

蒸気タービンロータの熱疲労と問題点

Thermal Fatigue and Problems of Turbine Rotor

In the operation of steam turbines, thermal fatigue of turbine rotor constitutes one of the most serious restrictions. Increase of rotor diameter in accordance with the increase of unit capacity of steam turbines, frequent starting and stopping, and load change make thermal stress bigger and also they cause fatigue accumulation on the rotor. Reliable operation under these conditions is ensured by adequate supervision of rotor life.

This paper deals with the thermal fatigue of turbine rotor and related problems.

久野 勝邦* Katsukuni Hisano
大田原康彦* Yasuhiko Ôtawara
石川 武重* Takeshige Ishikawa

1 緒 言

近年、増大する電力需要を効率よく補うために蒸気タービン発電機は著しく大容量化されている。またそれとともに、電力需要の昼夜の差を補うために、従来ベースロードとして運転されてきたものにも頻繁（ひんばん）な起動停止、負荷変化が要求されてきている。このような状況で運転上の大きな制約となるのは、ロータの熱応力とそれに伴う熱疲労の問題である。

しかし、タービンの起動停止・負荷変化時にロータに発生する熱応力をロータの寿命という点から評価するならば、過度にきびしい運転制限を避け、十分信頼性ある、また実用的な運転法を見いだすことができる。この考えから、われわれは「ロータの寿命消費率」の考え方を導入してきた。さらに、最近発見されたロータ表面のクラック発生例についても詳細に解析し、より信頼性ある実用的な運転管理の開発に努めている。ロータ振動に対する管理法についても、総合的な検討が進められている。

2 ロータに発生する熱応力

冷機起動の場合、ロータの温度は、ほぼ室温に等しい。高温の蒸気の流入によって、ロータ表面温度は上昇し、ロータ表面には圧縮応力を生ずる。ディスクのつけ根など応力集中のある部分では、この応力は降伏点を越え、定常状態では引張りの残留応力を生ずる。この過程でロータ中心孔には、ロータ表面と逆向きの応力を生ずる。図1はこれらの関係を示したものである。ただし、蒸気温度とロータ表面温度は、必ずしも同じ上昇率で温度上昇するわけではなく、蒸気とロータ表面との熱伝達率によってその関係は決定される。すなわち蒸気温度、蒸気圧力、ロータの回転数がその因子である。ロータ表面温度と蒸気温度差が大きいまま、回転数、蒸気の温度・流量・圧力を上げていくと、ロータ表面の温度は急上昇し、過大な熱応力を生ずることになる。

深夜停止後の場合などでは、ロータ温度は比較的高く、第1段後蒸気温度のほうが低いことがある。このときは、ロータ表面には引張応力を生じ、第1段後蒸気温度の上昇に伴い、圧縮応力になる。

ロータ表面の温度変化を、図1で示すようなランプ状温度変化に近似して考えるときわめて簡明にロータの熱応力を求めることができる。この場合、ロータ熱応力に関与する因子

は次の4因子である。

- (1) ロータ径 (2) 温度変化幅 (3) 温度変化率
- (4) ロータ形状による応力集中

図2は、単位温度変化幅(100°C)の場合に、ロータ表面に発生する熱応力を示したものである。これは呼称熱応力である。ロータでは、ディスクつけ根部の応力集中が最も高いから、ディスクつけ根部の形状に応じた応力集中係数を乗じたものが、最大熱応力である。ただし、ロータ表面では、2軸応力状態であるので、ここでひずみ集中係数を導入し、ひず

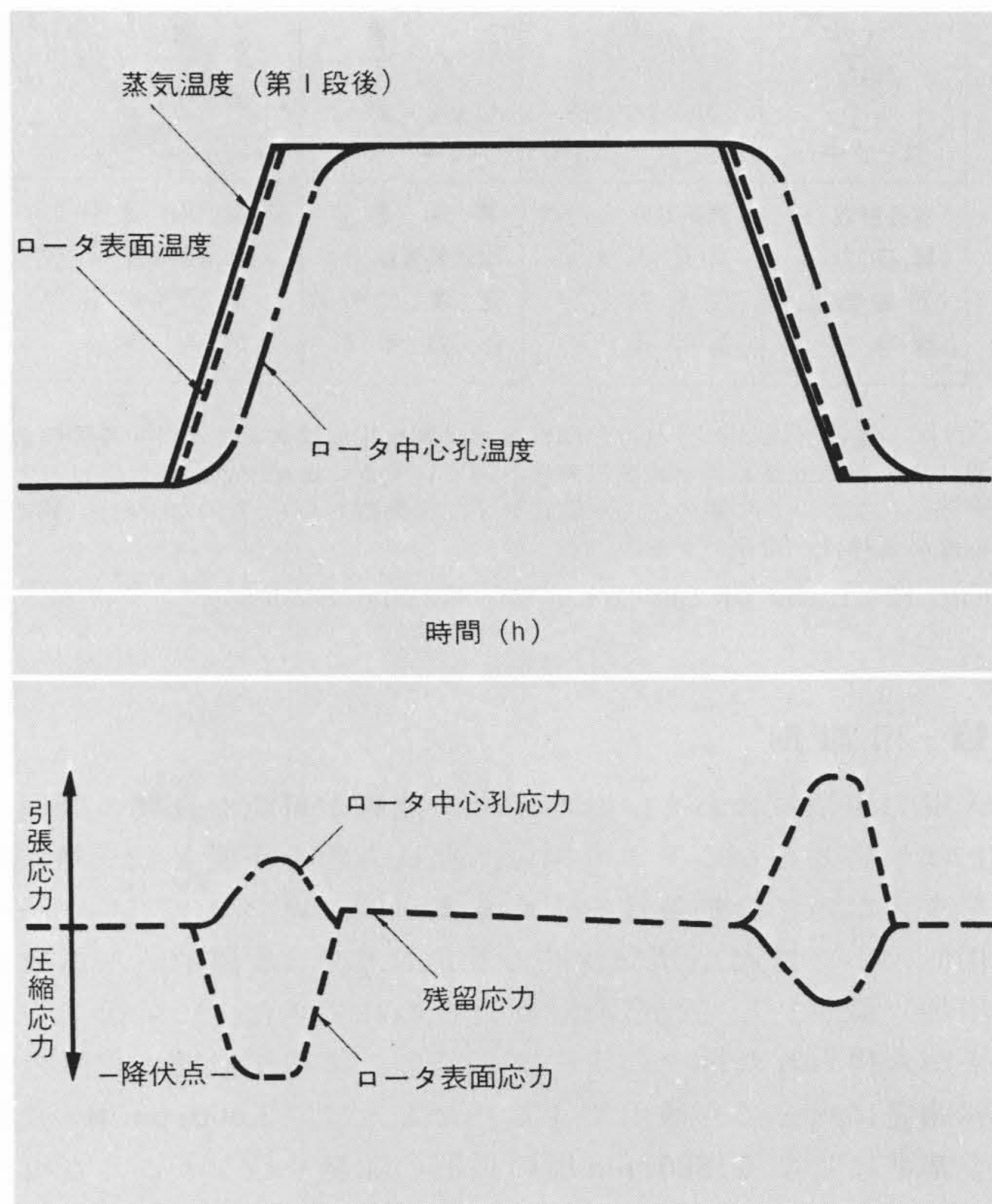


図1 温度変化と熱応力 高温蒸気により、ロータ表面が加熱されると、ロータ表面では圧縮応力中心孔には引張応力を生ずる。特に応力が降伏点を越え、あとに残留応力を生じる。

