

原子力発電用大容量タービン設備

Large Nuclear Steam Turbine Plants

かねてより開発が進められていた、ABWRプラント用大容量蒸気タービンの技術開発の一部は完了し、また、進行中のものも近いうちに完了の予定となっている。本稿は、それらの新技術の概要について紹介する。

大容量化と熱効率向上のための技術としては、52in長翼と湿分分離加熱器について述べる。また、配置のコンパクト化のために開発した大口徑バタフライ弁は、圧力損失低減による熱効率向上効果も期待できる。システム側の新技術としては、最近の給水水質向上を踏まえた高圧及び低圧ドレンポンプアップ方式による、タービンシステムのシンプル化と熱効率向上効果について述べる。

漆谷春雄* Haruo Urushidani
 森谷新一* Shin'ichi Moriya
 辻 邦雄* Kunio Tsuji
 藤田 功* Isao Fujita
 永井洋次** Yôji Nagai
 江端 栄* Sakae Ebata

1 緒 言

原子力用蒸気タービンは、現在の最大出力機である電気出力1,100MW級のものについては50Hz向け、60Hz向け共に実績が出つつある。更に、次期大容量機としては、ABWR(新型沸騰水型原子力発電設備)用の電気出力1,300MW級蒸気タービンの開発が進行中であり、既に幾つかの成果が得られている。

それらの新技術の中でも、大容量化、熱効率向上に寄与する52in長翼、再熱サイクル用の湿分分離加熱器の開発などが特筆される。また、大口徑バタフライ弁の採用や、給水加熱系の合理化を図った高圧及び低圧ドレンポンプアップシステムなどの技術も実用化検討が進行している。

これらの新技術の導入は、将来計画での熱効率向上と合理化の徹底によって、経済性の高いプラントを実現することになるものと期待できるので、以下に、日立製作所での開発状況を紹介します。

2 52in 長翼の開発

日立製作所では、昭和60年に1,500rpm用52in長翼の開発を完了し、引き続いて昭和61年には1,800rpm用52in長翼を完成するよう開発を進めている。

従来の最大長翼は、1,500rpm用では41in、1,800rpm用では43inであった。新しく開発された52in長翼を採用することによって、約40%の出力増加が、あるいは同一の電気出力とすれば約2%の熱効率向上が図られることになる。熱効率向上の具体例として、熱出力3,926MWのABWRプラントについて示せば、従来のTC6F-41形では電気出力が1,300MWであるのに

対し、TC6F-52形では電気出力1,350MWに増加する。一方、大容量化の面からとらえると、従来のTC6F-41又はTC6F-43形では電気出力1,300MW級が最大出力レベルであったが、TC6F-52形とすれば電気出力1,700MW以上の出力も可能となる。あるいは、電気出力1,100MW級もTC4F-52形で可能ということになる。しかし、実際のプラントでは電気出力1,100MW級は従来技術で標準化が進められているので、今後の標準出力とされる電気出力1,300MW級のプラントに52in長翼を採用して、主として熱効率の向上効果を期待することになる。表1にABWRプラント用TC6F-52形原子力タービンの仕

表1 ABWR用蒸気タービンの仕様比較 50Hz用、60Hz用とも、ABWRプラントに適用するTC6F-52形タービンの基本仕様は、本表に示すように選定されている。

項 目	50Hz機		60Hz機	
	TC6F-41形	TC6F-52形	TC6F-43形	TC6F-52形
電 気 出 力 (MW)	1,300	1,350	1,330	1,350
蒸気条件	圧力(kg/cm ² ・a)	68.5	68.5	68.5
	温 度(℃)	283	283	283
復水器真空(mmHg)	722	722	722	722
湿分分離加熱器	横形、つり下げ式 50%容量×2基	横形、つり下げ式 50%容量×2基	横形、つり下げ式 50%容量×2基	横形、つり下げ式 50%容量×2基
段 落 数	高 圧	8段×2流	9段×2流	6段×2流
	低 圧	9段×6流	7段×6流	8段×6流
最終段落	翼 長 (in)	41	52	43
	平均径 (in)	138	160	132
高圧部軸受スパン (mm)	8,077.2	8,382	7,600	7,600
低圧部軸受スパン (mm)	8,255	7,544	7,506	7,544
低圧排気口寸法 (mm)	幅7,518× 長さ10,058	幅9,042× 長さ10,058	幅7,518× 長さ9,058	幅7,518× 長さ10,058
タービン全長 (m)	47.7	49.6	44.6	48.2

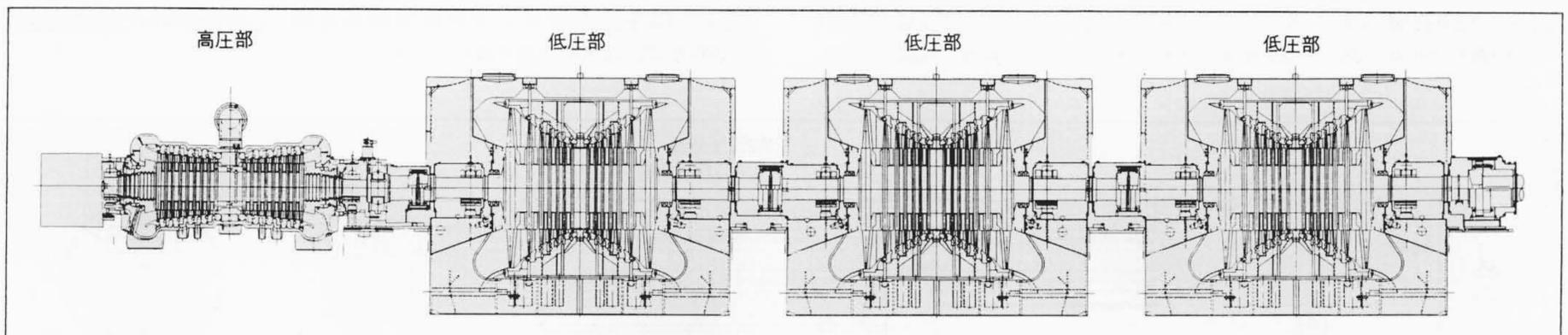


図1 TC6F-52形原子力用タービンの構造 本図は1,500rpm用電気出力1,300MW機の断面構造を示したものである。

* 日立製作所日立工場 ** 日立製作所電力事業本部

様を、**図1**にTC6F-52形原子力タービン構造図の一例を示す。

今回、日立製作所が開発を完了した1,500rpm用52in長翼は、1,800rpm用43in長翼の設計をベースとし、これを拡大する手法で設計したものである。

回転実証試験に使用した実物翼モデルロータは、最終段ディスクを実機と同一の形状に削り出し、これに実物試作した52in長翼1リングを植え込んだものである。この実物試作を通じて、型鍛造技術の確立や実体材料の強度試験、及び翼加工技術の確立がなされた。組み立てられたモデルロータには、ストレインゲージをはり付けて、回転中の翼振動特性、応力状態を検出できるようにした。試験は、モデルロータを真空室内に設置し、蒸気タービンで駆動して回転数を上昇させた。翼の加振は蒸気を吹き付けることによって行なった。**図2**は試験装置の上半カバーを取り外した状況を示すものである。回転中の翼振動数特性の測定は、テレメータシステムにより行なった。この試験結果から、52in長翼の振動特性が1,500rpm運転に適していることを確認するとともに、120%過速試験、長時間運転試験を通じて、52in長翼の信頼性を十分に確認することができた。

