with research results on problems related to the bucket and the rotor, as well as on the various phenomena involving large bearings.

# 1 緒 言

わが国の経済の発展につれて電力需要の伸びはめざましく, 昭和50年までの予想は依然として年11%台の伸び率が予想さ れている。一方,電源の構成は昭和45年には火力66%,原子 力2%であったものが,昭和52年には火力66%,原子力14% と原子力ユニットの増加が目だち,ここ当分は蒸気タービン が安定な電力供給源としての役割を果たすことになろう。ま た,経済的に電力を供給するために単機容量がより大容量化 する傾向にある。発電所の運転員の数は300~1,000MWで, あまり変わらないということがいわれており,大容量化によ る性能の向上が期待されることも考えると,今後ますます大 容量化の方向に向かうものと思われる。わが国においても昭 和55年までの間に 1,000MW以上のタービンが年間 6~7台 の割合で建設されようとしており,これら大容量タービンの 動向と計画上留意しなければならない点について述べ,おお かたの参考に供したい。

表 | アメリカにおける1,000 MW以上大容量機設置,計画状況 大容量機で世界をリードしているアメリカにおける1,000 MW以上の火力,原子 力の設置,計画状況を示したもので, 1号機は火力であるが,将来は原子力が 多数を占めることを示している。

Table I Large Steam Turbines in U.S.A (A) 火力

電力会社名	発 電 所	名	出 力 (MW)	運 転 開始年	タービン メーカー
TVA	Cumberland	I	١,300	1972	BBC
TVA	"	2	"	1973	"

# 2 大容量蒸気タービンの動向

アメリカのConsolidated Edison Ravenswood発電所第3 号機が1,000MW (CC6F-40,主蒸気条件169kg/cm<sup>2</sup>g/538℃/ 538℃, 排気圧力1"Hg Abs.,回転数3,600/1,800rpm)の1 号機として1965年に運転を開始したが、TVA Paradise発電 所第3号機1,104MW (CC4F-52,246kg/cm<sup>2</sup>g/538℃/538℃, 15"Hg. Abs., 3,600/1,800rpm) がこれに続いて1969年に運 転を開始した。現在,製作中のものも含めて,最大容量機と しては,火力では1,300MW機(TVA.Cumberland発電所第 1号機)が1972年7月に運転を開始した。

原子力タービンの数はさらに多く,正確な数字はつかめな いが,筆者の手もとにある資料によればアメリカだけでも数 十台に達している。わが国においても昭和48年より1,000MW 級タービンの設置計画が本格化し,昭和55年までに年間平均 6~7台が計画されており,原子力ユニットの割合が約70% を占めている。現在,すでに火力1,000MW機(昭和49年運転 開始予定),原子力1,100MW級機(昭和51年運転開始予定) が着工されており,昭和52年には原子力1,500MW機,昭和53 年には火力1,500MW機の着工が計画されている。アメリカで は過去単機容量は20年間に3倍の割合で上昇してきたが,わ

Ohio Power	Gavin		"	1974	"
"	"	2	"	1975	"
Ohio Power	Amos	3	1,300	1973	BBC
TVA	Paradise	3	1,104	1969	GE
Duke Power	Bellows Creek	I,	1,080	1974	WE
Duke Power	Bellows Creek	2	1,080	1975	WE
Con Edison	Revenswood	3	1,000	1965	Allis Chaimer
B)原子力					
電力会社名	発電所名	3	出 カ (MW)	運 転 開始年	タービン メーカー
Detroit Edison	Enrico Fermi	2	1,202	1974	EE
TVA	Sequoya	1	1,171	1973	WE
"	Sequoya	2	1,171	1974	WE
"	Browns Ferry	1	1,152	1970	GE
<i>n</i>	Browns Ferry	2	"	1971	11
TVA	Browns Ferry	3	1,152	1972	"
Rortland General Electric	Trojan	T	1,151	1974	GE
Consoli Edison	Verplanck	T.	1,148	1973	AEI
Pacific Gas & Electric	Diablo Canyon	1	1,109	1974	WE
Philadelphia Electric	Peach Bottom	2	1,098	1971	GE
Philadelphia Electric	Peach Bottom	3	1,098	1973	GE
Public Service	Salem	1	1,095	1972	WE
Public Service	Salem	2	1,095	1973	WE
Michigan Electric	Donaldc Cook	1	1,089	1972	GE
Michigan Electric	Donaldc Cook	2	1,089	1973	GE
Commonwealth Edison	Zion	1	1,085	1972	WE
Commonwealth Edison	Zion	2	I,085	1973	"
Consoli Edison	Indian Point	3	١,068	1971	"
Pacific Gas & Electric	Diablo Canyon		1,060	1972	"
Public Service Electric & Gas	Burlington	1	1,045	"	"
Public Service Electric & Gas	Burlington	2	1,045	1972	WE

