

蒸気タービン発電技術の進歩

能勢 正見(のせ まさみ)

酒井 吉弘(さかい よしひろ)

山本 隆夫(やまもと たかお)

① まえがき

火力発電設備の電源構成比率は年々減少傾向にはあるけれども、今後十数年間は発電設備容量の過半を占めるものと予想される。一方、原子力発電の進展などによって、火力発電はベース負荷電源としての役割を原子力に譲り、特に燃料コストの高い石油火力を筆頭に、負荷調整用電源としての役割要請が強まってきた。したがって、今後の火力発電用蒸気タービンの重要課題は、従来から最重要課題の一つとして追求されてきた効率向上に加えて、限界に達したと考えられる大形化によるスケールメリットの追求に代わって、DSS (Daily Start Stop) 対応などのサイクリックな運用耐力の強化向上にあるといえる。

一次エネルギー価格は一時的に安定化しているように見えるが、長期的に見れば上昇は必至であり、高効率化は恒久的に最重要課題であることに変わりはない。蒸気タービンの課題としては、

- (1) 蒸気条件の高圧、高温化などのサイクル効率向上策に対応する構造、材料の開発
- (2) 翼プロフィルの改良を主体とするタービン内部損失の低減、最終段翼の長翼化などのタービン内部効率向上開発

の二つに大別される。

サイクリックな運用耐力向上では、代表的な DSS 運用の際の、

- (1) 機器の寿命消費の抑制
 - (2) 機器の熱応力を抑制する起動回路、運転、制御監視
 - (3) 軸系の振動特性、特に過渡特性の安定化
 - (4) 運転操作の簡素化、自動化
- に関する技術の開発、充実が重点となる。

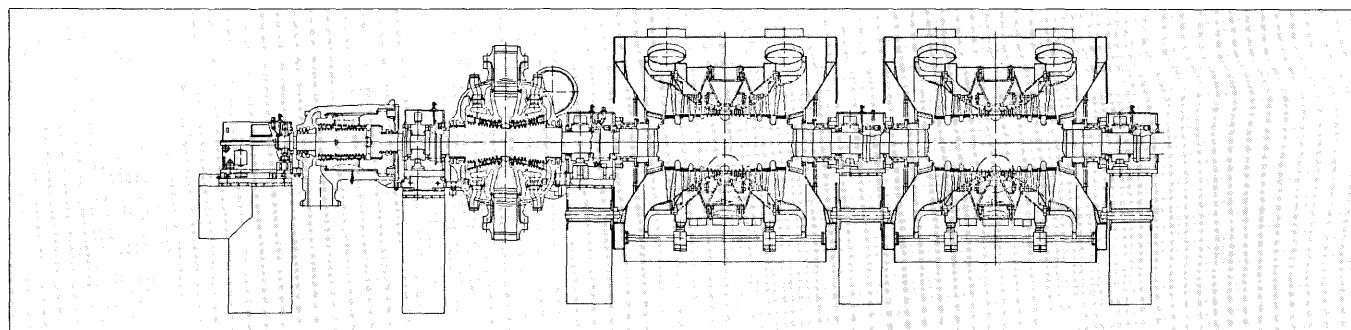
富士電機の発電用蒸気タービンの設計思想は、当初より一貫して「明日のピークロード」を志向したものであり、高圧部に全周噴射つば形タービンを配し、高・中圧タービンを分離した 3 コンポーネント設計など、本来的に DSS 運用にマッチした諸特徴を持っている。以下では上記諸課題に対する富士電機の最新の技術の概要とその適用例を紹介する。

② 高圧・高温化技術

2.1 高圧・高温化技術の実績

蒸気条件の高圧・高温化はプラント熱効率を向上させる有効な手段としてますます重要性を増してきている。富士電機はこの分野においても先進的な役割を果たしてきた。国内初の超臨界圧変圧運転プラントとして、1973年に運開した東京電力(株)大井火力発電所 3 号機 (350MW) が、その後の国内の事業用火力発電プラントの技術開発に大きな影響を与えたことは広く知られている。大井火力発電所 3 号機に採用されたスパイラルベンソンボイラと全周噴射つば形タービンの組合せによる変圧運転方式は、蒸気条件の

