

三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤 の高速化に関する研究

2020年9月

廣嶋 登

目次

第 1 章 序論

1.1	研究背景	・・・ 1
1.2	フライホイールシステム	・・・ 2
1.2.1	フライホイールシステムの例	・・・ 3
1.2.2	回転円盤に発生する応力	・・・ 4
1.3	複合材料円盤の既存の研究	
1.3.1	周巻き円盤	・・・ 7
1.3.2	マルチリング円盤	・・・ 8
1.4	三次元繊維強化複合材料	・・・ 9
1.5	本研究の目的および構成	・・・ 9
	参考文献	・・・ 14

第 2 章 三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤の設計

2.1	緒言	・・・ 17
2.2	三次元繊維強化複合材料円盤	・・・ 17
2.3	材料物性	・・・ 20
2.4	破壊則	・・・ 20
2.5	応力解析 (FEA)	
2.5.1	解析モデル	・・・ 22
2.5.2	最適化アルゴリズム	・・・ 23
2.6	計算結果	
2.6.1	破壊周速	・・・ 25
2.6.2	エネルギー密度	・・・ 26
2.6.3	周巻き円盤 (UDCF) の応力分布	・・・ 28
2.6.4	3DCF-1 の応力、強度比分布	・・・ 28
2.6.5	3DCF-2 の応力、強度比分布	・・・ 31
2.6.6	3DCF-3、4 の強度比分布	・・・ 32
2.7	考察	
2.7.1	小さい内外径比の効果	・・・ 34

2.7.2	3DCF-3 による織物試作	・ ・ ・ 34
2.7.3	3DCF におけるハブと円盤の変位差	・ ・ ・ 35
2.8	形状最適化	
2.8.1	応答局面法	・ ・ ・ 37
2.8.2	実験計画法	・ ・ ・ 37
2.9	結言	・ ・ ・ 40
	参考文献	・ ・ ・ 40

第 3 章 三次元繊維強化複合材料円盤の試作と回転試験

3.1	緒言	・ ・ ・ 42
3.2	設計	
3.2.1	三次元繊維強化複合材料円盤	・ ・ ・ 44
3.2.2	ハブを含むローターの設計	・ ・ ・ 46
3.3	実験	
3.3.1	回転試験	・ ・ ・ 51
3.3.2	機械的試験	・ ・ ・ 52
3.4	応力解析	・ ・ ・ 54
3.5	実験結果と考察	
3.5.1	Type I (Cap hub)	・ ・ ・ 55
3.5.2	Type II (Tapered coupling)	・ ・ ・ 57
3.5.3	Type III (POM ring)	・ ・ ・ 61
3.6	RTM プロセスの検討	
3.6.1	3DCF 成形上の問題点	・ ・ ・ 63
3.6.2	RTM 可視化実験	・ ・ ・ 65
3.6.3	実験結果	・ ・ ・ 67
3.6.4	RTM 可視化実験の結果を踏まえた円盤の成形	・ ・ ・ 69
3.7	結言	・ ・ ・ 71
	参考文献	・ ・ ・ 71

第 4 章 樹脂リングを用いた接合方法の開発

4.1	緒言	・ ・ ・ 73
-----	----	----------

4.2	設計	
4.2.1	三次元繊維強化複合材料円盤	・・・ 74
4.2.2	耐クリープ性樹脂の選定	・・・ 74
4.2.3	樹脂リングを用いたローターの設計	・・・ 75
4.3	実験	
4.3.1	回転試験	・・・ 76
4.3.2	圧縮試験	・・・ 78
4.3.3	動的粘弾性試験	・・・ 78
4.4	接触、粘弾性、弾性解析	・・・ 79
4.5	実験結果	
4.5.1	圧縮試験	・・・ 80
4.5.2	粘弾性試験	・・・ 80
4.5.3	粘弾性解析	・・・ 82
4.5.4	回転試験	
4.5.4.1	振動振幅のフーリエ変換	・・・ 85
4.5.4.2	接合維持周速の実験的確認	・・・ 86
4.5.4.3	円盤の振動状態の確認	・・・ 88
4.6.	考察	・・・ 90
4.7.	結言	・・・ 90
	参考文献	・・・ 91

第5章 剛性低下が回転軸との接合に与える影響

5.1	緒言	・・・ 92
5.2	直交異方性平円盤の回転変形	・・・ 92
5.3	実験	
5.3.1	三次元炭素繊維織物	・・・ 94
5.3.2	回転試験	
5.3.2.1	外周面での円盤変位計測	・・・ 96
5.3.2.2	歪計測	・・・ 97
5.3.3	リングバースト試験	・・・ 99
5.3.4	径方向圧縮試験	・・・ 101

5.4	応力解析	・・・	103
5.5	実験結果		
5.5.1	外周面での円盤変位計測	・・・	104
5.5.2	回転試験による歪計測	・・・	105
5.5.3	周方向の剛性を評価するリングバースト試験	・・・	106
5.5.4	径方向の剛性を評価する圧縮試験	・・・	107
5.6	考察		
5.6.1	3DCFの剛性がローター性能に与える影響	・・・	108
5.6.2	最大接合維持周速の向上に対する提案	・・・	111
5.7	結言	・・・	112
	参考文献	・・・	112
	第6章 結言及び今後の展望	・・・	114
	謝辞	・・・	117
	研究業績	・・・	118

記号一覧

E	: 弾性率
E_m	: 樹脂の弾性率
E_L	: 強化繊維の繊維に沿う方向の弾性率
E_T	: 強化繊維の繊維と直角方向の弾性率
E_r	: 複合材料の径方向の弾性率
E_θ	: 複合材料の周方向の弾性率
F	: リングバースト試験装置ロッドに作用する軸力
F_{rc}	: 複合材料の径方向の圧縮強度
F_{rt}	: 複合材料の径方向の引張強度
$F_{\theta c}$: 複合材料の円周方向の圧縮強度
$F_{\theta t}$: 複合材料の円周方向の引張強度
G	: せん断弾性率
H_0	: 繊維のうねりの最大振幅
I	: 慣性モーメント
I_w	: うねり層 (wavy layer) の断面 2 次モーメント
K_s	: 円盤の形状で決まる係数
L	: 繊維のうねりの半波長
P	: 繊維のうねりに加わる単位幅あたりの荷重
Q	: 回転体のエネルギー
S_f	: 繊維の引張強度
S_{max}	: 材料の引張強度
S_r	: 複合材料円盤の径方向の強度比 (σ_r/F_{rt} or σ_r/F_{rc})
S_θ	: 複合材料円盤の円周方向の強度比 ($\sigma_\theta/F_{\theta t}$ or $\sigma_\theta/F_{\theta c}$)
T_h	: 円盤の軸方向厚み
T_R	: 粘弾性解析でマスターカーブを求める参照温度
V_f	: 複合材料の繊維体積含有率
V_{fr}	: 複合材料円盤の径方向の繊維体積含有率
$V_{f\theta}$: 複合材料円盤の円周方向の繊維体積含有率
V_{fz}	: 複合材料円盤の軸方向の繊維体積含有率

V_{fud}	:	一方向繊維束の繊維体積含有率
V_{Tip}	:	円盤の周速
W_t	:	回転体の総重量
h_1	:	繊維束のうねり厚さの半分
h_2	:	うねり層の厚さの半分
m_i	:	微小要素の質量
n_b	:	うねり層の総数
p_r	:	周方向繊維束の間隔
p_θ	:	径方向繊維束の間隔
r	:	円盤の半径
r_1	:	円盤の内半径
r_2	:	円盤の外半径
t_c	:	フランジ部の径方向厚み
r_h	:	ハブ材料の外半径
\bar{r}	:	r/r_2
t	:	試験片の軸方向厚み
u_r	:	円盤の回転内径変位
α	:	線膨張係数
δ	:	回転円盤の非対称変位
δ_D	:	円盤の回転内径変位
δ_H	:	ハブの回転外径変位
δ_{FIT}	:	冷やしばめ代
δ_{RC}	:	フランジ部の回転内径変位
δ_{RB}	:	円盤円筒部の回転外径変位
ε_r	:	径方向の歪
ε_θ	:	円周方向の歪
ε_0	:	Wavy model の遠方での歪
ε_{IND}	:	Wavy model の計測される歪
ε_{PS}	:	Wavy model の仮想歪
η^2	:	E_θ/E_r
λ	:	内外径比 (r_1/r_2)

- ν : ポアソン比
- ν_{LT} : 軸方向 (L) に対する軸と直角方向 (T) のポアソン比
- ν_{TT} : 軸と直角方向 (T) に対する軸方向 (L) のポアソン比
- $\nu_{r\theta}$: 径方向に対する周方向のポアソン比
- $\nu_{\theta r}$: 周方向に対する径方向のポアソン比
- ρ : 密度
- σ_r : 径方向応力
- σ_θ : 円周方向応力
- σ_{rz} : 円筒座標系における rz 面内のせん断応力
- τ_{rz} : 円筒座標系における rz 面内のせん断強度
- ω : 軸周りの角速度
- ω_{\max} : 最大角速度

1. 序論

1.1 研究背景

地球温暖化による環境問題への関心の高まりは、世界各国のエネルギー施策に影響を与えている。世界全体がこのまま化石燃料を消費し続けると発生した CO₂ は今世紀末までに地球の平均気温を 4.8°C 上昇させると予想されている^[1]。化石燃料の使用を抑えるため風力や太陽光などの再生可能エネルギーが検討されている。しかしながら、再生可能エネルギーは天候など自然現象の影響を受けやすく、品質の高い電力を供給することが難しくなる。この状況を克服するため電力を一時的に貯蔵し、必要に応じて安定的に電力を供給するバッテリーが不可欠である。

蓄電技術としてのバッテリーには、機械的、化学的な方法がある。化学的な方法は、電気エネルギーを化学エネルギーに変換し、貯蔵するものでありリチウムイオン電池 (lithium-ion battery) や NAS 電池 (sodium-sulfur battery) などの二次電池がある。リチウムイオン電池の特徴は、小容量で高エネルギー密度が得られることであるが、一方、大容量化、繰り返し充放電による蓄電能力の低下、また使用温度が限られるなどの課題がある^[2]。

機械的方法は、主に電気エネルギーを回転の運動エネルギーとして貯蔵するもので、フライホイールとして知られている。フライホイールには下記の特徴がある^{[2]-[4]}。