47

が国における大容量化はアメリカに比べ約5年ほど遅れており、1970年代後半にはアメリカに追いつくものと推定されている。そのため600MW機から1,000MW機,あるいは1,000

\* 日立製作所日立工場



- 図 | アメリカにおける運転開始年度別最大出力 各電力会社, 電気事業関係で現在工事中の火力,原子力の単機最大出力機を示す。
- Fig. I Maximum Unit Cappacity Versus Year of First Operation (U.S.A)





図2 単機容量,主蒸気条件の変遷 日立製作所における昭和29年度 からの単機容量,主蒸気圧力温度,再熱温度の変遷を示す。

Fig. 2 Progress of Initial Steam Condition Unit Capacity



図3 出力一断熱熱落差,主蒸気 出力別に主蒸気条件の違いによる 全断熱熱落差を示す。過去に熱落差を増しながら出力を増してきたが,1,000MW 級はふえていないことがわかる。(添え字は主蒸気圧力,温度,再熱温度を示す。)

Fig. 3 Adiabatic Heat Drop, Steam Flow Versus Steam Turbine Capacity

MW機から1,500MW機へと一挙に50%もの大幅な単機容量 の増大が見込まれている。これは国家公益に徹した信頼性の 確保が前提条件であり、この点われわれ機器メーカーに与え られた使命の重大さをあらためて痛感するものである。

日立製作所における単機容量および主蒸気条件の変遷は、 図2に示すとおり昭和29年には88<sup>kg/cm<sup>2</sup>g/510℃と現在の一</sub> 般自家用火力並みの蒸気条件であったものが、昭和32年には 初めて102<sup>kg/cm<sup>2</sup>g/538℃/538℃の75MW再熱タービンが出現 し、現在の大容量化の先駆となっている。それ以来、単機容 量の増大とともに昭和35年には169<sup>kg/cm<sup>2</sup>g/566℃/538℃に蒸 気条件も上昇し、169<sup>kg/cm<sup>2</sup>g</sup>の時代が175MWから350MWの 間しばらく続き、現在の先端をいく500MW、600MWは246 kg/cm<sup>2</sup>g/538℃/566℃へと上昇したのである。図3および図4 は各出力別の主蒸気条件と熱落差および主蒸気量、さらに各 出力別の主蒸気の容積流量を示したものである。過去に蒸気 条件を改良するとか、再熱式にするとかによって効率の向上 を図ってきたが、主蒸気温度はボイラ、タービンの使用材料 の制限から現在538~566℃で停滞している。圧力についても 今までのように大幅に高くすることはむずかしいと思われる</sup></sup></sup>

48

図 4 出力一主蒸気容積流量 出力別に主蒸気容積流量を示す。350 MWと600MWでは,容積流量が変わらないことがわかる(添字は主蒸気力,温 度,再熱温度を示す)。



ので、熱落差を増すことによって効率の改善を図ることは今 後困難になってきている。原子力発電用蒸気タービンにおい ては、将来原子炉の改良、発達により蒸気条件も改良されよ うとしており、それによってさらに効率の向上と容量の増大 とが期待される。

図4の容積流量にみるとおり350MWと600MWはほぼ同じ 値であるが、1,000MWではほぼ比例して増加しているのがわ かる。1,000MW級大容量タービンの標準形式は表2に示すと おりである。

## 3 大容量化に伴う諸問題

図6は1,000MW級タービンの組立断面図の一例(TC6F-33.5,主蒸気条件246kg/cm<sup>2</sup>g/538℃/538℃,回転数3,600rpm) を示したものである。大容量化が主蒸気条件の頭打ちによっ て図3および図4にみるとおり容積流量の増加につながって いる。性能を落とさないで大容量化を図るためには必然的に 翼車環状面積を増すこととなり,翼長を増すことによりケー シングの胴が太くなるかあるいは複流化することにより軸方 向寸法が伸びる結果となり,いずれにしても容積流量が増大 大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 日立評論 VOL. 54 No. 9 807

表2 大容量タービン標準形式 火力,原子力用大容量蒸気タービンの標準形式を示すもので,形式を示す記号はそれぞれTC:タンデム形, CC:クロス形を示し,低圧フロー数および最終段翼長を示している。