日立製作所では、現在1,800rpm用の52in長翼を開発中であるが、この長翼は1,500rpm用のものとは形状、寸法を変えて、1,800rpm運転に最適な設計としてある。この翼の開発結果については、後日改めて報告したい。

3 湿分分離加熱器の開発

湿分分離加熱器の特徴は**図3**に示すように、従来の非再熱方式の湿分分離器と加熱器を一つの圧力容器に内蔵していることである。加熱器は、熱サイクルの効率向上と温度上昇幅を適正化するために2段再熱方式が主流となってきており、

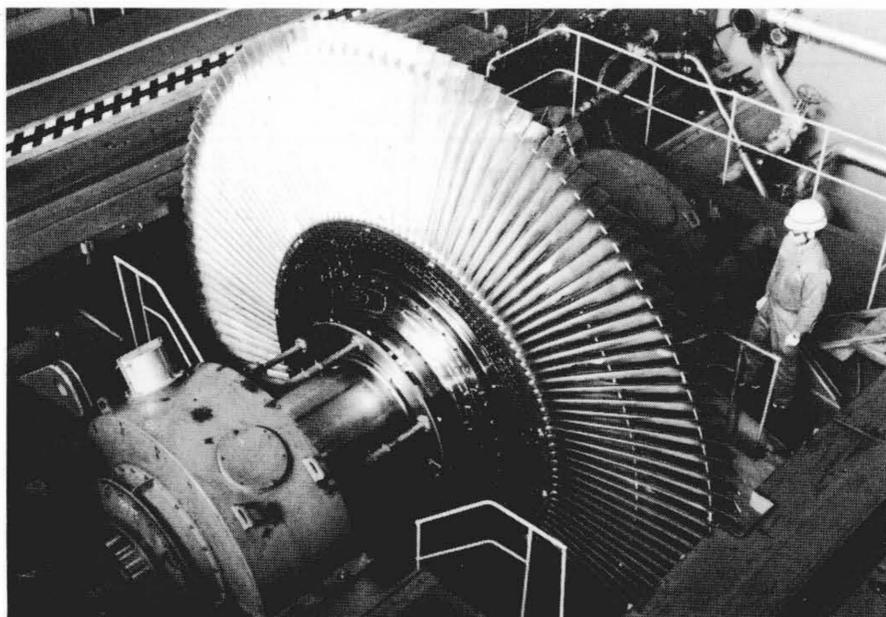


図2 52in長翼の実物翼モデルロータによる回転実証試験装置
実物翼モデルロータによる回転実証試験を実施して、信頼性を確認した。

表2 湿分分離器及び湿分分離加熱器の諸元比較 ABWR電気出力1,300MW級湿分分離加熱器の基本仕様様が、本表に示すように選定されている。

熱サイクル	項目	電気出力1,100MW級	電気出力1,300MW級
		非再熱(湿分分離器)	再熱(湿分分離加熱器)
外形寸法	基数	2	2
	胴径	3,200mm	3,700mm
	長さ	14,800mm	33,000mm
ドレンタンク	湿分分離器	2基, じか付け	4基, じか付け
	第1段加熱器	—	4基, 別置き
	第2段加熱器	—	4基, 別置き

加熱蒸気源として高圧タービン抽気と主蒸気が供給される。また、電気出力1,100MW級以上のプラントでは湿分分離加熱器が4基ないし6基であったが、近年ではプラント建屋スペースの有効利用とクロスアラウンド管の簡素化を考慮して、2基が主流となってきており、電気出力1,100MW級湿分分離器とABWRで計画されている電気出力1,300MW級湿分分離加熱器と比較すると、**表2**に示すように胴長手方向に約2倍の長さの構造物となる。

再熱方式をBWRプラントに採用することにより得られる効果を要約すると、以下のようになる。

- (1) 低圧タービンの入口蒸気条件の改善により、プラント熱効率を約2%向上することが可能となる。
- (2) 蒸気タービン内の蒸気湿り度は、**図4**の熱膨脹線に示すように非再熱方式に比べ約3%ないし5%軽減され、低圧タービンなどの信頼性が向上することになる。