図1 375MW 3,600rpm 蒸気タービン断面図



能勢 正見

昭和35年入社。蒸気タービンの設計に従事。現在、川崎工場火力設計部長。



酒井 吉弘

昭和46年入社。蒸気タービンの効率向上開発・翼列開発業務に従事。現在、川崎工場火力設計部課長補佐。



山本 隆夫

昭和48年入社。蒸気タービン本体の設計に従事。現在、川崎工場火力設計部主任。

高圧・高温化に本質的に適しており、富士電機の発電用タービンを特徴づける技術の一つとして受けつがれてきている。図1に最新の375MW 3,600rpm機の断面図を示す。

1986年に運転に入った電源開発(株)石川石炭火力発電所1・2号機(156MW)は、主蒸気及び再熱蒸気温度に566℃を採用している。同機は高圧及び中圧タービンの車軸、内部ケーシング、弁などの主要部品に12Cr鋼を用いることにより、車軸の冷却なしに高温の蒸気条件を実現している。12CrロータはESR再溶解法によって製作され、焼付防止のためジャーナル部に低合金鋼のオーバレイ溶接を国内で初めて実施したものである。

2.2 高圧・高温化の開発ステップ

今後の高圧・高温化のステップとしては、次の超超臨界条件(USC=Ultra Super Critical)が考えられる。

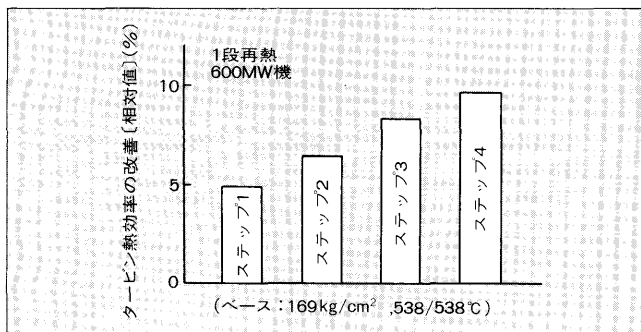
- ・ステップ1 300kg/cm², 570/570℃
- ・ステップ2 300kg/cm², 600/600℃
- ・ステップ3 350kg/cm², 650/600℃
- ・ステップ4 350kg/cm², 650/650℃

これらの蒸気条件によって得られる熱効率の改善量を図2に示す。

ステップ3までは既に現有の技術で実施可能である。これらに必要な主要技術は、西ドイツで1950年代に開発され、1960年代にかけて主蒸気温度550℃以上若しくは主蒸気圧力280kg/cm²以上のタービンを30台運転に入れた。この中には主蒸気温度が600~640℃のものが14台含まれている。廃止されたプラントを除き現在まで順調に運転されており、運転時間が20万時間を超えるものも3台ある。

これらのタービンの高圧部にはつば形タービンが用いられている。フランジがなく熱的に安定な回転対称形をしているつば形タービンは、高圧・高温化に最適であり、主蒸気圧力350kg/cm²まで問題なく使用できる。ステップ1の蒸気温度に対しては車軸、内部ケーシングなどの高温にさらされる部品に12Cr鋼を使用することにより、タービンの基本的な構造を変える必要はない。ステップ2の蒸気温度に対しては、高圧及び中圧車軸の流入部を外部蒸気によって冷却することが必要である。また、内部ケーシング及び入口弁にはオーステナイト鋼を使用する。ステップ3では高圧車軸にもオーステナイト鋼を用いるが、直径830mm、仕上り重量11t(インゴット重量33t)の一体鍛造車軸

図2 超超臨界圧条件の採用による熱効率向上量



の試作に既に成功している。ステップ4では更に中圧車軸もオーステナイト鋼とする必要があり、大形オーステナイト鍛鋼の製造が開発課題となっている。

③ タービン内部効率向上技術

3.1 効率向上技術の開発成果

富士電機は、タービン内部効率向上のための開発を最重要課題として推進してきた。開発された効率向上技術は多岐にわたっているが、そのうち主要なものを紹介する。

(1) 反動翼の性能改善 (Advanced reaction blade)

新反動翼は、CAE (Computer Aided Engineering) の手法を用いて、プロフィルの強度を保ったまま空力特性を改善した反動翼であり、高・中圧タービン及び低圧タービンの初段から中間段に用いられる。新プロフィルは流入角の広い範囲にわたってプロフィル損失が小さいという反動プロフィルの長所を生かしつつ、損失のレベルを低くすることに成功した(図3)。翼は1個のバー材からプロフィルとシュラウド及び翼脚を一体に削り出したインテグラルシュラウド翼である(図4)。テノンをかしめる必要がないた

