UDC 621.313.222.017.6-82-181.2-185.4-712

論文

56-B 38

超高速大容量水車発電機を対象とした 低損失強制通風冷却方式の検討

正員 北 林 行 雄 (日 立)

正員 渡 部 正 敏 (日 立)

正員 奥 田 宏 史 (日 立)

正員 鈴 木 登 夫 (日 立)

1. ま え が き

揚水発電は夜間の余剰電力を利用して揚水し、ピーク負荷時に発電する方式であり、近年、発電機器の総合的な経済性を高めるため増々大容量高速化する傾向にある。しかし、高速化に伴って機械損、特に風損が増加し、かつ冷却性能が低下する。例えば、回転子風速が 120 m/s 以上の超高速機になると、風損増加が大きいために現行の強制通風冷却方式では効率が低下し、大容量化によるスケールメリットが損われる。更に、高速大容量化に伴い、同一回転子直径に対して回転子軸長が長くなるために、軸方向全長に渡って均一に冷却することが困難になる。

本研究ではこのような背景を踏まえて、現行空冷方式では製作限界に近く、しかも、近年開発に対する市場要求が高まりつつある単機容量 300~500 MVA、回転数 600 rpm 級超高速大容量水車発電機を対象にし、現行通風構造に代わる低損失強制通風冷却方式の一案について検討した。

検討した通風方式は、基本的には現行突極形回転子を見掛け上、円筒構造として通風損失の低減を図り、固定子および回転子を専用の別置ブロウで個別に強制通風する方式である。突極回転子を円筒化して風損を低減するというアイデアは以前からあり、直接水冷却機では既に採用実績もあるが⁽¹⁾⁽²⁾、空冷方式の発電機への適用実績はない。これは突極磁極のファン効果を

通風に利用する現行通風構造では実現が困難で、かつ回転子の円筒化を実現できる新しい通風方式の開発がなされていないためである。そこで、本論文では突極回転子の円筒化を空冷方式で実現するための具体案として、回転子および固定子に関して各々 2 種類の通風方式を取り上げ、これらを組合せた 4 種類の通風方式について、通風性能および温度上昇を中心に検討した。以下に、これら各供試通風構造の概要と、容量 325 MVA、回転数 600 rpm を仮想実機とした場合を例に掲げ、実機の縮尺 1/5 の通風モデルを試作して行なった通風性能試験結果、および温度上昇に関する計算結果について述べる。なお、通風性能試験にはモデルを水中で駆動して行なう水流モデル法⁽³⁾と称する特徴のある試験法を採用し、温度上昇については通常一般に用いられる熱回路網法を有限要素法を併用して検討した。

2. 供試通風構造

まず、回転子の通風構造としては、第 1 図に示すように突極磁極間をふさぎ板によってふさいで、見掛け上、円筒構造にした点が第 1 の特徴である。ふさぎ板取付けの基本構造としてはポールピース側面に軸方向に沿ったみぞを設け、このみぞに非磁性材の薄板、または中空部材をそう入する構造とした。回転子通風方式としては、第 1 図(a)および(b)に示すようにふさぎ板を全軸長に渡って取付けて、冷却風を軸方向に貫通させる方式(以下、「貫通型通風」と称す)と、軸方向中央部だけ残してふさぎ板を取付け、冷却風を軸方向上下から流入させて、中央の開口部から流出させる方式(以下、「対向型通風」と称す)の 2 方式を検討した。

一方、固定子の通風方式としては、第 2 図および第 3 図に示すような二つの方式を検討した。すなわち、

A Low-Loss Forced-Air Cooling System for High-Speed and Large-Capacity Hydrogenerators. By Yukio Kitabayashi, Member, Masatoshi Watanabe, Member, Hironori Okuda, Member (Hitachi Research Laboratory Hitachi Ltd.) & Takao Suzuki, Member (Hitachi Works, Hitachi Ltd.)

北林行雄: 正員, 日立製作所日立研究所

渡部正敏: 正員, 日立製作所日立研究所

奥田宏史: 正員, 日立製作所日立研究所

鈴木登夫: 正員, 日立製作所日立工場

第 1 図 供試構造の回転子通風方式
Fig. 1. Ventilation system in the rotor.