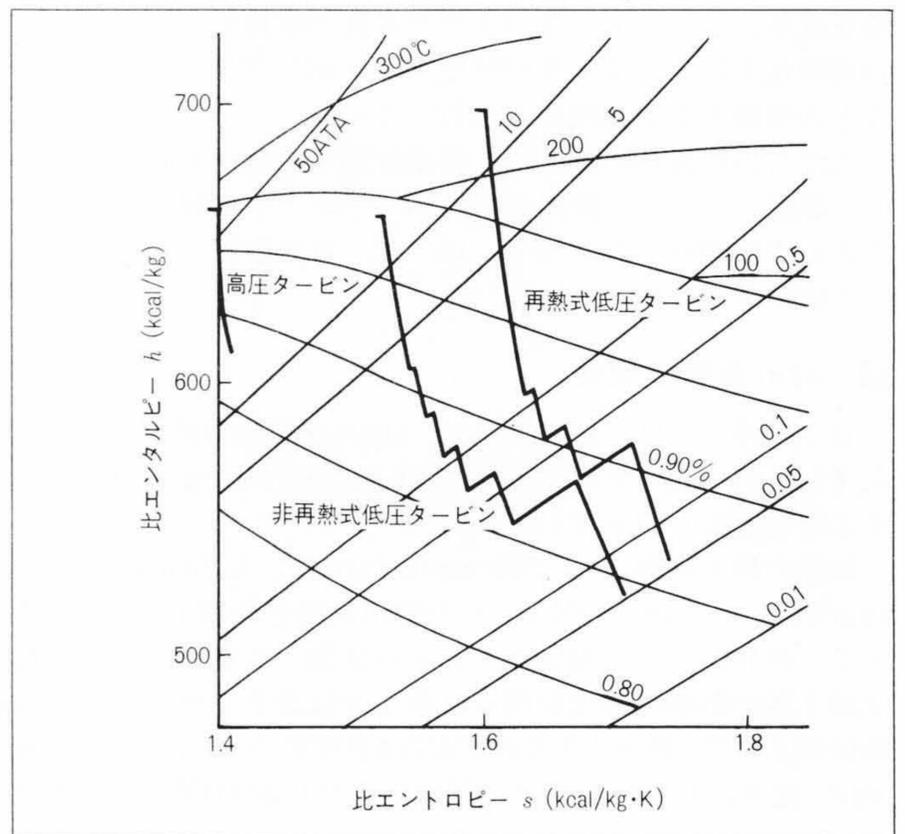


図4 原子力タービン蒸気膨脹線の比較 原子力タービン蒸気膨脹線の再熱式、非再熱式での違いを示す。

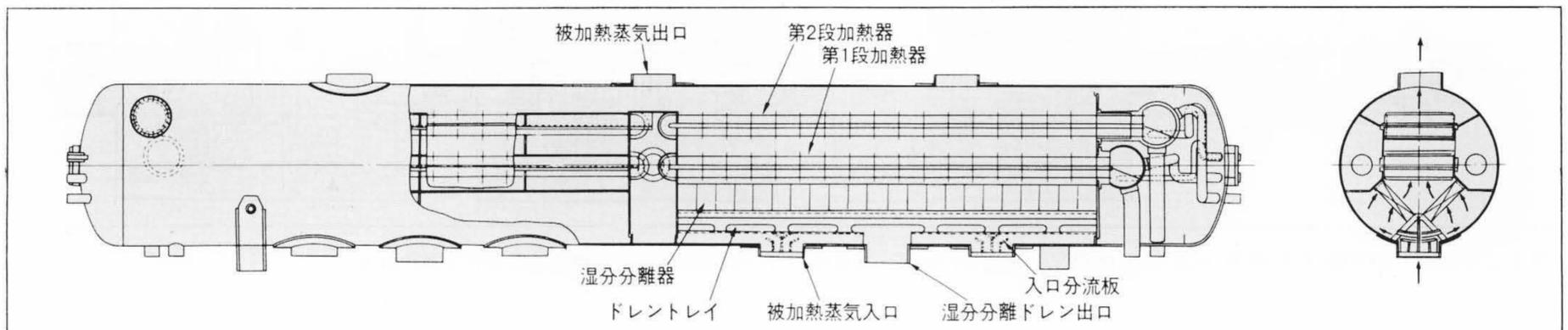


図3 湿分分離加熱器構造図 電気出力1,300MW級スーパーサイズ湿分分離加熱器の構造図を示す。

前記のようなメリットからBWRプラントでも性能・信頼性向上の両面から湿分分離加熱器を実機に適用する状況下にある。日立製作所では、湿分分離加熱器を実用化するに当たって綿密な計画のもとに開発、検討を行ってきた。湿分分離器関連技術は既に電気出力1,100MW級で運転実績をもつ既存技術であるが加熱器関連技術は要素技術の確立とともに、**図5**に示すような諸外国の先行プラントでの運転実績についても検討を加えた。特に管内流動、伝熱管変形強度については「ABWR電力共同研究」の中で実長大モデル試験を実施し、その信頼性の確証が得られている。また、大形構造物としての信頼性の確認、供用期間中の運転性、保守性についても検討を加え、設計・製作可能な段階に至っている。ここでは、これらの開発・検討結果の数例を紹介しておく。

(1) 加熱器の信頼性

加熱器は蒸気-蒸気の直交流形の熱交換器であり、伝熱性能は管外側の熱伝達率が支配的である。そのためチューブ外表面にはローフィンが加工されており、その伝熱特性を把握して加熱器の基本仕様を決定する必要がある、**図6**に示すよう

現象	原因	改善策
管内ドレン過冷却による管端出口にき裂・漏えい発生	熱負荷不均一、ドレン流動の考慮不足	各伝熱管への流量配分 掃出蒸気系統
伝熱管振動による損傷	支持間隔の長大	支持間隔の適正化 弁テスト時の流量増考慮
加熱器の性能低下	伝熱管外面のさび発生	耐食性材料の選定
伝熱管エロージョン	湿分のキャリーオーバー	高性能分離エレメント
Uベンド部近傍での伝熱管支持板の曲り発生	加熱器の急加熱	蒸気制御弁の設置
管束外でのバイパス流発生 加熱器の性能低下	管束の浮上がり	浮上がり防止構造
胴板及び内部構造物のクラック、エロージョン	構造及び材質選定に考慮不足	減肉対策材と構造の適正化
ドレン水位制御不安定、ドレン閉そく	配管口径不足 ドレンタンクの共用	グラビティー流れの考慮 ドレンタンクの独立設置