図3 流入角に対するプロフィル損失の変化

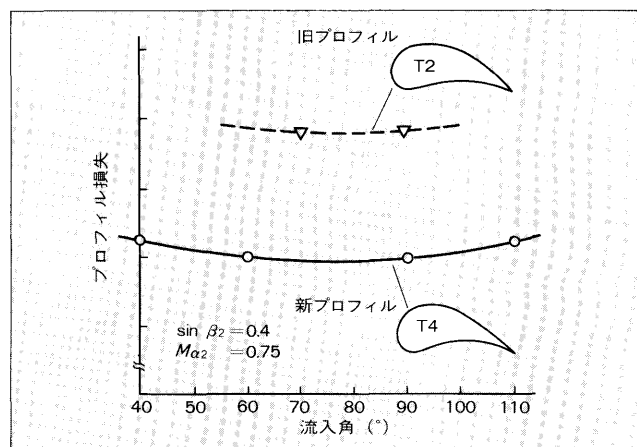
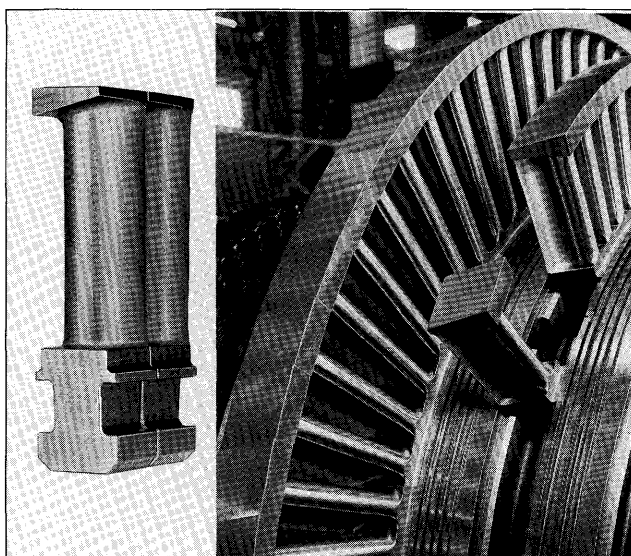


図4 インテグラルシュラウド翼



めに高い信頼性を有しており、また翼植込時に隣り合う翼のシュラウト間に適切なプレストレスを与えて優れた制振効果を得ることができる。

(2) 中圧タービン翼に対する三次元設計の適用

前項に述べたように、反動翼は広い流入角範囲に対してプロファイル損失が一定であるため、通常はねじれのないストレート翼として用いられる。しかし条件によってはねじれ翼を採用することによって効率を改善することができる。図5は従来、低圧翼に適用されてきた三次元設計法を中圧初段翼に適用した例である。静翼は斜め方向に取り付けて入口のガイドリングとともに流れの速度エネルギーを有効に利用している。動翼は三次元設計されたねじれ翼であり、他の段に比べ反動度を低く選定することにより車軸の表面温度を下げるとともに、漏れ損失の低減を図っている。

中圧タービンの最終翼に対しても、翼長が長い場合には三次元設計を適用して翼列効率を改善できる。

(3) 遷音速理論の適用による高性能低圧翼系列の開発

低圧翼の解析技術はコンピュータの高性能化と相まって長足の進歩を遂げてきた。特に近年、タイムマーチング法による遷音速流れの解析法が実用化されるに至って、翼列内の流れを精度よくシミュレートすることができるようになり、プロファイル損失の低減に威力を発揮している。図6にスーパーコンピュータを用いた三次元タイムマーチング法によるチップ断面の解析例を示す。

このような最新の設計手法を駆使して開発された長大翼を用いることによって排気損失を低減し、熱効率向上を図

ることができる。50Hz機用としては既に41インチ翼が運転されているが、より長大な48インチ翼を開発中である。

(4) 排気ディフューザの性能改善

排気損失を低減するためにはディフューザの性能を改善することも重要である。最新のディフューザは転向部における流れのはく離を抑止することに主眼を置いて開発したもので、モデル試験並びに実機トラバース試験を行って性能改善効果を確認した。図7に測定結果を示す。

(5) ラビリンスシール構造の改善

翼端及びグラントのシール方法としては従来、高・中圧タービンにはラビリンス形、また伸び差の大きい低圧タービンにはストレート形のシールフィンが用いられてきた。モデル実験によって種々の形状のシールフィンを比較検討した結果、図8に示すようなダブルフィン形を採用するこ