第 2 図のように固定子ダクト内を通る冷却風を軸方向に入排気させる方式（以下、「軸方向通風」と称す）

第 4 図 供試構造を適用した仮想実機と水流モデル

Fig. 4. Designed machine and water flow simulation in investigated configuration.

第 2 図 軸方向通風
固定子構造

Fig. 2. Axial ventilation system in the stator.

第 3 図 周方向通風
固定子構造

Fig. 3. Circumferential ventilation system in the stator.

と、第 3 図のように冷却風を周方向に入排気させる方式（以下、「周方向通風」と称す）である。なお、対向型通風以外は、回転子の円筒化によって突極磁極のファン効果の利用が困難となるので、供試構造では固定子および回転子の通風に個別の別置ブローを用いる強制通風方式が基本となる。

3. 供試構造の実機概念設計

325 MVA, 600 rpm 機を仮想実機（以下実機と略記する）として、供試通風構造の適用を前提条件とした概念設計を行なった。主な目標仕様を第 1 表に示す。

第 1 表 仮想実機の目標仕様

Table 1. Target specification of designed machines.

項 目	数 値
単 機 容 量	325 MVA/320 MW
回 転 数	600 rpm
極 数	12
周 波 数	60 Hz
間 電 圧	16,500 V
線 電 流	11,372 A
力 率	0.9
効 率	98.0%
回 転 子 周 速	120.0 m/s
短 絡 比	0.81
固 定 子 積 厚	4.0 m
固 定 子 内 径	3.9 m

また、固定子を軸方向通風、回転子を貫通型通風方式にした場合の発電電動機の縦断面図を第 4 図に示す。

4. 通風モデル試験

概念設計機について通風計算を行なった結果、おおむね必要風量が得られる見通しを得た。しかし、通風性能、特に風損値や機内各部の風速分布については、

計算だけでは信頼性に乏しいので、引続き、実機の1/5 縮尺モデルを試作し、測定、検討した。縮尺比が1/5 と大きいため、モデルを空气中で駆動する通常のモデル試験において、実機とモデル間の流体力学的相似条件を満たすには試験回転数が著しく大となり、試験装置が大形化するという問題がある。これを解決するために、モデルを水中で駆動する水流モデル法と称する特別な試験法を採用した。以下にその結果を述べる。なお、水流モデル法に関しては付録にその概要を示したので参照されたい。

〈4.1〉 供試モデルの構造 供試モデルは回転子外径、固定子内径、固定子外径、ポール形状などは実機と相似に製作した。その際、固定子通風ダクトは、センサのそう入を可能にするために、軸方向および周方向に数個をまとめてモデル化した。但し、固定子鉄心部とダクトの総面積の比が実機と等価になるように製作した。

水流モデルの外観写真を第5図に示す。この図は円筒形回転子を固定子にそう入する状況を示している。実機では12 台のプロワを全周に分散設置するものを想定したが、モデルでは2 台ひとまとめで、プロワとクーラのモデルを各6 台ずつ固定子ハウジングの外周に交互に取付けた。なお、クーラは実機についても6 台である。また、プロワは誘導電動機で駆動し、回転数はプーリ比を変えることにより変化した。クーラは開度を変化し得る角孔オリフィスダンパでモデル

第5図 水流モデルの外観写真

Fig. 5. Photograph of water flow simulator.

第6図 軸方向通風構造の概念図

Fig. 6. Conceptual configuration of axial flow.

第7図 周方向通風構造の概念図

Fig. 7. Conceptual configuration of circumferential flow.