図5 運転実績とその改善策 海外プラントの運転実績に対する検討結果と改善策を示す。

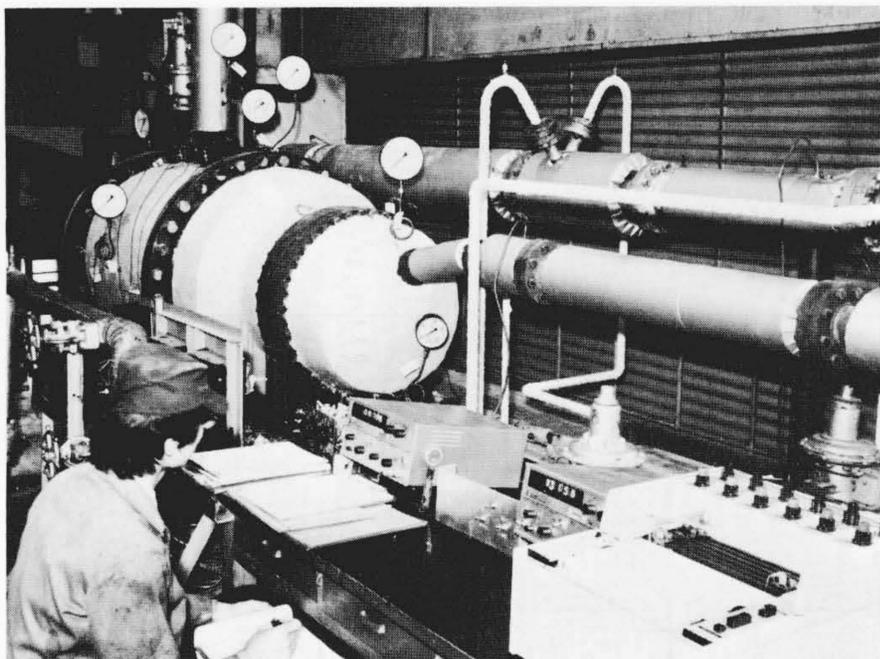


図6 湿分分離加熱器実験装置 フィン付きチューブの伝熱性能把握のために、蒸気試験を実施して性能予測を可能にした。

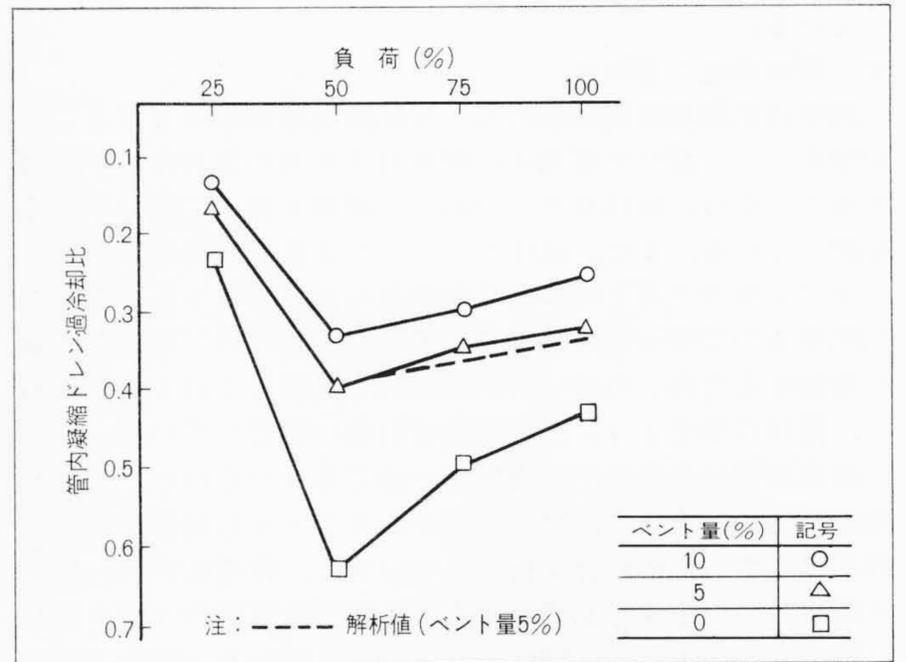


図7 加熱器凝縮ドレンの過冷却実測値(第2段加熱器) 実長大モデルによる試験で、加熱器凝縮ドレンを許容値以下にできることを確認している。

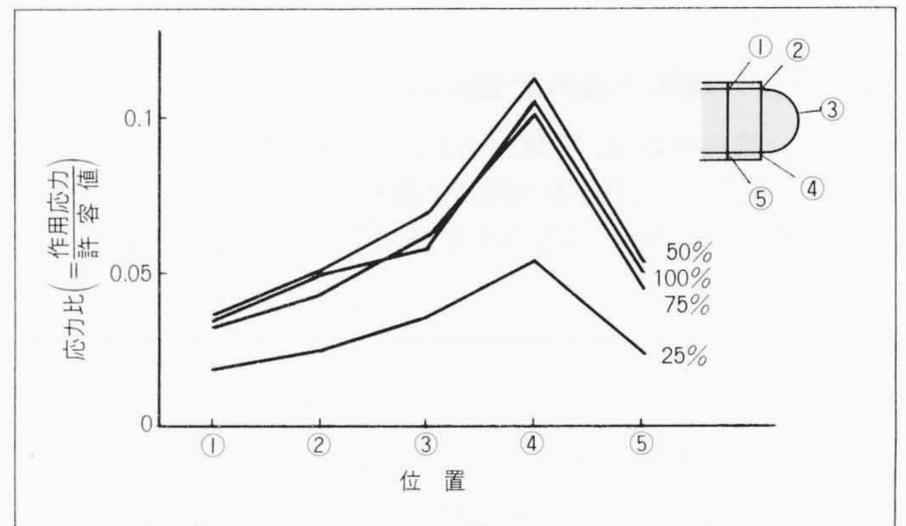


図8 加熱器伝熱管に作用する応力値(第2段加熱器) 加熱器伝熱管に作用する応力値が、許容値に対して低くできる構造であることを確認している。

な実物大モデルなどにより蒸気試験を実施した。

一方、管内側では蒸気の保有する凝縮潜熱により熱伝達することになる。したがって、チューブ長手方向に徐々に凝縮した液相成分が増加し、2相流の様相を呈し管出口近傍ではほとんどの蒸気が凝縮ドレンとなって排出されるが、凝縮が極度に進むと流れが不安定となりドレンが過冷却し、管端接合部に熱変動を生じき裂に至ることが知られている。したがって、ドレンの排出性を確保するために適度な掃出蒸気を使用すること、また直交流形熱交換器なので各チューブの熱負荷に見合った蒸気を分配する手法を確立しておくことが必要である。熱負荷の不均一性に伴う検討課題としては各チューブの温度条件に差異が生じ、U字型チューブに熱伸び差による変形応力が発生することから、支持構造を十分に配慮しておく必要がある。これらの問題を解決するために、実長大モデルで試験を実施して強度的にも余裕があり、かつ解析値ともよく一致するという確証を得ている。**図7, 8**に第2段加熱器の試験結果の一例を示す。

以上が加熱器として特徴づけられる内容であるが、チューブ振動に対する配慮も重要である。特に管群から成る場合には、いわゆる流体中に置かれて物体の後流に発生するカルマン渦による自励振動だけでなく、チューブ間の流体による相互干渉で発生する流体弾性振動を考慮したものとするためには、弁テスト時の流量増大に耐えられるチューブ支持間隔とする必要がある、**図9**に示すようにモデル試験によって確認

している。

(2) 胴体構造の信頼性

胴体内部構造は流体的にも十分配慮された設計とすることが望ましく、湿分分離効率に胴体長手方向の流れ分布が影響することから、胴体蒸気入口部に分流板を備えてその平均化を図っている。また、低圧タービンが3車室の場合、インターセプト弁のテスト時には6弁設けられてあるうちの1弁が急閉するので残った5弁においては定常時に対し約20%流量が増加するためこの時の胴内部流れを把握しておく必要があり、**図10**に示すように流動解析を行ない確認している。

従来の湿分分離器では温度は一様であったものが、湿分分離加熱器では上下方向に温度差があることから胴体の猫背変形が発生するため胴体支持点については、作用応力の一様化を考慮して決定する必要がある。その解析結果の一例を**図11**に示すが、応力レベルは低いことを確認している。また、BWRプラントに適用するに際して耐震設計上も丈夫なものとする必要があり、地震時の床応答のピークが発生する固有周期に対して、湿分分離加熱器の固有周期が十分離れていることも確認している。

4 湿分分離加熱器の配置検討

湿分分離加熱器は、電気出力1,300MW級用では胴体内径が3.8m、全長が33m(胴体の両側に設けるチューブ引抜きスペースを含めると約61m)のものが2基設置されることとなり、こ

