セラミックス製ラジアルタービンロータの強度解析*

片 山 薫**, 山 崎 慎 一**

A STRENGTH ANALYSIS OF CERAMIC RADIAL TURBINE ROTORS

Kacru KATAYAMA, Shinichi YAMAZAKI

An experimental method for finding the A and N values of fatigue in ceramic radial turbine rotors is considered in this paper. In brittle materials like ceramics, slow crack growth behavior can be expressed by $v=A \cdot K_I^N$, where v is crack velocity, A and N are constant, and K_I is stress intensity factor. These A and N values must be found in order to predict fatigue life. Rotating fatigue tests were, therefore, performed under constant stress using radial turbine rotors made of silicon nitride, and the A, N values were determined from the relation between fatigue life and survival probability. Considerable differences were found to exist between the A, N values obtained by these radial turbine tests and those obtained by tests using test pieces.

Key Words: Fatigue, Ceramics, Radial Turbine Rotor, Weibull Distribution, Fatigue Life

1. 緒 言

セラミックスを構造部材に適用するうえで、疲労寿命を予測することは重要な問題のひとつである。一般に、き裂先端の応力拡大係数とき裂進展速度との関係(K_I-v 関係)は、 $v=A \cdot K_I^N$ で表わされ疲労を予測するにはこのA値、N値を求めることが必要である。このA、Nはシェブロンノッチ法やダブルトーション法などにより求められているが、試験法によりデータのばらつきが大きく、またロータ実体でのA、Nに関しては報告された例がない。

本報では、回転瞬間強度実験および回転疲労強度実験を行い、この実験結果からロータ実体のA値、N値を求め、この数値の妥当性の検討を行った。

2. 材料および実験方法

2.1 供試ロータおよび実験装置 供試ロータには窒化珪素製、外径62mmのラジアルタービンロータを用いた。図1に供試ロータの一例を示す。

図1 供試ロータ

回転瞬間強度実験および回転疲労強度実験を実施するための実験装置は、供試ロータを直接高温燃焼ガスで駆動する方式とし、実験装置を図2に示す。ガス駆動による実験においては、断熱材粒子や酸化した金属片などの異物衝突により低回転で破壊する⁽¹⁾のを避けるため、図2に示すように、配管通路にフィルタを設置している。

ここで回転瞬間強度というのは、一定ガス温度下でロータの回転をごく短時間に上昇させ破壊したときの強度をいう。また、回転疲労強度とは一定ガス温度、

* 昭和61年6月27日 北陸信越支部北陸地方(金沢)講演会において講演、原稿受付 昭和60年10月3日。

** 正員、日産自動車(株)中央研究所 (〒237 横須賀市夏島町1)。

図2 実験装置

図4 ロータ切り出し試験片の強度

図3 切り出し位置

表1 材料特性

Density	3.22 g cm ⁻³
Theoretical density	3.24 g cm ⁻³
Young's modulus	310 GPa
Thermal conductivity	0.065 cal °C ⁻¹ cm ⁻¹ s ⁻¹
Coefficient of thermal expansion	2.8 × 10 ⁻⁶ °C ⁻¹
A (MKS unit)	10 ^{-70.6} (RT) 10 ⁻¹²⁶ (1000°C)
N	86(RT) 17(1000°C)
Critical stress intensity factor K _{IC}	6.4 MN m ^{-3/2}

一定回転数に保持し、破壊にいたるまでの時間をいう。

2.2 材料の機械的性質 ロータ実体の破壊強度を推定するためのベースとなるデータを得るため、ロータ実体から直接試験片を図3に示すように切り出し(斜線部)、800°Cで三点曲げ抗折試験を行った。試験片寸法は巾4 mm×高さ3 mm×支点間スパン30 mmである。

図4は抗折試験結果をワイブルプロットしたものを示す。切り出し試験片のワイブル係数(形状母数)は12、平均強度 μ_3 は690 MPaである。

その他の材料特性を表1に示す。A値、N値は(5)式で定義される定数であり、試験片から得られた値である。また K_{IC} はマイクロインデンテーション法により求めた。

3. 実験結果および考察

3.1 ロータ実体の回転瞬間強度の推定(計算)