- 1) 化学変化を用いる二次電池と比べて、寿命が長い。すなわち、寿命は放電の深さやサイクルと無関係である。
- 2) 低温時の性能劣化がない。
- 3) 充電状況がフライホイールの速度によって決まるため、わかりやすい。
- 4) 充電時間が短く、放電の即応性が高い。
- 5) メンテナンスが容易である。
- 6) 大容量化が行いやすい (Scalable technology)。
- 7) リチウムイオン電池に比較して、エネルギー密度が小さい。
- 8) 軸受けの損失がある。

近年、再生可能エネルギーの運用をより効率的に行うために、スマートグリッドが提案されている。スマートグリッドとは電力供給システムの目指す姿を表す概念的用語であ

り、技術的には高効率、高品質、高信頼度の電力供給システムの実現を可能とするための新たな、または高度化された電力技術とされている^[6]。このことから化学及び機械的な蓄電技術はいずれか優劣をつけるものではなく、それぞれのメリットを活かした開発が行われるべきである^[6]。

1.2 フライホイールシステム

フライホイールを利用したエネルギー貯蔵システム（FES：Flywheel Energy

Storage）を Fig.1.1 に示す。フライホイール（Flywheel）は金属回転軸（Shaft）と円盤（Disk）そして円盤を回転軸に接合させるハブ（Hub）から構成される^[7]。

電気エネルギー、風力エネルギー、制動エネルギーなどの入力エネルギーは、電動機または機械式変換機によりフライホイールを回転させるエネルギーに変換される。フライホイールは慣性で回り続けて回転エネルギーを保持する。蓄えられたエネルギーは必要な時に発電機または機械式変換機により電気エネルギーや回転エネルギーとして利用することができる。

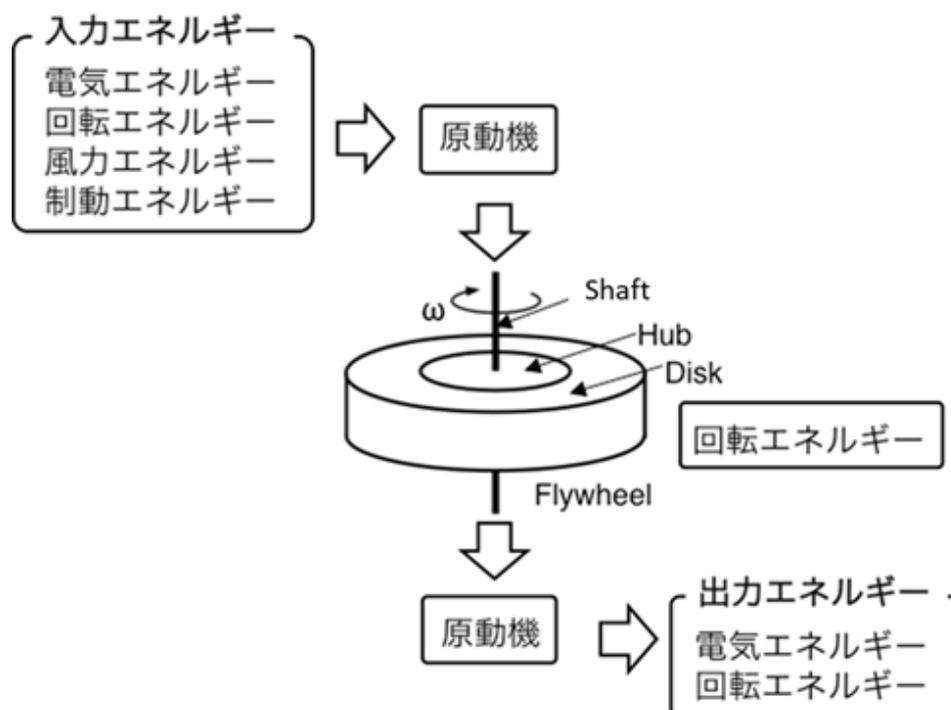


Fig.1.1 Flywheel energy storage (FES).

フライホイールのような回転体を持つエネルギー、 Q は

$$Q = \frac{1}{2}I\omega^2 = \frac{1}{2}\omega^2 \sum m_i r_i^2 \quad (1-1)$$

と表すことが出来る。 I と ω は回転体の慣性モーメントと角速度である。 I は回転体を構成する各微小要素の質量 m_i と回転中心からの距離 r_i の二乗との積の回転体全体についての総和である。(1-1)式より、フライホイールのエネルギー総量を大きくするには、半径 r と角速度 ω の積で表される周速 $r\omega$ を大きくすることである。

1.2.1 フライホイールシステムの例

ここでは、フライホイールの開発例を取り上げ、求められる性能について述べる。

国内における FES の産業応用は、電車の回生エネルギーをフライホイールに蓄え、その加速、減速によって架線電圧の安定化を行うものである。これらは比較的低速で鋼製のフライホイールを回転させている^[8]。鋼製のフライホイールは、小容量では経済的であることが指摘されている^[9]。

最近の FES に関する研究開発例としては、NASA (National Aeronautics and Space Administration) が行っている衛星の姿勢制御とエネルギー貯蔵を兼ね備えたフライホイールの開発が挙げられる。Fig.1.2 にその概略を示す^[10]。衛星搭載用であることから軽量および高いエネルギー密度を得るためにフライホイールの円盤 (Disk) には炭素繊維強化複合材料 (CFRP : Carbon Fiber Reinforced Plastic) が使用されている。国内では、CFRP を用いたフライホイールは、離島における風力発電の電力安定化装置に使用されている^{[11]~[13]}。

自動車分野では、車載用であることから軽量で高速回転を目指した CFRP 製フライホイールを用いたハイブリッド自動車の開発が行われた^{[14]~[16]}。

軸受けにおいては、回転時の損失を抑えるための非接触の超電導磁気軸受けが開発され、CFRP 製フライホイールとともに大容量化が検討されてきた^{[17]~[19]}。近年は、超電導を利用した非接触磁気軸受けを用いて、外径 2m、質量 3 トンを超える CFRP 製フライホイールを浮上させて太陽光発電の短周期周波数変動調整を確認する実証実験が行われている^[19]。

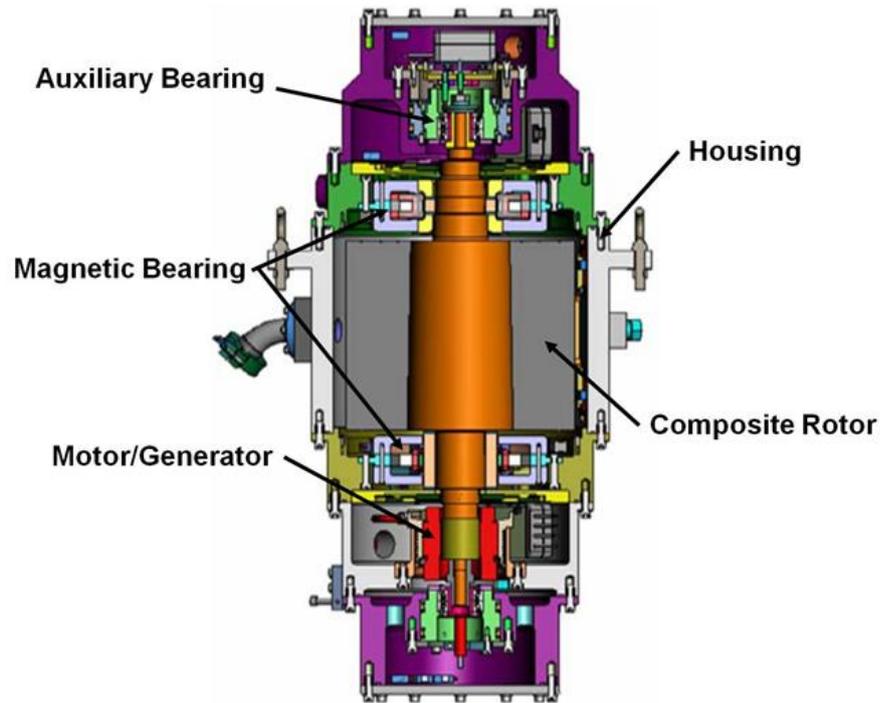


Fig.1.2 FES developed by NASA.

このように FES の大容量化は、軸受けの浮上力に依存するところは大きいですが、フライホイール単体に求められる普遍的な性能は、軽量かつ高速回転まで破壊しないこと、すなわちエネルギー密度が大きいことである。フライホイールの軽量化は軸受けの負荷を少なくし FES 全体の効率を向上させることで大規模システムの実用化を促進させると考える。

1.2.2 回転円盤に発生する応力

円盤に発生する回転応力を考える。Fig.1.3 のような等方性材料の等厚中空円盤が回転するとき、以下の式で表される径方向と周方向の引張応力 (σ_r , σ_θ) がはたらく [20]。

$$\sigma_r = \rho r_2^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{8} \left\{ 1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right) - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 - \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \right\} \quad (1-2)$$

$$\sigma_\theta = \rho r_2^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{8} \left\{ 1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 + \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \right\} \quad (1-3)$$

ここで ρ 、 ν はそれぞれ円盤材料の密度、ポアソン比、 r_1 、 r_2 は円盤の内半径、外半径である。 σ_r は $r = \sqrt{r_1 r_2}$ で最大値となり、その値は(1-2)式より、

$$(\sigma_r)_{\max} = \rho r_2^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{8} \left\{ 1 - \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \right\} \quad (1-4)$$

となる。また σ_θ は $r = r_1$ の円盤内周で最大となり、その値は(1-3)式より、

$$(\sigma_\theta)_{\max} = \rho r_2^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{4} \left\{ 1 + \frac{1-\nu}{3+\nu} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right\} \quad (1-5)$$

となる。(1-4)、(1-5)式を比較すれば、 $(\sigma_\theta)_{\max} > (\sigma_r)_{\max}$ であるから、ある回転数において円盤に生じる回転応力の最大値は、(1-5)式で与えられる円盤の最内周部周方向の引張応力である。円盤が到達できる最大角速度 ω_{\max} は、発生する最大応力が材料の引張強度と一致する回転数となるので、材料の引張強度を S_{\max} 、円盤の形状で決まる係数を K_s とすると^[4]、(1-5)式より、

$$S_{\max} = \frac{1}{4} \rho (3+\nu) K_s r_2^2 \omega_{\max}^2 \quad (1-6)$$

となる。したがって、ある材料で作られた円盤が達成し得る最大エネルギー密度 (Q/W_t) は(1-1)、(1-6)式より、

$$\left(\frac{Q}{W_t} \right) = \frac{1}{4} (r_2 \omega_{\max})^2 = \frac{S_{\max}}{\rho K_s} \quad (1-7)$$