図5 中圧タービン流入部

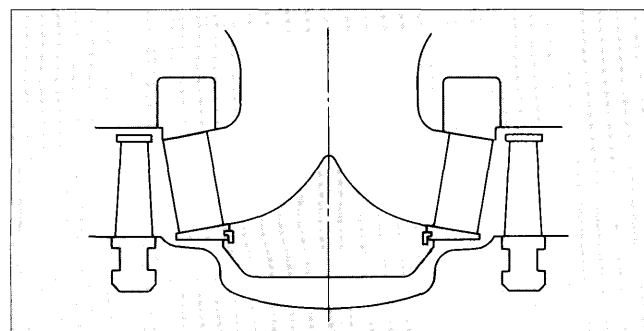


図6 三次元タイムマーチング法によるチップ断面の解析例

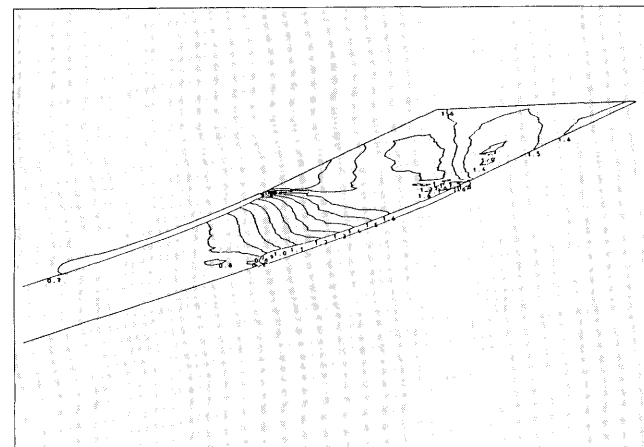


図7 モデルタービン試験による排気ディフューザ性能の比較

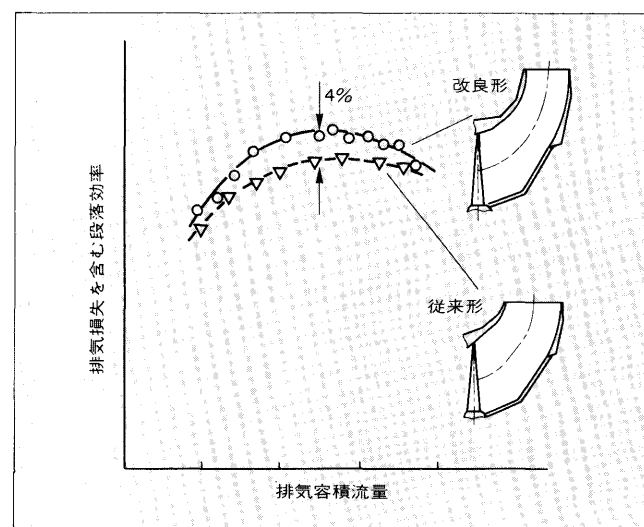


図8 ダブルフィンシーリング

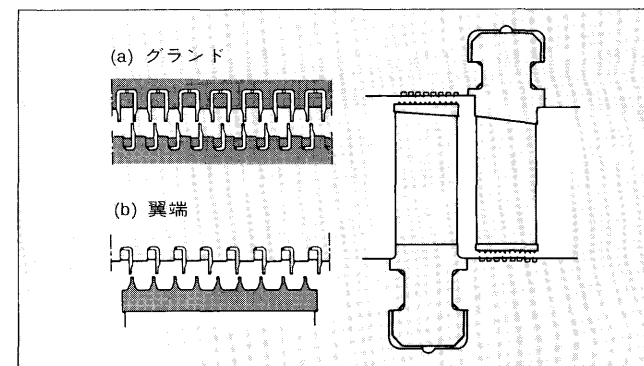


表1 既設蒸気タービンの効率向上改造結果

プラント	A	B	C
定格出力 MW	175	175	350
運転開始年	1965	1968	1973
タービン熱効率(改造前) %	43.59	43.80	44.29
タービン熱効率(改造後) %	46.60	46.12	46.08
向上量(相対値) %	6.91	5.30	4.04

とによってリーク量を減少させることができることがわかった。ダブルフィン形のもう一つの利点は、万ーラビングを生じた場合にもフィンとフィンのみの接触にとどまり、車軸やケーシングとのメタル接触を生じないということである。

3.2 既設タービンの効率向上改造

これまでに述べたタービン効率向上策は、新設機だけでなく既設機の改造に適用して大幅な熱効率向上を図ることができる。表1は175MW機2台及び350MW機1台に対する効率向上改造の実施結果を示している。改造前に比べタービン熱効率は4.0～6.9%（相対値）と大幅に向上した。いずれの場合にも改造後のタービン熱効率は新設時の値をも1.6～2.5%（相対値）上回っており、効率向上開発の成果が遺憾なく発揮された。