Fig. 1 Temperature Change and Thermal Stress

* 日立製作所日立工場

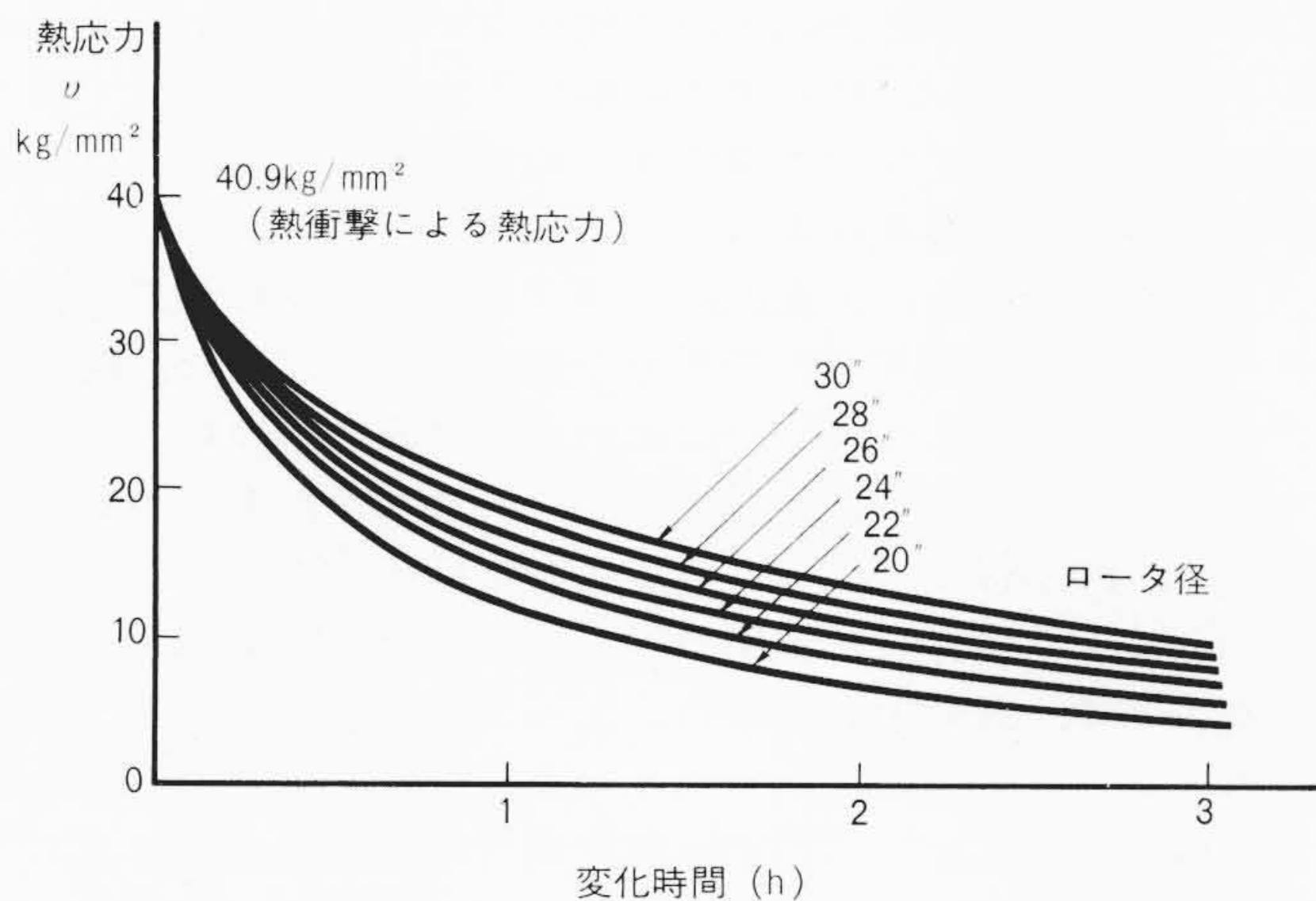


図2 100°Cの温度変化幅に対する熱応力 温度変化幅を100°Cとしたときの温度変化時間とロータ表面の熱応力を示す。温度変化幅を $T^{\circ}\text{C}$ 、この図より読み取った応力を σ^* とすると、求める熱応力は $\sigma = \sigma^* \times \frac{T}{100}$

Fig. 2 Thermal Stress at 100°C Temperature Change

みに置き換えて寿命消費を考える。

実機ではロータ表面温度を知ることが不可能であるから、高压部ロータに対しては、第1段後内壁温度、また再熱部ロータに対しては再熱蒸気室内壁温度をそれぞれのロータ表面温度と考えてよい。通常の運転時ではこの近似で十分である。

3 クラック発生までの寿命

ここで考えているロータの熱応力は、部分的には降伏点を越えるものであって、これは低サイクル疲労の領域にはいるものである。この範囲では、マイナの直線被害則がよく成り立つ。すなわち、ひずみ ϵ_i を与えたとき、クラック発生までのひずみの繰返し数を N_i 、実際に与えた繰返し数を n_i とすると、クラックが発生した時点で次の関係がある。

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad k: \text{与えたひずみの種類}$$

したがって、逆に任意のひずみに対するクラック発生までの回数 N から、 $\text{LCFI} = \frac{100}{N}\%$ で寿命消費率を定義すると、この累積が100%に達した時点でクラックの発生を予想できる。

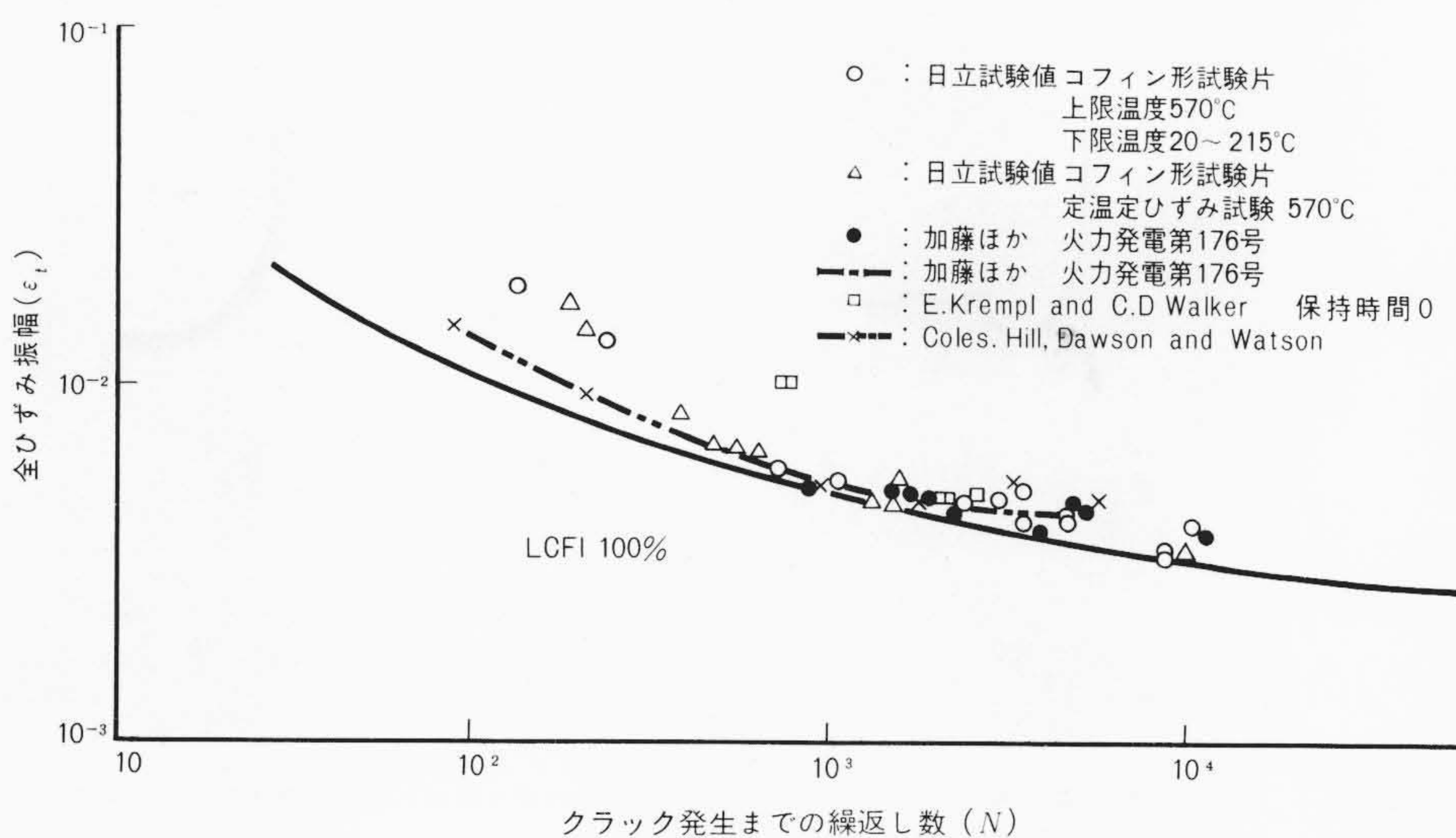


図3 低サイクル疲労曲線 タービンロータ材の低サイクル疲労データである。LCFI 100%と示してある実線が、タービンロータに適用されるクラック発生までの寿命曲線である。