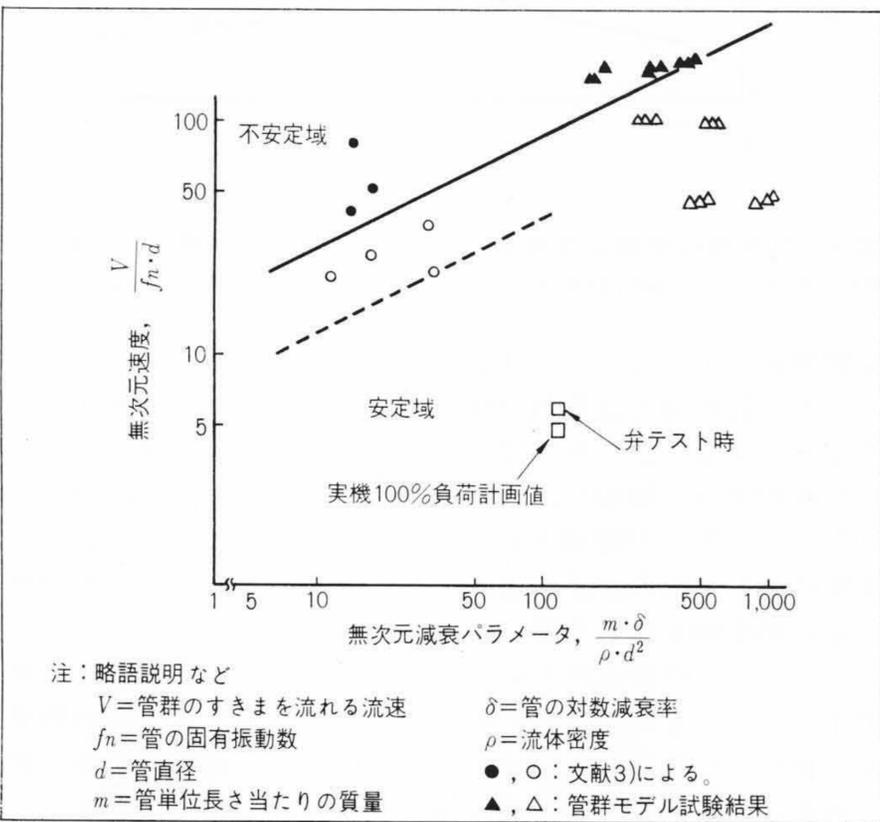


図9 管群振動の安定判別線図 管群振動に対し、十分安全な領域で設計を実施している。

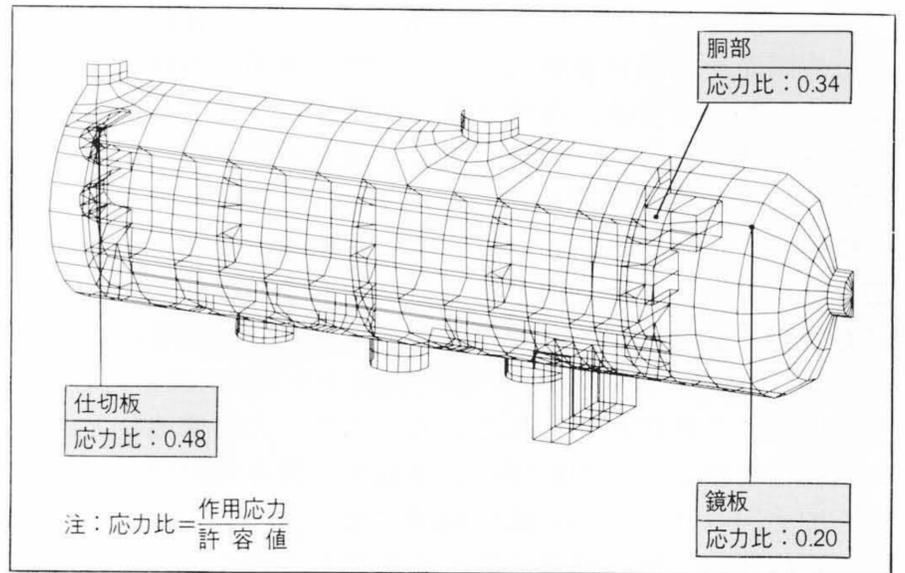


図11 湿分分離加熱器の応力解析結果 F.E.M(有限要素法)により応力解析を実施し、各部に作用する応力値が許容応力以下であることを確認している。

の設置場所がタービン建屋の長辺寸法の決定に影響を与える。システム的には、湿分分離加熱器を極力タービン本体に接近して設置するのが望ましいが、典型的配置例は次のとおりである。

(1) 運転床上に設置する方式

この方式は、タービン建屋長辺寸法を縮小することが可能であるが、蒸気タービン分解時の部品レイダウンスペースの確保のために、隣接する建屋をもレイダウンスペースとして活用する必要がある。したがって、この方式は同一仕様のプラントを2基隣接して建設するケースでは利点大きい。

この方式によるタービン建屋配置例を**図12**に示す。

(2) 運転床下に設置する方式

この方式では、タービン建屋外側のスペースを、チューブ引抜きスペースとして活用するとしても、約10m建屋長辺寸法を大きくしなければならない。ただし、建屋が広がった点と、運転床面上から湿分分離加熱器室がなくなったことにより、蒸気タービン部品のレイダウンスペースはタービン建屋だけで十分に確保される。したがって、この方式は単一プラントを建設する場合や、隣接建屋にレイダウンスペースを求めにくいケースで利点がある。