ワイブル理論から各部の引張り応力を σ としたときの破壊確率分布関数 $F(\sigma)$ は(1)式で表わされる(2)。

$$F = 1 - \exp \left\{ - \int_V \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m dV \right\} \quad \dots\dots (1)$$

ここで、 m はワイブル係数(形状母数)、 σ_0 は尺度

母数、 σ_u は位置母数である。また、試料内の各点の応力を最大応力 σ_{max} との比を用いて表わし、全体積にわたり積分すると有効体積 V_E は、

$$V_E = \int_V \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}} \right)^m dV \quad \dots\dots(2)$$

となり、(1)式は

$$F = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \right)^m V_E \right\} \quad \dots\dots(3)$$

となる。平均強度 μ は

$$\mu = \sigma_0 \cdot V_E^{-1/m} \cdot \Gamma \left(1 + \frac{1}{m} \right) \quad \dots\dots(4)$$

と表わされる。

すなわち、試験片のワイブル係数 m 、尺度母数 σ_0 およびロータ実体の有効体積 V_E がわかれば、(3)式よりロータ実体の強度と破壊確率の関係および(4)式より平均強度 μ が求められる。

有効体積を求めるためにはロータの応力分布を知る必要があり、有限要素法により応力計算を行った。タービン駆動ガス温度900°C、最大周速590 m/sの場合の計算結果を図5に示す。図5で(A)は遠心力、(B)は熱応力、(C)は遠心応力と熱応力の合成応力であり、応力値はすべて最大主応力の引張り値である。この分

布 (σ / σ_{max}) から式(2)より、有効体積が計算される。

図6に最大主応力に対する有効体積の計算結果を示す。タービン駆動ガス温度が一定の場合、有効体積は周速により異なり周速が速くなるほど大きくなる。これは、図5(A)(B)に示すように熱応力に比べて遠心応力の応力集中の度合いが小さく、高周速(図6における高応力側)になるほど最大応力に占める遠心応力の割合が増すためである。

以上の計算により、切り出し試験片の抗折試験結果から得られたロータの強度と破壊確率の関係の推定値(計算)を図7に破線で示す。

図5 応力分布

3.2 回転瞬間強度の推定値と実験値の比較 有限要素法により求めた破壊時の最大応力 σ_{smax} を横軸にとったときのロータ実体の回転実験結果を図7に実線で示す。実験値と3.1項の推定値を平均強度と比較すると、実験値は推定値の77%の強度である。ロータ実体の切り出し試験片の強度から得られた推定値と実験値のあいだには、なお開きが認められる。この原因をあきらかにするには応力計算の精度、切り出し試験片の切り出し位置、破壊起点などの影響をより詳細に調べる必要があると考えられる。

3.3 疲労寿命の予測 セラミックスのような脆性材料においてはき裂の長さを a 、その伝播速度を v とすると次式が成り立つ。

$$v = \frac{da}{dt} = A \cdot K_I^N \quad \dots\dots(5)$$

A 値、 N 値はセラミックスによって定まる定数、 K_I は応力拡大係数である。

図6 有効体積

図7 ロータの回転瞬間強度

(5)式から疲労寿命 t_c は, a_i を荷重印加直前でのき裂長さ, a_c を破壊時の臨界き裂長さ, Y を形状係数として, $(N-2)AY^N/2 = 1$ とおき, $a_i < a_c$, $N \gg 1$ であるので,

$$t_c \approx a_i^{(2-N)/2} / (I \cdot \sigma^N) \quad \dots\dots(6)$$

が成り立つ。以上のことから, A , N がわかれば疲労寿命は初期き裂長さ a_i で定まる。この A , N は試験片においては, シェブロンノッチ法あるいはダブルトーション法などによって求められるが, ロータ実体にこの方法を適用することは困難である。そこで回転強度実験から A , N を求めることを試みた。

ロータ実体の回転試験で, 破壊後の観察から最大応力発生部位から破壊していると推定されるので, 破壊の起点は最大応力位置と仮定して議論を進める。

初期き裂長さ a_i はワイブルの破壊確率分布関数(1)式より求めることができる。すなわち, 残存確率を P と

すると (3) 式は

$$P = 1 - F = \exp \left\{ - \left(\frac{\sigma_m a_i}{\sigma_0} \right)^m V_E \right\} \quad \dots\dots(7)$$