化した。固定子ハウジングは12 角の角形構造にした。また、モデルの回転子の磁極は加工が容易で、かつ腐食の問題のない塩化ビニールで製作した。

また、供試モデルの固定子側通風構造を第6図および第7図に概念的に示す。第6図は軸方向通風の場合であり、入気セクションと排気セクションを軸方向に交互に配置し、各セクションの境界に支切板を取付けてある。一方、第7図は周方向通風の場合を示す。入気セクションと排気セクションを周方向に交互に形成し、軸方向の同一位置から機外に入、排気できるようにするため、案内ダクトが円周方向に沿って千鳥形に設けられている。なお、供試モデルは固定子鉄心部の構造を変えずに、鉄心背部の通風ガイド(案内ダクトと通風孔)を取り替えるだけで、両方式を検討できる構造にした。以上の供試モデルは第8図に示す試験装置に組込まれる。

〈4.2〉 試験項目 供試構造を適用した場合の得失を把握するために、供試モデルにより以下の項目について試験した。

(1) 回転子円筒化による風損低減率(通風損失の測定)

第8図 水流モデル試験装置

Fig. 8. Experimental apparatus of water flow simulator.

第 9 図 風量-風損特性

Fig. 9. Characteristics between air volume and windage loss.

- (2) 固定子ダクト風量分布
(3) 強制通風別置ブロウの所要特性
〈4.3〉 試験結果

(1) 風量-風損特性 固定子側を軸方向通風とし、回転子側を貫通型および対向型通風とした場合の風量-風損特性の測定結果を、現行構造時と比較して第 9 図に示す。なお、ここで言う現行構造とは固定子ハウジングに取付けられた 6 台のブロウを停止して、その通風窓をふさぎ、回転子の極間ふさぎ板を取外して突極形状にした構造を示す。風量はクーラの出口に取付けたピトー管（または、風車式流速計）で測定した値を(付 5)式により実機換算した値である。風損は水流モデルを駆動する直流電動機の入力から駆動装置

第 10 図 軸方向通風固定子の風量分布

Fig. 10. Distribution of air volume in axial ventilated stator.

の諸損失を差引いた値を実機換算したものである。

第 9 図に示すように風損の低減効果は非常に大きく、おおむね現行構造に対して、貫通型通風では約 1/3 (ブロウ動力込みでも 42%) に、対向型通風では約 1/2 程度 (ブロウ動力込みでも 53%) に低減でき、定格風量付近では更に大きな低減効果も期待できるとの結果が得られた。なお、貫通型通風と対向型通風の風損の差は、ふさぎ板の取付け状態に起因し、軸方向中央に突極部 (全軸長に対して 10% 程度) のある対向型通風が貫通型通風より突極部のかくはん損の分だけ大きくなったものと考えられる。固定子側を周方向通風に

排気セクション 吸入セクション

第 11 図 周方向通風固定子の風量分布

Fig. 11. Distribution of air volume in circumferential ventilated stator.

第 2 表 各通風方式の特性比較

Table 2. Comparison between each characteristics of ventilation system.

通風方式	Q _s : 固定子風量, Q _r : 回転子風量				現行構造 (参考値)
	軸方向-貫通型	軸方向-対向型	周方向-貫通型	周方向-対向型	
固定子構造					
回転子構造					
所要ブロウ圧力 (kg/cm ²)	H _s 1.35 H _r 5.5	1.40 0	1.90 5.5	2.00 0	2.10
現行構造に対する風損 (%)	33	46	33	47	100
通風評価係数 (m ³ /kWs)	0.144	0.126	0.092	0.086	0.070
風量分布	○	○	×	×	×

した場合の風損特性は、軸方向通風時の特性と比べてほとんど差違が見られなかった。

(2) 風量分布 軸方向通風の風量分布の測定結果を第10図、周方向通風の結果を第11図に示す。風量分布は固定子通風ダクトにオリフィスを取付けて測定した。第10図から分ることは、軸方向通風方式において、静止中は各通風ダクトを通る風量分布は均一であるが、回転すると各排気セクションごとの分布は中央が高く、両端が低くなり、ばらつきが生じることである。これは入気セクションからギャップに出た流れが急激に曲がり切れず、排気セクションの中央部に集中するためと思われる。しかし、軸方向全体として見れば、ほぼ均一な風量分布となっており、長軸機に対しても固定子鉄心およびコイルの冷却を軸方向に均一に行なうことが可能と思われる。