Fig. 3 Low Cycle Fatigue Curve

図3は、タービンロータ材に対する低サイクル疲労のデータを示すものである。低サイクル疲労には、定温定ひずみ疲労と、熱疲労とがある。熱疲労とは、変形を拘束して温度を変化させ、定ひずみを与える試験であり、定温定ひずみ疲労とは、高温に保ったまま定ひずみを与える試験である。上限温度を等しくした場合、熱疲労のほうが定温定ひずみ疲労より、全ひずみ振幅対寿命の ϵ_t-N 曲線において低く現われる。しかし、タービンロータ材についてみると、この差はあまり顕著ではない。実機ロータについては、その実態は熱疲労であり、仮に差がでるとすれば熱疲労データを重視しなければならない。

破断までの寿命に比べて、クラック発生までの寿命のほうが短く、またクラック発生後、破断までの寿命には直線被害則も成り立ちにくいいため、この両者は明確に区別して取り扱う必要がある。ここで考えているのは、クラック発生までの寿命である。

寿命には、繰返し与えられるひずみの振幅のみならず、ひずみの保持時間も大きな影響をもつ。したがって、実機ロータにおいて特に過酷な運転をした場合に生ずる残留応力の影響を考えると、これを等価にひずみの保持時間に置き換えることにより、ひずみの大きな領域での寿命消費を適正な値で求めることができる。たとえば全ひずみ振幅が0.01を越えるような過酷な運転に対しては、最大ひずみで24時間保持の場合の寿命を考えることになる。

このようにして、実機ロータに適用できるようにした「全ひずみ振幅-クラック発生までの繰返し数」曲線が図3でLCFI 100%とした実線である。これは、従来想定していた低サイクル疲労曲線よりきびしくなっており、換言すれば、等しいひずみに対しても、従来のものに比べ寿命消費を大きくとっている。さきに述べたように、破断までの寿命とクラック発生までの寿命を区別して、クラック発生までの寿命を取り上げ、また、材料によるばらつきを考慮して、その最下限をとったためである。ただし、実機タービンロータの寿命には、ロータ形状によって異なる応力集中係数が大きな影響をもつため、低サイクル疲労曲線をきびしくした影響は、各タービンロータにより異なってくる。

続いて、ロータの中心孔におけるクラック発生までの寿命

についてみると、ロータ表面においては、定常状態での応力はきわめて小さく、クリープ寿命を考慮する域に達しない。したがって、起動停止時および大きな負荷変化時などの温度変動による熱疲労を考えれば十分であるが、ロータ中心孔には、大きな遠心応力が定常状態で生じているため、これによるクリープ寿命を考えなければならない。

ロータ中心孔ではクラック発生時点で次式の関係が成り立つ。

$$\sum \frac{n}{N} + \frac{Lr}{L_f} = 1$$

N : クラック発生までの繰返し数

n : 実際の繰返し数

L_f : クリープ寿命

Lr : 運転時間

中心孔の応力は、 10^5 時間のクリ

ープラプチャ寿命に対し、十分の余裕をもっているため、10年の運転年数に対しての寿命消費は30%以下である。また、熱疲労による寿命消費も、ディスクつけ根に応力集中を有するロータ表面に比べきわめて小さいから、ロータ表面でのクラック発生までの寿命を監視し、その寿命消費が80%を越え100%近くなったとき、ロータ表面の再加工とともに、中心孔の検査を行なって、安全を確認するのがよい。ただ、温度上昇時にはロータ中心孔には引張応力が作用するから、この引張りの熱応力と遠心応力との和が降伏応力の90%を越えないよう注意しなければならない。これは特に起動時に注意しなければならないことである。

4 クラック発生後の進展

ロータ表面でのクラックは、応力集中の高い部分および高温蒸気にさらされ大きな温度変動を受ける部分に発生する。その意味で高圧2段ディスク前側が、クラック発生の可能性が高くなる。熱疲労によるクラックには、結晶粒内のクラックであること、クラックの中のスケールにさらにクラックがでることが多いなどの特徴があり、1点に限らず、数点から発生して、それらが結びついていくのが普通である。たとえば、クラックが平行に発生していたり、枝分かれしていたりする。

クラックの進展に関しては、直線被害則は必ずしもあてはまらず、大きな応力 σ_2 が生ずると、次に $\sigma_1 < \sigma_2$ なる応力が生じたときのクラック進展速度は σ_2 の大きさに支配される。

すなわち、クラックが発生するとその後、所内負荷運転などの急激な温度変化を与えた場合、過大な熱応力のため、以後のクラック進展速度は実際の熱応力による進展速度以上に早められる。

これは、おもに円周方向への進展であって、深さ方向への進展はこのようには進まない。それは、発生する熱応力は通常ロータ表面が最も大きく、また、応力集中係数もロータ表面で急激に増大することによる。また、クラック深さが深く

なるにつれて、深さ方向への進展速度が遅くなる実験結果もあり、クラックが、ロータの破断につながるまで深く進展するには、クラック発生までの寿命に比べ、より長期間かかることが予想される。

したがって、ロータ表面にクラックが発見された場合は、その部分を削り取ることで十分な対策となる。また、同時にクラックの発生しやすい高温部のロータ表面についても、スキncutを行なうことが望ましい。これは、寿命消費率が大きく、80%程度になっている場合も同様であって、スキncutにより疲労した金属組織を取り去り、健全部を露出させることで、寿命消費をゼロにもっていくことができる。このスキncutは、クラックイニシエーションを取り去ることが目的であるから、約1mm程度削り取れば十分である。

5 熱応力減少のための改善策

ロータ形状は、そのディスクつけ根部の形状により、大きく3種に分類できる。ディスクつけ根にヒートグループと呼ばれるみぞ部がある基本形状、みぞ部がなく、直接パッキン部につながる改良形状、さらにパッキン部も取り去ったフラット形状の3種である。これらの形状に応じて、それぞれ寿命消費率が異なるが、特に基本形状においては、ヒートグループ底部に直線部があるかどうかにより、寿命消費率は異なってくる。また、ディスク前後のロータ径の差、すなわち段差によっても応力集中は変化する。図6および図7はこれらの関係を示している。ヒートグループの底部の、 R のつけ根に最大の応力集中が生じているが、これは、直線部を10mm付けることで、約20%減少させることができる。ただし、これ以上直線部を伸ばしてもそれ以上の効果はない。

ディスクつけ根の R を大きくしても同様に応力集中を減少させることができる。したがって、ロータ表面の再加工にあたっては、ディスクつけ根の R を大きくする方法と、ヒートグループ底部に直線部を付ける方法がある。

