

強度解析による水車の信頼性向上

Improvement of Turbine Reliability through Strength Analysis

To confirm the strength of a water turbine's main components such as the runner and spiral case, the authors conducted a high-accuracy stress analysis and compared the calculated values and the measured values of the actual working stress of both model and prototype machines. In determining allowable stress value from the results of the analysis and comparison, the authors analyzed the causes of deterioration of the strength of materials, such as initial disorder, mechanical and residual stress, etc. It is a generally approved practice that allowable stress value is determined in accordance with the ASME code for pressure vessels, and the authors therefore classified stresses and estimated fatigue strength from the number of stress repetitions.

伊藤栄郎* Hideo Itô
山口幸男* Yukio Yamaguchi
岩崎 勤** Tsutomu Iwasaki

1 緒 言

水車における高速化、高落差化、大容量化は、構造強度的に過酷となりつつあり、安全性の確認が最大重要事となっている。すなわち、回転速度の上昇及び高落差化に伴い遠心力及び作用水圧がそれぞれ増大し、水車部品に発生する応力も増加している。このため、高精度応力解析を実施する一方、模型及び実機で実動応力を測定し、材料強度と比較して信頼性を確認している。応力解析では有限要素法の発展によって、高精度の計算が可能となっており、また材料強度では破壊力学の適用によって材料欠陥の合理的評価が行なわれるようになってきた。本稿では水車主幹部品の応力分布を解析と実測によって明らかにし、材料強度の面からこれらの応力をどのように評価するかについて述べる。

2 荷重条件と応力解析

2.1 運転条件と荷重

水車運転及びポンプ運転を通じて、水車主幹部品の強度上、最も過酷な条件は水車負荷しゃ断時に生ずる。水車主幹部品に作用する負荷は、回転に伴う遠心力と水圧であるが、水車負荷しゃ断時にはこの両者とも最大値となる。従来はこの最高回転数と最大水圧値について、静的応力を求めていたに過ぎなかったが、ポンプ水車の高揚程化に伴い、変動応力が問題とされるに至った。変動応力は水圧の変動によって生じ、その最大値はやはり負荷しゃ断時に発生することが実測によって明らかにされている。これに対し、ポンプ入力しゃ断時は、回転速度、水圧とも定常運転時の値を超えることはなく、また水圧変動も少ないので、変動応力も小さい。

2.2 応力解析の進歩

近年、応力解析の方法は、有限要素法の進歩によって飛躍的に発展した。有限要素法の採用により、複雑な構造の応力解析が容易となり、応力分布が詳細に得られるなど従来の方法に比べ計算精度も著しく改善された。ランナ、ケーシングについての解析例を、図1～3に示す。

図1は、ポンプ水車ランナの要素分割を示すものである。

ランナのように複雑な形状のものは、節点の座標を求めることは容易でないので、クラウン、羽根、シュラウドリングの形状より自動的に計算できるようにしてある。図2に、水車の定常運転時におけるランナ羽根付根部反作用面応力の計算値を示す。この計算に用いた有限要素法は、“STAR”と呼ばれる、面内応力と曲げ応力を考慮した平板要素を用いたものである。特に問題となる羽根付根部応力は、羽根入口部で最大であり、一度減少して中央部で再び大きくなり、出口部で最小となる。同図には実測値も示してあるが、計算値とよく一致していることが分かる。図3は、設計水圧時のケーシングとスピードリングの溶接部の応力分布を、有限要素法で解析

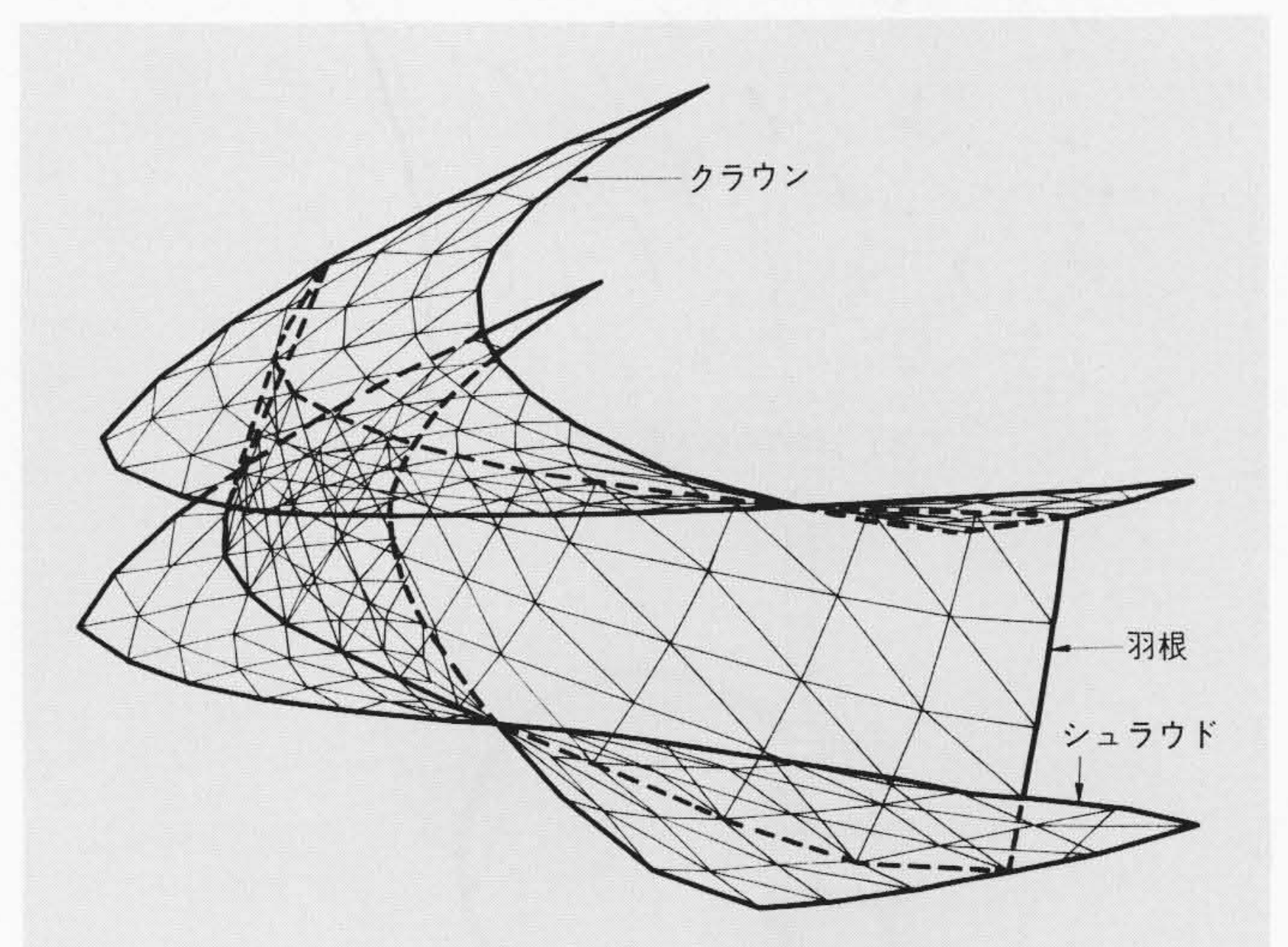


図1 ランナの有限要素法解析に用いた要素の分割例 三次元有限要素法(STAR)では、羽根を含む1ピッチ分について要素分割して応力、変位を解明する。この分割は電子計算機で自動的に行なわれる。