となる。大きなエネルギー密度を得るためには、回転応力に対する円盤材料の許容応力が大きいことである。したがって円盤の材料としては密度に対する強度、つまり比強度の大きな材料が適していることがわかる。

Table 1.1 に各材料の一般的な比強度の比較を示す^[21]。これより、繊維と樹脂を組み合わせた複合材料である繊維強化プラスチック (FRP : Fiber Reinforced Plastic) が他の金属材料と比較して比強度の大きい材料であることが分かる。特に強化繊維に炭素繊維を用いた炭素繊維強化プラスチック (CFRP) の比強度が大きいことから、円盤の材料としては CFRP が最適である。

フライホイールは古くからいろいろなところに利用されてきたが、エネルギー貯蔵用として見直されているのは、近年の FRP の発達が大きく関係している^{[22]~[24]}。

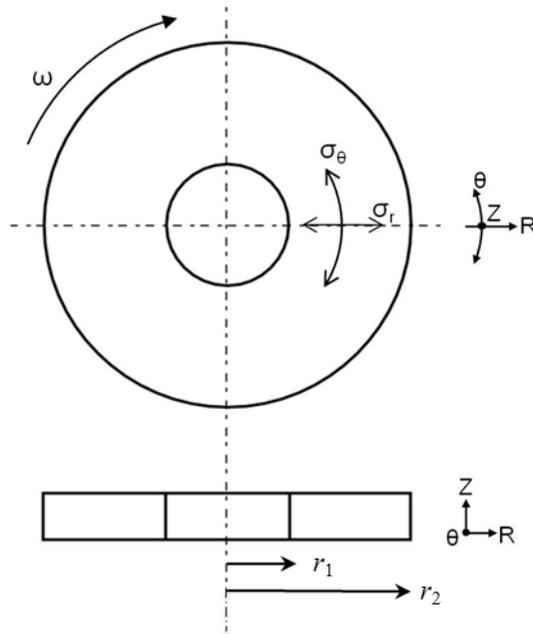


Fig.1.3 Rotating hollow disk.

Table 1.1 Material properties

Material	Density [g/cm^3]	Tensile strength [MPa]	Specific strength [$\times 10^4 \text{m}$]
Aluminum alloy	2.7	160~570	0.6~2.2
Carbon steel	7.8	310~780	0.4~1.0
Maraging steel	7.9	1960~2600	2.5~3.4
GFRP	2.0	2060	10.5
CFRP	1.6	3800	23.8

1.3 複合材料円盤の既存研究

1.3.1 周巻き円盤

前節より回転円盤の破壊周速 (BTS : Burst Tip Speed) は材料の比強度に比例することが導かれた。これまでに、高エネルギー密度のフライホイールを開発するために、比強度が高い CFRP の適用が検討され、その最適設計方法が模索されてきた^{[25]~[28]}。

式 (1-5) に示すように回転円盤には通常円周方向に他の応力成分に比べて非常に高い最大応力 (σ_θ) が発生する。そのため、強化繊維を円周方向に一方向配向させた UD-CFRP (UDCF: Unidirectional Carbon-Fiber-reinforced plastic) が最も多く検討されてきた。回転する円盤の応力分布は、Fig.1.4(a)に示す内外径比 λ ($\lambda = r_1/r_2$; r_1 :内径、 r_2 :外径) に依存する。ここに小さい λ は、中央部の小さい穴を表す。UDCF を有効に使おうと回転円盤の内径を小さくすると、径方向に作用する法線応力 (σ_r) が大きくなる。UDCF ではこの方向に補強されていないため、Fig.1.4(b)に示すように $\lambda=0.8$ では σ_r は径方向の強度 S_r を超えることはないが、 $\lambda=0.6$ では σ_r は S_r を超えて、Fig.1.4(c)に示すように、径方向の引っ張り応力によって、周方向にクラックが生じる^[29]。この欠点を解消するために、本研究では径方向にも強化した三次元繊維強化複合材料を用いた高速回転円盤の設計手法を検討した。

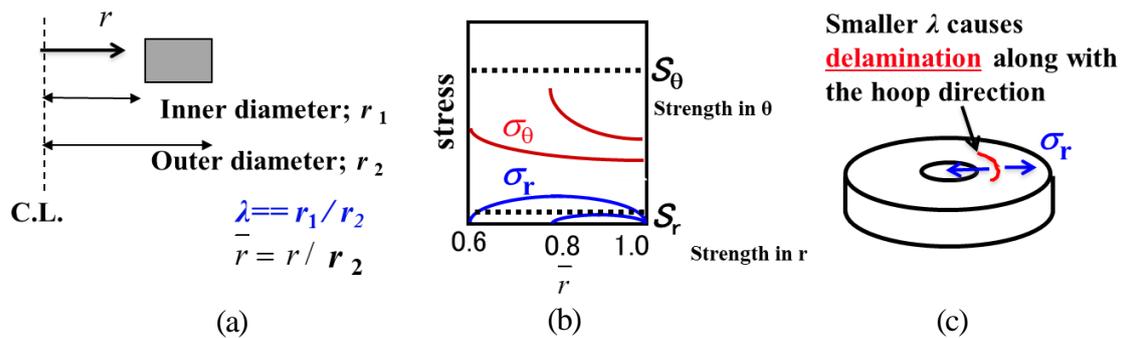


Fig.1.4 Rotating behavior of UDCF: (a) cross section of disk, (b) λ dependent stress distribution, and (c) delamination caused by σ_r .

1.3.2 マルチリング円盤

σ_r による剥離を抑える方法としては、Fig.1.5 (a)に示すようにいくつかの同心円状のUDCF (GFRP : Grass-Fiber-reinforced plastic と CFRP) を圧入で組み合わせたマルチリング法 (MR: Multi-Rings method) が検討されてきた^{[18],[30],[31]}。MR においては、Fig.1.5 (b)に示す破線のように圧入により静止時の初期応力として負の σ_r を発生させることができるため、剥離の発生を遅らせることができる。回転上昇時は、Fig.1.5 (b)に示す実線のように次第に σ_r は大きくなり、GFRP と CFRP の圧入面において σ_r がゼロになると双方は分離する。しかしながら MR で検討され、エネルギー密度の高いものは、内外径比が 0.5 以上のものだけが報告されており、 λ ($\lambda=r_1/r_2$) に制約のない 3DCF の有効性が想定される。

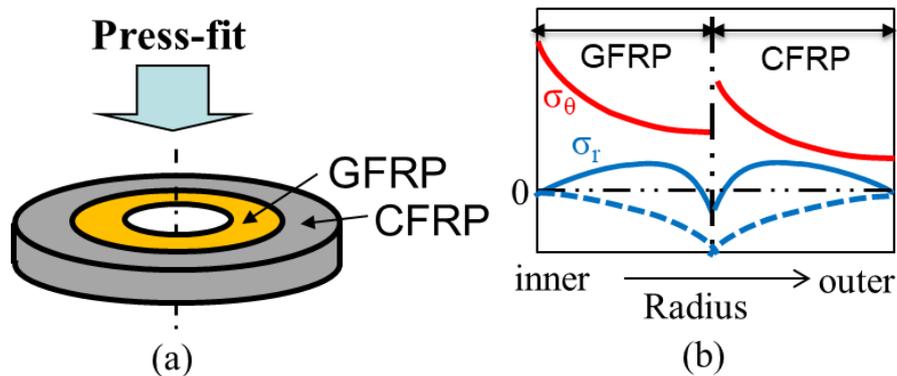


Fig.1.5 Rotating behavior of MR: (a) disk construction and (b) initial stress distributions in σ_r (dashed lines) and rotation stress distributions (solid lines).

λ を 0.5 以下にできる方法としては、周方向および径方向に強化した積層板 (MDC : Multi Directional Composites) を用いた Yasser Gowayed らの提案もある^[32]。彼らは、強度解析の結果、 $\lambda=0.436$ でハブを含め 93 Wh/kg が可能だとしている。また、Gabrys らは複数のマルチリングをエラストマーで接合させた方法を検討し、 $\lambda=0.075$ の円盤で回転試験を行いエネルギー密度 84Wh/kg を報告している^[33]。

これらの結果は、内外径比を小さくできればハブを含めたエネルギー密度が向上できることを示唆するものといえる。また、 λ を小さくすることは、ハブ用の材料である金属材料の早期破壊を抑え高速回転させるためにも有効である。

1.4 三次元繊維強化複合材料

本研究では、回転円盤用材料として円筒座標系で r - θ - z の三方向を強化した CFRP (3DCF : 3-Dimensional Carbon Fiber reinforced composites) を用いたときの有効性を検討した。回転する平円盤では、円筒座標系の r - θ - z に沿う方向で最大応力 (主応力) が発生する。これらの方向を繊維強化することは破壊周速の大きな円盤が得られることが期待される。

r 方向繊維は径方向の強化のためであるが、 z 方向にも強化繊維を配したのは、電力容量を大きくするため厚みのある円盤を想定したためである。また、厚みを変化させることで、内径側の剛性を高め、ハブとの接合を容易にする構造の検討を可能にすると考えた。

これまで、円盤形状の三次元織物は CC (Carbon-Carbon) コンポジットに適用されきたが、その周速は 500m/s までである^{[34],[35]}。ポリマーマトリックスコンポジット (PMC : Polymer Matrix Composites) としては、那須ら^[36]の周速 825m/s までの試験実績があるが、3DCF の設計としての限界は明確にされていない。またこれまでも、径方向強化が有効であることが指摘されているが^[37]、内外径比 (λ) の影響については、明確になっていない。

1.5 本研究の目的および構成

FES 向けのフライホイール単体として求められる性能は、軽量であり高速回転が可能なことである。軽量であることは、フライホイールを支える軸受けへの負担を低減するだけでなく、システムを簡素化する可能性がある。現形状のままでも高速化が可能になれば、容量は周速の 2 乗に比例して大きくなるので大容量化は可能であるがクラックの発生が高速化を妨げている。また内外径比の大きいフライホイールでは比強度の小さい金属の占有領域が大きく、ハブが回転破壊を生じやすいこと、また重量増となり、エネルギー密度を向上させることが難しい。一方、内外径比を小さくすると回転円盤に働く遠心力により内径変位は大きくなり^[20]、高速回転までの接合維持が困難となる。これらの課題をまとめると以下となる。