第11図から、周方向通風において、静止中は風量分布が均一であるが、回転すると、排気セクションの流れが回転方向に(図中の④→①の方向に)大きく偏ることが分る。固定子ダクトの風量分布にこのような大きな偏りがあると、特定固定子ダクトの通風量が不足するために、その近傍の鉄心やコイルの局部加熱を引き起こし易いので、周方向通風の欠点の一つと言える。

〈4.4〉 供試構造の得失と実現性 モデル試験により得られた各種通風方式時の主要特性を第2表に整理して示す。参考のために現行構造における水流モデル試験結果も併記した。この表の特性比較は各通風方式とも排気温度上昇を一定にするために必要な風量をベースにして行なった。一般に排気温度上昇 ΔT は

$$\Delta T = (W/C_p \cdot \gamma \cdot Q) \dots \dots \dots (1)$$

但し、 C_p : 定圧比熱、 γ : 比重量

で与えられる。ここで W は鉄損、銅損、漂遊損と風損の和である。供試通風方式では風損を低減し得るので、 W も少さくなる。従って、排気温度上昇一定という条件の基では、風量 Q 自体少なくてもよい。また、その他の前提条件として、回転子側については、特に入気口が上下にある対向型通風の風量を貫通型通風の2倍にし、界磁極間を同一風速にして熱放散係数が等しくなるようにした。固定子側についても必要風量を確保するだけのブロウ動力を加えることとした。表中の所要ブロウ圧力とは、冷却に要する風量を得るに必要な別置ブロウの圧力を示す。通風評価係数は発電機の全風量の風損とブロウ動力の和で割った値であり、冷却に関係する単位損当りの風量を示す指標である。また、風量分布欄の記号○は分布が比較的均一で、実用的であることを示し、×は分布に偏りや中央集中が

あって、実機への適用上好ましくなかったものを示す。第2表から次の諸点が考察される。

(1) 固定子の通風方式としては、風量分布が良好で、所要ブロウ圧力も少なく済む点から、軸方向通風方式が周方向通風方式より優れている。なお、周方向通風が軸方向通風より所要ブロウ圧力が高いのは、周方向通風では回転によるギャップ通過抵抗が大きいためと思われる。

(2) 回転子の通風方式としては、風損の低減効果という点で貫通型通風が対向型通風より優れている。一方、冷却風の流れについて見ると、対向型通風の方が無理がなく、かつ、通風圧力源として突極磁極のファン効果を利用できるため、回転子通風用ブロウが不要という点で貫通型通風より優れている。

(3) 所要ブロウ圧力 140 mmAq は市販のファン、およびブロウで十分達成し得る値であり、所要風量の確保という点でも、軸方向-貫通型と軸方向-対向型通風方式が実機に適用可能と思われる。

(4) 供試構造では風損を現用構造の 1/2~1/3 にし得るので、通風評価係数を向上できる。第12図に回転子周速と通風評価係数の関係で表わした従来実績値、および今回検討対象とした仮想実機 325 MVA、600 rpm 機 (周速 120 m/s) に対する供試構造適用時の値を示した。回転子周速の増加に従って通風評価係数が減少し、周速 100 m/s 付近で評価係数が 0.1 以下となるため、自己通風から現行強制通風に移行してきていることが分る。更に実機の場合、軸方向-貫通型通風方式を用いた供試通風構造では、風損の大幅低減により現行強制通風方式の約 1.5 倍程度に通風評価係数 (通風効率に相当する) を向上させ得ることが分る。

第12図 回転子周速と通風評価係数の関係
Fig. 12. Relation between peripheral speed and coefficient of ventilation.