Fig. 1 Automatic Mesh Generation for Finite Element Analysis for Runner

* 日立製作所日立工場

** 日立製作所日立研究所

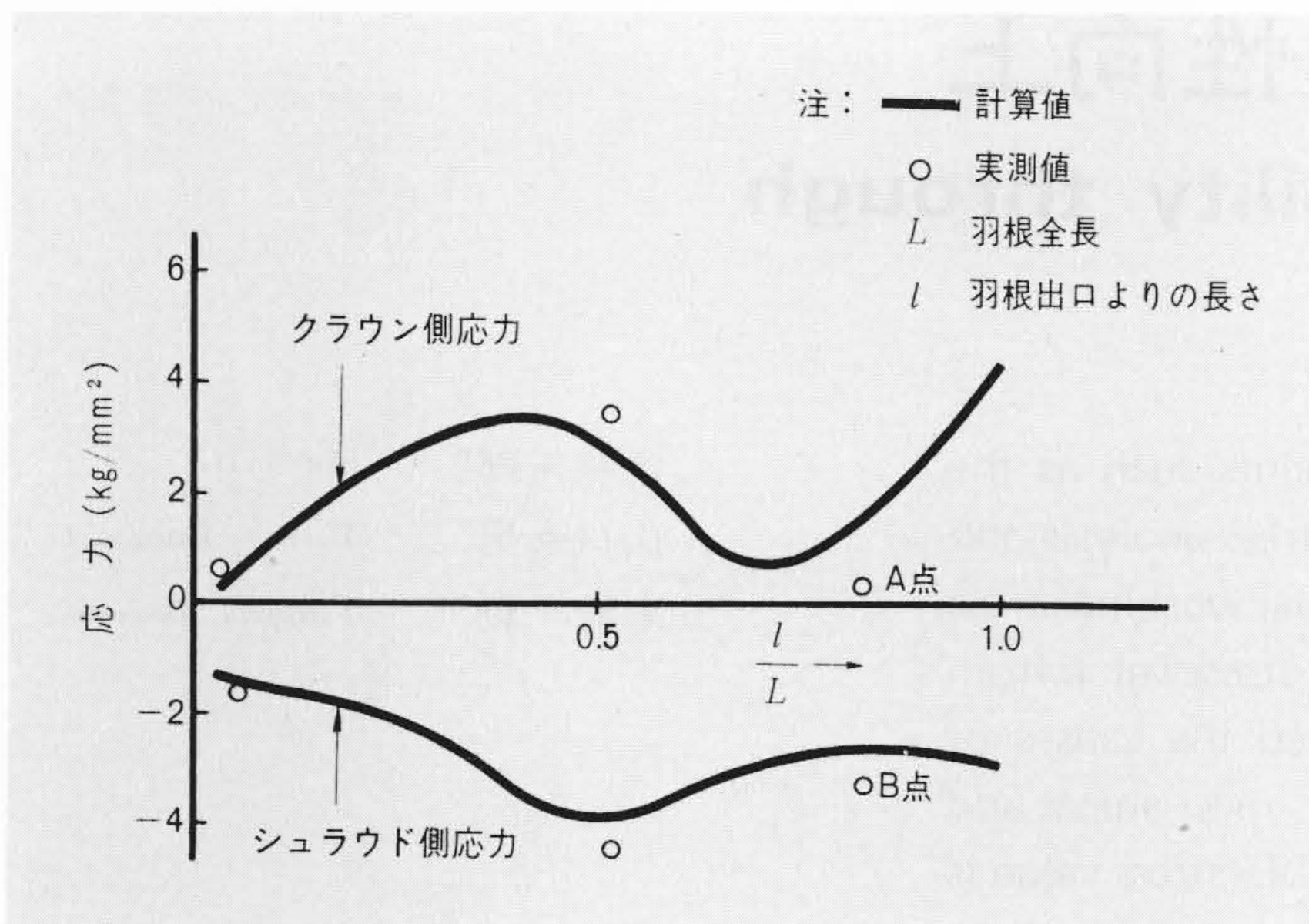


図2 定常運転時におけるランナ羽根付根部反作用面応力
応力は羽根入口部で最大で、次に中央部が大きい。計算値と実測値はよく一致している。

Fig. 2 Stress Distribution on Root of Runner Vane (Reaction Side) Under Stationary Turbine Operation

