

中部電力株式会社 武豊火力発電所納

3,600 rpm, 220,000 kW タンデムコンパウンド 再熱蒸気タービン

3,600 rpm, 220,000 kW Tandem Compound Reheat Turbine Delivered to
Taketo Thermal Power Station, Chubu Electric Power Co., Inc.二 宮 敏*
Satoshi Ninomiya

要 旨

関西電力株式会社堺港火力発電所納1号機、東北電力株式会社新潟火力発電所納3号機、(いずれも250,000 kW タービン)に引き続き製作された220,000 kW タービンは単に製造者の努力によるのみならず使用者側の国産技術に対する理解があって達成されたものである。

火力用タービンの技術は着実に進歩しているように見えるが、本タービンを数年前完成されたTCTF-26形220,000 kW タービンと比較すれば、その進歩の早さは今さらのように驚くべきものがある。本文は主として経済性、信頼度そのほか設計上検討を加えた点について述べたものである。

1. 緒 言

169 kg/cm²g, 566°C/538°C, 3,600 rpm, 2車室, 220,000 kW タンデムコンパウンド複流排気再熱タービンが完成した。本タービンはさきに完成をみ、現在好調に運転を継続しているTC4F-26, 3,600rpm, 250,000 kW 関西電力株式会社堺港火力発電所納第1号機タービン⁽¹⁾⁽²⁾およびTC4F-23, 3,000 rpm, 250,000 kW 東北電力株式会社新潟火力発電所納第3号機タービン⁽³⁾に引続き完成された、戦後における国産設計技術による3台目の大容量タービンである。高中圧タービンはアメリカGE社の240,000 kW タービンの高中圧部、低圧タービンは同じくGE社の375,000 kW (中部電力株式会社、尾鷲火力)の低圧部にそれぞれ範を取り、2車室構造にまとめたものである。

現在わが国において運転を継続している数台のTCTF-26形、3車室220,000 kW タービン⁽⁴⁾(たとえば中部電力株式会社、新名古屋火力発電所、第6号機)と比較するとき、技術向上の成果が随所に適用されていることがよくわかる。

以下タービンの形式選定、経済性、信頼度そのほか設計上検討した点について述べおおかたの参考に供したい。

2. 計 画 要 目

形 式.....日立衝動再熱式串形2車室複流排気形
(TCDF-30)タービン
定 格 出 力.....220,000 kW (発電機端)
回 転 数.....3,600 rpm
蒸 気 条 件.....主蒸気圧力(主さい止弁前)169 kg/cm²g
主蒸気温度(主さい止弁前)566°C
再熱蒸気温度(組合せ再熱弁前)538°C
排 気 圧 力.....722 mmHg
抽 気 段 数.....8段(高压2段, 中圧2段, 低圧4段)
最終給水温度.....266.5°C
最終段翼長.....765.2 mm (30 in)
調 速 装 置.....シングルガバナ形
主 さい 止 弁.....2個(全周噴射起動用子弁付)
加 減 弁.....4個