Table 2 Standard of Large Steam Turbine

種別	タービン構成	形式	回 転 数 (rpm)	標 準 出 力 (MW)	
	TC4F-33.5	3,600	700		
		TC4F-33.5	3,000	700	
火	HP IP	CC4F-41	3,000/1,500		
	LP - LP	CC4F-43	3,600/1,800	1,000	
カ	HP - IP - LP - LP	TC6F-33.5 TC6F-33.5	3,600 3,000		
	HP IP	CC4F-52	3,600		
	LP - LP		3,000	1,500	
種別	タービン構成	形式	回 転 数 (rpm)	□ □ □ □ □   非再熱式 再熱式	
原		TC4F-35 TC4F-38 TC4F-43 TC4F-52	1,800	523 550 590 620 808 850 1,130	
子 子	TC4F-35 TC4F-41 TC4F-52	1,500	5235507347721,0701,126		
ъ	HP - LP - LP	TC6F-35 TC6F-38 TC6F-43 TC6F-52	1,800	784 825 886 932 1,212 1,690	
		TC6F-35 TC6F-41 TC6F-52	1,500	784 825 1,100 1,158 1,605 1,690	

HP:高圧タービン IP:中圧タービン LP:低圧タービン

するので主さい止弁,加減弁から排気室に至るすべての機器 が大形化する。複流化による問題,軸スパン増大に伴う構造 上の問題,ケーシング弁類の大形化,さらには軸トルク増加 により軸径が大きくなることによる軸受の大形化,カップリ ングの大形化など従来の実績のある技術の延長として見直す 必要が出てきている。大容量化には設計,製作,運転上多岐 にわたる問題があるが,ここでは以下主として設計上の問題 点について述べる。

### 3.1 初段動翼

容積流量の増加によって翼長が増大するので、火力600 MW 機以上に対しては複流にすることによって翼長を半分に縮小 し蒸気による曲げ応力の軽減を図ることが行なわれている。 Revenswood 第3号機では高圧初段を複流にし、さらに全周 の固有振動数がノズル励振振動数に共振しないようにテノン をかしめた状態で固有振動数を十分確認しておく必要があろ う。

中圧初段については容積流量の増加とともに翼長も長くな るが、さらに温度が再熱温度と高くなるためクリープ強度が 低下する。特に遠心応力が苦しくなるため、従来のくら形ダ ブティルに代わって逆クリスマス形ダブティルを採用する傾 向にある。再熱温度 566℃の場合特にきびしい条件となり、 従来のCr-Mo-V鋼に代わって12Cr鋼ロータの採用が考えら れる。12Cr鋼ロータ材の一例として日立製作所では産業用の 高速タービン用ロータに使用し、すでに良好な運転実績を持 っている。

この材料の特長は190/C.フテンレフィの耐食性に加えい。

**49** 

他でにあいののよう 5 成では同江的技ど及加にし、 こちに主向	この初本の存在は12%Cr ムテンレス銅の回食性に加えMo,
噴射することにより裕度を設けている。高圧初段翼では単流	W、VおよびNbを加えて高温強度を増し、さらにCuの添加に
で600MWの実績があるため、そのまま複流にすれば翼につい	より遷移温度の低下を図った点である。本12Cr鋼は従来の
ては 1,200MWまで可能である。また、中圧初段翼は単流で	Cr-Mo-V鋼に比べて30%程度の強度の向上が可能となった。
600MWまで実用化されているため、それを複流にすることに	なお12Cr鋼ロータについてはジャーナル部および軸受の損傷
より 1,200MW が可能である。特に高圧初段は蒸気による曲	を防止するため、ジャーナル部およびスラストカラーに低合
げ応力ばかりでなくノズル調速における部分噴射により羽根	金鋼スリーブを焼ばめして使用している。

大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 日立評論 VOL.54 No.9 808



### 3.2 低圧最終段動翼

50

低圧最終段動翼として現在翼長52"までの翼を有しており, その組み合せによって表2に示すとおり1,500MWまで可能 となる。2極機(3,000または3,600rpm)用翼は現在のところ 33.5"まででそれ以上はすべて4極機(1,500または1,800rpm) 用である。2極機用翼をさらに長翼まで可能にすれば機器も コンパクトになるが翼の材料面で比重の小さい特殊鋼を採用 しなければ現在の33.5"を大幅に延長させることはむずかしい と思われる。鋼より比重の小さい回転比強度の強い材料とし てチタン合金,あるいは将来の問題としてFRP(Fibre Reinforced Plastics)翼が考えられる。チタン合金翼は一部にす でに採用されているが、材料費が従来の12Cr鋼に比べて高価 であるばかりでなく切削性が悪いという難点がある。 ン翼としてはCFRP (Carbon Fibre)またはGFRP (Glass Fibre)が考えられ、比重が鋼の¼で引張強度が鋼に匹敵する ため、回転に対する比強度がきわめて大きいのが特長である。 タービン最終段翼として使用した場合、問題は湿り蒸気の水 滴によるエロージョンをいかに防ぐか、また翼付根部を含め た成形法をいかにするかにあり今後の問題となろう。