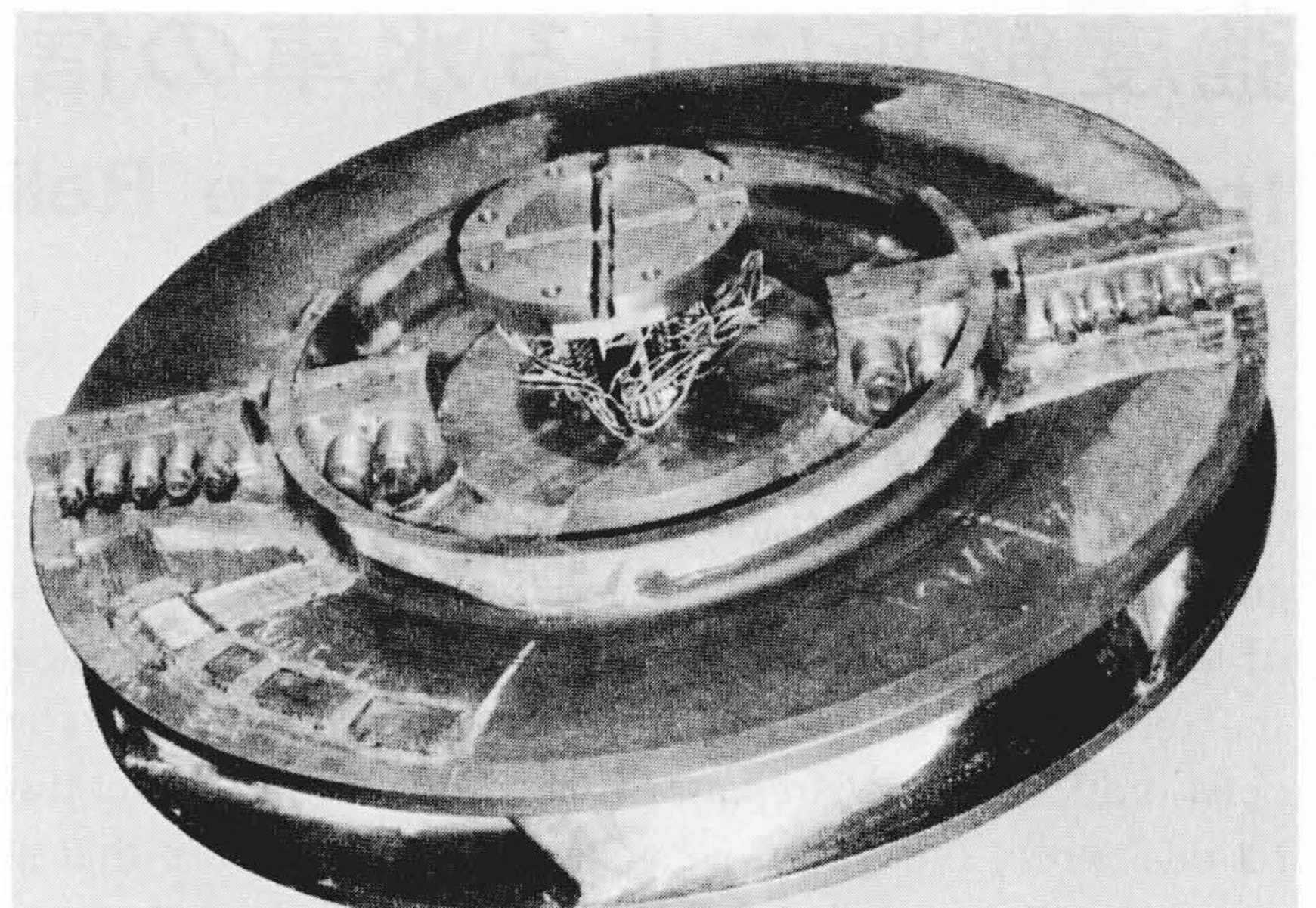


図4 2分割ランナの応力測定用模型 実機の $\frac{1}{6}$ の尺度で製作し、実機の周速と同一にして回転し応力を測定した。

Fig. 4 Spilit Model Runner for Spining Test

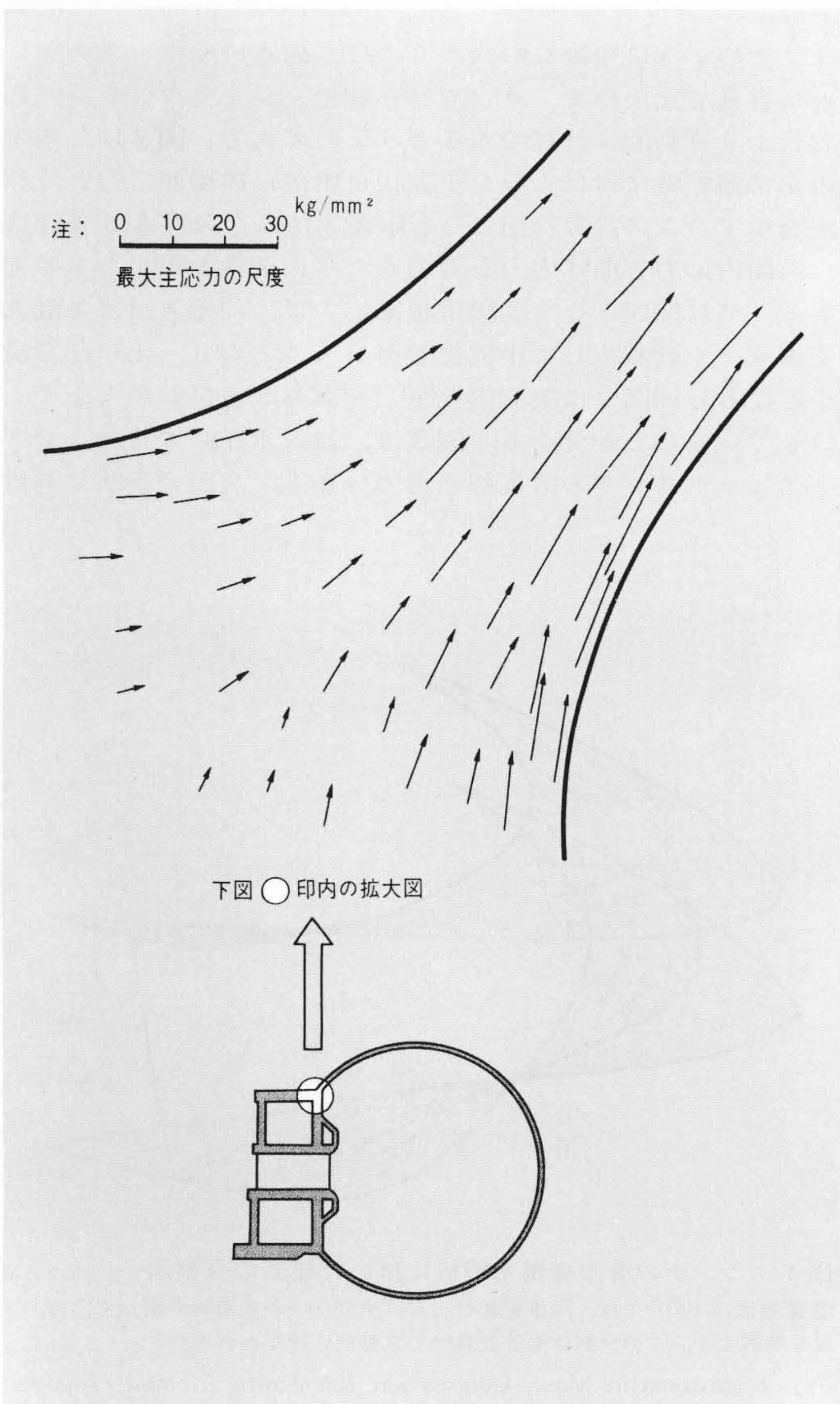


図3 新形ケーシングの溶接部応力分布の計算値 溶接デポジット内の応力値より必要な溶接デポジットを決定した。

Fig. 3 Stress Distribution in Welding Part of New Type Scroll Case (By Finite Element Analysis)

した結果である。本例では、スピードリング母材に厚板を使用しているため、比較的低い許容応力が採用され、これを満たす最小必要限度の溶接デポジット量を計算によって決定することができた。

2.3 模型試験による強度確認

新材料の採用、新構造の開発及び実績を大きく上回る設計条件の場合には、詳細な応力解析の外に、模型による確認が重要である。一般には数分の一の尺度比の縮小模型で応力や変形を測定するが、応力集中を詳細に測定する必要がある場合や、強度上寸法効果を確認する場合（溶接部強度など）には現寸大の部分模型が採用される。

図4に2分割ランナの $\frac{1}{6}$ 模型を示す。遠心力による応力は、実機と周速を一致させればよいことが相似則より導かれる。この場合は、実機の最高回転速度に対応する2,400rpmで真空中の応力を測定した。実機ランナの応力を模型で推定するためには、水中で駆動しなければならないが、静的応力は空転時遠心応力が最大であり、水圧が作用すると減少する傾向にあり、変動応力を別にすれば水中での試験は特に必要としない。

高揚程ポンプ水車の開発によって、ランナの実働応力がどのようなものかを確認する必要性が生じた。定常運転時応力は、有限要素法による解析や、上述の空転の模型試験によって解明できるが、起動・停止時や負荷しゃ断時の過渡状態で発生する応力については、実機で測定し確認するしかない。次に、電源開発株式会社の協力により、揚程500mのポンプ水車ランナの実働応力の測定結果を図5、6に示した。図5は、水車の起動より、定格負荷、負荷しゃ断時までの羽根付根部の応力（図2のA点、B点）を示す。図6は、ポンプの起動、適正開度運転、入力しゃ断時の羽根付根部応力（図2のA点、B点）を示す。水車運転時についていえば、変動応力は無負荷運転で大きく、負荷をとれば小さくなる。また負荷しゃ断時に最大の変動応力が発生することが分かる。この変動応力は、入口側の羽根付根部において大きい、出口にいくに従って小さくなることが確認された。これらのデータは、ランナの疲れ強さを検討する際に必要となるものである。

図7に、新形スピードリング・ケーシングの採用に当たって $\frac{1}{6}$ の模型試験を行なった状況を示す。このモデルでは、ケーシングに作用する水圧ばかりでなく、上カバーからスピー