4 サイクリックな運用耐力の向上技術

急速で頻繁な起動や負荷変化に対して十分な信頼性と寿命を確保するためには、タービン各部に生じる温度差を極力抑えるべく各部の寸法をできるだけ小さくすることが基本である。タービンが軽量・コンパクトであるほど急速な温度変化に耐えやすくなる。下記はこの基本思想に基づいて富士電機のタービン設備に採用されている諸技術の最新の例を示すものである。

4.1 高・中圧タービンを独立させた3コンポーネント設計

高圧タービンと中圧タービンを独立させ、高圧部につば形タービンを配して各々を軽量、コンパクトな設計としている。図1に250kg/cm²、538/566℃の条件で、3,600rpmの変動負荷用375MWの再熱タービンを示す。

4.2 タービン車軸

負荷変動を考える場合には、車軸の直径が重要な要素となる。翼設計と危険速度、軸たわみを考慮して、理想的には軸径も小さく、スパンも短いのが良い。図9の高圧車軸は、直径660mm、スパン3,150mmであり、負荷変動に伴う温度変化で生じる熱応力、軸方向、半径方向熱膨張差は非常に小さい。

図9 全周噴射つば形高圧タービン断面図

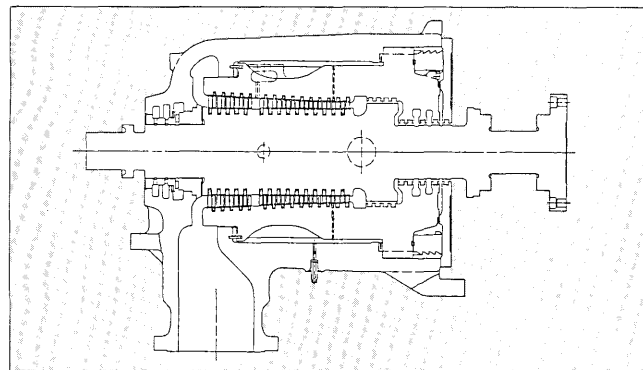
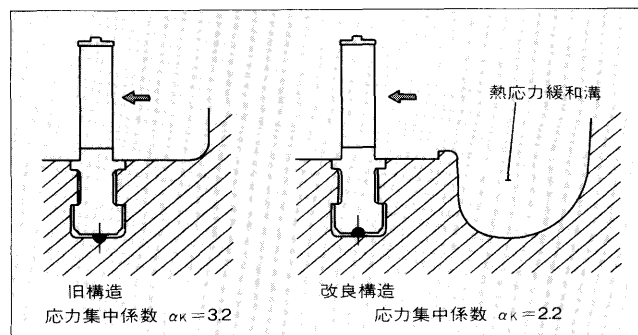


図10 高圧車軸形状の改良



高温の高・中圧車軸は剛性軸設計として、高圧高出力機で問題となるスチームホワールなどの不安定振動を防止している。急激な温度変化を受ける起動停止時に危険速度を通過することがないので、ピーク振動が発生せず昇速負荷どりが容易である。

また高・中圧車軸の流入部には、応力緩和溝の設置、翼溝のフラットボトム化などを行い、低サイクル疲労寿命消費を制限している（図10）。

4.3 タービンケーシング

高圧ケーシングは応力の点から、もう一つの重要な部分である。車軸の直径が小さければそれだけケーシングの直径も小さくできる。高圧外部ケーシングはつば形である。軸対称の円筒形なので大きな質量集中がなく、内部ケーシングの圧力配分を適切に行うことによって、垂直フランジは小さくなり、外部ケーシングはそれだけ肉厚が薄く、直径も小さくなっている。図9の外部ケーシング直径は1,780mmで最大肉厚は210mmであり、内・外ケーシング及び車軸の全重量は44.5tである。

変圧運転は部分負荷効率が良く、負荷変化に伴うタービン内部温度変化が小さいなど、DSS運用に適した特性を持っているため最近の国内の新設ユニットのほとんどで採用されている。これに耐圧性に優れた全周噴射構造のつば形タービンを適用することによって、調速段が不要となり構造が単純化されるので、熱応力特性、内部効率が更に改善されている。

4.4 軸系の支持構造

頻繁な起動停止をスムーズに行うために、軸系の振動特性が安定なことも重要な要素の一つである。高・中圧車軸を剛性軸設計とすることのほかに、軸系のアラインメント安定化のために以下の構造を標準として採用している。