* 日立製作所日立工場

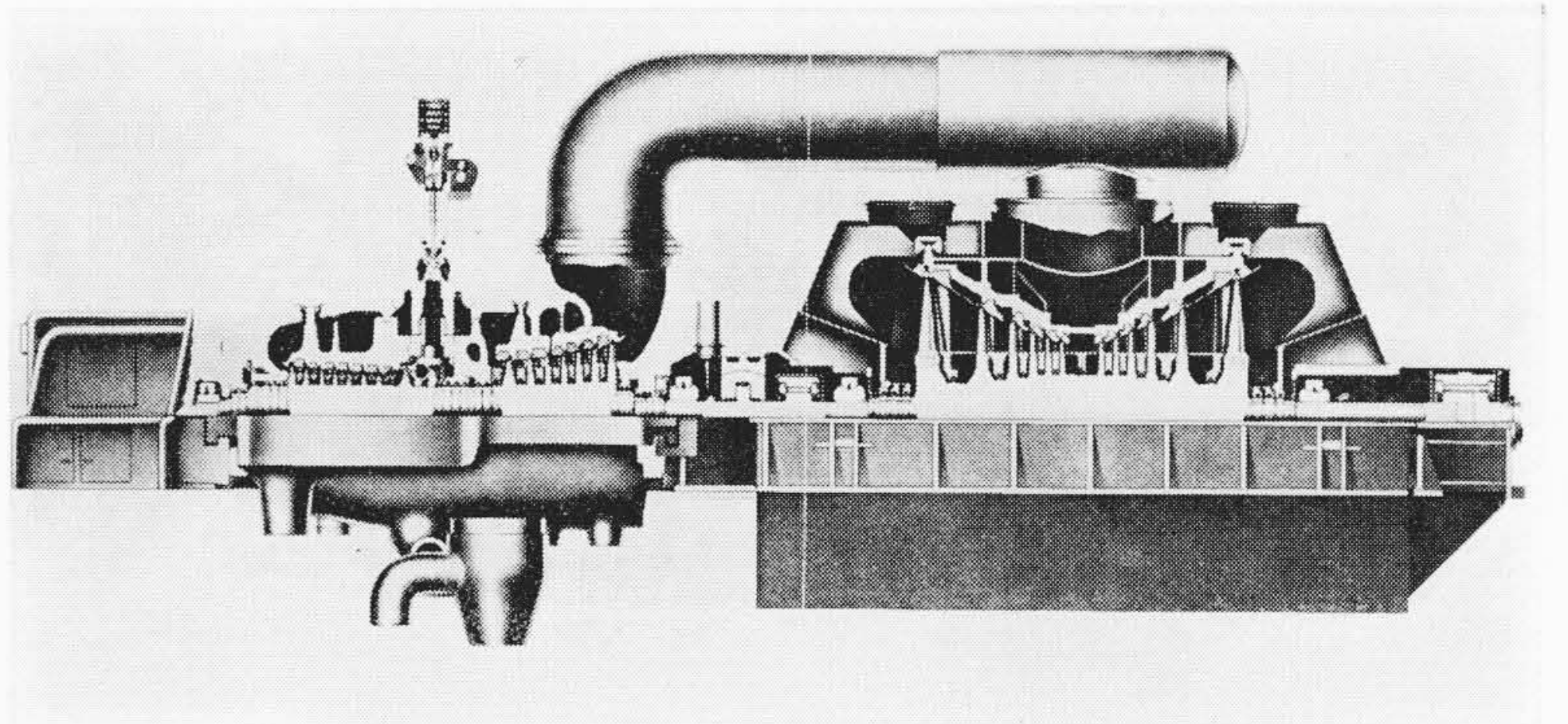


図1 3,600 rpm, 220,000 kW TCDF-30, 2車室再熱タービン

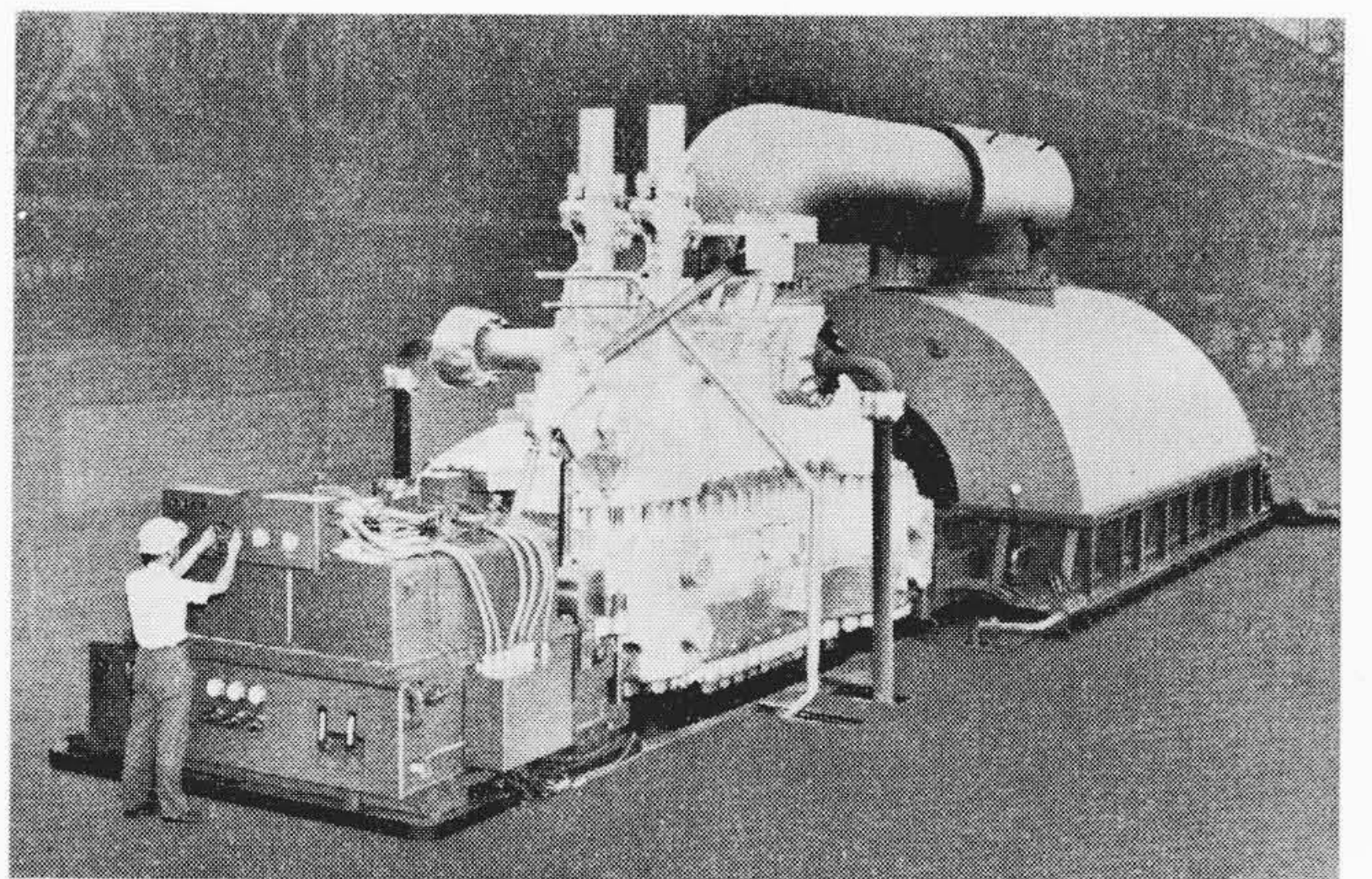


図2 工場試運転中の220,000 kW タービン

組合せ再熱弁.....2個

組合せ再熱弁とは再熱さい止弁と中間阻止弁を各1個ずつ一体の胴体に内蔵させたものである。

図1にタービン断面図、図2に工場組立時の写真を示す。

3. タービン形式選定およびサイクル構成

169 kg/cm²g, 566/538°C, 220,000 kW タービンとして計画する場合に問題となるタービンの形式はすでに数年間の運転実績を有するTCTF-26, 三車室形タービンと、最終段に30 in長翼を使用したTCDF-30, 2車室形タービンとがある。簡単に比較すれば前者は数

個年の運転実績を有することに、後者は最新の設計を取り入れたコンパクトな構造を有することに魅力を持っている。

3.1 TCTF-26 と TCDF-30 の比較

TCTF-26の断面図を図3に、また両者の比較を図4に示す。

図からわかるようにタービン全長で10.2%、重量で11% TCDF-30形が小さく、建設費で大幅に低くなっている。効率の点からは0.3% TCTF-26形のほうがよい。

以上が一般的な比較であるがそのほかにTCDF-30形はその全長が短く、ロータ本数も1本少なく、したがって軸受の数も2個少なく、構造のコンパクト化からくる運転保守の容易さなどという具体的に数字には現れない有利な点が多い。

3.2 TCDF-30 形の構造上の特長

TCDF-30形の構造上の特長を列举すると次のようになる。

- (1) 高温、高圧蒸気のはいる高中圧タービンは単車室対向流形である。これは過去10年来約30台のタービンに適用して良好な実績を得ている構造的に安定した設計である。今回の設計は基本的には関西電力株式会社堺港1号機⁽¹⁾⁽²⁾と同じように設計されている。
- (2) 低圧タービンを単車室複流形とした。これは30in長翼という最新の技術を駆使することにより初めて可能となったものであって、基本的にはTC4F-30形中部電力株式会社、尾鷲火力発電所375MWタービンと同一の設計である。
- (3) 上記(1)、(2)に述べたように高温部と低温部を分離することにより、ロータおよび車室に対し、それぞれ最適の材料を選定することができ、製作原価、信頼性ともに大幅に改善することができた。特にロータについては長翼の開発とともにロータ内孔付近の応力が大きくなり、いわゆる回転体の脆性破壊という問題を生ずるが、これを靱性の高い低温用ロータに分離して避けたことは信頼性向上の点からは特筆すべきことである。
- (4) 以上(1)～(3)に述べた特長からタービンは2車室構造となり、軸受数も4個で全体的にいて従来の125,000～156,000kWタービンにも比すべき構造の簡単化を果たしている。

以上のほかにクロスオーバ管を1本にまとめるなど細かい点では随所に最新の設計が適用されている。

3.3 サイクル構成

図5は本プラントのサイクル構成を示したものである。

4. タービン基本設計上の特色

タービン設計に際してはあらゆる運転条件に対しても安定に運転できるよう検討を進めた。

4.1 危険速度

タービン発電機を合成した危険速度はかなり複雑な振動形態となる。過去の研究ならびに実機による各種の測定に基づいて、軸受ペデスタルの剛性、軸受油膜の影響を考慮に入れて表1に示すような危険速度が決定された。

実際の製作にあたっては低速バランスおよび定格回転で高速バランスを実施し、完全なダイナミックバランスをとり、ロータの不釣合による振動を減少させた。そのため工場試運転の結果は表2に示すように、軸振動最大25 μ 以下という良好な成績を得た。