- ① 強度については、内外径比 λ の大きい円盤ではクラックが発生し高速化が困難である。また内外径比 λ の大きい CFRP 円盤と低比強度の金属ハブとの組み合わせではハブの先行破壊を生じやすい。

- ② 質量については、内外径比 λ の大きいCFRP円盤と金属ハブとの組み合わせでは金属ハブの占有領域が大きくなるためフライホイールの重量が大きくなりエネルギー密度の向上が難しい。
- ③ 剛性については、内外径比 λ が小さいフライホイールでは高周速において円盤とハブとの接合が困難になる。

これらを解決するために、円筒座標系で r - θ - z の三方向で繊維強化が可能で厚みの変化(円盤形状)に対応可能な三次元繊維強化型の円盤(3DCF)を適用する。

上述の課題①, ②についてはそれぞれ、以下の効果が期待できる。

- ① 径方向の繊維強化でクラックを防ぐとともに内外径比を小さくして金属ハブの先行的な回転破壊を防ぐ。
- ② 内外径比が小さくなることで密度の小さいCFRPの占有領域が増えてフライホイールが軽量となる。

本研究では、①および②の効果を想定して特に内外径比(λ)が0.5以下に注目し、複合材料の強度特性を決定する繊維の体積含有率(V_f : Volume fraction)の r , θ 方向の繊維配分について円盤形状を含めた最適化を行って3DCFの回転強度の限界を明らかにする。

上述の③は、三次元繊維強化型円盤の適用では解決はされないため、高速での回転軸との安定的な接合維持をどのように行うかが未解決の課題として残る。これに対しては構造、機構、材料の多角的な視点から独創的な検討を行う。すなわち、三次元的な繊維強化により円盤の厚みを含め形状を変更して接合を維持させること、内径側に接合維持のための機構を設けること、また線膨張係数が大きい材料を接合に検討することである。本研究ではこれらにより、3DCFに適した高速回転まで接合を維持させる方法を設計する。

本研究の目的は、3DCFの設計限界を示すことだけでなく、試験により設計どおりの性能を実証することにある。すなわち円盤を試作し回転軸、ハブとともに、フライホイール(試験体)に組み上げ回転試験により、③に関わる接合維持を検証し、これまでの3DCFの回転試験の実績である周速825m/sを上回ることを目標とする。

試作においては、特に強化繊維の体積含有率を高めたプリフォームへの樹脂含侵は困難を伴う。これに対しては独創的な成形プロセスを考案して成形後の円盤に気泡が残留しないようにする。

複合材料においては、製作過程で強化繊維の折れ曲がりやうねりが生じ機械的特性に影響を与えることが知られている^[38]。このため複合則による予測と乖離が生じた場合には、機械的特性を評価し、定量的に原因を明確にすることで信頼性向上を図ることは本研究の目標である。

機械的な評価においては、円盤という形状の特殊性から規格に基づく単純な材料試験の適用は難しくなる。このため、これまで検討されて来なかった試験方法を適用するとともに円盤全体の評価試験を並行して行うことで複雑な振動現象を解明して回転挙動を把握する。

三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤の高速化に関する研究における各章の位置づけを Fig.1.6 に示す。

全体として、第 2 章は、本研究の目的である 3DCF の設計限界を求める試みである。第 3、4 章は、設計した 3DCF を成形するとともに、本研究の課題である回転軸との接合を設計する。また回転試験によって高速回転における接合維持の実証を試みる。第 5 章は、想定された強化繊維のうねりを定量的に評価し、振動挙動とともに 3DCF の機械的特性の向上を考察する。

第 2 章では、円筒座標系で $r-\theta-z$ の三軸方向に繊維を配した三次元強化の CFRP 製穴空き円盤 (3DCF) に関して、三次元異方性材料設計と FEA (Finite Element Analysis) を連携させ発生する応力に対して、材料を最適に配分するアルゴリズムを導入し、特に内外径比 (λ) が小さい時の高速回転を目標にした数値計算を行う。形状はこれまでの汎用的な平盤と形状の最適化で得られた厚みが増減する二つを検討し、それぞれについて r 方向繊維を途中で追加する場合としない場合の二つを考慮する。破壊条件としては、最大応力説を採用した。最大破壊周速を求めるとともに Al 合金製ハブを想定し、円盤と組み合わせハブを含めたエネルギー密度の計算を行なっている。得られた結果をこれまでに報告されている周巻き円盤、マルチリング (MR) 円盤と比較するとともに、内外径比 (λ) が小さい時の 3DCF の効果について考察する。

三次元繊維強化複合材料を用いた高速回転円盤の研究 (第1章;序論)

黒: タイトル
青: 目的
赤: 手法

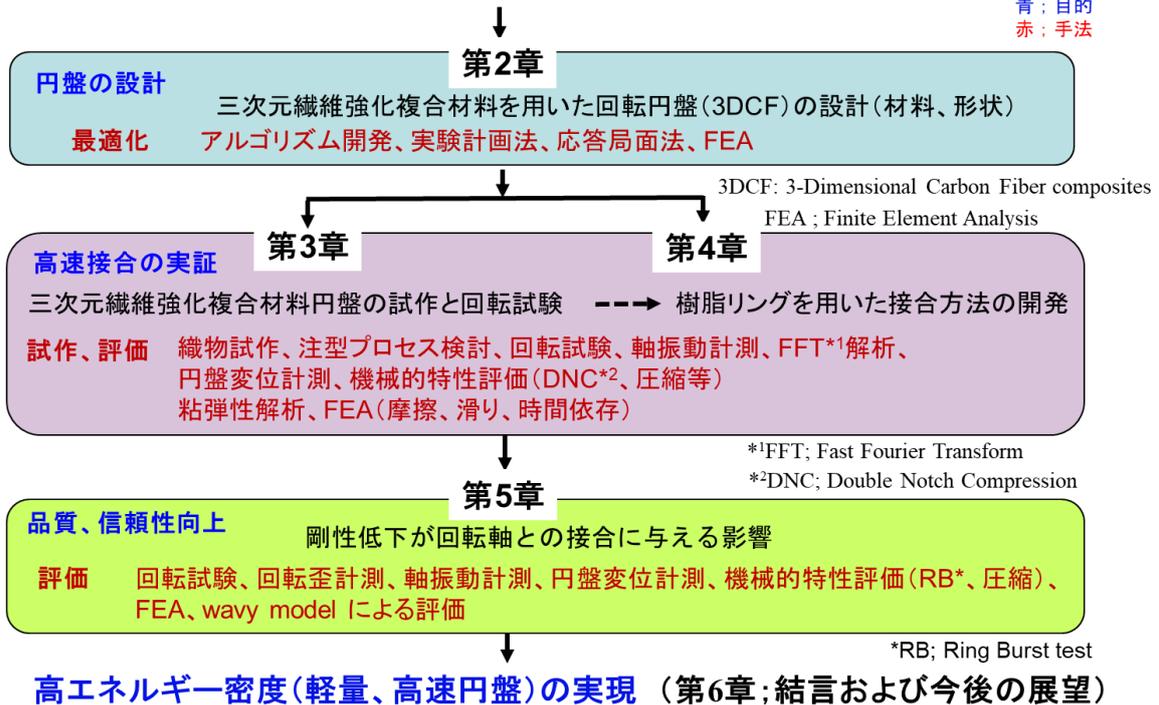


Fig.1.6 The position and flow of this study.

形状は実験計画法に基づく FEA 解析のサンプリングを行い、その結果から応答局面法による最大値を求めることで最適化を行う。目的関数はエネルギー密度とした。設計変数は、円盤の外周での厚みと円盤の軸方向の厚みを半径のべき数で表現した。内外径比 0.1 においては、円盤の厚みを半径方向の座標 r の $1/r$ で小さくする円盤で最大値が得られた。

第3章では、本研究の課題である高速回転でも接合が維持される設計を行い、試作および回転試験により設計の実証を行う。構造および機構を用いた接合設計 (Type I~II) の検討と回転試験を行う。Type I は、構造から接合維持を検討したものであり、円盤の内径側を軸方向に厚く (高く) して回転軸との接合を試みる。Type II は、内径側に接合維持機構を設けるものである。織物の試作を行い、注型、加工などのプロセス検討を行い回転試験体に組み上げる。

二つの接合方法による回転試験ではそれぞれ接合部のせん断破壊、軸振動の増加で目標とする周速に至らなかった。

Type I の接合部のせん断破壊の原因を検討するため、DNC (Double Notch Compression) 試験を行う。また、Type II の軸振動の増加原因を検討するため、回転円盤の外周部の変位をレーザー変位計で計測するとともに振動のフーリエ変換 (FFT : Fast Fourier Transform) で分析する。

試験の結果から、破壊、および軸振動の増加原因について考察し、構造および機構による接合維持方法の有効性について判断する。

第 4 章では、高速回転時に、回転軸と円盤を安定的に接合する方法として、回転軸と三次元繊維強化複合材料円盤 (3DCF) とを樹脂材料を介して接合する方法を試みる。樹脂としては耐クリープ性の高い POM (polyoxymethylene : ポリアセタール) を用い、耐クリープ試験を行なって圧縮応力下における長期信頼性を確認する。耐クリープ性の観点から回転軸と 3DCF の接合が維持される速度を FEA によって見積もる。この接合方式で、外径 306mm、内径 42mm の 3DCF を試作し、回転試験を行なう。

この時、センサーにより試験体の振動変位を計測し、回転試験中に現れる振動現象を FFT で分析し、振動を抑制する方法を考察する。

第 5 章では、4 章において予想された r および θ 繊維のうねりによる剛性低下の影響を定量的に評価する。回転試験での評価として回転歪、円盤外周面のレーザー変位計による変位、回転軸振動を計測する。また、3DCF は直交異方性を有するため、機械的剛性評価として円盤の円周および径方向の剛性を個別に評価する必要がある。このため、円周方向の剛性はフィラメントワインディングの薄肉円筒に適用されてきたリングバースト試験の 3DCF への適用を試みる。また、径方向の剛性は、圧縮試験により評価する。繊維のうねりは、Wavy model を適用しそれぞれの方向で剛性低下を見積もる。得られた結果から設計した接合維持周速および軸振動に与える影響を評価する。また、更なる接合維持周速向上のための方法について考察し、3DCF の品質および信頼性の向上を検討する。