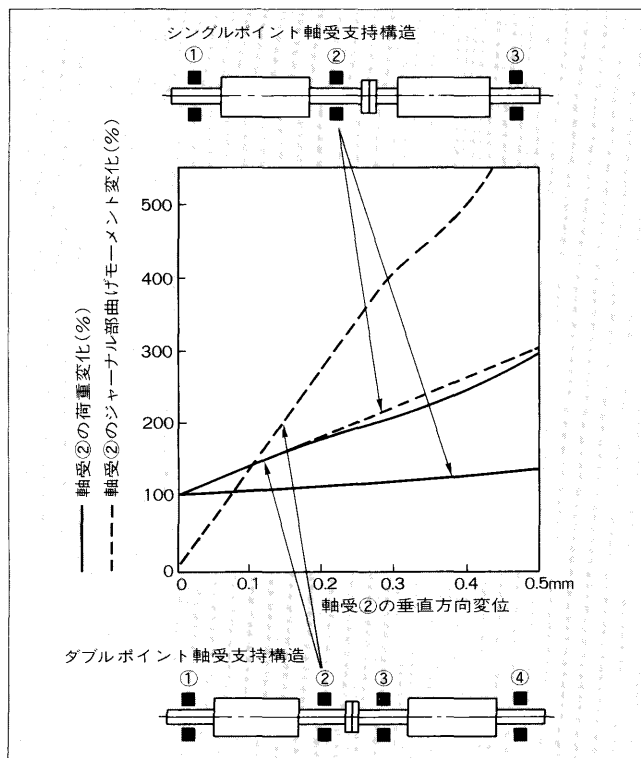
(1) シングルポイント軸受支持構造

各タービン間に1個の軸受のみを設置する構造である。これにより軸系はフレキシビリティが向上し、支持系の温度変化などに伴うアラインメント変化の影響を受けにくい。ダブルポイント支持構造との特性比較を図11に示す。

(2) 分離独立形軸受台

全軸受台をタービンケーシングから分離独立させ、軸受荷重点が架台上にある構造としている。特に低圧タービン

図11 軸受支持構造と荷重及びジャーナル部曲げモーメントの変化



では軸端グランドパッキンも軸受台に固定し、外部ケーシングとはベローズで接続させているので、外部ケーシングの温度変化や真空力による変形に起因する振動問題が根本的に除外されている。

4.5 材料耐力の向上

(1) 中実車軸構造

頻繁な起動停止を行う大形車軸では、遠心応力と熱応力の繰返しによる軸心の寿命（き裂進展，脆性破壊）が重要な問題となる。近年の軸材の鍛造技術と車軸材外側よりの超音波探傷精度の向上は、以前中心部の応力を倍化させるリスクを伴って行われていた軸心部検査のための貫通中心孔を不要にした。破壊力学的評価によれば、中心孔のない場合、限界欠陥寸法 (a_{cr}) は約5倍となる（図12）。また初期欠陥寸法が同じなら、不安定破壊を生ずるまでの寿命（繰返し数）は1けた以上長くなる。以上の理由から、富士電機は1950年代から貫通中心孔のない中実車軸を製作している。

(2) 高靱化熱処理

タービンの高温部の主要部材の寿命消費を考える場合、材料のクリープ、低サイクル疲労、破壊靱性などが重要な要素となるが、特に靱性に関する特性が重要である。富士電機のロータ、ケーシング材は、オーステナイト化温度を低く（CrMoV鋼では950℃以下）して油焼入れを行い、焼戻し温度を高く（CrMoV鋼では680℃以上）した靱性重視の熱処理を行っている。高温で空冷した材料に比べて、FA TT、破壊靱性値 (K_{IC}) 及び切欠きクリープ特性に優れ、経年的な劣化と寿命消費の抑制に優利である（図13）。