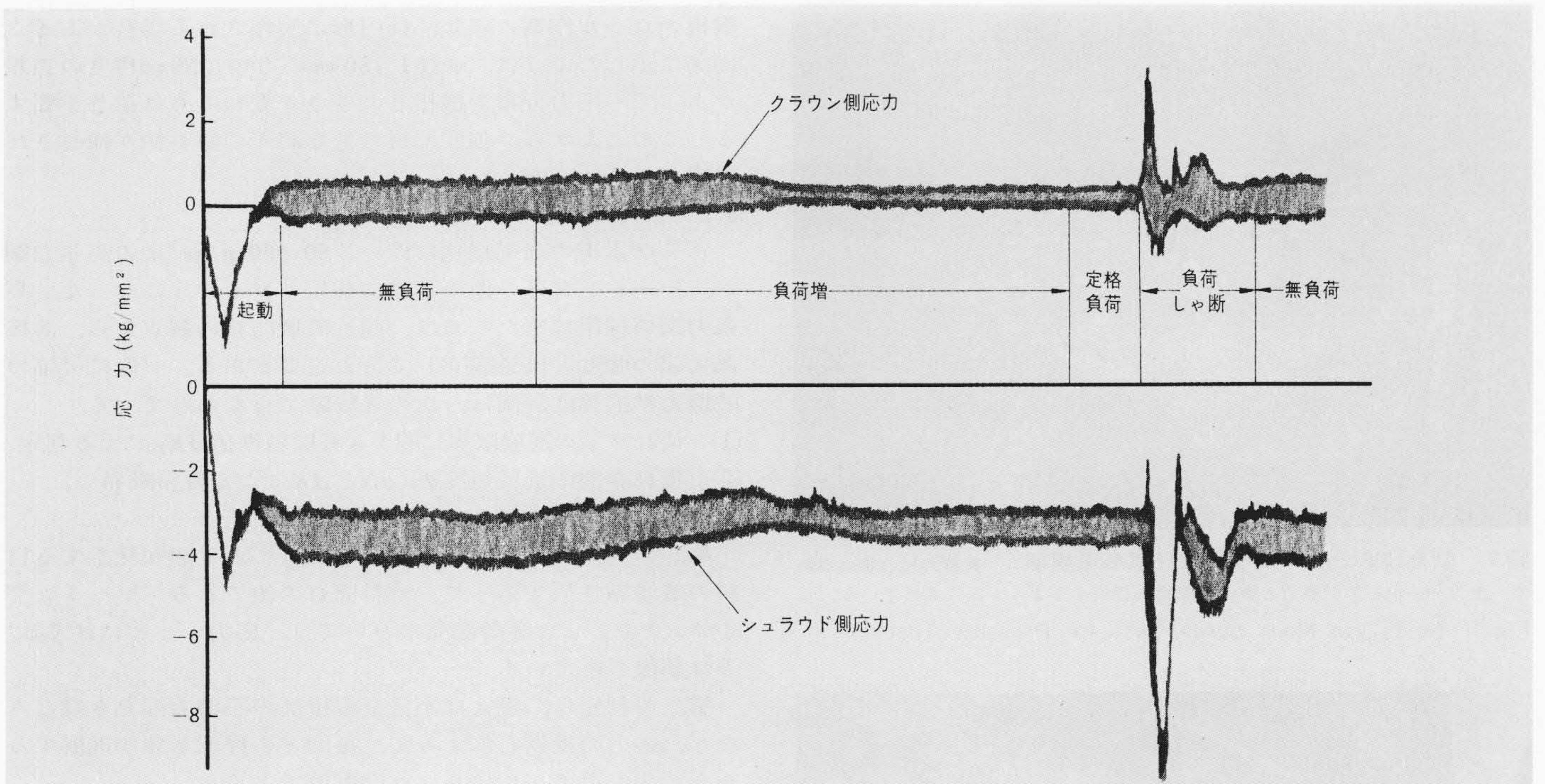


図5 水車運転時のランナ羽根付根部実働応力 変動応力は、無負荷時に大きく、負荷をとると減少する。負荷しゃ断時に最大の変動応力が発生する。

Fig. 5 Measured Stress at Root of Runner Vane During Turbine Operation

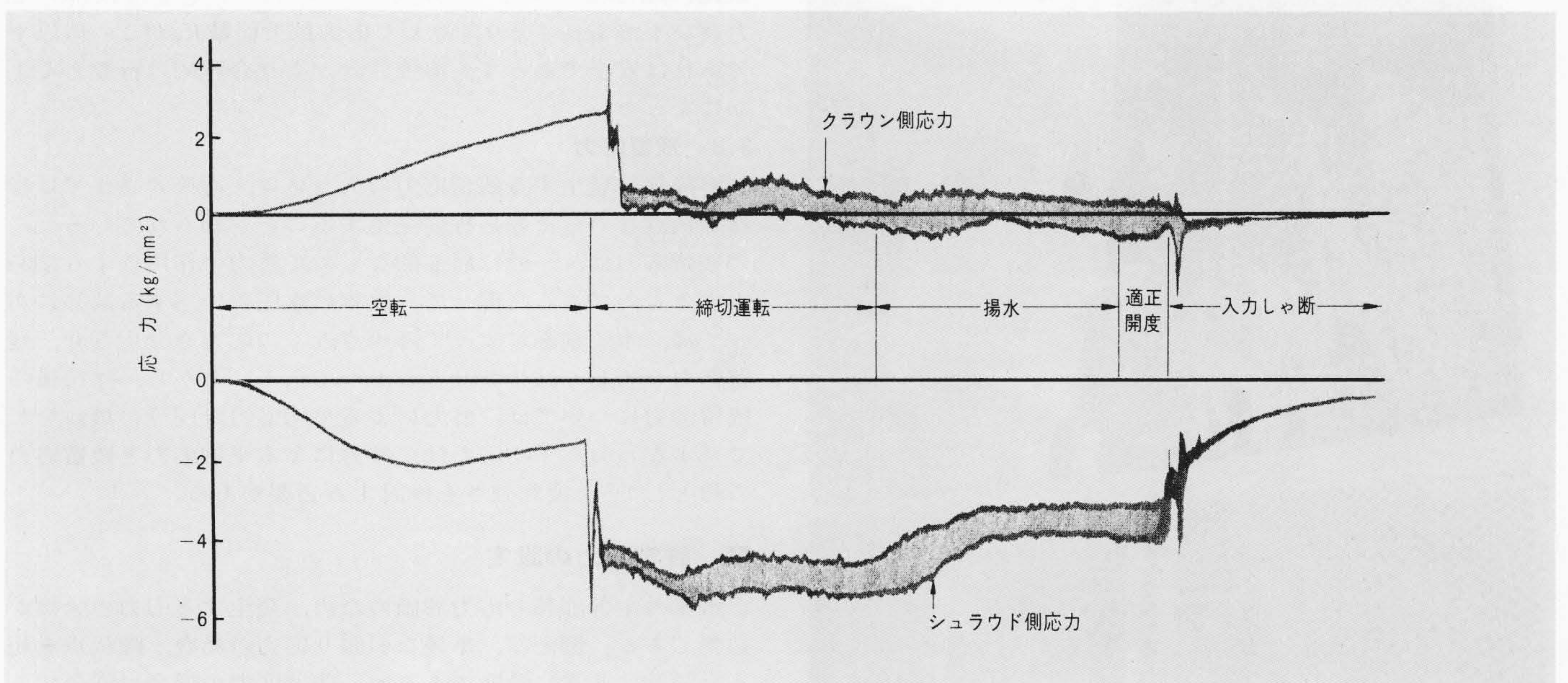


図6 ポンプ運転時のランナ羽根付根部実働応力 水車運転に比べ、変動応力は小さい。最大値は入力しゃ断時に発生する。

Fig. 6 Measured Stress at Root of Runner Vane During Pump Operation

ドリリングに伝達される力の影響もシミュレートできるように、上カバーの模型も作製し、同時に応力を測定できるようにくふうした。この模型では、小形なため溶接部その他の詳細な応力分布を知ることができないので、現寸大のスピードリングの部分模型を作製し、荷重能力1,200tの大形構造試験機によって、応力分布を測定した。図8は、その試験状況を示す。その他、上カバー、案内羽根などの主幹部品や、溶接部について、多くの模型試験を行ない、強度の確認を実施している。