第 6 章では、上記各章で得られた知見を総括し、今後さらに三次元繊維強化複合材料製回転円盤の挙動を理解するために残された研究課題について述べている。

参考文献

- [1] 環境省, IPCC 第5次報告書, 2014.
- [2] Peter Van den Bossche, SUBAT: An assessment of sustainable battery technology, *Journal of Power Sources*, 2006,162, 913-919.
- [3] Krack M., Secanell M., Mertiny P., Cost optimization of hybrid composite flywheel rotors for energy storage. *Struct. Multidisc Optim.*, 2010,41,779-795.
- [4] Bolund B., Bernhoff H., Leijon M., Flywheel energy and power storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007,11,235-258.
- [5] 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構編, NEDO 再生可能エネルギー技術白書 第2版, 森北出版, 2014.
- [6] 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 研究評価委員会, 「安全・低コスト大規模蓄電システム技術開発」事後評価報告書, 平成29年3月
- [7] Ha SK., Kim MH., Han SC., Design and spin test of a hybrid composite flywheel rotor with a split type hub. *J. Compos. Mater.*, 2006,40(23), 2113-2130.
- [8] 島津登志成, 橋浩司, 三菱電機技報, 1989,63 (8).
- [9] 嶋田隆一, 大型電力設備の性能と将来展望, *J. Plasma Fusion Res.*,2004, 80 (7),572-577
- [10] Scott Marabito, Larry Trase, Vicki Crable, The NASA Flywheel Battery Project, 2004 NASA Environment and Energy Conference, 2004.
- [11] 力石浩孝, 有満稔, 電気学会論文誌, 1993,113-D (11).
- [12] 宮里明典, 可変速フライホイールで電力を安定供給, 電気学会誌, 1996,116 (9).
- [13] 矢後賢次, 腰一昭, 風力発電の系統連系システム, 富士電機時報, 2005,78 (6).
- [14] 小林 裕幸, フライホイールバッテリー用 CFRP ロータの開発, *HONDA R&B Technical Review*,2000,12(1).
- [15] 須永 義弘, フライホイールバッテリーの研究, *HONDA R&B Technical Review*,2000,15(2).
- [16] 齋藤武雄, フライホイールエネルギー貯蔵と電気自動車への応用に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編) , 2004,70 (697).
- [17] 中川賀之, 超電導フライホイール電力貯蔵研究開発, 第12回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演会論文集, 2000.

- [18] S.Nagaya, N.Kashima, H.Kawashima, Improvement and enlarging of CFRP flywheel with superconducting magnetic bearing. *Physica C*, 2003,392-396.
- [19] 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 高温超電導フライホイール電力貯蔵研究開発, 成果発表予稿集, 2001.
- [20] 中沢一, 長屋二郎, 加藤博, 材料力学, 産業図書, 1987.
- [21] Haichang Liu, Jihai Jiang, Flywheel energy storage-An upswing technology for energy sustainability. *Energy and Buildings*, 2009,39, 599-604
- [22] 植村益次, 複合フライホイールの最近における研究開発(1), *機械の研究*,1978,30(10).
- [23] S.M.Arnold, A.F.Saleeb, Deformation and life analysis of composite flywheel disk system. *Composite Part B*, 2002,80(33),433-459.
- [24] 池上皓三, 材料の力学的異方性とその応用 (第2回) 繊維強化フライホイール, 機能材料 1984.年9月号, 55-61
- [25] 植村益次, 複合フライホイールの最近における研究開発(3), *機械の研究*, 1978,30(12).
- [26] Geogian JC., Optimum Design of Variable Composite Flywheel. *J.Compo.Mater.*, 1989,23 (JAN), 2-10.
- [27] Arvin AC., Bakis CE., Optimal Design of Press-fitted Filament Wound Composite Flywheel Rotors. *Compo. Struct.*,2006,72, 47-57.
- [28] Sung KH., Seong JK., Sana UN., Sang C., Sang CH., Design optimization and fabrication of a hybrid composite flywheel rotor. *Compo. Struct.*, 2012,94, 3290-3299
- [29] Wettergren H.L., Delamination in Composite Rotors. *Composites: Part A*, 1997,28A,523-527.
- [30] Ikegami k., Igarashi J., Composite Flywheels with Rim and Hub. *Int. J. Mech. Sci.*, 1983,25(1),59-69.
- [31] Takahashi K., Kitade S., Morita H., Development of high speed composite flywheel rotors for energy storage system. *Adv. Compo.Mater.*,2002,11(1),41-50.
- [32] Yasser G., Faissal A., Optimal Design of Multi-Direction Composite Flywheel Rotors. *Polym. Compo.*,2002,23(3),433-441.
- [33] Gabrys CW., Bakis CE., Design and Testing of Composite Flywheel Rotors. In : ASTM STP-1242,1997,3-22.
- [34] N. Suzumura, T. Araki, T. Matumura et al., Application of ceramic matrix composites to rotating components for advanced gas-generator. ECCM-8, June 1998 Naples, 57-64.

- [35] 石山慎太郎, 武藤康, 高温ガス炉直接発電システム用高強度 3-D C/C コンポジット製タービンディスク模擬試験体の回転強度試験 (I), 日本金属学会誌, 2001,65(11), 993-1001.
- [36] 那須秀俊, 廣瀬誠, 三次元織フライホイールの研究開発, 四国電力 四国総合研究所研究期報, 2002,79,78-85.
- [37] 北出真太郎, エネルギーの有効利用 FRP フライホイール, 強化プラスチック, 1998,44(10), 397-403.
- [38] J.W.Lee and C.E.Harris, A deformation-formulated micromechanics model of the effective Young's modulus and strength of laminated composites containing local ply curvature. Composite Materials: Testing and Design (Vol.9) , ASTM STP 1059,1990, 521-563.

第2章 三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤の設計

2.1 緒言

これまでに3DCFを用いた回転円盤として、C/Cコンポジットやセラミックスマトリックス複合材料で検討例がある^{[1]~[2]}。しかしながら、これらは500 m/s程度の低速回転を目指したものであり、本研究のように極限的な高速回転を目指したものではない。樹脂マトリックスの3DCFとしては、那須らが $\lambda=0.57$ の円盤で825 m/sまで回転できることを確認した^[3]。この例は、3DCFのポテンシャルの高さを示すものであるが、3DCFの設計としての限界は明確にされていない。また、径方向強化が有効であることが指摘されているが^[4]、内外径比(λ)の影響については明確になっていない。本研究では、特に内外径比が0.5以下に注目し、ハブを含め100 Wh/kg以上のエネルギー密度が得られる設計を目標とし、FEAによって3DCFの応力、破壊周速を求めた。次に、アルミ合金ハブを想定し、円盤のみならずハブの強度の視点からも議論をおこない、ハブを含めた円盤のエネルギー密度を数値計算により評価した。また形状については、実験計画法による直交表からFEAのためのサンプリング点を求め、FEAの結果から応答局面を求めることで最適化を行った。

2.2 三次元繊維強化複合材料円盤

材料最適化を行った回転円盤の軸対称断面をFig.2.1(a)と(b)に示す。Fig.2.1(a)の3DCF-1と3DCF-2は均一な厚さであるが、Fig.2.1(b)の3DCF-3と3DCF-4は厚さが増える。3DCF-3と3DCF-4の厚さは円盤の半径 r の反比例、すなわち $1/r$ で厚みを変化させた。このため外周にかけて、厚みは薄くなる。内径側を厚くした理由は、内径側の剛性を大きくすることで回転遠心力に対して変位を小さくし、ハブとの接合を容易にすることを想定したためである。

繊維強化のパターンをFig.2.2(a)と(b)に示す。本研究ではFig.2.2(a)に示す様に円筒座標系で r - θ - z の三方向に配向した2つの繊維構成を検討した。図の(a)は、 r 糸を追加しない場合(3DCF-1,3DCF-3)の繊維配置の説明図で、(b)は、 r 糸を追加する場合の(3DCF-2,3DCF-4)の説明図である。 z 方向繊維束(z 糸)は r と θ 方向繊維束(r と θ 束)が通る位置を決める役割を持ち、 r 方向に等間隔(p_r)で配置させた。またある径の円周において、 θ 方向に等間隔(p_θ)で配置させた。

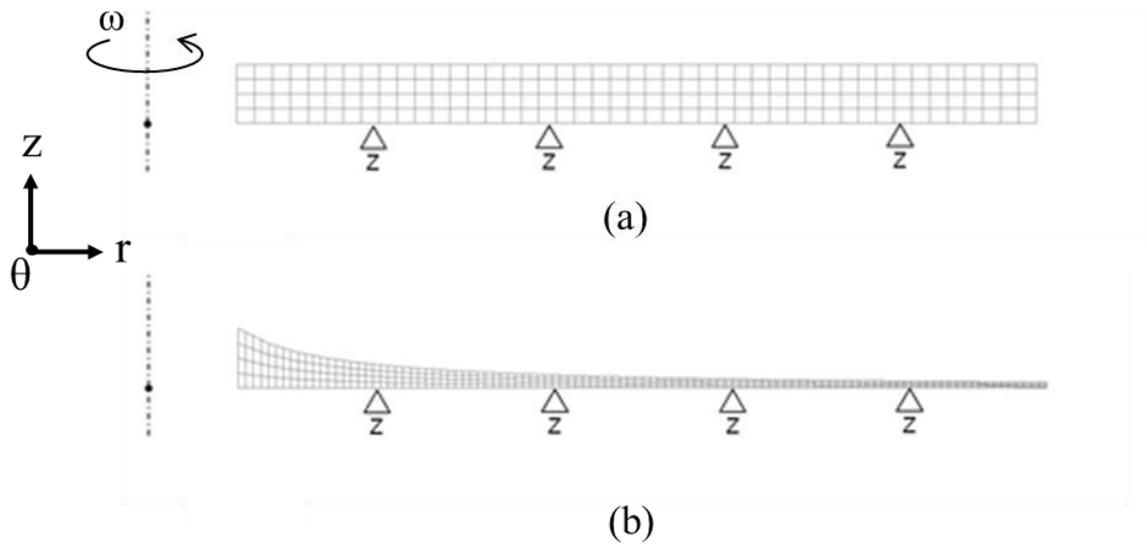


Fig. 2.1 Quarter axi-symmetrical FEA models of 3DCFs with a mesh size of 1mm on a side: (a) 3DCF-1 and -2, (b) 3DCF-3 and -4.