と書ける。破壊応力 $\sigma_f (= \sigma_m a_i)$ は,

$$\sigma_f = K_{IC} \cdot Y^{-1} \cdot a^{-1/2} \quad \dots\dots(8)$$

ここで, K_{IC} は臨界応力拡大係数であり, (7) 式は

$$P = \exp \left\{ - V_E \left(\frac{a_i}{a_0} \right)^{-m/2} \right\} \quad \dots\dots(9)$$

になる。ここで, $a_0 = (K_{IC} \cdot Y^{-1} \cdot \sigma_0^{-1})$ である。

(9) 式は a_i の分布を与えている。(6) 式と (9) 式から

$$\begin{aligned} \ln(-\ln P) &= \frac{m}{N-2} \ln t_c \\ &+ \frac{mN}{N-2} \ln \sigma + C \quad \dots\dots(10) \end{aligned}$$

ここで

$$C = \ln V_E + \frac{m}{N-2} \ln I + \frac{m}{2} \ln a_0$$

である。

(10) 式から, 一定応力 σ 下での疲労寿命 $\ln t_c$ と残存確率 $\ln(-\ln P)$ は直線関係になり, その傾きから N および A が求められる。

ロータ実体を用いた回転疲労実験において, 低負荷での疲労実験は長時間を必要とするため, 過負荷で行った。駆動ガス温度は 900℃, 一定回転でこのときの計算最大応力 263 MPa (定格値の約 2.5 倍) で, 実験した結果を図 8 に示す。図 8 において横軸は疲労寿命 (秒), 縦軸は残存確率を示す。この結果を最小二乗法で直線近似しこの傾きと, 実体ロータの回転瞬間強度実験 (図 7) から得られた結果を (10) 式に適用する事により, A , N が求まる。結果を図中に実線で示す。破線は試験片のデータから計算した結果を示す。ただし A と N は表 1 に示した室温と 1000℃ のデータからの推定した値を用いた。ここで形状係数 Y は $1.12\sqrt{\pi}$ を用いた。 A , N が求まれば, (6) 式により疲労寿命を予測することが可能になる。

つぎに, A 値, N 値の妥当性を検討するため保証試験を実施し, ロータ実体の回転疲労強度実験を行った。その結果を図 9 に○点, ●点で示す。保証試験を実施した場合の最低保証寿命は

$$t_{min} = \frac{1}{I \cdot \sigma^N} \left\{ a_p^{(2-N)/2} - a_c^{(2-N)/2} \right\} \quad \dots\dots(11)$$

で与えられる。ここで, t_{min} は最低保証寿命, σ は疲労強度実験における応力, a_p は保証試験通過ロータの最大き裂長さ, a_c は臨界き裂長さである。図 9 に

図8 寿命と残存確率の関係

図9 保証試験後の寿命

実験結果から得られた A , N を (11) 式に適用して、最低保証寿命を求めたものを実線で示す。実験結果はすべて最低保証寿命よりも長寿命であり、かつ破壊したロータのうち最低保証寿命に近い寿命で破壊するものも存在することから、ロータ実体の回転瞬間強度実験および回転疲労実験から求めた A , N は妥当性を有していると考えられる。

4. 結 論

本研究において得られた知見を以下に要約する。

- (1) ロータ実体の切り出し試験片の強度から得られた推定強度と回転瞬間強度実験から得られた実験値とのあいだには開きが認められ、応力計算の精度、試験片の切り出し位置、破壊起点などの影響をより詳細に調べる必要がある。
- (2) ロータ実体の一定応力下における回転疲労強度

実験結果から得られた、寿命と残存確率の関係から、ロータ実体の A 値, N 値を求めることができる。ロータ実体の A , N と試験片のそれらとはかなりの開きがある。正確な寿命の予測にはより詳細な信頼性の高い A , N を求める努力が必要である。

- (3) 一定のタービン駆動ガス温度をうけるロータにおいては、ロータの有効体積 V_E は一定にならず、周速とともに増大する。これは、熱応力に比べて遠心応力の応力集中の度合いが小さく、高周速になるほど最大応力に占める遠心応力の割合が増すためである。

文 献

- (1) 佐々木・ほか 3 名, 第 13 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (昭 60-5) 65.
- (2) Weibull, W., J. Appl. Mech., 18-3 (1951), 293.