図12 回転ロータの応力と限界欠陥寸法

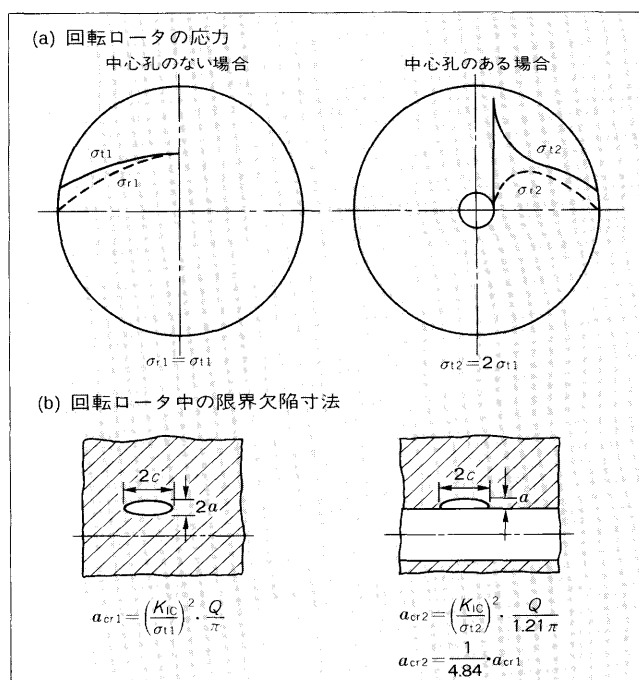
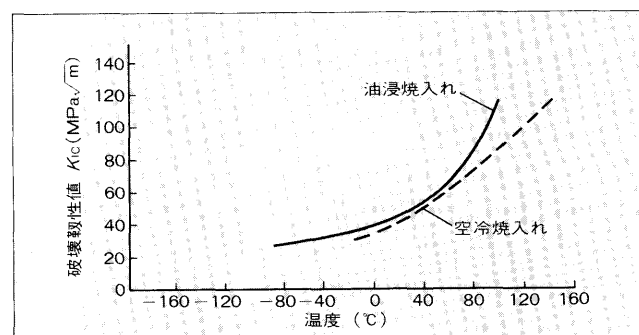


図13 1%CrMoNiV鋼の熱処理と靱性



4.6 自動化、操作性の改善

(1) 高・低圧タービンバイパスシステム

DSS 運用機では、ボイラとタービンのマッチングを図ることがより重要である。ボイラの過熱器出口から再熱器を経由して復水器へ至る完全なタービンバイパスシステムを構成することによって、初めてボイラとタービンは完全に独立した運転ができる。この高低圧タービンバイパスシステムにより、起動時の蒸気温度とタービンメタル温度のマッチングが容易となり、起動時間が短縮できる。また、石炭火力においても、安定した所内単独運転への移行が可能となる。

バイパス容量は、取扱いの容易さより全容量を採用してきたが、最近では復水設備関連機器の簡素化を考慮して、タービンの最大復水量相当（ボイラ最大蒸発量の約2/3）のようになってきている。