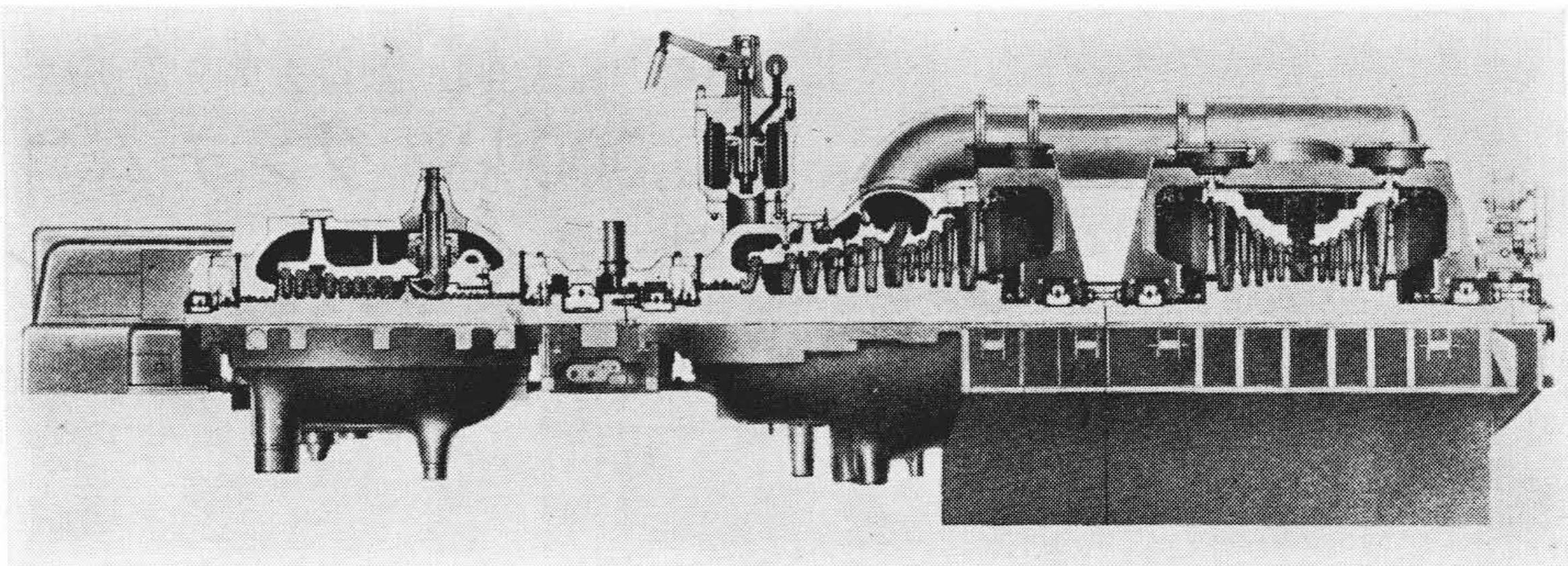


図3 3,600 rpm, 220,000 kW TCTF-26, 3車室再熱タービン

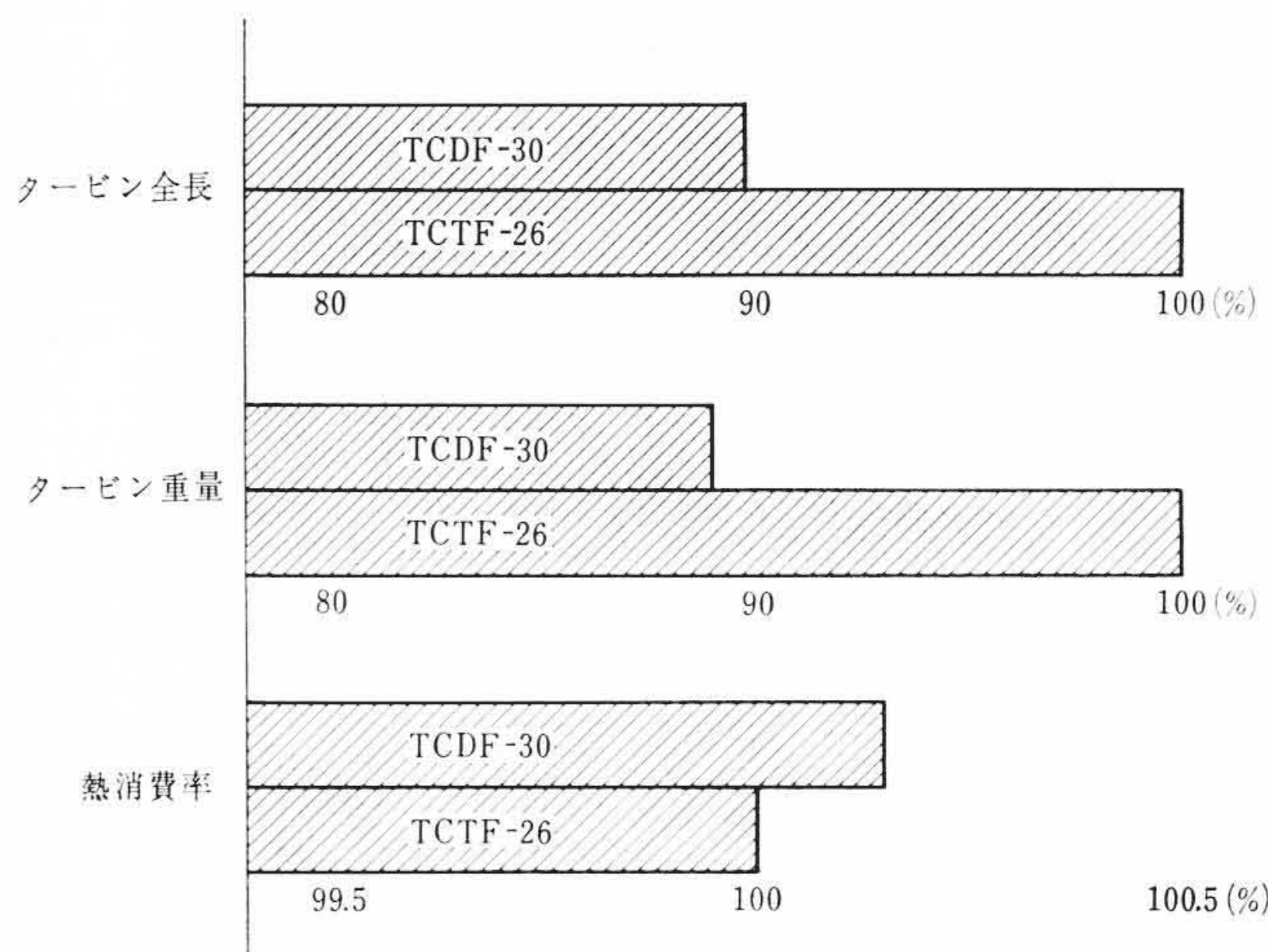


図4 TCDF-30形タービンとTCTF-26形タービンの比較

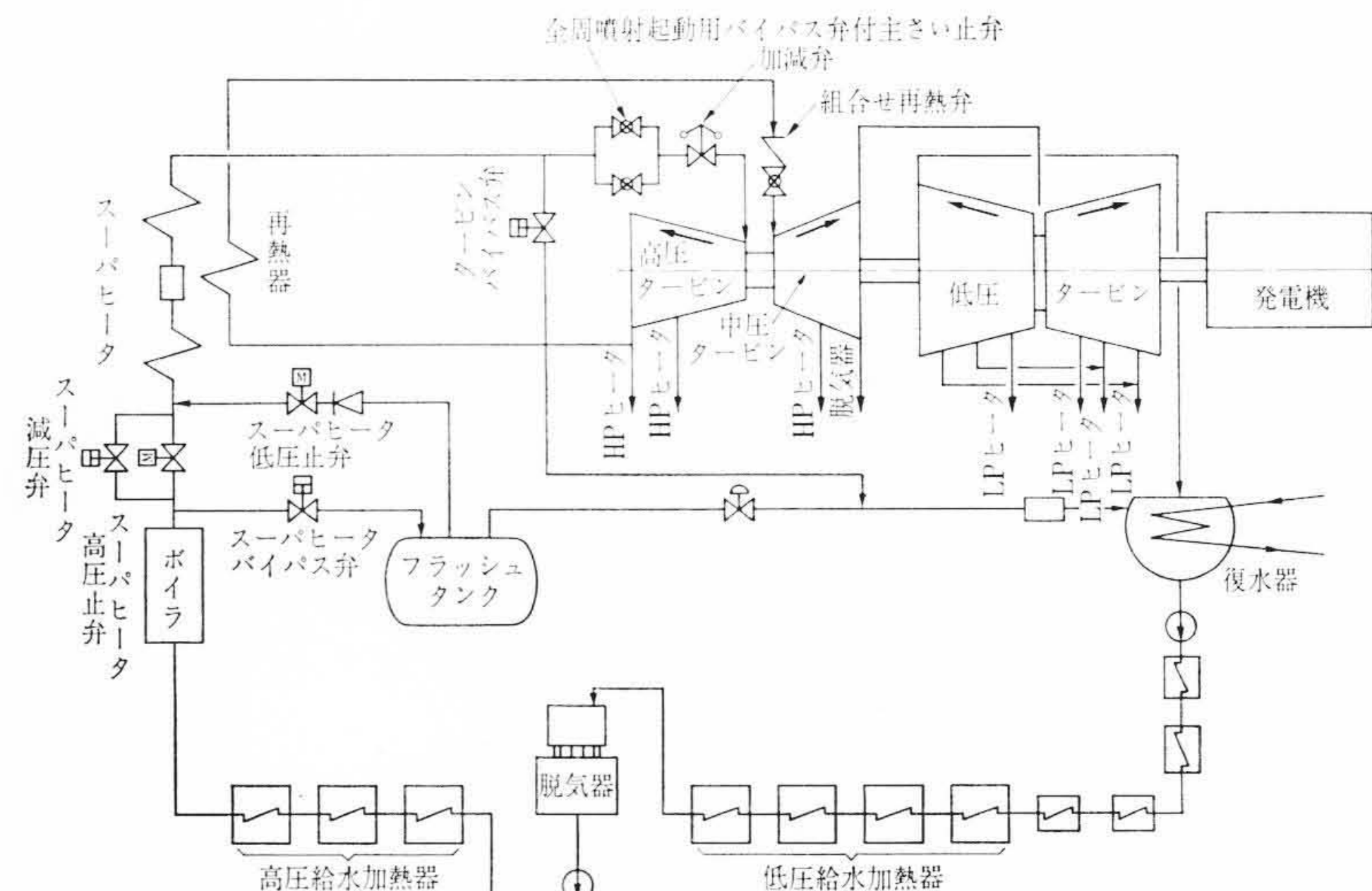


図5 タービンプラントのサイクル構成

表1 タービン発電機危険速度 (rpm)			
次数	1次	2次	3次
危険速度	1,187	2,237	2,277
最大振幅位置	G	HP	LP

(注) G: 発電機 HP: 高圧 LP: 低圧

表2 工場試運転時軸振動記録 (両振幅)					
軸受番号	1	2	3	4	単位
軸振動	25	25	23	12.5	μ

表3 ねじり振動数と異常運転時トルク

	最大出力時トルク	発電機短路時トルク	非同期投入時トルク
中圧—低 圧 間	1.0	1.06	3.16
低圧—発電機間	1.0	1.76	5.21
ねじり振動数	(1次) 23.8 c/s		(2次) 34.5 c/s