この方式によるタービン建屋配置例を**図13**に示す。

5 タービン中間弁用バタフライ弁の開発

低圧タービン入口に設けられる中間弁を、従来から用いていた組合せ中間弁をバタフライ弁化することによって下記の効果が得られる。

- (1) 弁のコンパクト化による建屋配置の合理化
- (2) 圧力損失の低減による効率の向上
- (3) 保守、点検の合理化

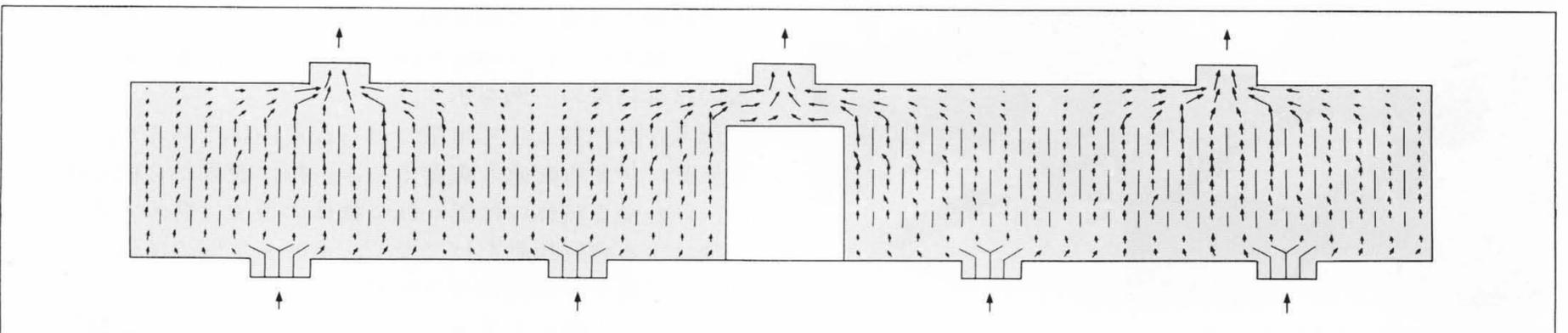


図10 湿分分離加熱器の胴内流れ解析結果 胴内流れ解析を実施し、胴内構造の検討を実施している。図中の矢印(→)は、蒸気流速と流れ方向を示している。

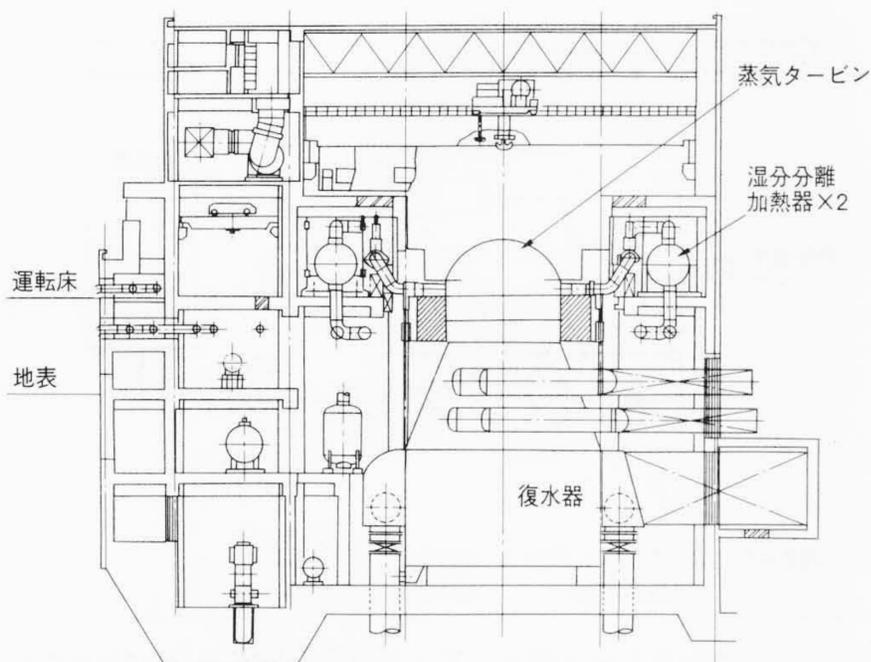


図12 湿分分離加熱器の運転床上配置例 湿分分離加熱器を遮へい壁で囲み、運転床上に設置している。

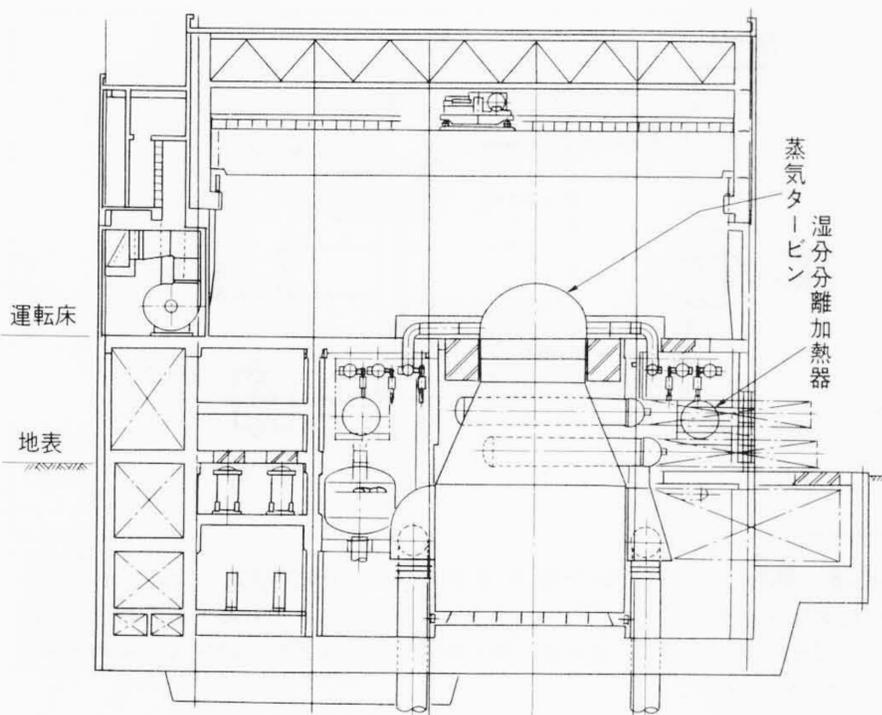


図13 湿分分離加熱器の運転床下配置例 湿分分離加熱器は運転床下に配置し、運転床につり下げられている。

5.1 構造、配置

従来の組合せ中間弁とバタフライ形中間弁の構造、配置の比較を図14に示す。

バタフライ弁化することにより配置スペースが低減し遮へい鉄板もコンパクトになるので、定期検査時の機器レイダウン面積が増加する。更にバタフライ弁は弁一式を取り外し、任意の場所で分解、点検が可能で部品点数も少なくなり保守・点検が容易になる。

また、バタフライ弁は管路の一部をなし蒸気流の方向を変えないので圧力損失が少なく、熱効率向上効果がある。

中間弁の機能としては、負荷遮断及びタービントリップ時に急閉して、タービンの速度上昇を防止すること、及び負荷遮断後クロスアラウンド管と湿分分離加熱器内に残留した蒸気を、低压タービンに排出しながらタービンの速度制御を行なうことである。中間蒸気止め弁及びインターセプト弁は同一仕様のバタフライ弁を用い、弁の駆動には112kg/cm²の高圧油を用いる。この駆動部の構造は従来の組合せ中間弁と同じである。