3 材料強度に及ぼす諸因子

部品各部に発生する応力は、上述したように解析と実測の両面から明らかになってきたが、許容応力の決定に際しては、材料強度に影響する次の因子について十分な検討が必要である。

- (1) 初期不整
- (2) 欠陥その他による材料強度の低下
- (3) 残留応力と疲れ強さ

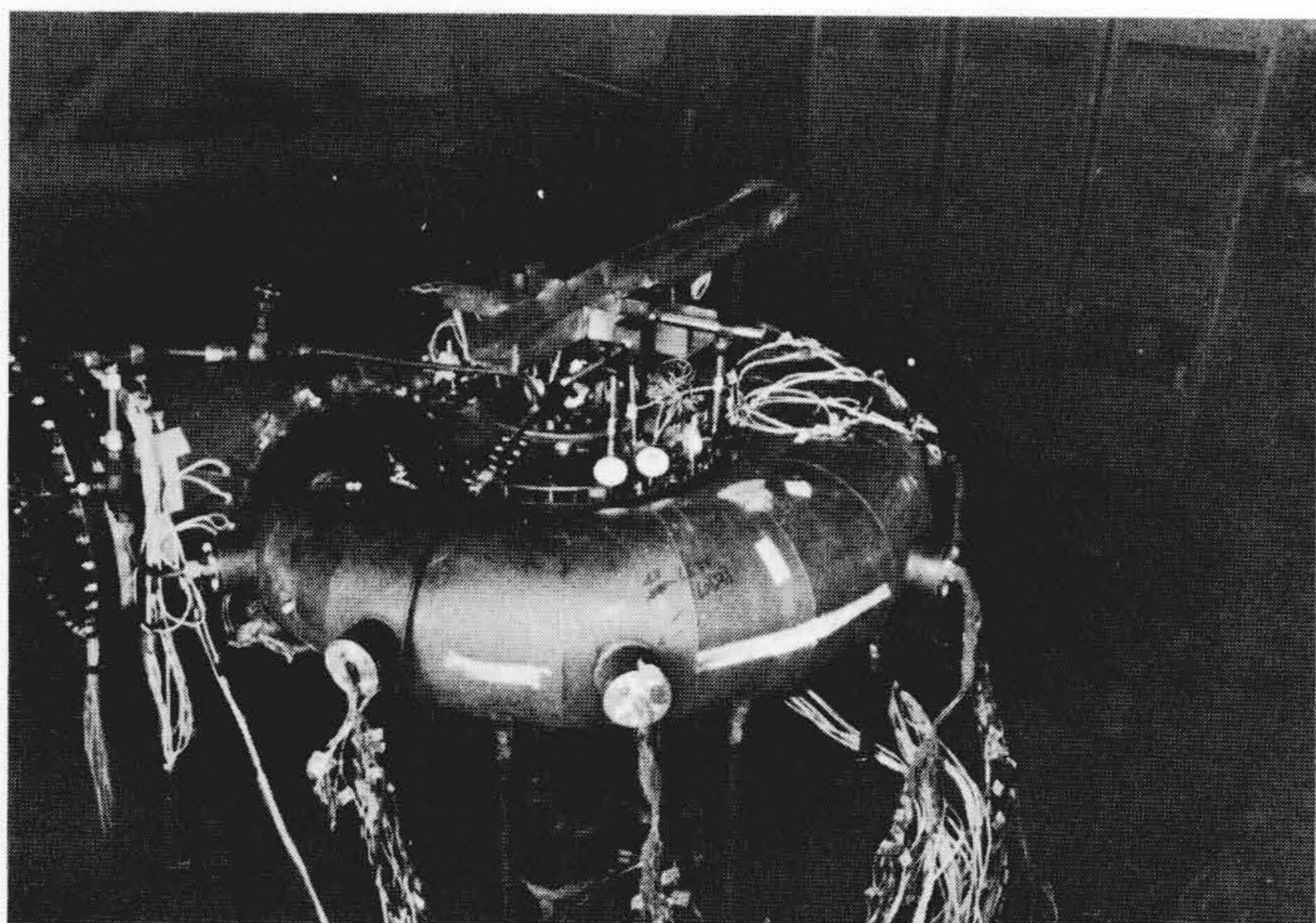


図7 新形UBELケーシングの水圧試験用模型 実機の $\frac{1}{10}$ の相似模型で、上カバーからの引張力も実機と同様に作用するようくふうされている。