r 糸を追加しない 3DCF-1 では、ある半径における r 方向の繊維含有率 (V_{fr}) を与えれば、 r 方向ですべての V_{fr} は幾何学的に定まる。一方、 r 糸を追加しない 3DCF-3 では、その厚さが $1/r$ で変化することにより、 V_{fr} は径方向のいたるところで一定となる。図中 θ 束は幾何学的な同心円で描かれているが、実際には θ 束は隣のトラックに移動するポイント (Tp; Transition point) が存在する。したがって、フィラメントワインディングのように外周まで一続きに巻くことが可能である。

Fig.2.2 (b) は、3DCF-2、3DCF-4 の r 束配置の説明図で、 θ 束は省略した。3DCF-2、3DCF-4 では、径の途中で r 束が追加される。図中、左側 4 枚は r 束の追加パターンを例示したもので、最も右の図はこれらを重ねた結果である。実際にはより多くの追加パターンで構成した。

数値計算に先立ち、織物の三方向の繊維を合計した繊維含有率 V_f を仮定した。これまで円盤形状の三次元織物は CC (Carbon-Carbon) コンポジットなどに適用されており、その総繊維体積含有率 V_f は、0.54~0.57 であった^{[2]~[3]}。この時、面内繊維含有率 $V_{fr}+V_{\theta}$ は 0.53^[3] および 0.44^[2] であった。これらを参考にして、本研究においては、 V_f は 0.57 を実現可能な値として想定した。また面外繊維含有率 V_{ez} は 0.02 とし、以下の条件を満たすとした。(2-1) において添え字 r 、 θ 、 z は各方向の繊維含有率を示す。

- $V_f = V_{fr} + V_{f\theta} + V_{fz}$
 - $V_{fr} + V_{f\theta} = 0.55$
 - $V_{fz} = 0.02$
- (2-1)

3DCF-1 においては、径の増加とともに r 束の間隔は幾何学的に大きくなるので、 V_{fr} は r とともに減少する。一方、 $V_{f\theta}$ は (2-1) 式により増加する。

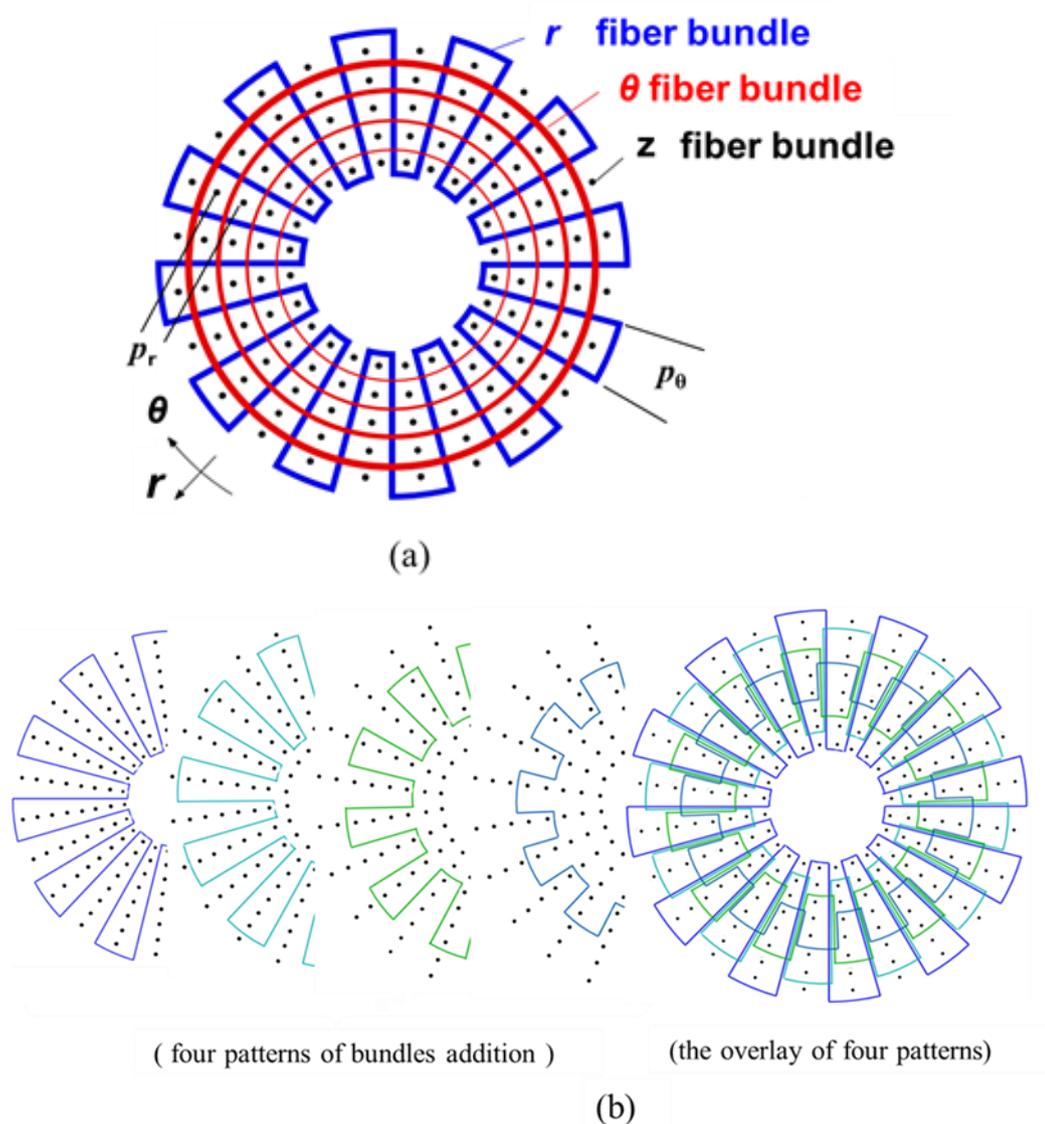


Fig. 2.2 Schematic running patterns of fiber bundles in the cylindrically orthogonal fabric: (a) non-bundle-additon model (3DCF-1 and-3) , (b) A typical addition pattern of r-directional fiber bundles in 3DCF-2 and -4 (θ bundles not displayed).

2.3 材料物性

3DCF の三次元材料定数の推定には等価介在物法を用いた^[5]。高強度炭素繊維 T1000G (東レ社製) を想定した。繊維の異方性を考慮したが、軸方向の弾性率 (E_L) はメーカーのカタログ値を参照し^[6]、それ以外の物性は、弾性率が近い T300 (東レ社製) の値を使用した^[7]。材料の物性 (繊維、樹脂、アルミ) を Table.2.1 に示す。

Table 2.1 Physical and elastic properties of carbon fiber and matrix resin used in optimization calculations and Al alloy for hub

Material	Mass density	Longitudinal elastic modulus	Transverse elastic modulus	Poisson's ratio		Tensile strength
	ρ (kg/m ³)	E_L (GPa)	E_T (GPa)	ν_{LT}	ν_{TT}	(MPa)
T1000G	1800 ^a	294 ^a	40 ^b	0.31 ^b	0.33 ^b	6370 ^a
Epoxy	1250	3.4	-	0.36	-	NA
A7075 T6	2700	72	-	0.35	-	460 ^c

a Toray carbon fiber America, T1000G data sheet (from [6])

b (from [5,7])

c JIS H4000, yeild strength

2.4 破壊則

回転平円盤では、主応力は円筒座標系に一致する方向で発生する。z 方向の応力は小さくその影響はないと仮定すると r、 θ 方向の 2 軸応力状態となる。破壊の評価には、r と θ 方向の応力の相互作用を考慮しない最大応力説を適用した。このような条件は、MR の最適設計で適用されている^{[8],[9]}。本研究では、せん断応力は小さいことから考慮しないこととした。

FEA より計算された応力を σ_r , σ_θ とし、それぞれ r 方向の引張、圧縮強度を F_{rt} , F_{rc} とし、 θ 方向の引張、圧縮強度を $F_{\theta t}$, $F_{\theta c}$ とすると、強度の比 S_r と S_θ はそれぞれ次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 S_r &= \sigma_r / F_{rt}, \quad \text{or} \quad \sigma_r / F_{rc} \\
 S_\theta &= \sigma_\theta / F_{\theta t}, \quad \text{or} \quad \sigma_\theta / F_{\theta c}
 \end{aligned}
 \tag{2-2}$$

最大応力説では、強度比が 1.0 以上で破壊すると仮定する。最適な面内 V_f 配分の必要条件は、異なる点でかまわないが $S_r=1.0$ 及び $S_\theta=1.0$ を満たす点が存在することである。

(2-2)式の引張強度としては、(2-3)式に示すように繊維強度 (S_f) と各方向の V_f の積に 0.75 を掛けた値を用いた。

$$F_{rt} = V_{fr} \times S_f \times 0.75 \quad (\text{引張強度}) \quad (2-3)$$

圧縮強度は、(2-4) 式に示すように引張強度 (F_{rt}) の 0.6 掛けとした^{[8],[9]}。

$$F_{rc} = F_{rt} \times 0.6 \quad (\text{圧縮強度}) \quad (2-4)$$

式(2-3)、(2-4)においてマトリックスの影響は無視した。これらは、 r 方向について示したものであるが、 θ 方向についても同様に定義した。

各方向の弾性率は、メーカーの一方向材の引張試験データの弾性率の発現率を参考にして、三次元織物としての繊維のうねりを考慮して複合則による計算結果に 0.85 を掛けて FEM 計算に使用した^[6]。一例として、 $V_{fr}=0.05$ 、 $V_{f\theta}=0.5$ 、 $V_{fz}=0.02$ における弾性率を Table 2.2 に、強度を Table 2.3 に示す。

Fig.2.2 では、 r 方向に z 糸の間隔 (p_r) が一定の間隔で繰り返す。Fig.2.2 における p_r を 2.5mm とし、この範囲では変化しないとした。

Table 2.2 Elastic properties of composites used in finite element calculations

Property	3DCF	UDCF
	($V_{fr}/V_{f\theta}/V_{fz}$) (0.05/0.5/0.02) ^a	($V_{fr}/V_{f\theta}/V_{fz}$) (0.0/0.55/0.0)
E_r (GPa)	27.2	6.9
E_θ (GPa)	134	139
E_z (GPa)	16.4	6.9
$\nu_{r\theta}$	0.235	0.33
ν_{rz}	0.037	0.016
$\nu_{\theta z}$	0.027	0.016
$G_{r\theta}$ (GPa)	3.0	2.7
G_{rz} (GPa)	4.1	4.0
$G_{\theta z}$ (GPa)	4.0	4.0
ρ (kg/m ³)	1563	1552

a reference values to show an example

Table 2.3 Strengths of composites used in finite element calculations

Property	3DCF ($V_{fr}/V_{f\theta}/V_{fz}$) (0.05/0.5/0.02) ^a	UDCF ($V_{fr}/V_{f\theta}/V_{fz}$) (0.0/0.55/0.0)
F_{rt} (MPa)	239	15
$F_{\theta t}$ (MPa)	2389	2628
F_{rc} (MPa)	143	70
$F_{\theta c}$ (MPa)	1433	1577

a reference values to show an example

2.5 応力解析 (FEA)