5. 温度上昇の検討

前章に述べた水流モデル試験を通して、通風および風損特性上から、軸方向-貫通型および軸方向-対向型通風方式が実機に適用可能であるという見通しが得られたので、引続き、本章では、実機において最終的に問題となる温度上昇に関して検討する。

〈5・1〉 固定子の温度上昇 固定子鉄心および固定子各部の温度は、熱源および熱抵抗を集中定数化し、熱等価回路網により解析した。これを有限要素法で解析しようとするれば、三次元解析となるため、計算がはん雑となるので、この方法を採用した。第13図に固定子鉄心の熱等価回路モデルを示す。固定子コイルの発熱はコイル中心に集中し、固定子鉄心については鉄心歯部と鉄心背部の各点に集中していると仮定した。また、各熱流ノードを熱アドミッタンスで接続し、熱回路網を構成した。熱源および熱アドミッタンスの値を第3表に、各通風方式の温度解析結果を第4表に示す。通風ダクトを通して固定子内側に冷却風を流入させ、再び通風ダクトを通して固定子の外側に流出させるプロセスを鉄心1パケットについてモデル化し計算した。また、冷却風量を第10図および第11図の分布における平均流量とした。第4表から以下のことが分る。なお、入気温度は実機の機内温度を想定して40℃とした。

(1) 固定子コイルが最大温度で、その値は約135℃となり、F種絶縁の許容温度範囲(150℃以下)に

第13図
固定子の
熱回路網

Fig. 13. Heat network in the stator.

収まる。

(2) 排気温度と入気温度の差は約14℃で、現行機並(20℃以下)である。

(3) 固定子コイルと鉄心間の温度差は約70℃である。これはコイルの対地絶縁、およびコイルとスロット間のいわゆるスロット余裕空間部の熱抵抗が大きいことによる。

また、第10図および第11図の結果に基づいて求めたダクト通過風量と温度の関係を第14図に示す。図中に示されている風量分布範囲は先に第10図および第11図に示したダクト風量のばらつきの範囲を示したものである。すなわち、軸方向通風では(a)図に示すようにダクト風量のばらつき範囲での下限風量においても、コイル最大温度をF種絶縁の許容温度範囲に収め得る見通しが得られた。また、周方向通風では(b)図に示すように風量分布の偏りが大きいため、下限風量での最大温度はF種絶縁の許容温度範囲を越える。従って、今回の検討範囲では周方向通風は軸方向通風に比べて実現性に乏しいとの結果が得られた。

〈5・2〉 界磁極の温度上昇 界磁極の温度上昇に関しては、二次元定常熱伝導問題として有限要素法により検討した。解析における基礎方程式は

第3表 熱源とアドミッタンスの値

Table 3. Value of heat source and heat admittance.

区分	記号	数値	説明
熱源	W_1	4.4 kW	銅損、漂遊損の1/2
	W_2	4.4 "	
	W_3	6.4 "	鉄損、漂遊損の1/2
	W_4	13.7 "	
熱伝達	Y_{h1}	0.09 W/℃	ウェッジ表面
	Y_{h2}	0.12 "	鉄心表面(内径側)
	Y_{h3}	0.06 "	コイル側面
	Y_{h4}	0.91 "	鉄心表面(ダクト)
	Y_{h5}	0.05 "	コイル側面
	Y_{h6}	0.01 "	コイル背面
	Y_{h7}	1.90 "	鉄心表面(ダクト)
	Y_{h8}	0.20 "	鉄心表面(外径側)
アドミッタンス	Y_{k1}	0.78×10^{-2} W/℃	ウェッジ内
	Y_{k2}	1.37×10^{-2} "	コイル、絶縁物
	Y_{k3}	1.37×10^{-2} "	"
	Y_{k4}	0.69×10^{-2} "	層間絶縁物、コイル
	Y_{k5}	1.40×10^{-2} "	コイル、絶縁物
	Y_{k6}	4.20×10^{-2} "	鉄心、コイル、絶縁物
	Y_{k7}	4.20×10^{-2} "	"
	Y_{k8}	1.40×10^{-2} "	コイル、絶縁物
	Y_{k9}	0.25×10^{-2} "	"
	Y_{k10}	0.76×10^{-2} "	"
	Y_{k11}	0.25 "	鉄心内
	Y_{k12}	2.20 "	"
	Y_{k13}	0.96×10^{-1} "	"
	Y_{k14}	7.31 "	"

第 4 表 固定子温度解析結果

Table 4. Analytical result of temperature in the stator.