Fig. 7 New Type Mode Scroll Case for Pressure Test

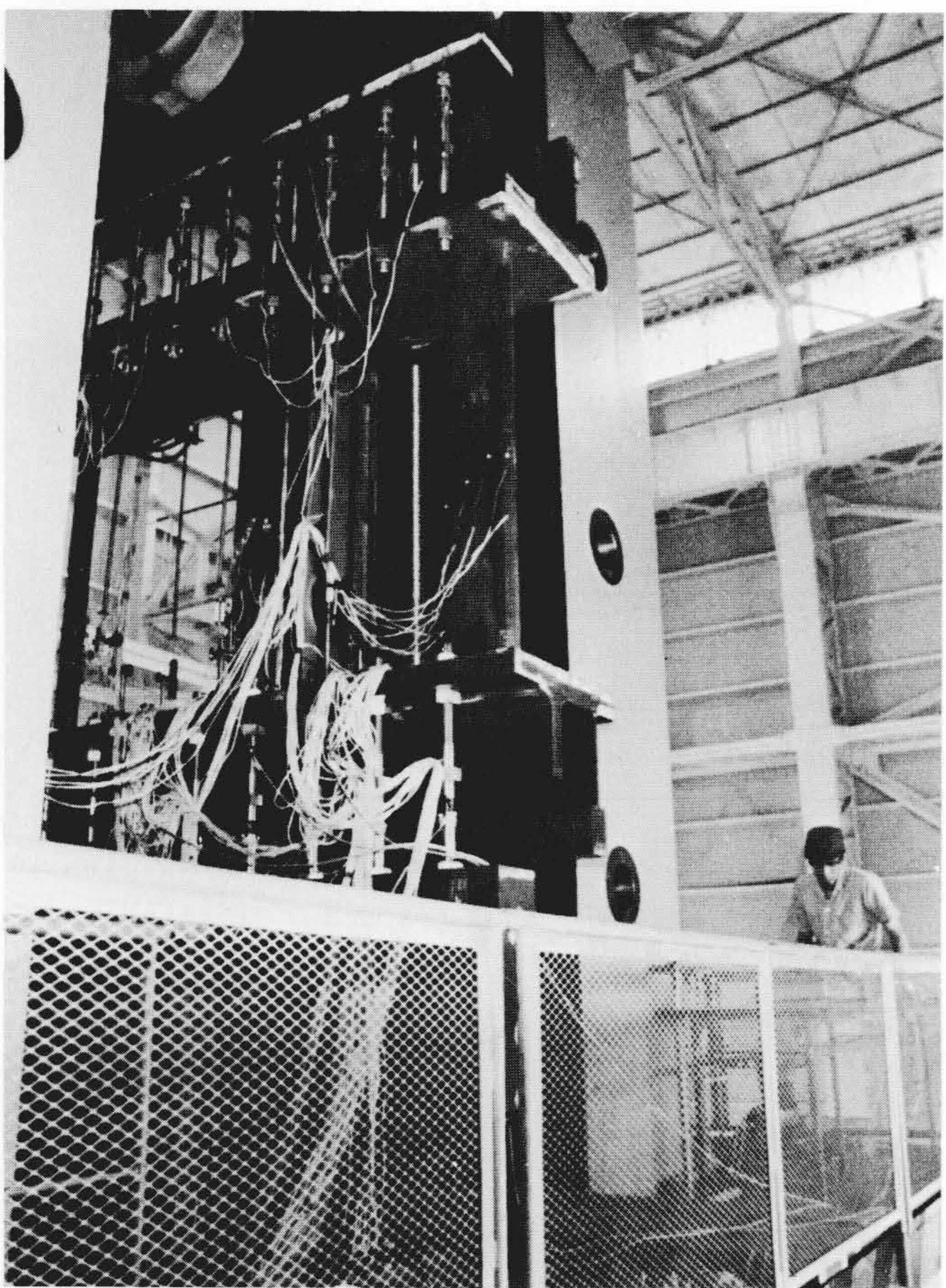


図8 新形UBELケーシングの現寸大部分模型 荷重能力1,200tの大形構造試験機で、詳細部の応力測定、疲労試験及び破壊試験を実施した。

Fig. 8 Part Model of Fullsize of New Type Scroll Case

これらはいずれも製作中に発生する問題であるが、製品の信頼性を確保するための厳重な管理が必要である。

3.1 初期不整

この代表的なものは製作誤差である。図9は、製作誤差のため応力分布がどのように変化するかを、ケーシングの有限要素法解析で示したものである。設計段階では、ケーシング断面は円形であると想定して応力解析を行なうが、実際には

銅板のロール作業の際に、長円形に製作される場合がある。同図に示したように、半径1,180 mmのもので20 mm程度の誤差があっても応力分布の様相と大きさが変わる点は注意を要する。このことから、強度部材の製作誤差の許容値が検討され決定されている。

3.2 材力の低下

ポンプ水車の高揚程化に伴い、 $60\sim 80\text{kg/mm}^2$ 級の高張力鋼が、ケーシングその他の部品に採用されるようになった。高張力鋼の採用に当たっては、脆性破壊防止の観点から、溶接部欠陥の強度評価を確立しておく必要がある。一般に欠陥の破壊力学的強度評価は、次の3段階で行なわれている。

- (1) 疲れき裂の進展限界に関する破壊靱性値 ΔK_{th} による判定
- (2) 疲れき裂の進展速度 da/dN と ΔK による寿命限界
- (3) 静的破壊靱性値 K_{Ic} による判定

第一の判定は、応力の繰返しによって、き裂が発生する材料の破壊靱性値であって、材料固有の値である。ケーシングやランナのように主幹部品においては、応力レベルは ΔK_{th} 以下に制限されている。

第二の判定は、例えば不完全溶接部の不溶着部をき裂とみなし、応力の繰返しによって、毎回どの程度き裂が進展するかを示すもので、やはり材料固有値である。

第三の判定は、き裂がある程度の大きさになり、脆性破壊するときの材料固有の破壊靱性値である。例を不完全溶接部にとると、抗張力 60kg/mm^2 級の高張力鋼では、静的破壊靱性値 K_{Ic} は溶接部で $700\sim 800\text{kgmm}^{-\frac{3}{2}}$ であり、不完全溶接部の応力及び不溶着長さより計算した応力拡大係数 K_c がこの値以下であれば安全であって、溶接設計がより合理的に行なえるようになった。

3.3 残留応力

溶接部に発生する残留応力の大きさは、溶接のままで母材降伏点ないしその $\frac{1}{2}$ 程度発生することが知られている。この残留応力は、一般に局部的なもので外力の作用によって減少するものである。従って、水車の水圧の作用する部品にあっては、水圧試験によって降伏点近くの応力を発生させ、残留応力を著しく減少させることができる。しかし、除荷後の残留応力については、外力による平均応力と同等の扱いをして(すなわち、平均応力は、外力による平均応力と残留応力の和として)、疲れ強さを検討する必要がある。

4 許容応力の設定

水車の主幹部品の応力評価のため、発生する応力の分類が必要である。例えば、単純な引張り応力の場合、降伏点を越えた設計は非常に危険であるが、曲げ応力の場合は安全であって、一律に許容応力レベルを指定するのは適当でない。しかし、これらの応力を正確に計算することは必ずしも可能ではなかったが、応力解析の進歩によって精度が向上し、分類できるようになってきた。そこで応力評価の合理的な判定基準であるAmerican Society of Mechanical Engineers (ASME) 規格(Section III)に従って、水車の代表的部品の応力を分類すると、表1に示すようになる。例えば、ランナのクラウン内に発生する円周方向応力は、遠心力と平衡するものであり、明らかに一次応力である。遠心力による羽根付根部応力は、大部分がクラウンとシュラウドリングの剛性の差による相対的な変位によって発生したもので、自己制限的性格があり二次応力に分類される。しかし、水の圧力によって発生する羽根付根部応力は明らかに一次応力である。