2.5.1 解析モデル

r 方向および θ 方向において弾性率が変化しなければ、解析的に応力を求めることが可能である^[10]。本研究では材料定数は r に依存し、微分方程式を解析的に解くことができないため、FEA (Finite Element Analysis) を用いた数値計算を行った。FEA は、ABAQUS (ver.11.2) を用いた。数値計算モデルにおいては、円盤の外径 r_2 を 150mm (一定) とし、内径 r_1 を変化させた。厚さが一定のモデル (3DCF-1, 3DCF-3) では、円盤の軸方向の高さ T_h を 20mm (一定) とした。厚みが増えるモデル (3DCF-2, 3DCF-4) では、外径 r_2 での厚みを 2mm とし、軸方向の厚みは半径の $1/r$ (反比例) で変化させた。

解析モデルは軸対称四角形 8 節点要素で構成し、3DCF-3 ($\lambda=0.1$) で格子サイズを変えて応力 (σ_r, σ_θ) の収束性を確認した。Fig.2.3 は格子サイズ M (mm) に依存する誤差 (%) を示す。格子サイズ M は、3、1.5、1、0.5、0.25 (mm) で行った。ある格子サイズの応力を $\sigma(M)$ で表すと、一例として $M=3$ の誤差は $\{\sigma(3)-\sigma(1.5)\}/\sigma(3)*100$ により求めてプロットした。図より誤差は、格子サイズとともに小さくなる。格子サイズ 1mm では、 σ_r, σ_θ のそれぞれの誤差は、0.4、0.2% である。このことから、格子サイズは約 1mm とした。Fig.2.1 のメッシュは荒いが、メッシュ作成を概念的に示したものである。

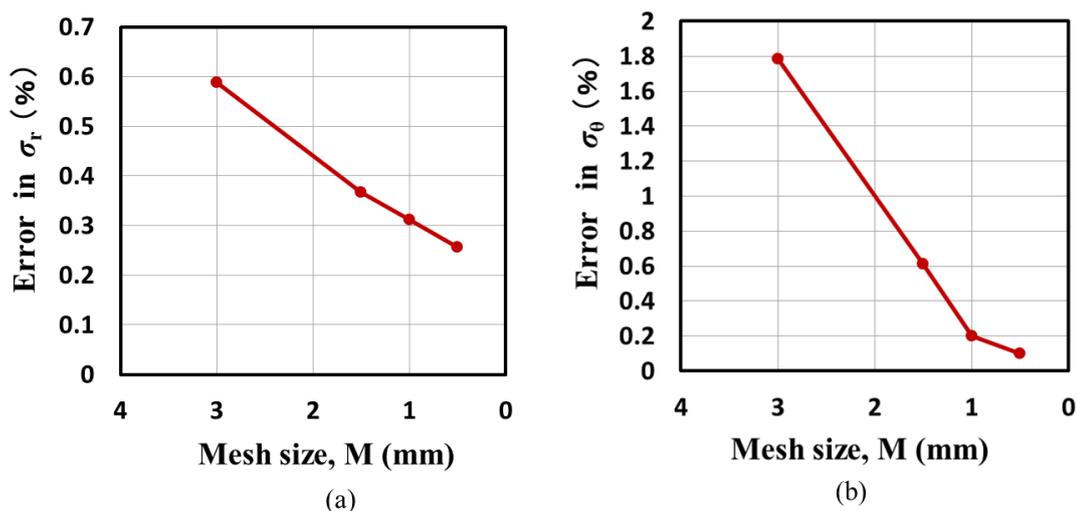


Fig. 2.3 Errors in stress calculations: (a) radial stress (σ_r) and (b) circumferential stress (σ_θ).

2.5.2 最適化アルゴリズム

Fig.2.4 に r 束を追加する場合の (3DCF-2, 3DCF-4) の最適化のフローを示す。最適化は、目的関数を破壊周速とし、直接探索法によって求めた^[11]。

初期値は、 V_{fr} 、 $V_{f\theta}$ をそれぞれ 0.0、0.55 とする。周速 V_{Ttp} を増加させると σ_r は大きくなり S_f は 1.0 を超え、ある要素で破壊が生じる。この要素において $S_f=1.0$ を満足する新しい V'_{fr} は、式(2-5)により求める (式(2-5)は(2-2)を(2-3)に代入すると得られる)。

$$V'_{fr} = \sigma_r / (S_f \times 0.75) \quad (2-5)$$

3DCF-1、3DCF-3 では、破壊した要素を除く新しい V''_{fr} は、破壊した要素の位置 r' とその V'_{fr} を使って求めた。 r 方向に繊維束を追加しない場合は、2つの位置 (r' , r'') と V'_{fr} は幾何学的に以下の逆比に従う。

$$\frac{V''_{fr}}{V'_{fr}} = \frac{r'}{r''} \quad (2-6)$$

この式により他の要素の新しい V''_{fr} を求めた。

新しい $V'_{f\theta}$ と $V''_{f\theta}$ は式 (2-1) の第2式から求めた。

(2-5) 式は引張破壊の場合を示した。圧縮の場合は (2-3) ではなく (2-4) を用いる。

$S_\theta \geq 1.0$ となった場合は周速を下げる。これは、速度増加の刻みが、大きすぎるためであり、この状態で解は得られない。 $S_\theta < 1.0$ となるまで、速度を下げ、刻みを小さくして、速度を再び増加させる。解が収束に近いときは、速度の増分もこれに合わせて小さくする必要がある。

速度増加をすると S_r は、常に 1.0 以上であるが、計算が進むと 1.0 に向かって小さくなる。一方、 S_θ は、常に 1.0 に向かって大きくなる。 S_r が 1.001 以下かつ S_θ が 0.999 以上になったとき、解が得られたとした。

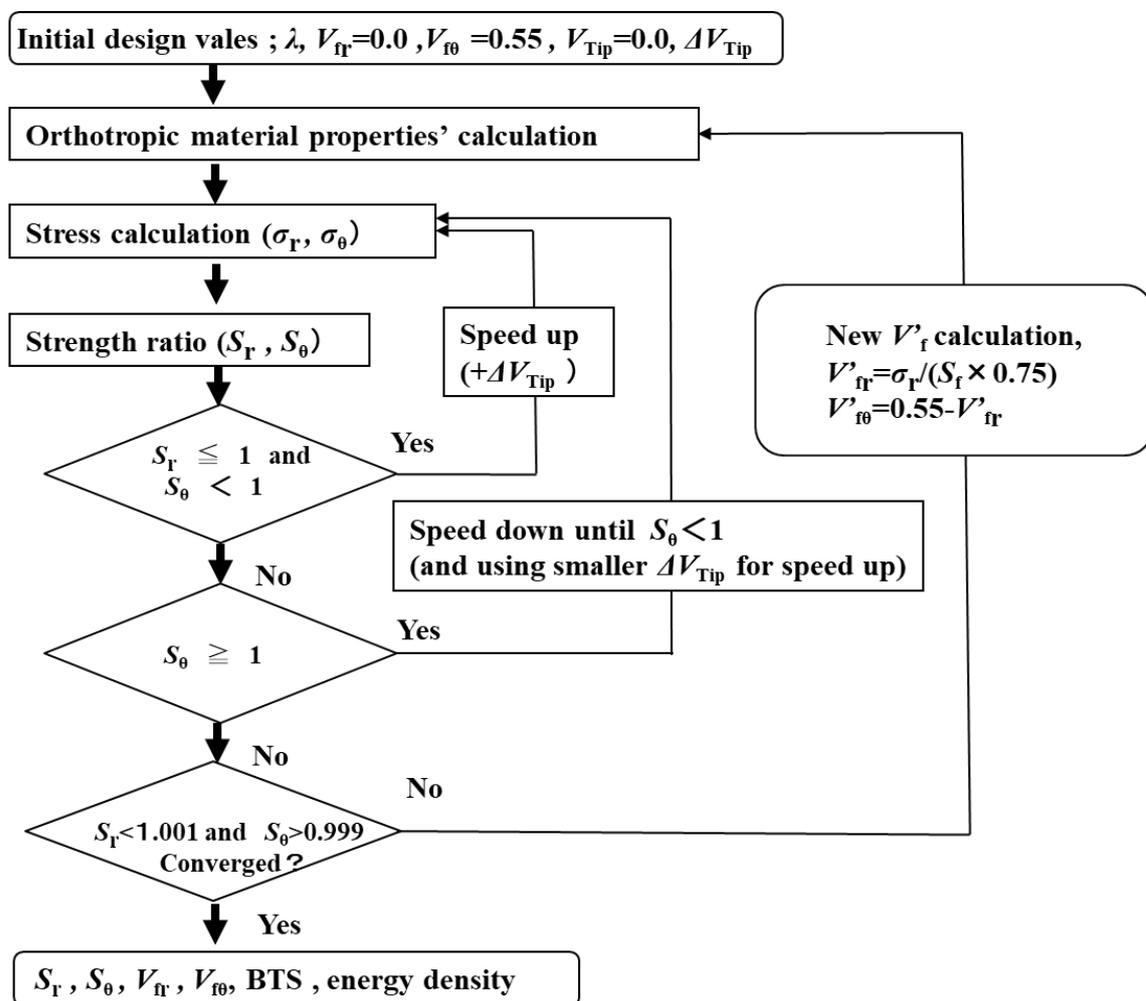


Fig. 2.4 A flow chart for optimization of 3-dimensional fabrics to determine reinforcing pattern for high-speed rotation disks.