(注) トルクは最大出力時の倍数で示す。

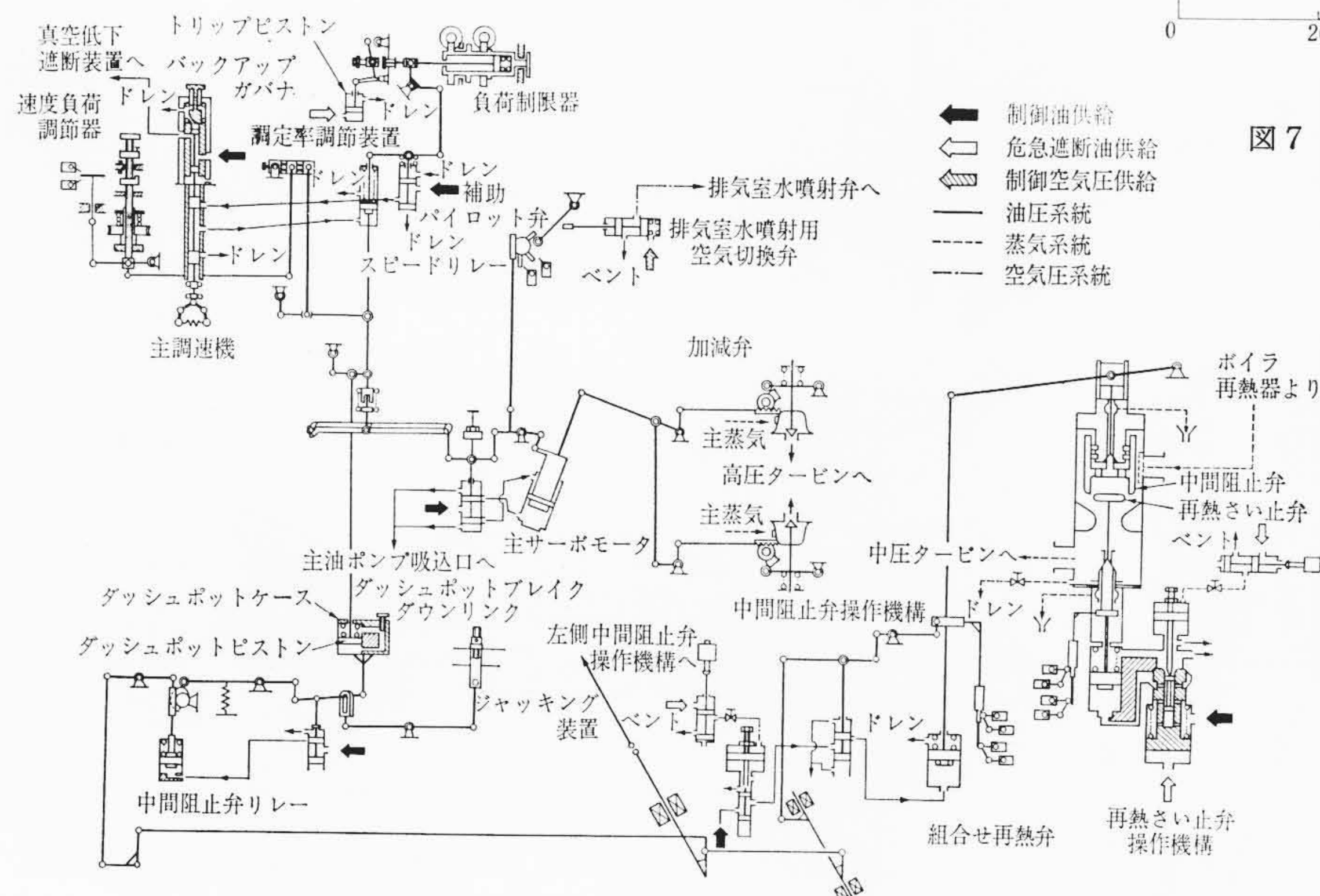


図6 シングルガバナ系統図

4.2 ロータのねじり振動数およびねじり応力

タービンロータの設計にあたっては、最大設計出力時はもちろんのこと、次のような運転条件に対しても、各トルクについて、十分な軸径およびカップリングを有するよう設計しなければならない。

- (1) 發電機短絡時
- (2) 發電機非同期投入時

しかるにこれらの運転条件により発電機に生ずるトルクは必ず運転周波数のサイクルの振動トルク成分を持っているので軸系のねじり振動数が運転周波数に近いと共振現象を生起して非常に大きなトルクをロータの軸に与えることになる。今回の設計ではこのねじり振動数を定格回転付近から大幅に離すことにより機械の安全性をはかった。これらの値は表 3 に示すとおりである。

4.3 アライメントとロータのたわみ性

タービンロータのアライメントは軸受荷重に大きく関連するものであり、架台の経年変化、運転中の軸受台の不同熱膨張あるいは排気真空による低圧車室のたわみなどにより変化するものである。このことは場合によっては軸受荷重の過小によるオイルホイップ、軸受荷重過大による軸受焼損などの原因となる。

これらのアライメント変化にはあらかじめ予測できる軸受台の熱膨張や真空による低圧車室のたわみと、架台の不同沈下のような予測できないものとある。したがって、あらかじめ予測できるアライメント変化に対してはそれを考慮して据付けるとともに、予測できない変化に対しては各軸受部でのロータのたわみ性を十分に取り柔軟な適応性を持たせなければならない。ここにロータのたわみ性と軸受を上下方向に S mils 変化させたときに、軸受荷重が $R\%$ 変化した場合、 $R/S(\%/mil)$ で定義される数字であって、 R/S が大きいほどたわみ性が悪いということになる。

本タービンでは予測される変形に対してはそれに応じてアライメント

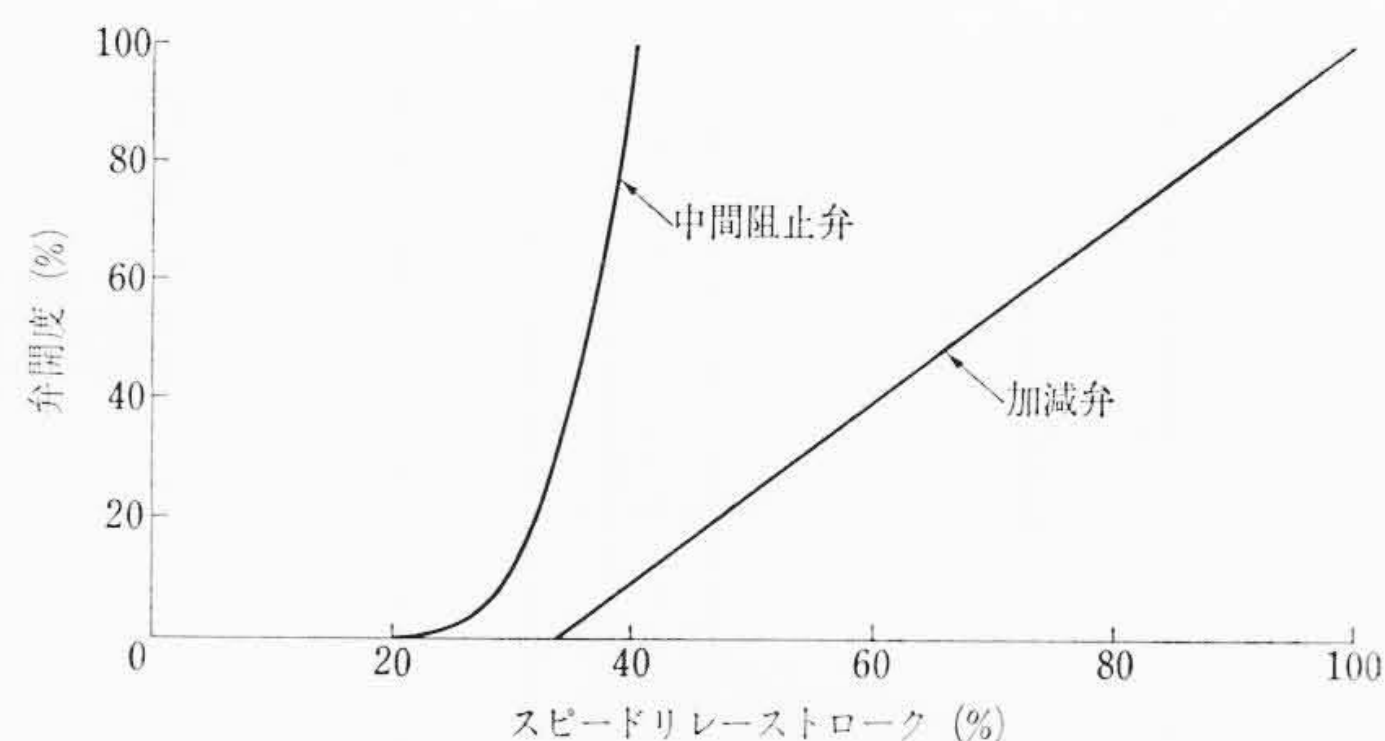


図7 加減弁，中間阻止弁，開度特性

ントすることにより適応させるとともに、第2軸受部から、第5軸受部までのロータのたわみ性を $5.15 \sim 2.08 \text{ \%}/\text{mils}$ に取ることによって予測できないアライメントの変化に対処している。なお、第1および第6軸受部はそれぞれ軸系の端であるためはるかにたわみ性がよいので問題にする必要はない。

4.4 伸 び 差

タービンの設計に通常考慮される伸び差は次のようなものがある。

- (1) 正常運転中の伸び差
- (2) 急速起動，急速負荷上昇時の伸び差（ロータロング）
- (3) 急速停止時における伸び差（ロータショート）

しかしながら最近の長い最終段翼を使用した低圧タービンではタービントリップ時に相当大幅なロータリング側の伸び差が出る。本タービンでもこれらすべての条件を考慮してタービン各部の軸方向間げきが決定されている。

4.5 調速系統

本タービンの調速系統上の特長はシングルガバナ系統および組合せ再熱弁の採用である。詳細はさきに報告した⁽¹⁾ので簡単に図のみを掲げておく。図6 シングルガバナ系統である。

図7はスピードリレーストロークを横軸にとった場合の加減弁、中間阻止弁の開度の特性を示したものである。

図 8 はシングルガバナ系統を採用した関西電力株式会社堺港火力 1 号機 250,000 kW タービンの全負荷遮断テスト時のオシロ記録である。

今回の 220,000 kW タービンの場合タービンは 2 車室と小さくなったが、低圧段に 30 in 翼を使用するロータであるため、回転慣性は比較的大きく、その速度上昇率も、現地試験の結果 7.0% という小さい値であった。

5. タービン構造設計上の特色

5.1 全周噴射起動裝置

2 個の主さい止弁にはそれぞれ全周噴射起動用バイパス弁が装備されている。起動時の熱応力、変形などを防止するための周知のこの装置は普通のプラントにあっては 2 個の主さい止弁のうちいずれか一方に装備されるが、本プラントの場合貫流ボイラ (UP ボイラ) であるため起動時のタービンバイパス運転の時間をできる限り短縮して、起動時間を早めるため 2 個装備する設計となっている。