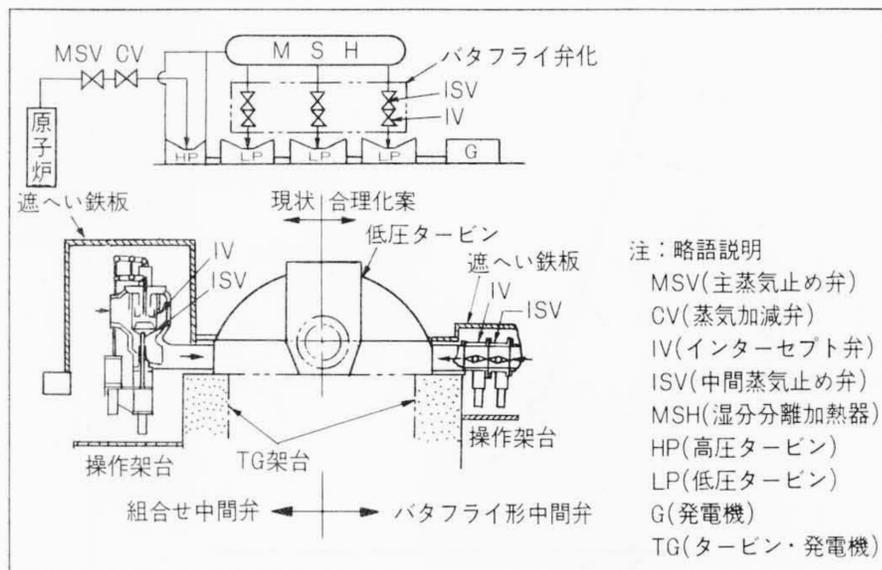


図14 中間弁の構造配置比較 タービン中間弁のバタフライ弁化により、配置スペースが低減し、建屋配置のコンパクト化が図れる。

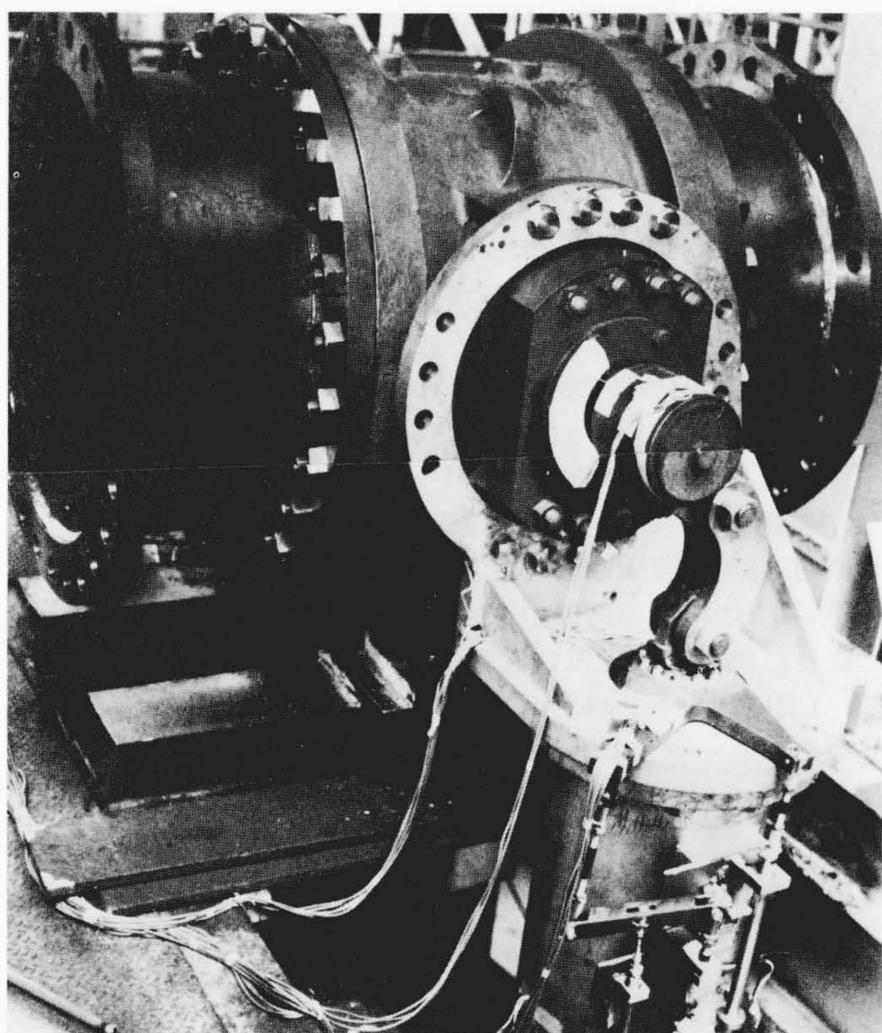


図15 実機大バタフライ弁試験状況 実機大のバタフライ弁を製作し、制御性、信頼性の確認を蒸気試験により行なった。

5.2 確証試験

中間弁用バタフライ弁の開発に当たり、 $\frac{1}{3}$ の縮小モデルによる空気試験により、流れ特性(圧力損失、流量特性、圧力変動など)の確認を行なった。次に実機大のバタフライ弁を製作して、制御性(急閉特性、動特性、静特性、駆動力など)及び信頼性(強度、振動、変形、シール性、耐久性など)の確認を蒸気試験により行なった。この試験状況を図15に示す。また、有限要素法による流れ解析、強度解析及び急閉特性のシミュレーション解析を行ない、試験結果の検討、評価に用いた。バタフライ弁の圧力損失特性の試験結果は図16に示すとおりであり、全開時で従来弁の $\frac{1}{2}$ 以下であることが確認できた。一方、バタフライ弁の急閉特性は従来形とほぼ同じで、急閉時間は0.2秒以下である。

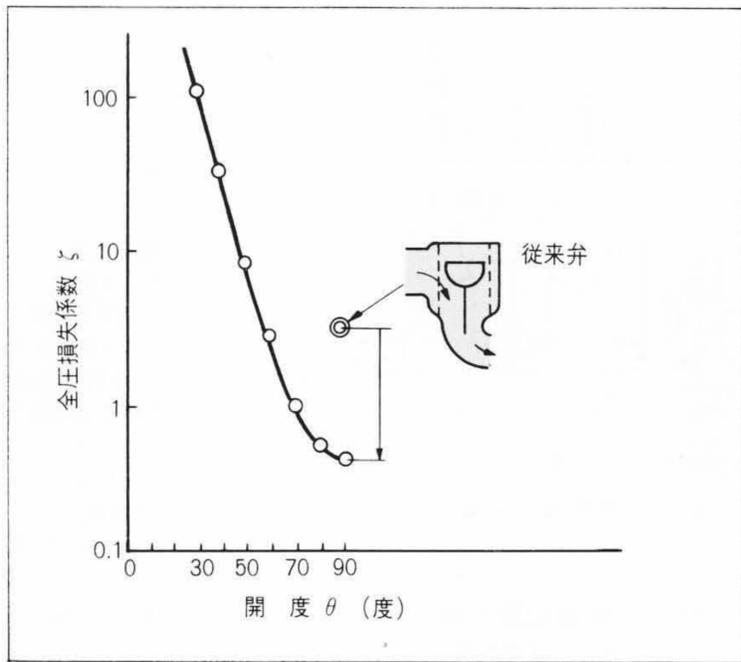


図16 バタフライ弁圧力損失特性 バタフライ弁の圧力損失は従来弁の1/2以下であり、タービン出力の増加が可能になる。

6 タービンシステムの特徴と新技術

ABWRでは、従来の電気出力1,100MW級に対して処理蒸気量が約20%増加するので、設備全体のスケールアップを図るとともに、下記のような最新技術を採用した。以下にその主な特徴について述べる。