FRP翼はガスタービンコンプレッサ翼としてロールスロイ ス社などでかなり研究が行なわれており,近年は航空機など に使用されているものである。FRPには種類があるがタービ

### 3.3 ロータ冷却

ロータを低温蒸気で冷却することにより,クリープ強度を 向上させることも大容量化に伴う一つの問題である。前記 Revenswood 第3号機も複流中圧段入口部に低温再熱蒸気を 導入してロータを冷却している。また2段再熱式タービンに なると低圧タービン入口が400℃近くにもなるため,Niを成 分としている低圧ロータの脆化(ぜいか)防止の点からもロー タの冷却は重要な問題となる。このため低圧ロータを冷却す るため,低圧第1段後の約350℃の低温蒸気をデスクにあけ られたバランスホールを通して低圧第1段前の上流流にかき



図 6 スクープ ロータ冷却の一例としてデスクバランスホールに取り付けたスクープによる方法を示す。 Fig. 6 Scoop 大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 日立評論 VOL. 54 No. 9 809



上げるスクープ装置(図7)を設けている。バランスホール の部分はデスクの回転により約200<sup>m</sup>/sの周速となるが,それ による動圧をスクープによりデスク前後の圧力差に変換して 低温蒸気を第1段前の入口高温部に送り込むもので、日立で は実機相当モデルによる回転試験を行なって期待どおりのス

にて温度が最高となり,回転数にかかわらず排油温度より約 30℃高い値となる(図10)。バビットメタルの軟化温度は135 ~150℃であり、排油温度は一般に75℃を警報点としているた め十分安全な値といえる。またバビットメタル最高温度は軸 受の上射溝(こう)を流す冷却のための油量をコントロールす ることによってある程度下げることが可能であり、大径軸受 においてもさほど問題になるとは思えない(図8)。スラスト 軸受については現有のスラスト軸受で 1,500MWまでの計画 は十分消化できると考えられる。大容量タービンの軸受とし ては、今後スラスト軸受も含めて損失と油量の減少が一つの 課題となるであろう。損失低減はタービン性能向上につなが るし, 主油ポンプ容量が当面設置計画のある大容量タービン では 1,000MW機でTC6F33.5, 3,600rpmの場合が最高で, 約15,0001/mにも達すると思われる。原子力タービンでは1,500 MW (TC6F52, 1,800rpm) が約13,000 l/mであり、いずれも 250 MW 火力用 ボイラ給水ポンプの流量にも匹敵するもので

51

クープ効率(動圧回収効率)が得られることを確認している。

#### 3.4 ジャーナル軸受

現在運転中で日立より納入したタービン軸受の最も大きい ものは2極機では9"長円上射形軸受である。1,000MW機に なると22~25"になるので油膜の流れが従来の層流より乱流に なることにより損失の増加,通過油量の減少,バビット温度 の上昇などが問題になる。実機17"長円上射軸受による試験結 果は図8に示すとおりである。約2,400rpmを境にして層流か ら乱流に移行するが,定格3,600rpmにおいては従来の層流に よる計算よりも約50%ほど損失が増していることがわかる。 バビットメタル温度は油膜がいちばん薄くなる位置の近辺



# 図7 ロータ冷却試験装置 スクープによるロータ冷却試験装置を示す。 Fig. 7 Test Apparatus for Rotor Cooling

大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 日立評論 VOL. 54 No. 9 810



図 8 軸受損失 実機17<sup>\*</sup>長円上射軸受について乱流域における損失の増加を示す。

Fig. 8 Bearing Loss



ある。

## 3.5 複流ノズルボックス

前記Ravenswood第3号機は世界初の1,000MW機でパー シャルロード運転はせず、ベースロード機として使用される。 そのため、ノズル調速は行なわず全周噴射でノズルボックス 図10 バビットメタル温度分布 定格運転中のバビットメタル温度分 布を示すもので、上射溝による冷却効果が著しいことがわかる。

Fig. 10 Temperature Distribution in Babbit Metal

を用いず直接複流初段に蒸気を流している。ノズルボックス がないため主蒸気が直接ロータに触れるケーシングの円筒 部が小さく380MW並みの大きさであるといわれている。わが 国では 600MW以上の火力用タービンでは複流ノズルボック スを採用し複流化することにより初段翼を楽にし、大容量化 を図っている。