図5に示す系統において、起動時タービンバイパス運転中はスーパーヒータバイパス弁からフラッシュタンクにはいり汽水分離された

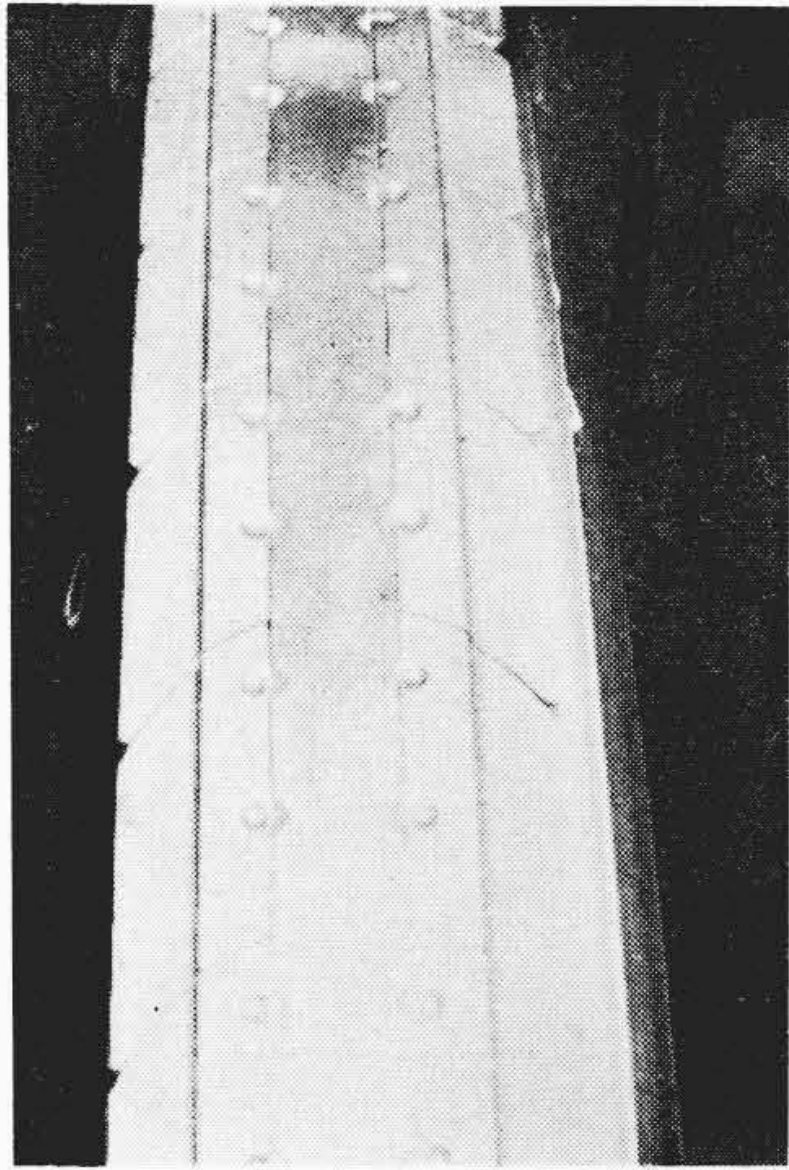


図 11 組立後の第1段動翼

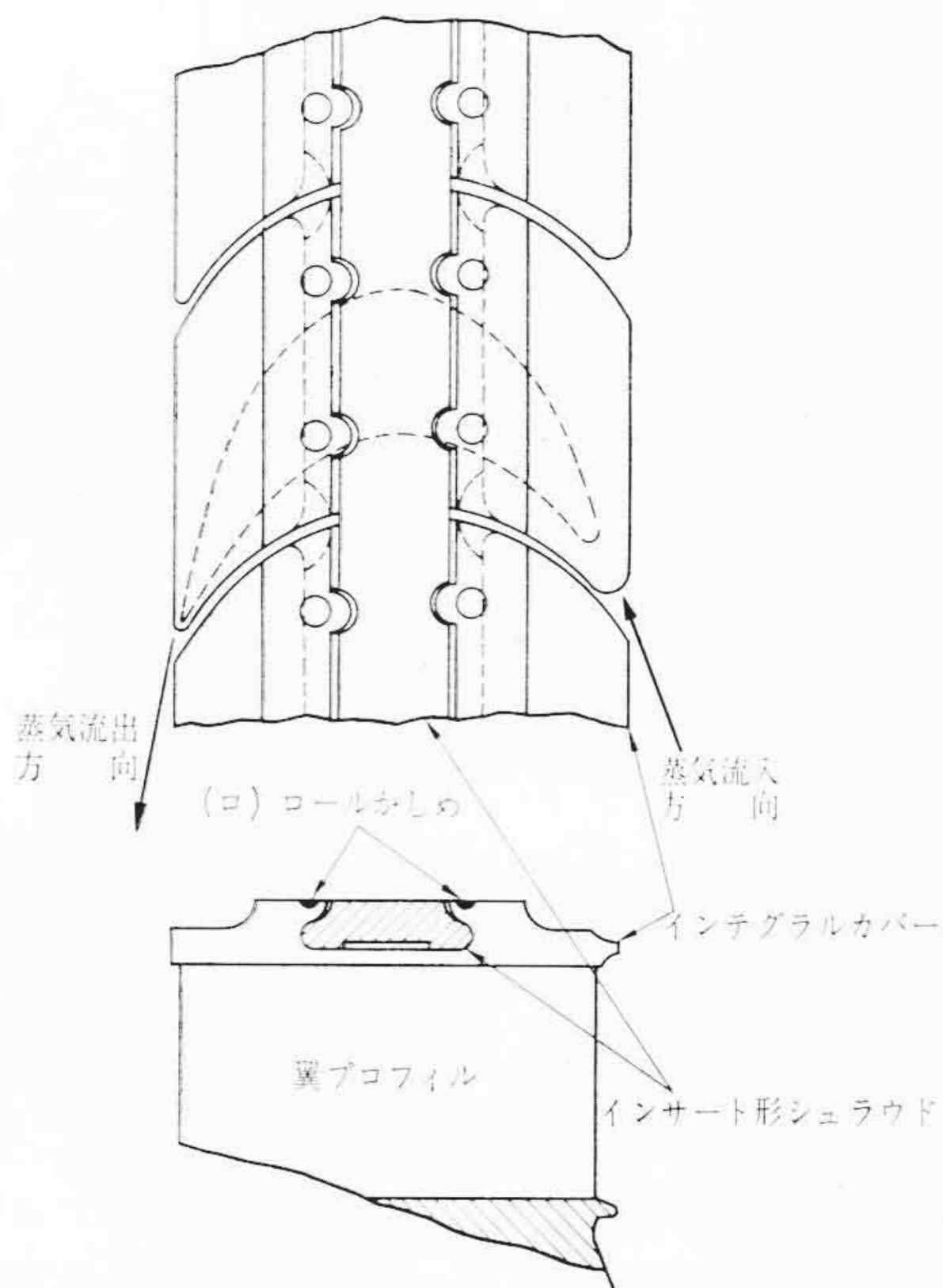


図 12 第1段インサート形シュラウド

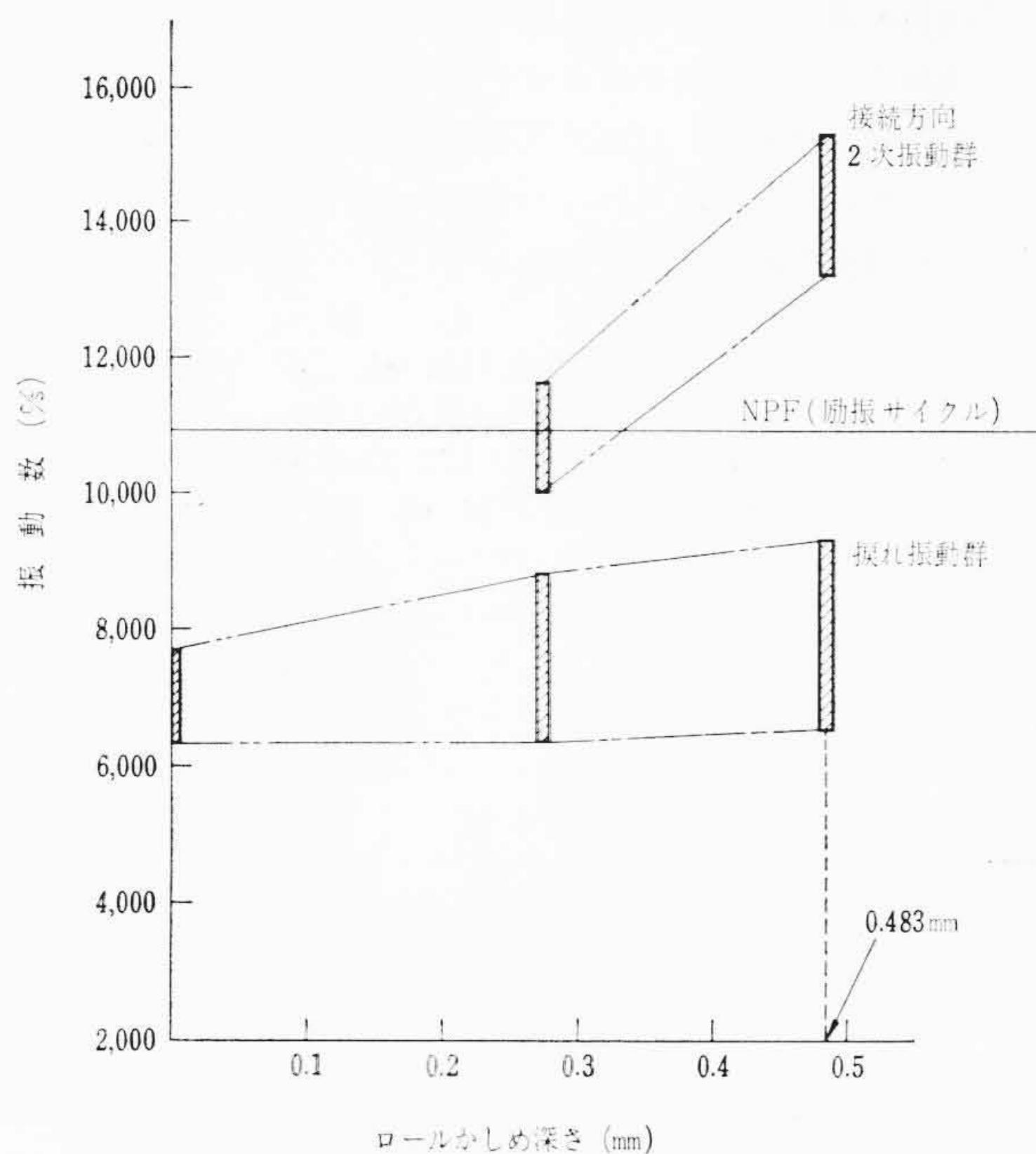


図 13 第1段動翼固有振動数測定結果

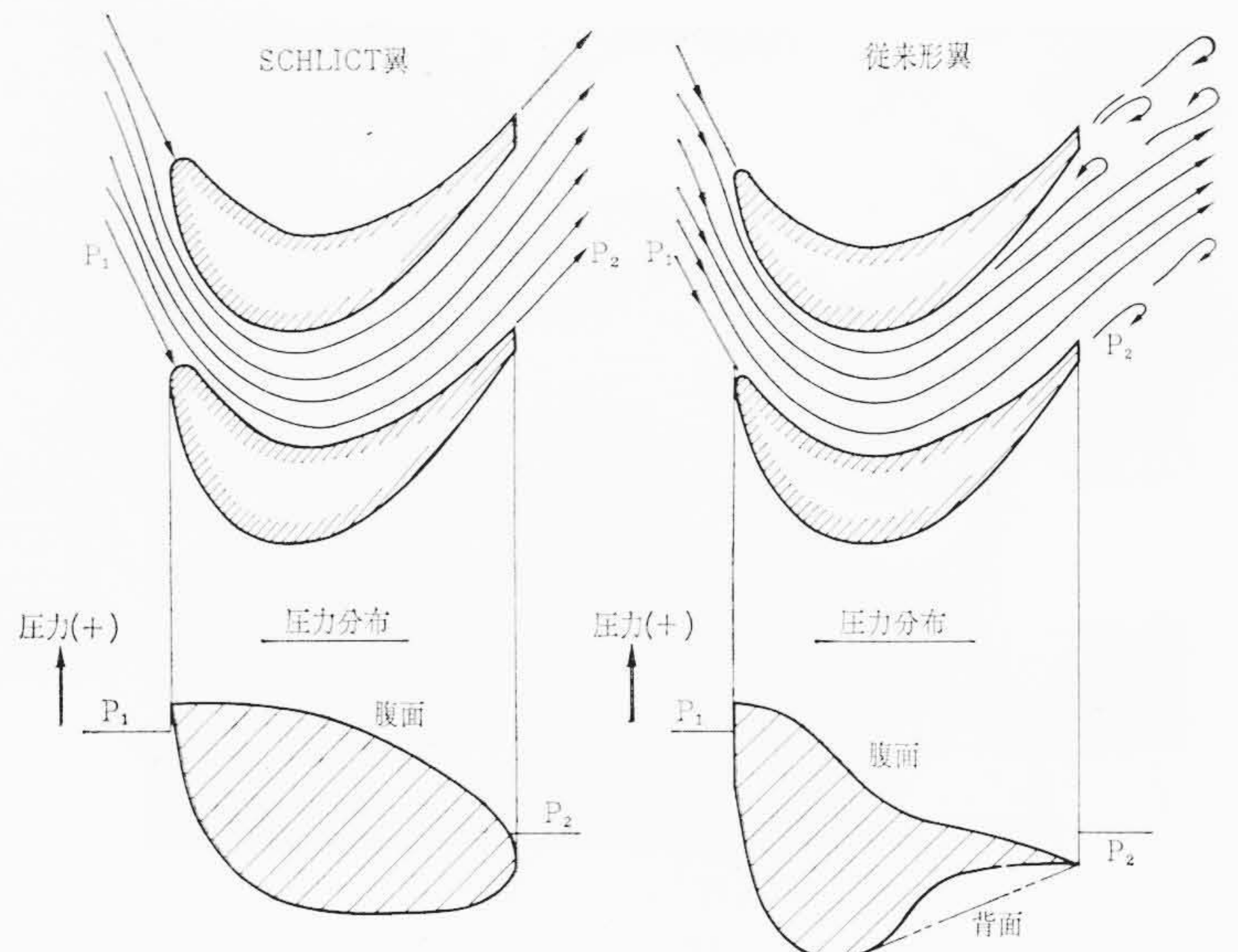


図 14 シュリフト翼と従来形翼の翼面圧力分布

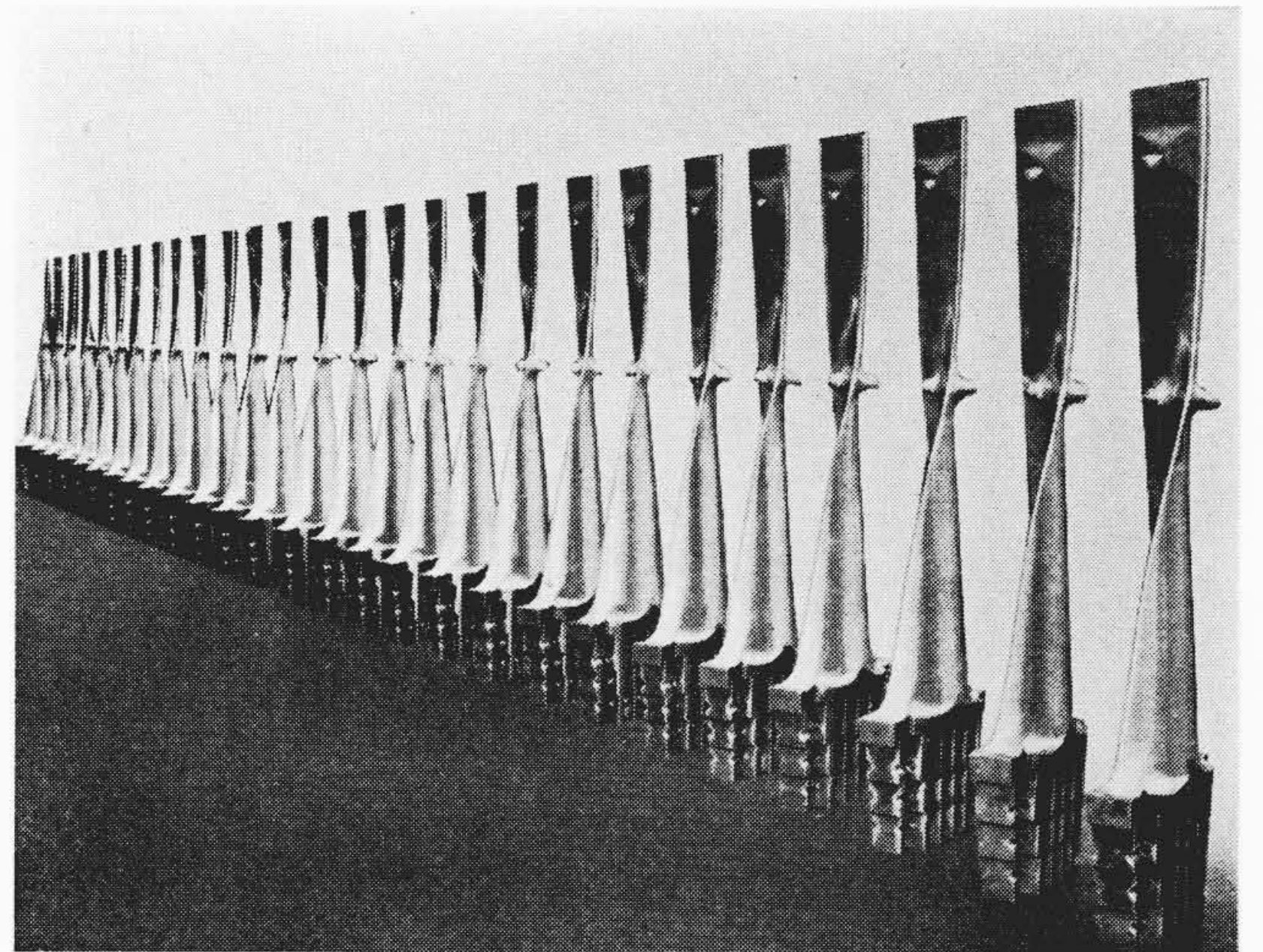


図 15 最終段 30 in 翼

流し低圧側蒸気室に放出する方式となっている。

5.4 タービン翼列設計

本タービンの翼列設計上の特色は次の3点に要約される。

(1) 高圧部動翼に対しては厳重な振動的考慮を払い、ノズル励振サイクル(NPF)を完全に逃げる形のものとしてある。特に高圧初段についてはNPFに対する考慮のほかにノズルボックスが部分噴射しているときにも十分な強度を有するよう、従来のテノンかしめ形のシュラウドに変えて、インサート形シュラウドを使用することにした。これにより翼相互間の連結を強くして衝撃力に耐えるとともに、インサート形シュラウドのカバーのロールかしめによって固有振動数を調整して、完全にNPFから遠ざける方式としている。図11は組立後のインサートシュラウドを示し、図12はその詳細構造、図13はロールかしめ深さにより変わる固有振動数の変化を示している。