(2) タービン壁温度差監視装置

計画運用期間中にタービンの主要部材が寿命を消耗しないように、主要部材の温度差をあらかじめ定められた制限値内に抑えながら運転することが必要である。これを

図14 タービン壁温度差監視装置の構成

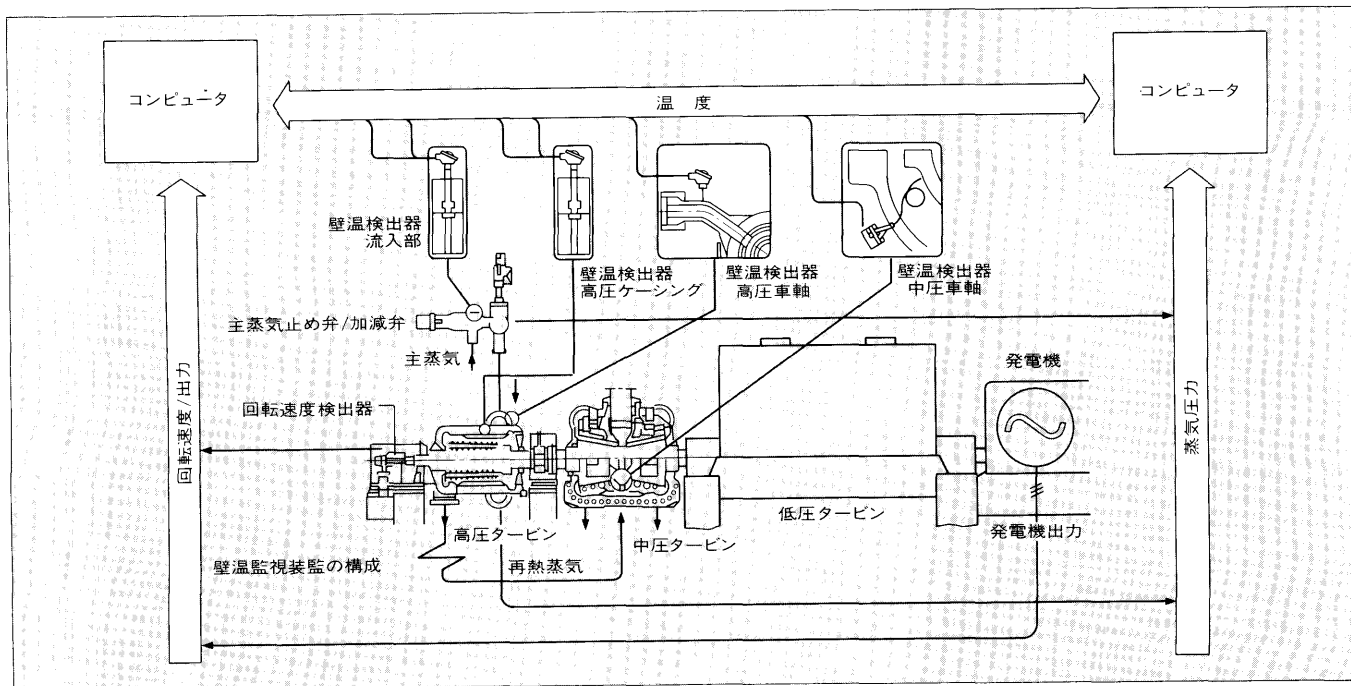
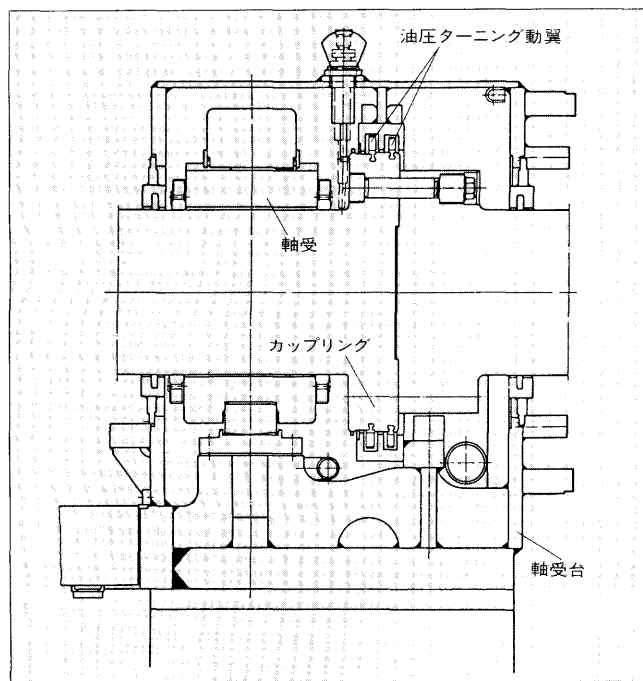


図15 油圧式ターニング装置の翼車断面図



自動的に行う壁温度差監視装置は、①主蒸気止弁ケーシング②高圧ケーシング③高圧車軸④中圧車軸の4点の同時監視を行う。コールド、ウォーム、ホットの3モードに対応して各4点の温度状態に対して設定された制限温度差を超えることがないように、タービンの昇速、負荷及びボイラの蒸気温度が自動的に制御誘導される（図14）。

(3) 高速油圧式ターニング

タービン車軸のカップリングフランジに直載する油圧タービンによって約100rpmの高速でターニングを行う構造

を採用している（図15）。ターニングの入・切は電動の給油弁の開閉だけで行えるので、操作が簡単で自動化も容易である。軸受は流体潤滑状態となるため油膜は厚く、タービン起動時に複雑な油温操作を必要としない。最新の大形機ではターニング中の車軸を約200kg/cm²の油圧で連続ジャッキアップすることにより、軸受保護をより確実にしている。

5 あとがき

ユニットの起動・負荷特性は、一般にタービンの設計が良ければタービンによって制限を受けることはない。高圧高温化、及びサイクリックな運用といった要請に適した、高圧部につば形タービンを配した高・中圧タービン独立構造など、従来から富士電機が一貫して採用してきた諸技術の最新の状況の概要について述べた。

参考文献

- (1) 西岡良三ほか：蒸気タービンの高効率化，富士時報，Vol. 54，No.11，p.721—730（1981）
- (2) Haas, H. et al. : Turbines for Advanced Steam Conditions—Operational Experience and Development, The First International Conference on Improved Coal—Fired Power Plants (1986)
- (3) Ewald, J. et al. : Rotor Life Evaluation—U.S. and European Practice, EPRI Workshop on "Life Assessment and Improvement of Turbo-Generator Rotor for Fossil Plants" (1984)



＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。