これらは、有限要素法を用いて電子計算機により計算した

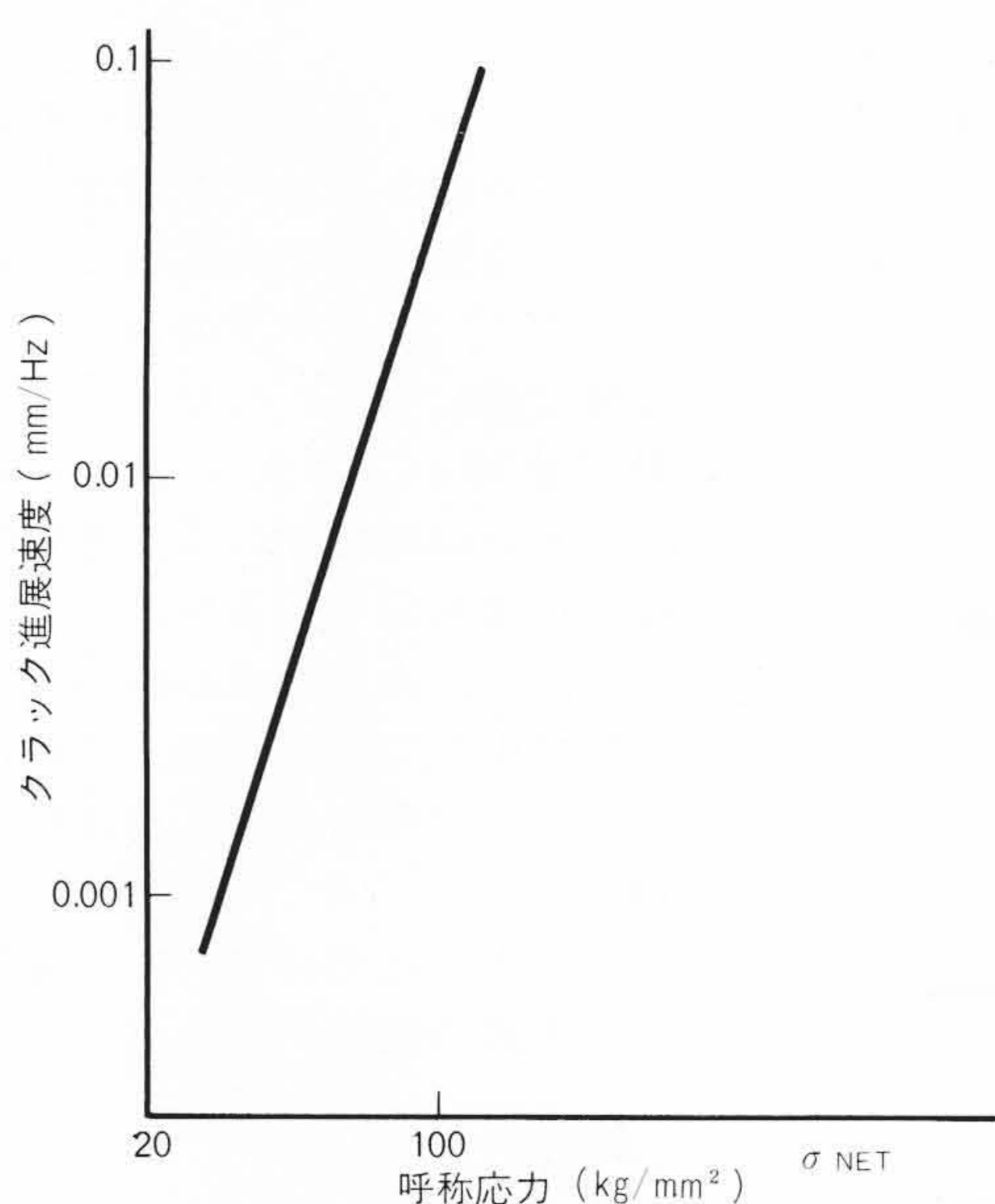


図4 低サイクル疲労でのクラック進展速度(538°C)
クラック進展速度は応力集中係数を乗じない呼称熱応力に影響される。通常呼称熱応力が50kg/mm²を越えることはまれである。保持時間の影響は考慮されていないが、一応のめやすと考えてよい。