従来、国内BWRプラントでは原子炉給水水質の確保、被ばく低減の点から、給水加熱器ドレンの全量を復水器にカスケードし、復水浄化装置で処理する方式を採用してきた。しかし、最近になってクラッド低減技術を採用した最新プラントの良好な運転実績から、水質上の見通しが得られたため、ABWRでは給水加熱器のドレンを直接復水系に回収することにより、熱効率向上及び設備仕様の合理化を図っている。

(1) LPPD(低圧ドレンポンプアップ)

最低圧ヒータドレンを、復水浄化系の下流にポンプアップする方式であり、主な改善項目は次のとおりである。

- (a) 発電端出力が約0.1%増加
- (b) 復水量の減少により、復水浄化設備容量の低減
- (c) 浄化装置の減少により、廃棄物発生量の低減

図17にLPPDシステムの概略構成を示す。通常運転中はドレンポンプ出口に設置された水位調節弁によってドレンタンク水位一定制御を行なう。また、起動・停止時及び過渡変化時のドレンタンク余剰水を処理するために、復水器への排出ラインを設置している。ドレンポンプの運転開始は、プラント出力が約50%以上となった時点とし、ポンプの過大仕様となることを避け、かつ起動時の水質改善を図っている。

(2) HPPD(高圧ドレンポンプアップ)

高圧ヒータドレンを、給水ポンプの上流側にポンプアップする方式であり、LPPDシステムの改善項目に加えて、

- (a) 発電端出力が約0.34%増加
- (b) 低圧給水加熱器容量の約40%低減によるコンパクト化が図れ、特に4ネックヒータでは最適な機器計画が可能となる。

図18にHPPDシステムの概略系統構成を示すが、構成と運用は上記LPPDシステムとほぼ同じである。しかし、本システムでは高温の飽和ドレン処理となるため、過渡変化時のドレンポンプ吸込圧力の確保に考慮を払っている。また、ドレンポンプトリップ時の過渡条件でも安定した給水を確保するために、給水ポンプとの相互インタロックを行なっている。

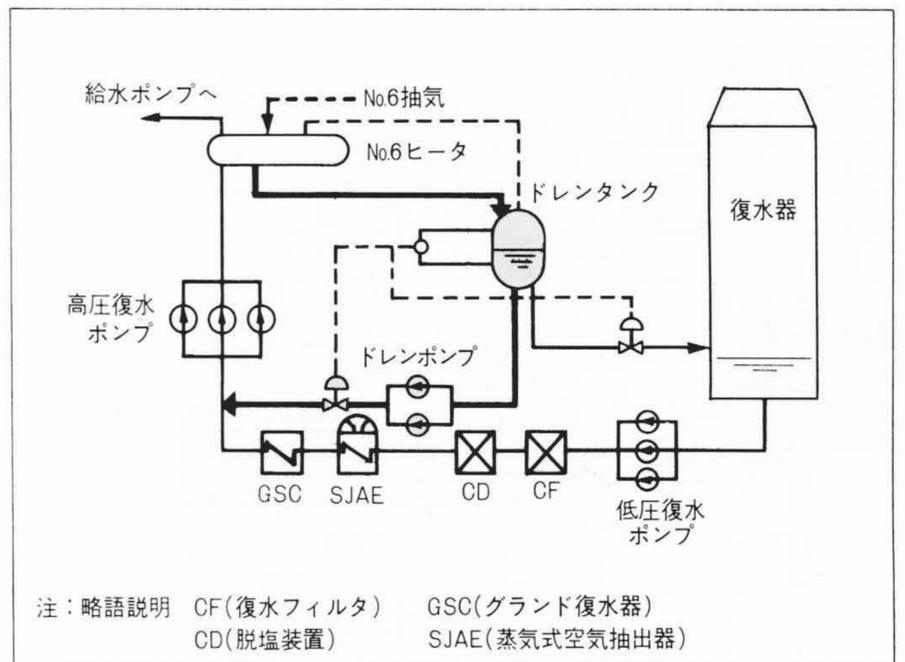


図17 低圧ヒータドレンポンプアップ系概略構成 No.6ヒータを出たドレンをポンプアップして高圧復水ポンプ吸込側に入れるため、熱効率の向上が図られるとともに、補機類のコンパクト化が図れる。

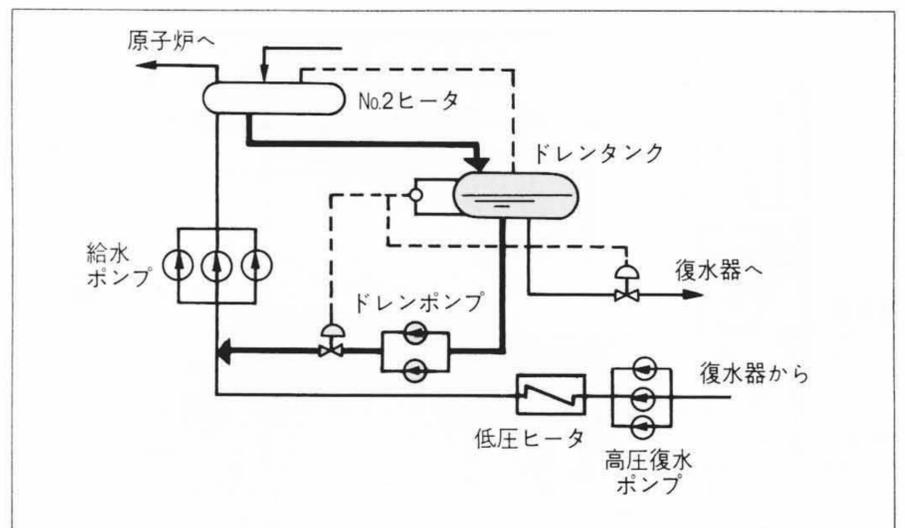


図18 高圧ヒータドレンポンプアップ系概略構成 No.2ヒータを出たドレンをポンプアップして、給水ポンプ吸込側に入れるため、熱効率の向上が図られるとともに、カスケードドレン量が減少して、低圧ヒータのコンパクト化が図れる。

7 結 言

以上述べたように、大容量原子力用蒸気タービンの新技術については、タービン本体だけでなく、システム全体の性能向上を目指して幅広く検討が進められている。ABWR向けの技術については既に具体的な設計も進められているので、実プラントへの適用も間近と思われる。

更に、将来の電気出力1,800MW級プラント向けの新技術についても、一部のものについては検討が開始されている。

参考文献

- 1) 池内, 外: 大容量蒸気タービン用52in長翼の開発, 火力原子力発電, 37(昭61-1)
- 2) 久野: 原子力用蒸気タービン技術の現状と課題, 日本原子力学会誌, 27-1001(昭60-11)
- 3) R. L. Coit, et al.: External Moisture Separator-Reheaters, Two Phase Steam Flow in Turbines and Separators p.337~369, Hemisphere Publishing Corp. 1976
- 4) 電力共通研究: 新型沸騰水型原子炉関連研究(I)タービン再熱器の確証試験