通風方式		軸方向通風		周方向通風	
算出地点		人氣側	排氣側	人氣側	排氣側
鉄心	A	54	64	54	63
	B	62	67	62	66
コイル	C	131	131	128	134
	D	135	135	134	136
冷却風	E ↑	40	54	40	54
	F ↑	44	54	44	54
	G ↑	47	51	46	50
	H ↑	47	48	47	48
	I ↑	47	48	47	47

注 (1) 325 MVA, 600 rpm 定格負荷時, (2) 算出地点は計算で求めた各節点, (3) →は冷却風の流れを示す。(4) 数値は温度(°C)を示す。

(a) 軸方向通風時

(b) 周方向通風時

第 14 図
固定子構造と
各部温度の関係

Fig. 14. Relation between stator configuration and temperature.

$$-\text{div}(k(x) \cdot \text{grad}(T)) = f(x) \dots\dots\dots (2)$$

また、境界条件は、

$$(k(x) \cdot \text{grad}(T)) \cdot n + h(x)T = g(x) \dots\dots (3)$$

とした。但し、 T : 温度 (°C), $f(x)$: 熱源 (W), $k(x)$: 熱伝導率 (W/m°C), $h(x)$: 熱伝達率 (W/m²°C), $g(x)$: 固定温度 (°C), n : 単位ベクトルである。

また、計算に際して以下の仮定を設けた。

(i) 界磁コイルの出張りターンはない。

(ii) 界磁コイルの各巻線間にある絶縁物の厚みは無視する。

(iii) 解析範囲は第 15 図の $A-B-C-D-E-A$ で囲まれる部分とし、境界 $A-B-C$, および $E-A$ は断熱とする。また、境界 $C-D$ は極間平均風速 30 m/s (別置ブロワによる強制通周時), 境界 $D-E$ は風速 120 m/s (回転子周速) で冷却 (乱流熱伝達) されている。

(iv) 熱源は界磁コイルの銅損のみとし、軸方向単位長当たり 4.5 kW/m°C (設計定格値) とする。

計算結果の一例を第 15 図に併記した。この図から以下のことが分る。

(1) 界磁コイル表面からほとんど放熱する。また、界磁コイルで発生した熱は等温線が密集している絶縁物の熱抵抗が高いため、界磁鉄心に伝わりにくく、鉄心表面からの放熱量は 10~20% である。すなわち、界磁コイル中に発生する熱 (銅損) の 80~90% はコイル表面から放散する。

(2) 界磁コイル内で約 25°C の温度差が生ずる。

第 15 図 界磁極の温度分布

Fig. 15. Temperature distribution of magnetic pole.

第 16 図
極間風速と最大温度
上昇の関係

Fig. 16. Relation between air speed flowing through poles and maximum temperature rise.

これらの結果から、境界 C-D における風速、つまり熱放散係数の影響が非常に大きいことが分る。そこで、磁極間の風速を変化したときの温度上昇を検討した。極間風速と最大温度上昇の関係を第 16 図に示す。今回の検討では、この図に示すように風速が 30 m/s 以上あれば、F 種絶縁の許容温度上昇値 110°C の範囲に収め得るとの結果が得られた。一方、先に述べた水流モデル試験によって、貫通型通風および対向型通風、いずれも、極間風速として 30~35 m/s 程度の値が得られている。従って、貫通型、および対向型通風の両方とも、界磁コイルの温度上昇を、F 種絶縁の許容温度上昇範囲に収め得る見通しが立った。

6. む す び

以上、超高速大容量水車発電電動機の低損失強制通風冷却方式として、回転子の極間をふさいで円筒化し、固定子および回転子を各々専用のプロワで強制通風することを特徴とする方式について検討した。

本研究によって得られた結論を要約して述べると、以下の通りである。

(1) 供試構造を適用することにより風損を現行構造の約 1/2~1/3 にし得る。

(2) 固定子の風量分布は、軸方向通風では平たんであるが、周方向通風では回転の影響で大きく偏り易い欠点がある。

(3) 軸方向 - 貫通型通風方式および軸方向 - 対向型通風方式が、超高速大容量発電電動機に対して適用可能と思われる。

今回の検討により、供試通風構造が通風冷却性能の点では、実用に供し得るとの見通しが得られた。また揚水発電は将来も発展し、容量 500 MVA、回転数 600 rpm 級の発電電動機の製作が予想される。そのときに本論文の供試構造を具体化するために、現在、ふさぎ板の強度などを含めて、引続き検討中である。