Fig. 4 Low Cycle Fatigue Crack Growth

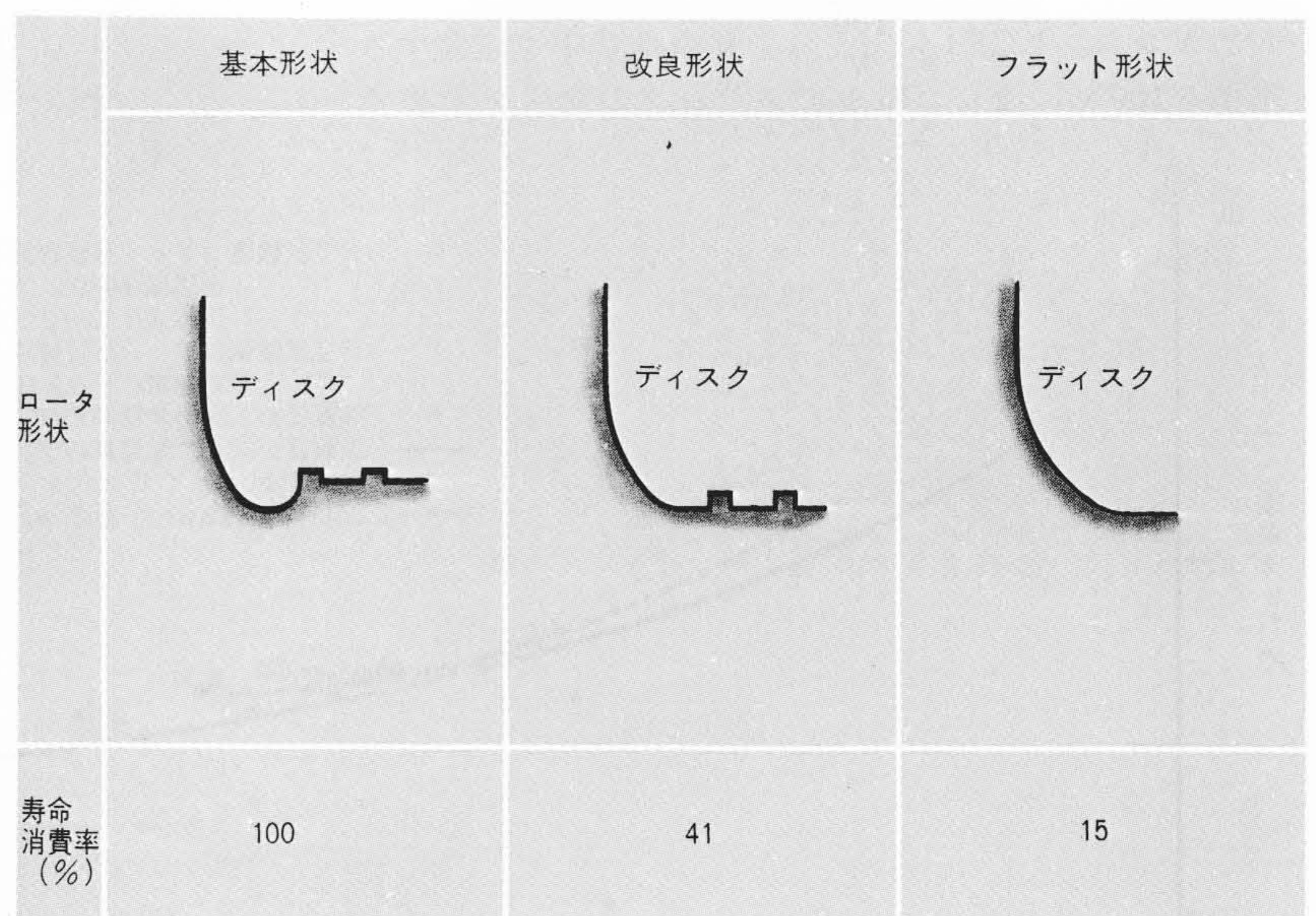


図5 ロータ形状 ロータ形状はディスクつけ根の形状により、基本形状、改良形状、フラット形状に分けられる。

Fig. 5 Rotor Shape

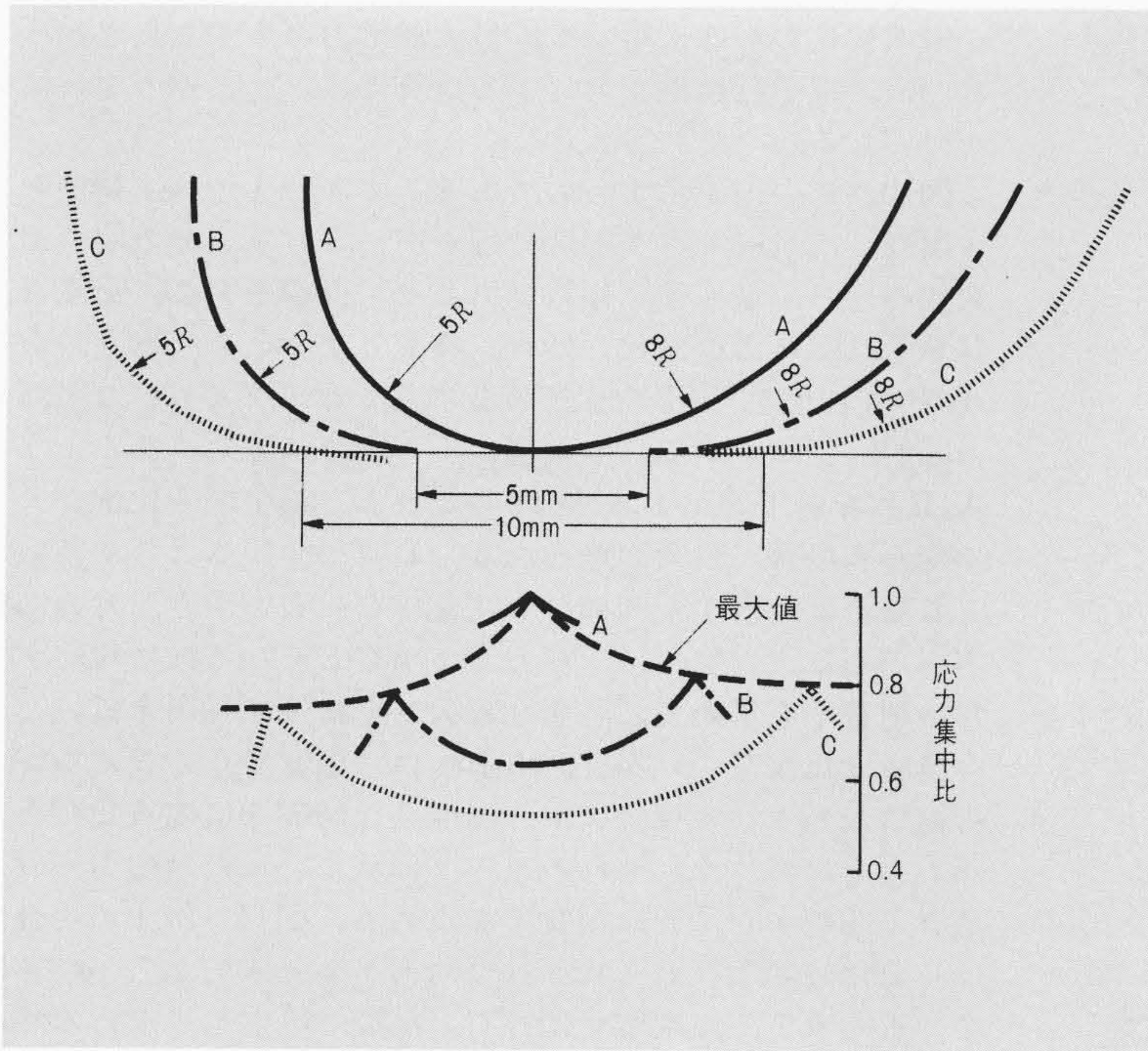


図6 直線部分を含むみぞの応力集中化 基本形状ロータについては、ディスクつけ根のヒートグループに直線部があるものは、応力集中が減少する。直線部も10mmを越えると、それ以上応力集中を減少させる効果はない。

Fig. 6 Stress Concentration Ratio for Groove with Straight Part

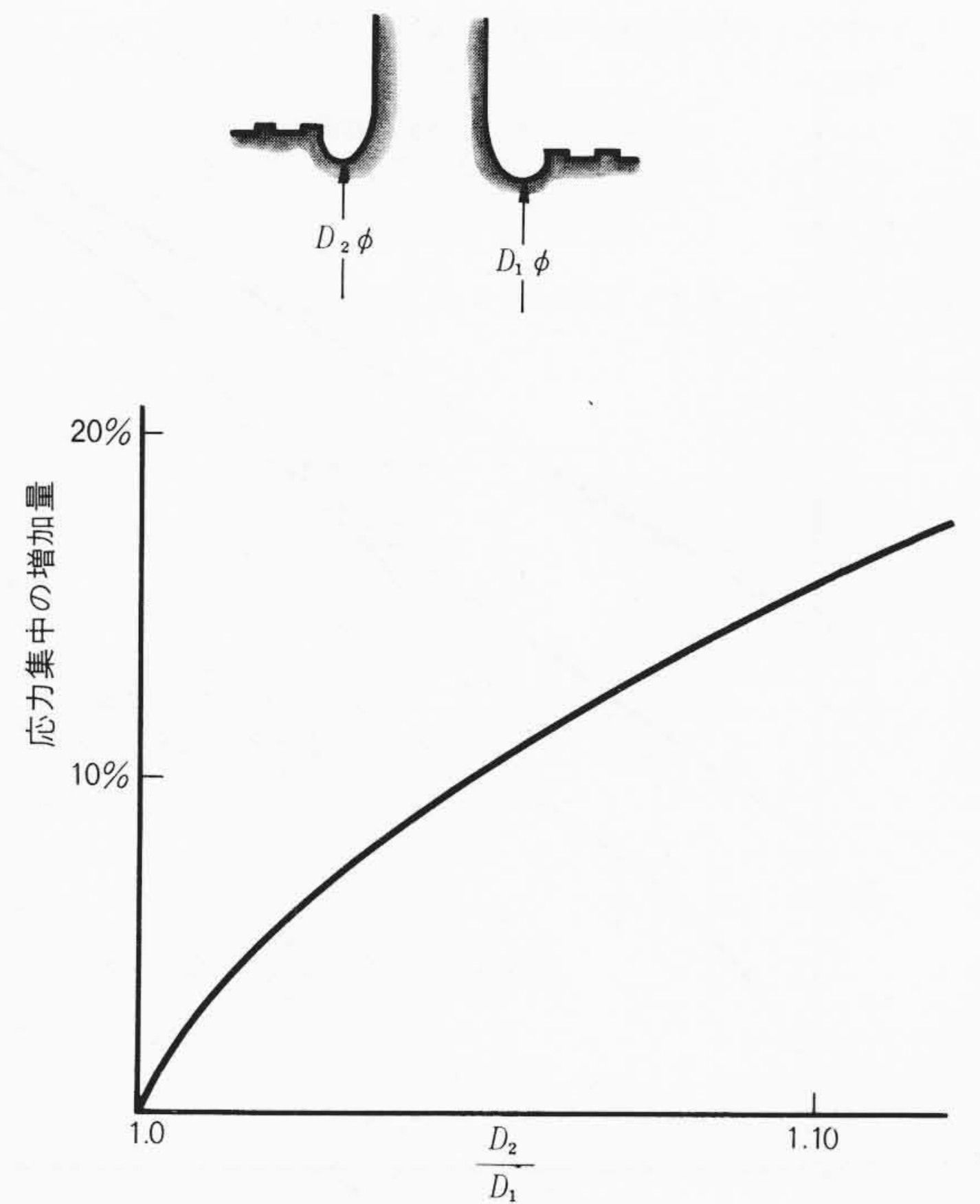


図7 段差による応力集中の増加 ディスク前後のロータ径に差があると、その段差に応じて応力集中が増加する。

Fig. 7 Increase of Stress Concentration Factor

ものである。ディスク前後にロータ径の差のある場合は、その温度分布へ及ぼす影響を含めて計算した。図8は計算メッシュの一例である。

このように、同一のロータ径であっても、その形状によって応力集中が変化し、寿命消費率に差ができる。

温度変化量を小さくすることは直接的に熱応力を減少させることになる。冷機起動の場合は、ロータは室温になっているから、温度変化量は定格温度との差で決定されるが、停止時間の短い暖機起動の場合には、無負荷時の初段後温度を高くできれば、停止時および起動時の温度変化量を減少できることになる。図9は、負荷と初段後温度を示す図である。特に頻繁な起動停止や負荷変化の要求されるユニットに対しては、コンバインドガバニング方式が有効である。主さい止弁、バイパス弁運転では、加減弁への切換時の温度降下で熱応力を発生させることがある。たとえば、メタルのミスマッチング量が大きい場合などである。コンバインドガバニング方式の加減弁制御では、この温度降下を皆無にでき、また、全負荷から無負荷へ