(2) 高圧部翼列にSCHLICHT翼を使用している。この翼は翼面上の特に背面において、蒸気流出方向に向かって静圧力の上昇があると、流れの境界層にハク離を発生するという周知の実験結果に基づいて、等角写像の手法を用いて、最初に与えた理想的な翼面圧力分布を示す翼を理論的に求めたものであって、実験的にもその性能の優秀さは実証されている。図14はその原理図である。

(3) 最終段長翼に新たに開発された30 in 動翼を使用した。こ

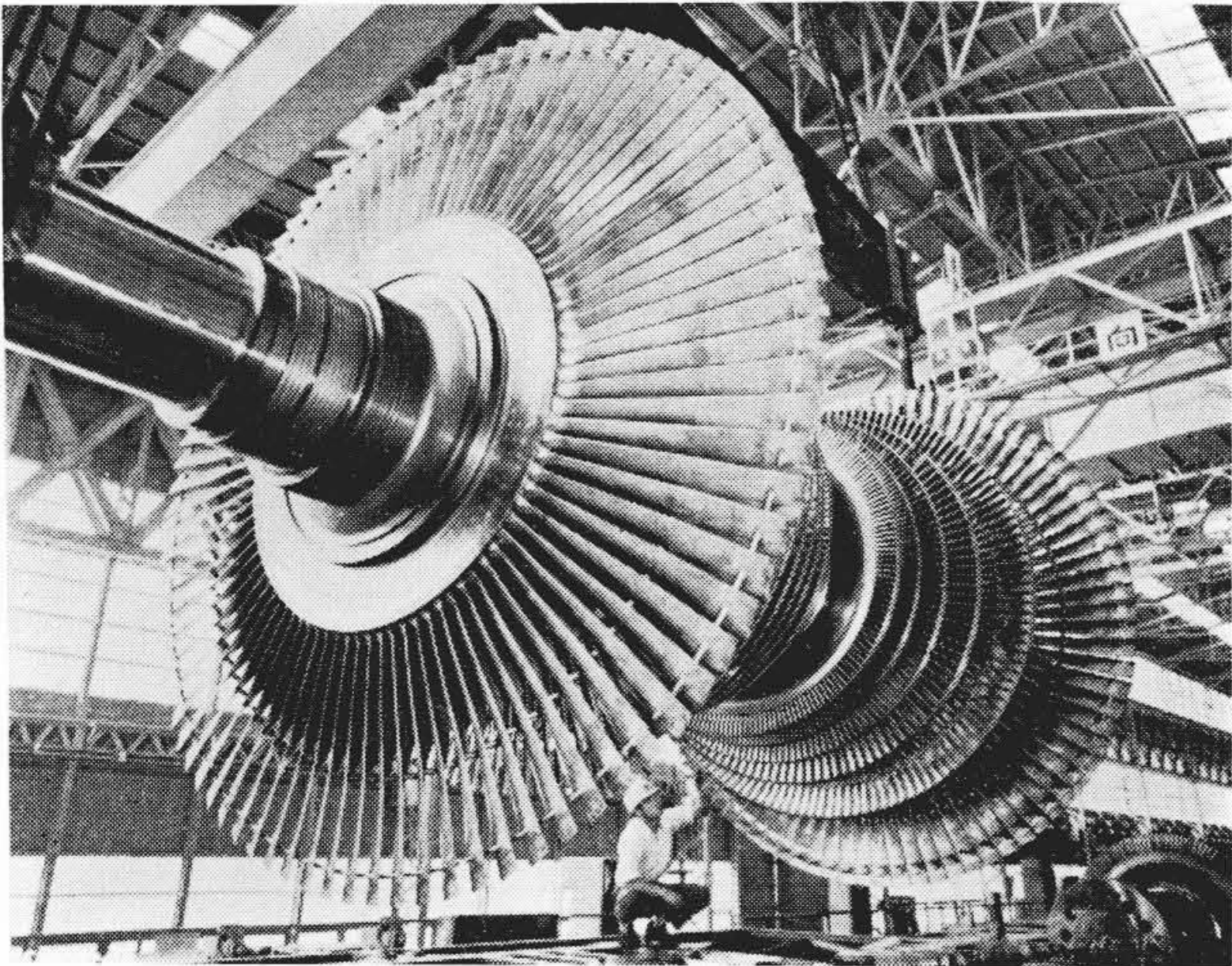


図 16 220,000 kW タービン低圧ロータ

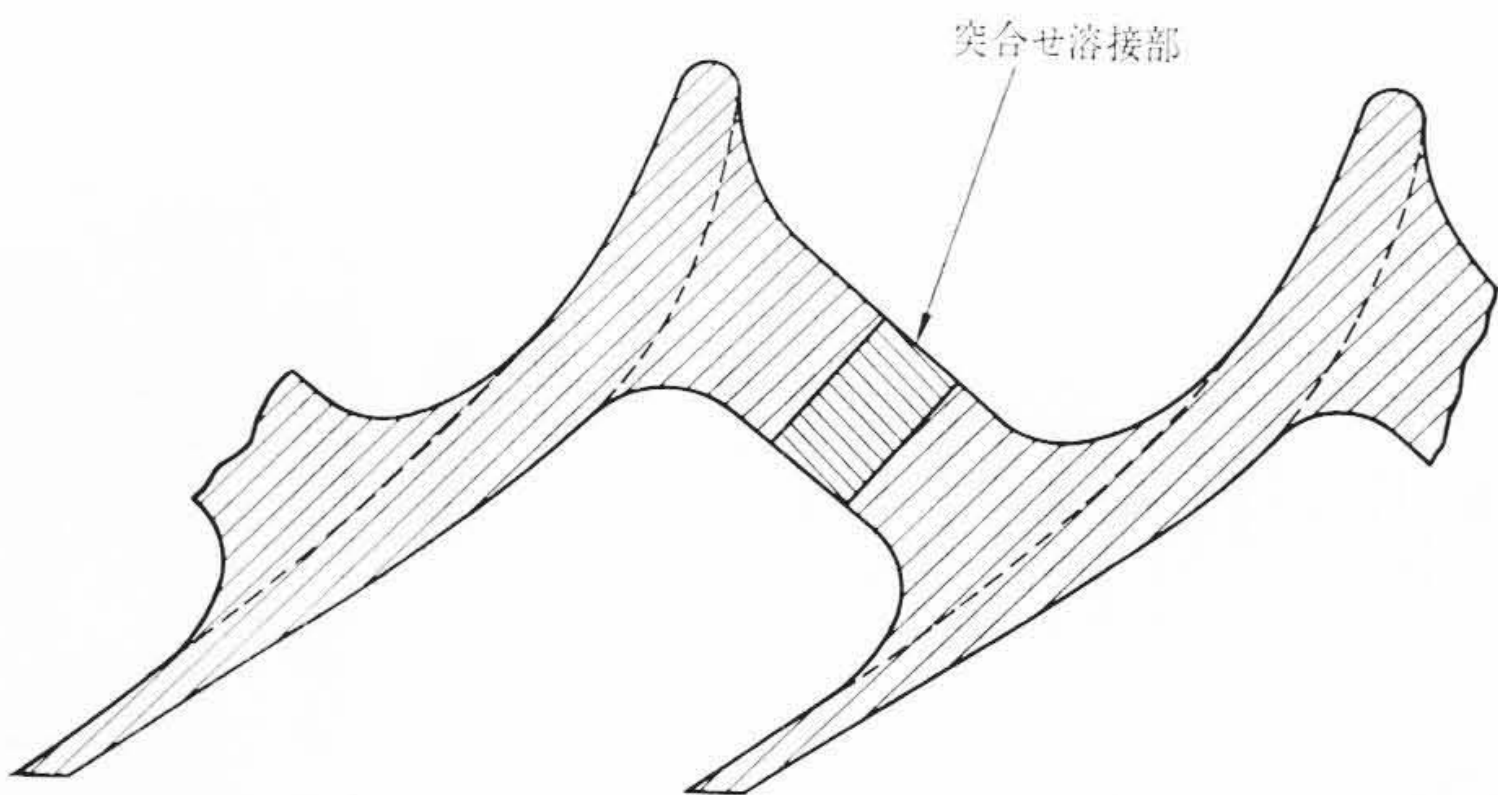


図 17 突合せ溶接形タイワイヤ断面図

の翼の設計にあたっては流体力学的には、低圧部の流路の広がり
を考慮した 3 次元設計を適用するとともに強度的には、26 in 翼
までに使用された銀ロウ付式のタイワイヤに変えてその内側に溶
接式タイワイヤを使用し、翼群の剛性を大きくしている。図 15 は
30 in 翼の完成写真、図 16 は 30 in 翼を植込んだロータ、図 17 は
その内側タイワイヤ部の翼断面である。翼長が大きくなってその
先端の周速が早くなったので図 18 に示すような“J”形ステライ
トを設けて、低圧部の湿り蒸気によるエロージョンの対策として
いる。低圧部のドレンエロージョンは図 18 の説明図でもわかる
ように蒸気流に比べはるかに小さいため翼に対するドレンの相対
速度は、翼入口部にあたることになるので、従来の翼背面に付け
る方式に比べ、“J”形とすることが合理的な方法である。このこ
とはわれわれの低圧タービンによる実験からも、また実機による
実績からも明らかである。