最後に、本研究をまとめるに当たり御指導いただいた日立製作所日立工場庄山部長、永田主任技師、鈴木主任技師、同日立研究所渡辺企画室長、大西部長、高橋主任研究員の各位に対し、深く謝意を表します。(昭和 54 年 11 月 16 日受付、同 55 年 10 月 21 日再受付)

文 献

- (1) E. Wiedeman: *Brown Boveri Rev.* 51, 5, 268 (1964)
- (2) R. M. Seoni, et al.: *Proc. Instn. Elect. Engrs.* 123, 10, 1139 (1976-10)
- (3) 渡部, 他: 日立評論 56, 7, 7 (昭 50)

付 録

水流モデル法の概要

(1) 原理と特長 水流モデル法とは実機の作動流体(空気)より動粘性係数の小さい水(空気の 1/15 ~ 1/25)の中で、縮尺モデルを回転させて通風性能を検討するモデル試験法である。以下にその原理を示す。ある縮尺比で作られたモデルと実機間の流体の流れが相似であるためには、両者のレイノルズ数(以下、Re 数と略す)が等しければよい。但し、これは両者の流体が非圧縮性で、かつ任意の場所における温度が均一であるという仮定を設けた場合に限り水流モデルではこの仮定を満足する。モデルと実機の相似条件は

$$\text{Re 数} = \frac{V_m \cdot D_m}{\nu_m} = \frac{V_d \cdot D_d}{\nu_d} \dots\dots\dots (\text{付 1})$$

ここに、 V : 速度 (m/s), D : 代表寸法 (m), ν : 動粘性係数 (m^2/s), 添字 m : モデル, d : 実機

(付 1) 式より速度 V を回転子周速, 代表寸法 D を回転子外径とすれば、モデルの縮尺比の逆数を δ , 回転子速度を n として、実機と完全に相似な試験を行なうために要求されるモデル回転速度 n_m と実機回転速度 n_d の関係は次式で表わされる。

$$n_m = (\nu_m / \nu_d) \delta^2 \cdot n_d \text{ (rpm)} \dots\dots\dots (\text{付 2})$$

モデルと実機間に(付 2)式の相似条件が成立する場合には、一方の速度(流速) v , 圧力差 ΔH , 流量 Q , 損失 Z を測定すれば、他方の値は以下の各式により求めることができる。すなわち、

$$v_d = (n_d / n_m) \cdot \delta \cdot v_m \text{ (m/s)} \dots\dots\dots (\text{付 3})$$

$$\Delta H_d = \frac{\gamma_d}{\gamma_m} \cdot \left(\frac{n_d}{n_m} \right)^2 \cdot \delta^2 \cdot \Delta H_m \text{ (Kgf/m}^2\text{)} \quad (\text{付 4})$$

但し、 γ : 比重量 (kgf/m^3)

$$Q_d = (n_d / n_m) \cdot \delta^3 \cdot Q_m \text{ (m}^3/\text{s)} \dots\dots\dots (\text{付 5})$$

$$Z_d = \frac{\gamma_d}{\gamma_m} \cdot \left(\frac{n_d}{n_m} \right)^3 \cdot \delta^5 \cdot Z_m \text{ (kW)} \dots\dots\dots (\text{付 6})$$

この試験法によれば、

(1) 大形回転機を対象とした場合でも、縮尺モデルを用い、比較的容易に実機と流体力学的に等価な解析を行なうことができる。また通風損失に相当する水流で消費されるエネルギーが大きいので、モデル装置のベアリング損などが相対的に無視できるので、通風損失を他の損失と分離して精度よく測定できる等の特長がある。

(2) 試験装置 試験装置は本文第 8 図に示すように水を充滿した水そうと、水そう中に据え付けられたモデル本体およびモデルを駆動するための駆動装置から構成される。