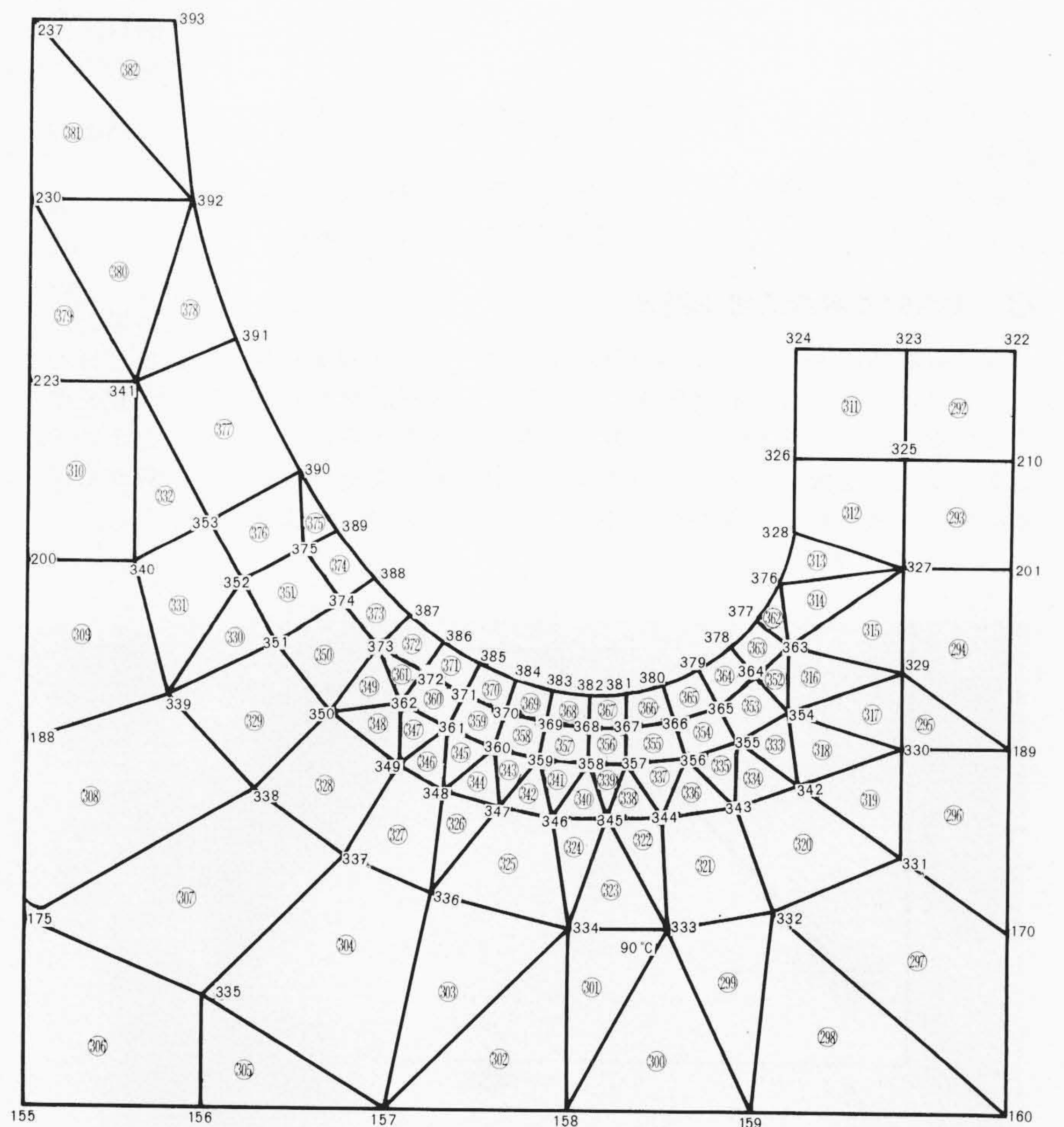


図8 メッシュ分割例 有限要素法による計算のメッシュ分割の一例である。

Fig. 8 A Sample of Mesh

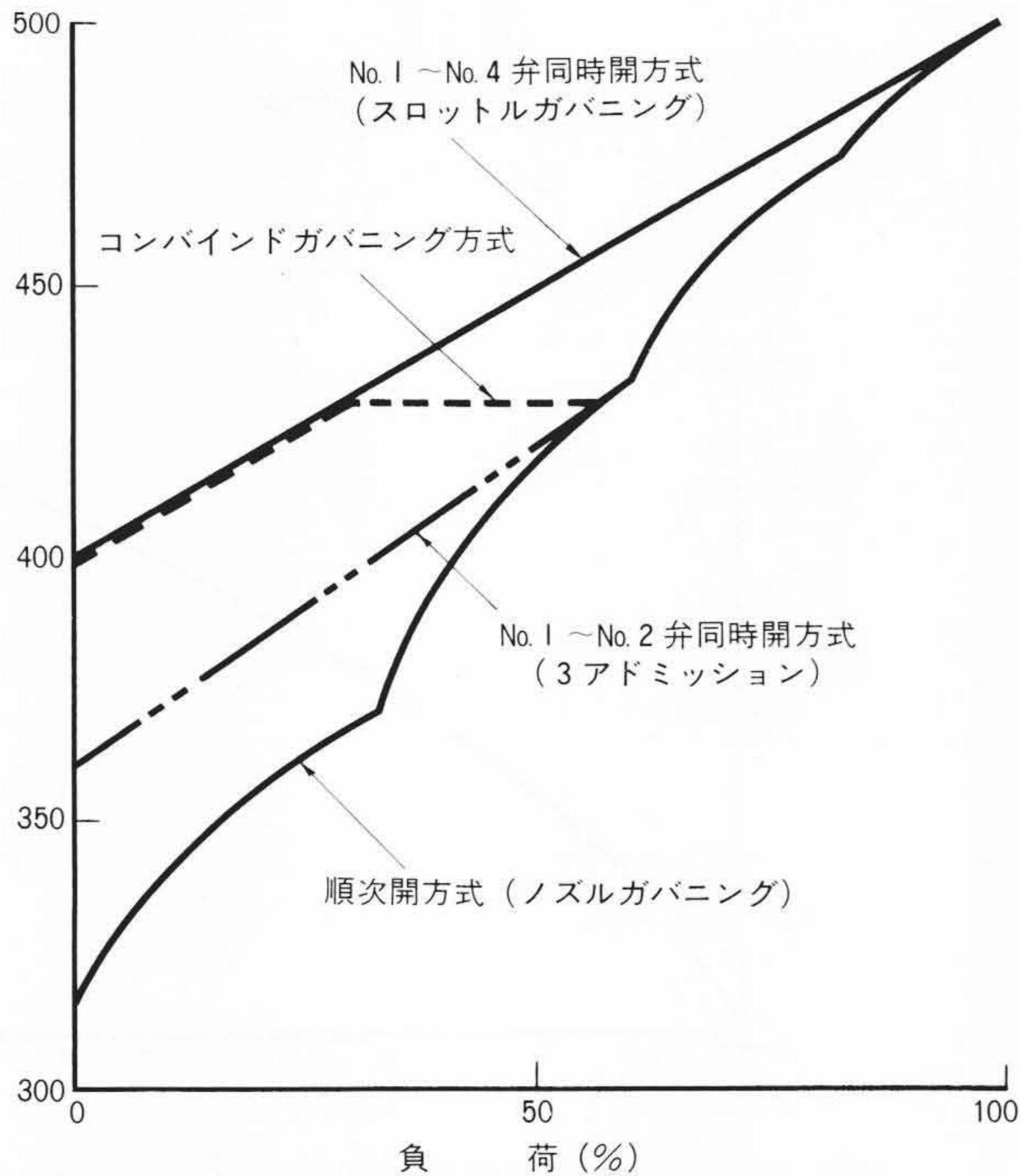


図9 負荷と高圧第1段後温度の例 ロータの熱応力を低減するには、負荷による高圧第1段後温度変化が小さいほうが望ましい。コンバインドガバニング方式では、温度変化量はスロットルガバニングと同じにできる。