このような各種応力に対して、許容応力はASME規格に

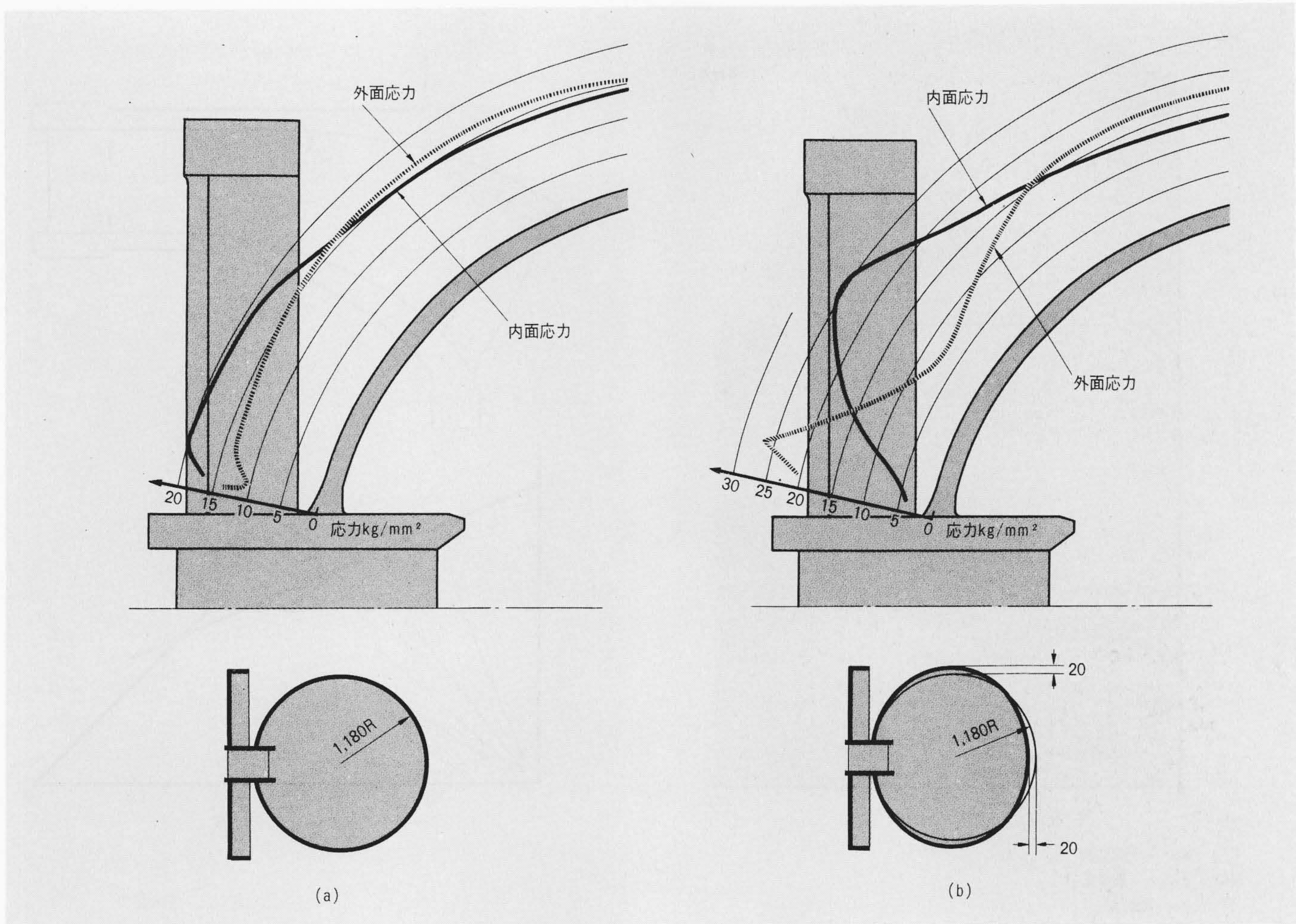


図9 ケーシングの製作誤差とケーシング胴板内応力分布の計算値 (a)ケーシングを円形とすると膜応力に比べ曲げ応力の発生が少ない。(b)ケーシングが図のような長円形に製作されると(a)と反対の応力分布となる。
Fig. 9 Calculated Stress Distribution on Scroll Case Affected by Deviation from Theoretical Form

表1 水車部品の応力の分類例 許容応力を合理的に決定するため、応力を分類する。

Table 1 Classification for Stress of Turbine Parts

品名	名称	位置	負荷	応力の分類
ランナ	クラウンシュラウドリング	羽根と羽根の間	遠心力	一次膜応力
			水圧力	一次曲げ応力
		羽根の付根部	遠心力	二次曲げ応力
			水圧力	一次曲げ応力
	ペーン	羽根の中央部	遠心力	"
			水圧力	一次膜応力
		羽根の付根部	遠心力	一次曲げ応力
			水圧力	二次曲げ応力
ケーシング・スピードリング	ケーシング胴板	スピードリング付根より遠い個所	"	一次膜応力
		スピードリング付根部	"	一次膜応力
	ステーペーン	スピードリング付根部	水圧力	一次膜応力
		中央部	上カバー引張力	一次曲げ応力
		スピードリング付根部先端	水圧力	一次局部応力

表2 ASME基準による許容応力強さ 応力の種類に応じて、安全の度合いにより応力強さの値が決定される。

Table 2 Allowable Stress Intensities by ASME Code (SECIII)

応力の分類	応力強さの許容値		
	Sm 基準	降伏点基準	引張強さ基準
一次一般膜応力	Sm	$\frac{2}{3} \sigma_Y$	$\frac{1}{3} \sigma_u$
一次膜応力 + 一次曲げ応力	1.5Sm	σ_Y	$\frac{1}{2} \sigma_u$
一次局部応力	1.5Sm	σ_Y	$\frac{1}{2} \sigma_u$
一次応力 + 二次応力	3Sm	$2 \sigma_Y$	σ_u
ピーク応力	疲れ強さ		

注：応力強さ Sm は $\frac{2}{3} \sigma_Y$ と $\frac{1}{3} \sigma_u$ の小さいほうを選ぶ。

従って表2に示すように定められている。応力強さ（最大主応力と最小主応力の差）を用いると、一次応力強さの限界は図10に示すようになる。一例として、ポンプ水車ランナの負荷しゃ断時最高回転数における羽根付根部最高応力を記入してあるが、十分な余裕をもっていることが分かる。