先端周速が大きいので最終段ノズル翼は、ドレンエロージョン
を受ける。この影響を避けるため、ノズル腹面に付着して排出さ
れる大粒のドレンをノズル出口に設けられたスリットから吸込ん

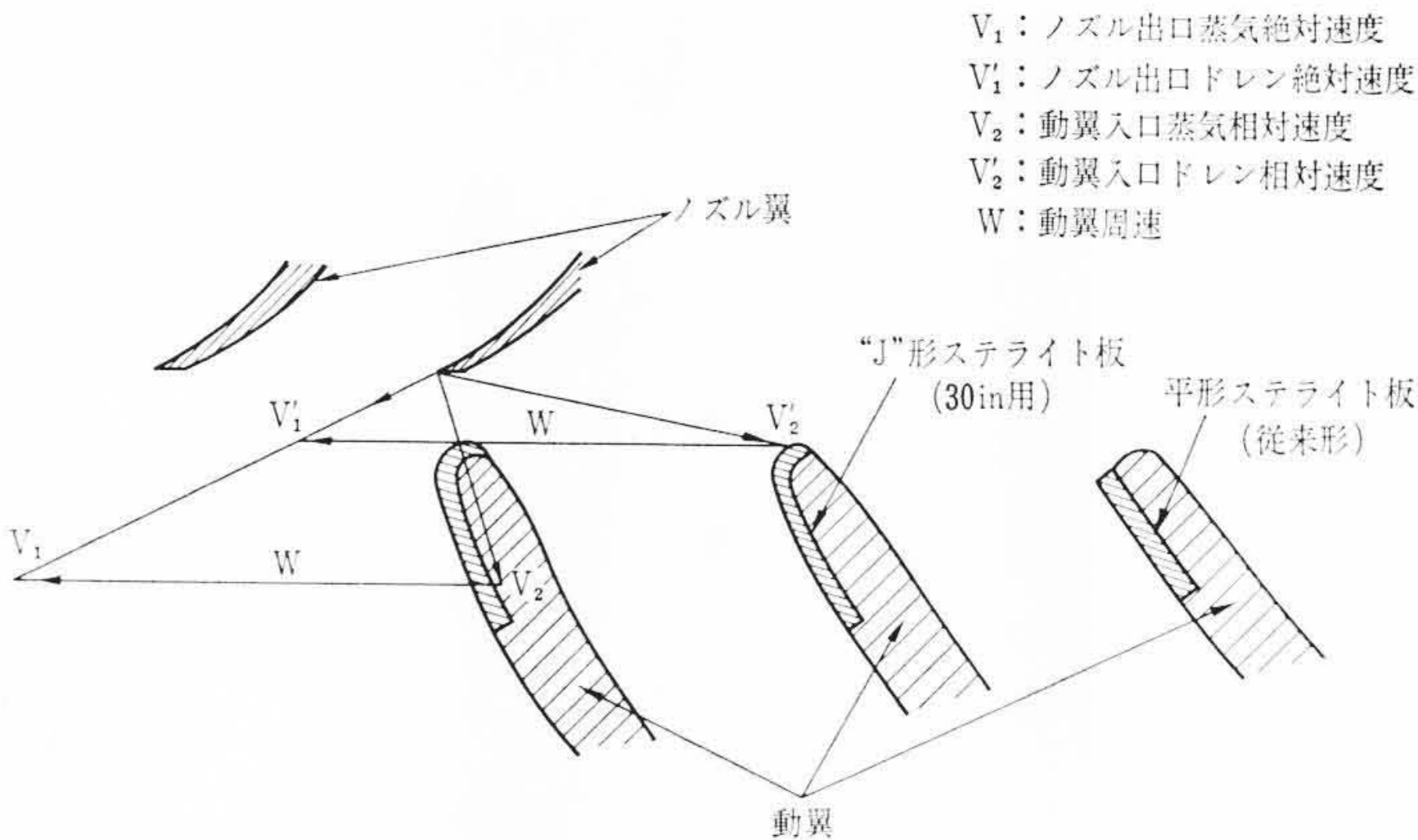


図 18 “J”形ステライ ト板 機 能 図

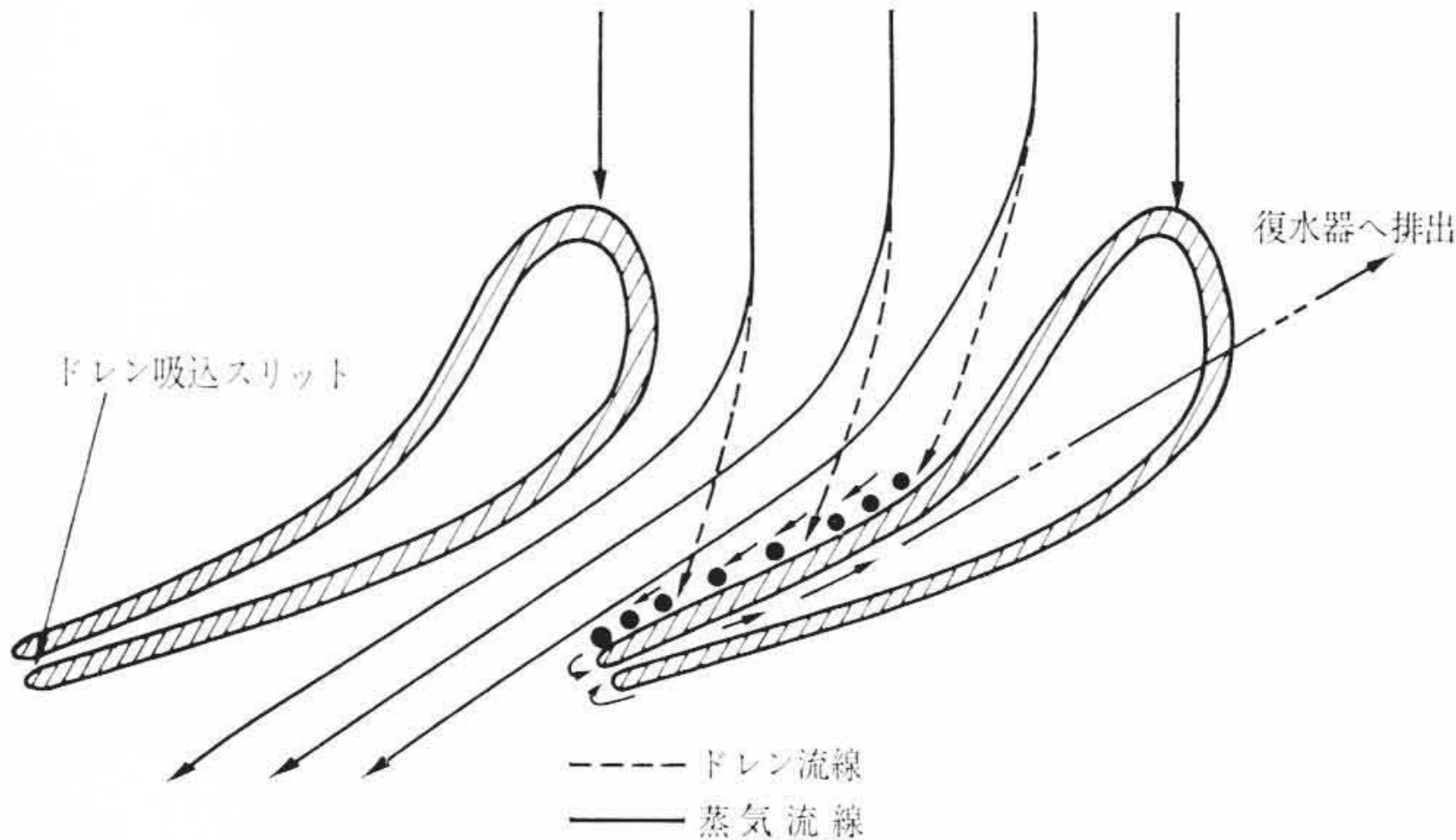


図 19 最終段ノズル翼ドレン吸込スリット

で、復水器に排出する、ドレン吸込スリットを有している。図 19
はその機構を示す構造図である。

6. 結 言

220,000 kW タービンとして画期的な新設計タービンの完成は、多
年大容量機器の製作に努力してきた日立製作所技術陣の成果である
とともに、このような機器の製作を許された中部電力株式会社の賜
である。

工業技術の進歩は実際に製品化することによって初めて完成され
るものである。今回の成果は必ずや次の機器の製作に大きく活用さ
れるものと確信するが、超臨界圧発電および原子力発電の時代には
いろいろとしている現在、これらの分野においても、同様の機会が電
力業界から与えられることを期待している

参 考 文 献

- (1) 桑野幸三，安藤弘之： 日立評論 46，767 (昭 39-11)
- (2) 二宮敏： 電気公論 1340 頁 (昭 39-12)
- (3) 桑野幸三： 機械学会誌 67，132 (No. 540)
- (4) 柴田祐作，斎藤清： 日立評論 46，610 (昭 39-4)