Fig. 9 First Stage Shell Temperature and Load Change

の負荷変化に対して、初段後の温度変化が小さいのが大きな利点である。

最近のユニットでは、ロータ形状には多く改良形状を採用しており、部分的にはフラット形状を採用したユニットもある。

6 実用的な寿命消費率計算

電子計算機、あるいは熱応力計によりロータ熱応力を計算する場合は精度のよい計算値が得られるが、運転記録から温度変化率と温度変化幅を求めて寿命消費率を計算するには、若干の工夫が必要である。実際の複雑な温度変化を簡明な直線的变化に置き換える場合の誤差が問題であるので、代表的

な温度変化の形態に対して、最大熱応力の生ずる点を知っておけば、電子計算機などによる計算とほとんど差のない結果が得られる。

図10はその例を示すものである。まず例1では、初期メタル温度と、最終メタル温度で線を引いておき、その間の温度変化のうち、最も長い傾斜にあわせて直線を引き、交点A、Bをそれぞれ温度変化の始点、終点とする。このとき、直線A、Bの上下に、実際の温度変化曲線がはみでるが、この部分(図のハッチング部)の面積が上下ではほぼ等しくなるようにA、B点を若干修正する。例2のように、途中で変化率が大きく変わる場合、最大の熱応力は、D点で生ずることが多い。この場合は、例1と同様にして直線C、Dを引き、寿命消費率を求める。一般には、CDおよびCEそれぞれに対応する寿命消費率を求めて、いずれか大きいほうを採用する。

温度変化が激しい場合、あるいは、温度変化がなん本かの折線で表わされる場合には、温度変化時間と温度変化幅から熱応力を求め、それぞれのロータ形状に合った熱応力-寿命消費率曲線から、寿命消費率を求める。図11、例1の場合では、変化時間 T_1 、 T_2 それぞれに対応する熱応力 σ_1^* 、 σ_2^* を図2で求めると、温度変化幅 $t_1^\circ\text{C}$ 、 $t_2^\circ\text{C}$ に対応して求める熱応力は

$$\sigma_1 = \sigma_1^* \times \frac{t_1}{100}$$

$$\sigma_2 = \sigma_2^* \times \frac{t_2}{100}$$

となる。 T_2 が小さいので、 $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$ より、熱応力 σ を求めて寿命消費率を算出する。

図11、例2のような場合は、図12に示す応力残留率を用いて熱応力を求める。

$$\text{熱応力 } \sigma = \sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot \eta_i$$

n : 温度変化の分割数

σ_i : i 番めの温度変化による熱応力

η_i : i 番めの熱応力の残留率

この場合、必ずしも温度変化の最終点で熱応力が最大になるわけではなく、激しい変化があれば、そこで最大値となるので注意を要する。

以上の手順によれば、簡明に、また精度よく寿命消費率の計算が可能である。

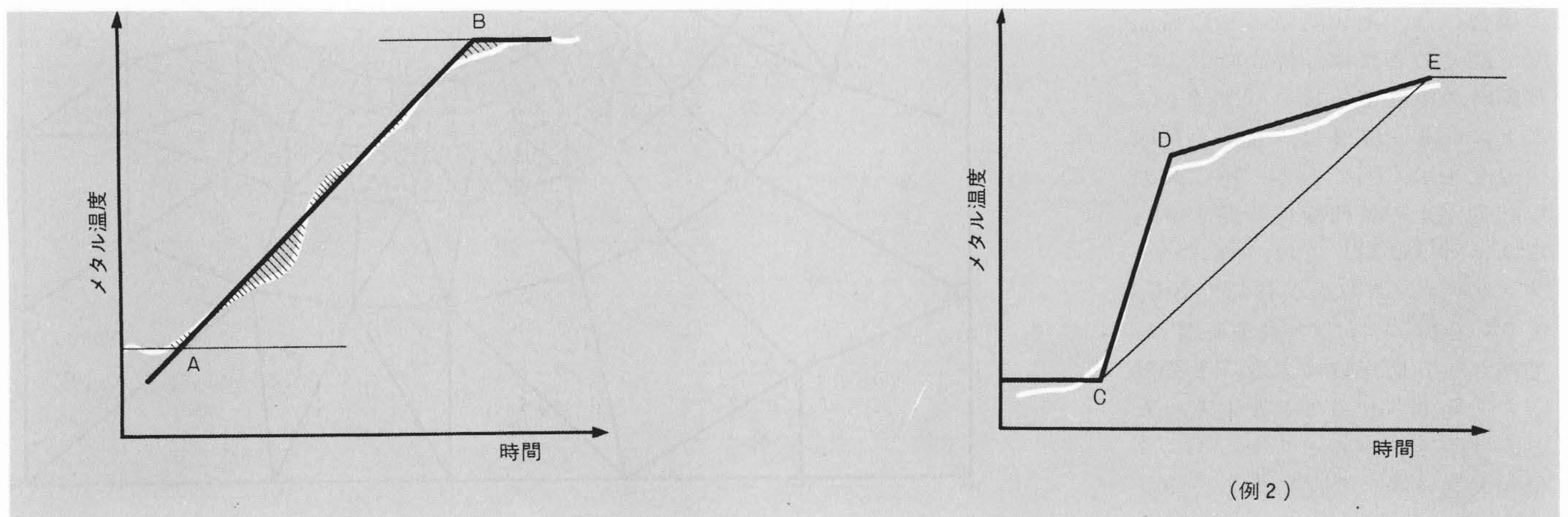


図10 メタル温度変化 (I) 起動時には、このような変化を示す例が多い。

Fig. 10 Metal Temperature Change (I)