# 3.6 ケーシング

52

タービンの大容量化に伴いケーシングも大形化してくる。 現在計画している1,000MW機と実績のある600MW機とを比 較してみると,高圧外ケーシングで全長,幅とも200~300mm 増加している。ケーシングの大形化により水平フランジの必 要締付力も増してくる。水平フランジの役めはケーシングの 上下方向の剛性に対してはほとんど効果なく,主として円筒 部分で上下方向の剛性を受け持つもので,フランジはメタル コンタクトにより高圧蒸気を完全にシールできればよい。蒸 気漏れを起こさない条件としてはケーシング内側面圧が負に なって(ロ開き)ボルト穴に貫通することなく連続して面圧 が得られることである。従来,フランジは完全剛体と考えら れていたが,実体に合わないため弾性体として考え有限要素 法により計算を行なった。日立で行なった三次元光弾性試験 による面圧試験結果(図11)が有限要素法による計算結果と



# 図 9 軸受試験装置 17<sup>°</sup>長円上射軸受試験装置を示す。 Fig. 9 Test Apparatus for Bearing

#### 大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題 日立評論 VOL. 54 No. 9 811



光弾性実験(c 軸上)





- 図12 タービンケーシングフランジ三次元光弾性試験 タービン ケーシング三次元光弾性のしま模様を示す。
- Fig. 12 3 Dimensional Photo Elastic Test on Turbine Casing Flange



図|| ケーシングフランジ面圧分布 三次元光弾性によるケーシン グフランジ面圧の分布を示すもので、フランジを剛性体と考えることが、むり なことがわかる。

Fig. II Contact Pressure Distribution in Casing Flange

ほぼ一致することを確認している。また、実機の¼相当のモ デルケーシングによってフランジのシール効果を確認してお り、将来の大容量化に備える基礎研究を着々と進めている。 将来、さらに大きいフランジ締付力を必要とすることも考え れば現在の12Cr, Mo-W-V高温ボルト材に代わる新しい強力 ボルト材の出現も望まれるところである。現在, 500~550℃ で従来の高温ボルトに比べて2~2.8倍強いボルト材の各種試 験を進めている。

#### 3.7 制御装置

タービンの大容量化に伴って発生するおもな問題点を紹介 われわれ機器メーカーは、これら大容量機の占める社会的 したが、この他にも大口径化する弁類、特に原子力用蒸気タ ービンでは1,500MWでは主蒸気止め弁が28"×4にもなると 思われる。大容量化に伴う負荷しゃ断時の過速の問題も重要 である。アメリカでは非常調速機の設定に制限がないためか, アメリカ某発電所(469MW, TC4F-26)では114~115%に設 を傾注していかねばならないと考えている。 定したものもあり、わが国のように統一がなされていない。 従来は負荷しゃ断時, 主蒸気止め弁, 再熱蒸気止め弁は全開 参考文献 のまま加減弁, インターセプト弁制御によりコントロールさ 電源開発の概要 昭和46年度 (1)れていたが, さらに主蒸気止め弁, 再熱蒸気止め弁をも使っ 加藤ほか:日立評論 53 1097 (昭46-11) (2)て、コントロールすることも考えられており、大容量タービ 桃枝克郎:火力発電 VOL 185, 185 (昭47-2)  $(\mathbf{3})$ J. M. Driscoll (17) : Journal of Engineering for Power ンには電子油圧式ガバナの採用が常識となってきている。電 (4)April (1964) 子油圧式ガバナを採用することによって機械式に比べ最大速 (5) H.A. Wagner : "Steam Plant Engineering" 度上昇率で 0.7%程度下げうることが確認されている。さら

図13 フランジテスト用モデルケーシング モデルケーシングによ る水圧試験状況を示す。

Fig. 13 Model Casing for Flange Test

に速度上昇率を押えるためには制御装置ばかりでなくスチー ムチェストなどの残留蒸気が少なくなるような機器の配置, 設計が必要となろう。

#### 4 結 言

わが国の火力あるいは原子力発電においては, すでに単機 容量 1,000MW あるいはそれを上回る超大形機の時代に突入 している。今や単機容量の面では世界の最高水準をいくもの であり、容量が大きくなればなるほど必然的により高い技術 的信頼性が要求されることになる。

使命の重大さを十分よく認識し,得られる知識,経験を総動 員して絶対に安全な機械を製造する責務を有している。この ために、これまで長期にわたり各種の基礎研究、試作試験を 積み重ねてきたが、これからもいっそうこの開発研究に努力

53