ランナやケーシングは、水車の起動、停止に関連した比較的繰返し数の少ない負荷と、運転中の水圧変動のように高サ

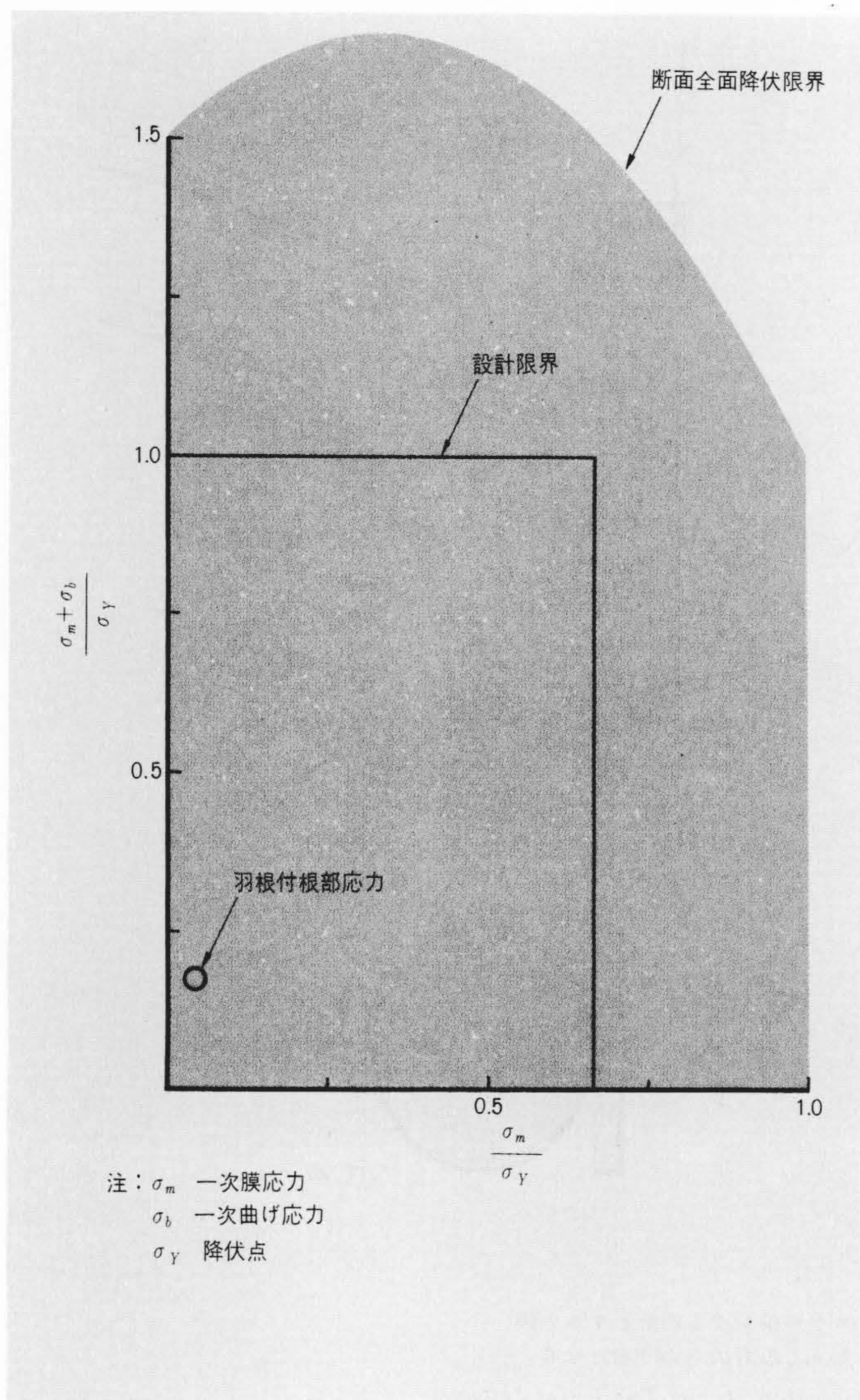


図10 ASME基準による一次応力の許容応力強さ 一次応力の許容限界に対し、ランナの羽根付根部最大応力は十分安全である。

Fig. 10 Allowable Primary Stress Intensity by ASME Code (SEC.III)

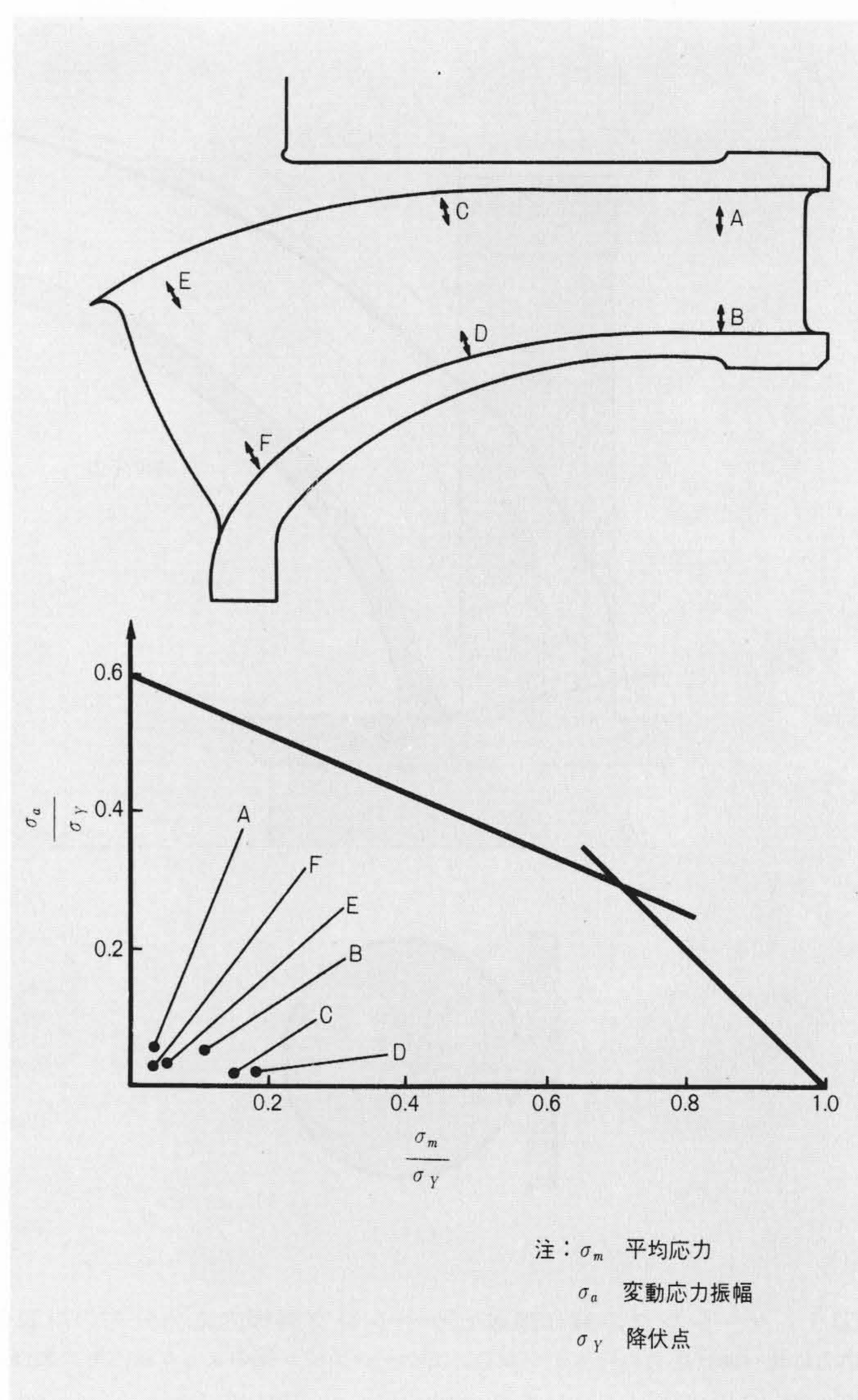


図11 ランナ羽根付根部疲れ強さ 材料の疲れ強さに対し、各部の平均応力、変動応力はともに十分に安全であることが分かる。

Fig. 11 Fatigue Strength Limit for Runner

イクルの負荷を受けている。以下に、このように変動する負荷に対する疲れ強さをランナについて検討した例を示すと、遠心力による平均応力の上に、水圧変動による高周波成分の変動応力が重畳されている。平均応力は水車の30年間における起動・停止回数を考えると、 $2 \sim 7 \times 10^4$ 回程度の繰返し回数であり、低サイクル疲労の対象と考えることができるが、一般に低サイクル疲労は、材料の降伏点以上の応力に対して問題となるもので、この場合のように低い応力では問題にならない。図5の負荷しゃ断時の変動応力より、パワー スペクトルを解析し、各周波数に対して応力振幅を計算し、高サイクル疲れ強さを、疲れ線図上にプロットしたものが図11である。平均応力、変動応力ともに、疲れ限度に対して十分安全であることが分かる。

以上、水車部品の許容応力の合理的な決定法について述べたが、初期不整、欠陥及び残留応力については、応力評価の際に織り込んで考えなければならない。特に欠陥については、疲れ強さを低下させ、脆性破壊の原因となるものであるから注意を要する。しかし、近年の研究では、丸みのある欠陥(ブローホール、スラグ巻込みなど)による強度の低下は少なく、

また、き裂状の欠陥についても、破壊力学的に評価し、許容し得る欠陥寸法であれば補修する必要のないことが明らかにされている。

5 結 言

最近の有限要素法の発展は、水車部品の応力を精度良く計算することを可能にした。しかし、実働応力を明らかにするためには、模型及び実機による応力測定が非常に重要である。また材料強度の点からは、製作時の誤差や欠陥が大きな影響を及ぼす。これらを考慮して、応力をASME基準(Section III)によって評価することが合理的である。

今後の問題としては、実働応力を測定して資料の蓄積を図るとともに、製作上強度に及ぼす影響を研究して、更に合理的な水車独自の応力評価判定基準を作成することが必要である。

終わりに、実機ランナの応力測定に多大の御指導と御協力をいただいた電源開発株式会社並びに新形ケーシングの採用に当たって御指導をいただいた関西電力株式会社の各位に対し、厚く感謝の意を表わす次第である。