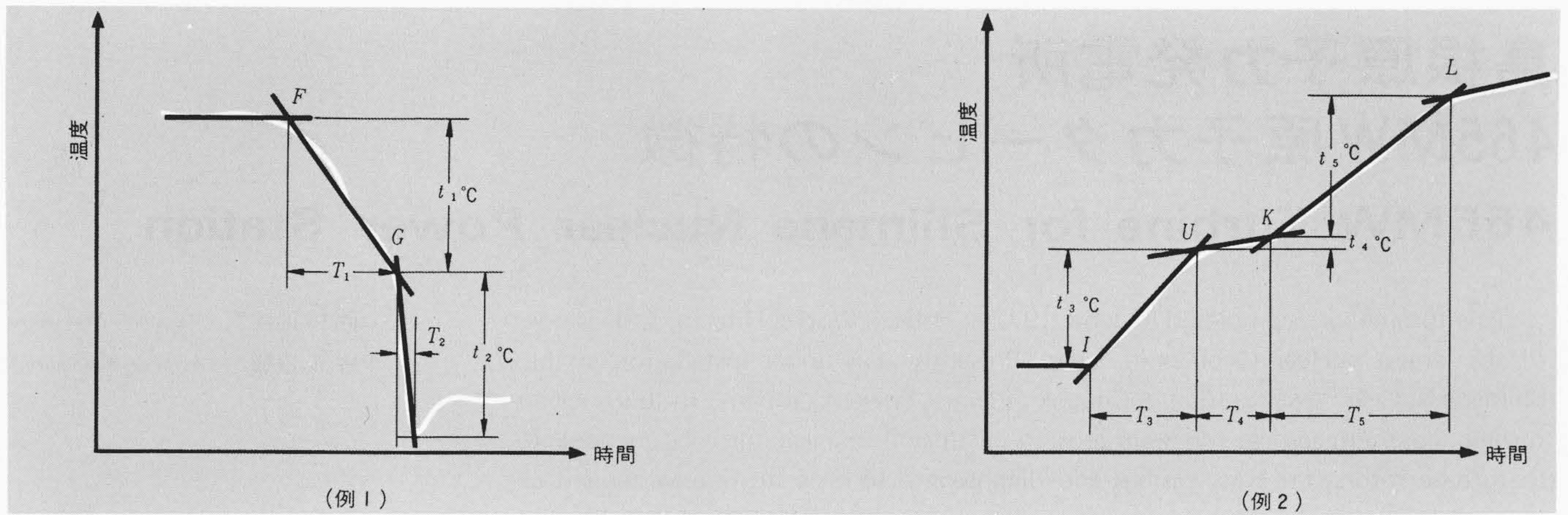


図11 メタル温度変化 (2) 例2ではまずIJ間, JK間, KL間それぞれの温度変化による熱応力を求める。その熱応力にそれぞれ応力残留率を乗じて加え合わせることで、熱応力を求める。ただし、J, K, L点のうち、必ずしもL点で熱応力が最大になるわけではない。

Fig. 11 Metal Temperature Change (2)

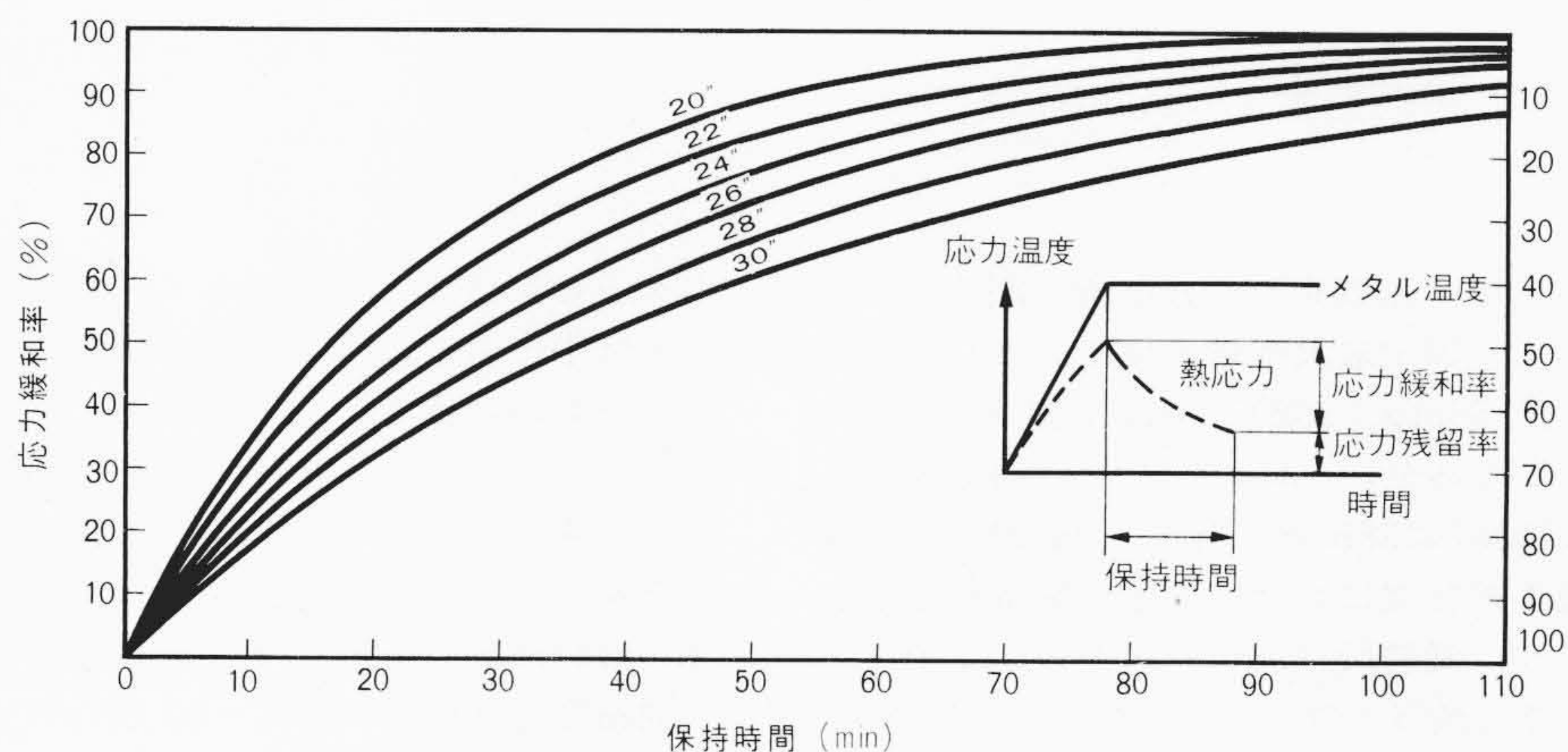


図12 保持時間によるロータ表面応力の緩和 ある温度変化のあと、その最終温度を一定時間保持したとき、ロータの温度分布が一様になるため、ロータ表面の応力は緩和していく。その割合を示す図である。降伏点を越えて生ずる残留応力の緩和とは意味が異なる。

Fig. 12 Relaxation of Rotor Surface Stress vs. Elevated Temperature Hold Time

7 結 言

蒸気タービンロータに発生する熱応力と、寿命消費について述べた。特に、ロータ形状の影響について、定量的に検討し、今後の指針とした。同時に、簡明な寿命消費率計算について述べ、寿命消費率管理を恒常的に行ないうるものとした。

蒸気タービンロータに限らず、他の蒸気タービン構成部品にも、同様の考え方が適用される。信頼性を増すとともに、さまざまな運転上の要求にこたえるために、今後とも寿命消費率の考え方は重要となるであろう。

参考文献

- (1) K. Ohji, WR Miller, & J. Marin, ASME Paper No65-WA/Met-5
- (2) 中沢「材料」, 第7巻 第4号
- (3) EE. Zwicky, JR. ASME Paper, 67-WA/PVP-6 (1967)
- (4) RE Peterson, Stress Concentration Design Factors, John Wiley & Sons, Inc, New York; (1959)
- (5) DP Timo, GW Sarney, ASME Paper, 67-WA/PWR-4 (1967)
- (6) 加藤 ほか, 火力発電 第176号 22巻
- (7) 鶴戸口, 溶接学会誌 第37巻 6号 (1968)
- (8) Shuji Taira, Extension Seminar on High Temperature Strength of Metals of the International Conference on Mechanical Behavior of Materials (1971)
- (9) 大路: 日本機械学会誌 70, 576 (1966)
- (10) Harrison, CB, and Sandor, G, 1969 Third Annual Symposium on Fracture Mechanics
- (11) CM Hudson & HF Aardrath NASA TN D-960 (1961)
- (12) FB Stulen JH Redfern & WC Schulte; NASA CR 246 (1965)
- (13) Manson, SS and Hirschberg, MH. Fatigue-an Interdisciplinary Approach 1964
- (14) 鶴戸口:「材料」 第14巻 第137号
- (15) E Krempl and CD Walker Effect of Creep-Rupture Ductility and Hold Time on the 1000F Strain-Fatigue Behavior of 1Cr-1Mo-0.25V Steel
- (16) A. Coles, G.J. Hill, R.A.T Dawson, and S.J. Watson, The High-Strain Fatigue Properties of Low-Alloy Creep-Resisting Steels, Proceedings, International Conference on Thermal and High-Strain Fatigue, Metals and Metallurgy
- (17) 楠本:「材料」 第13巻 第131号 (1964)
- (18) Coffin, LF Jr. Proc 4th Sagamore Conference, 219 (1957)
- (19) Coffin, LF Jr. Fracture (1969)
- (20) 青木, 国尾 ほか:「材料」 第15巻 149号