2.6 計算結果

2.6.1 破壊周速

Fig.2.5 に内外径比 λ の関数として各モデル（3DCF-1、3DCF-2、3DCF-3、3DCF-4）の最大周速（BTS: Burst Tip Speed）の見積もり結果を示す。

比較のため、UDCFの計算を行った。各 V_f は、 $V_{fr}=0.0$ 、 $V_{\theta}=0.55$ 、 $V_z=0.0$ で行った。Table.2.2 に計算に用いたUDCFの材料定数、Table.2.3 に強度を示す。UDCFにおいては、 $\lambda=0.9$ では層間剥離ではなく θ 方向の破壊が生じる。しかしながら、それより小さい λ においては、 r 方向の引張応力による層間剥離によりBTSは急激に小さくなった。3DCF-1は、径方向の強化により層間剥離が抑えられ、BTSは $\lambda=0.5$ で最大値を取った。一方、3DCF-2、3DCF-3、3DCF-4では λ の低下と共に周速は向上した。

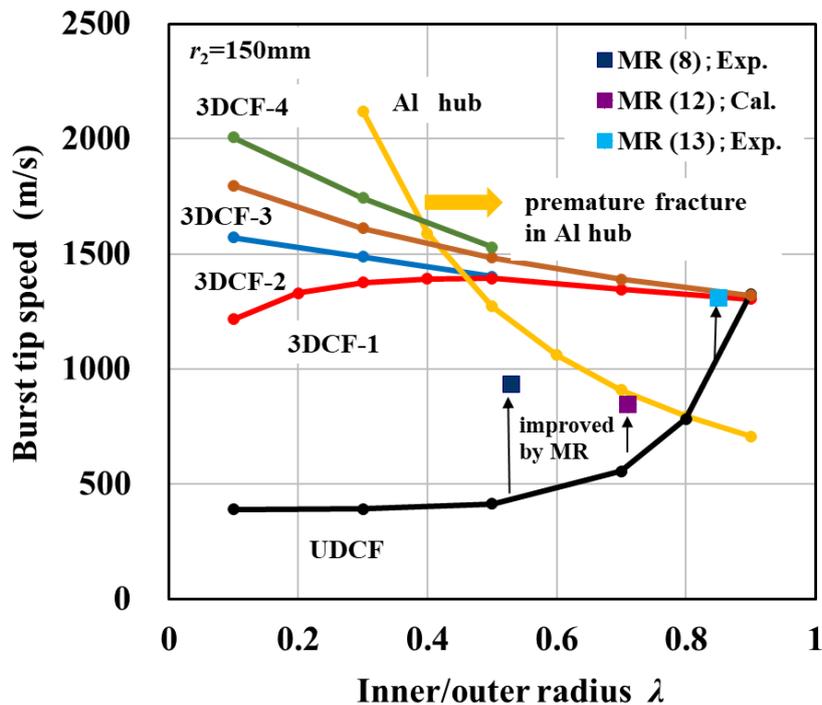


Fig. 2.5 Burst tip speeds of three-dimensionally carbon-fiber-reinforced rotors (3DCFs) compared with unidirectionally reinforced rotors (UDCFs), and multi-ring rotors (MRs). (Exp. ; experiment, Cal. ; calculation).

3DCFの内径に等しい外径を有する中実アルミニウム円盤、すなわち3DCFの内径側にアルミニウム円盤を接合させることを想定した場合のアルミニウム円盤の破壊周速を図中

に Al hub として示す。アルミニウムハブの材料物性を Table 2.1 に示す。図中の曲線より大きい内外径比 (λ) ではアルミハブの破壊が 3DCF の破壊より先に生じることが想定される。3DCF-1、3DCF-2 では、 $\lambda > 0.44$ ではアルミハブの破壊が最初に始まる。UDCF では、 $\lambda > 0.8$ においてアルミハブの破壊が予想される。

図中、既報のマルチリング (MR) の BTS を引用し^{[8],[12],[13]}示した。図中の数字は文献番号である。マルチリングの BTS は、UDCF のそれを大きく向上しているが 3DCF には及ばない。

2.6.2 エネルギー密度

3DCF とアルミ合金製ハブ (Al hub) とを組み合わせたローターのエネルギー密度の計算を行った。アルミハブは、3DCF の内径と等しい外径で同じ高さの中実円盤とした。それぞれの回転エネルギーを足し合わせ、双方の質量の和で除してエネルギー密度を求めた。

Fig. 2.6 は、ハブを含めたエネルギー密度の計算結果である。横軸は、内外径比 (λ)、縦軸は、エネルギー密度 (MED: Maximum Energy Density) を示す。

アルミハブと組み合わせた場合、アルミハブの外形寸法に依存して、ハブが先に壊れる場合と、円盤が壊れる場合が生じる。図中、アルミハブの曲線は、3DCF よりも先行して生じるアルミハブの破壊 (BTS) を基に計算した MED である。この曲線の右側は、ハブが先行して破壊する。3DCF-1 では $\lambda = 0.44$ 以上において、ハブの破壊が先行して生じる。このため図では、破線で示してある。UDCF では、 $\lambda > 0.8$ でハブが先行破壊する。3DCF では、 $\lambda = 0.43$ 以下では、アルミの先行破壊は生じないので、3DCF の最適化された強度を有効に活用することが可能となる。3DCF-1 では、 $\lambda = 0.2 \sim 0.4$ において、 120 Wh/kg 以上のエネルギー密度が得られた。3DCF-2、3DCF-3、3DCF-4 では、 $\lambda = 0.1$ において、それぞれ 170 、 153 、 189 Wh/kg のエネルギー密度が得られた。

従来の研究におけるハブと組み合わせたエネルギー密度の引用を図中^{[8],[12]~[15]}に示す。図中の数字は文献番号である。マルチリング (MR) の引用は、アルミ合金ハブとの組み合わせである^{[8],[12],[13]}。図より MR のエネルギー密度は、アルミハブの先行破壊により、 80 Wh/kg 以下に制約されると考えられる。高橋ら^[13]のエネルギー密度は、報告されたアルミハブの図から、寸法を推定し求めた概略値である。高橋らの値がアルミハブ

の曲線から外れているのは、スポークとリム形状の工夫したハブを使用しているためである。

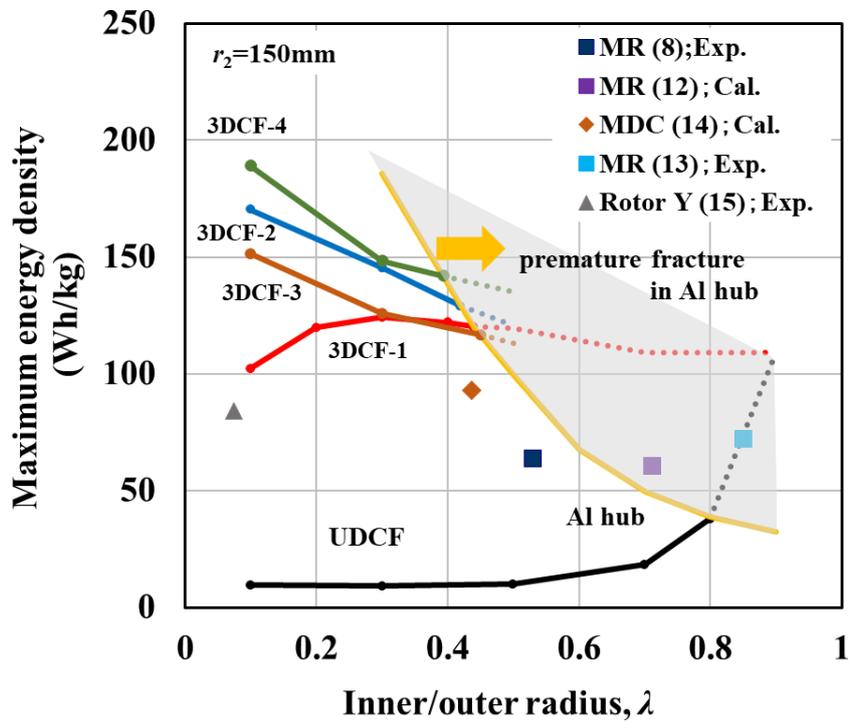


Fig. 2.6 Energy densities stored in three-dimensionally carbon-fiber-reinforced rotors (3DCFs) compared with those of multi-ring rotors (MRs) and others (Exp.; experiment, Cal.; calculation).

2.6.3 周巻き円盤 (UDCF) の応力分布

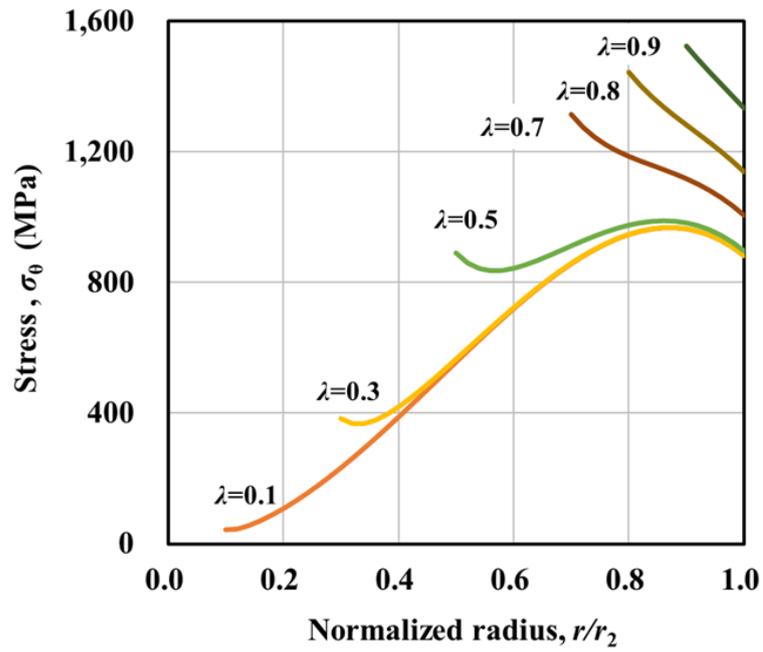
Fig.2.7 (a)と(b)はそれぞれ 1000 m/s 時の σ_θ と σ_r の分布を内外径比を横軸にとり示した結果で、(b)中の F_{rt} は層間強度である。 $\lambda=0.9$ では、 σ_r は小さく σ_θ による破壊が支配的となる。このため Fig.2.5 では、UDCF の BTS は 3DCF-1 のそれと同じとなる。しかし Fig.2.7 (b)において、 λ の減少とともに σ_r は次第に大きくなり、 $\lambda=0.88$ 以下では σ_r による破壊 (delamination) が支配的となる。 $\lambda=0.8$ において、 σ_r は周速 783m/s で F_{rt} に達する。Fig.2.5 における UDCF の BTS は、 F_{rt} で制限される。このため、BTS は λ の減少とともに急激に下がる。

2.6.4 3DCF-1 の応力、強度比分布

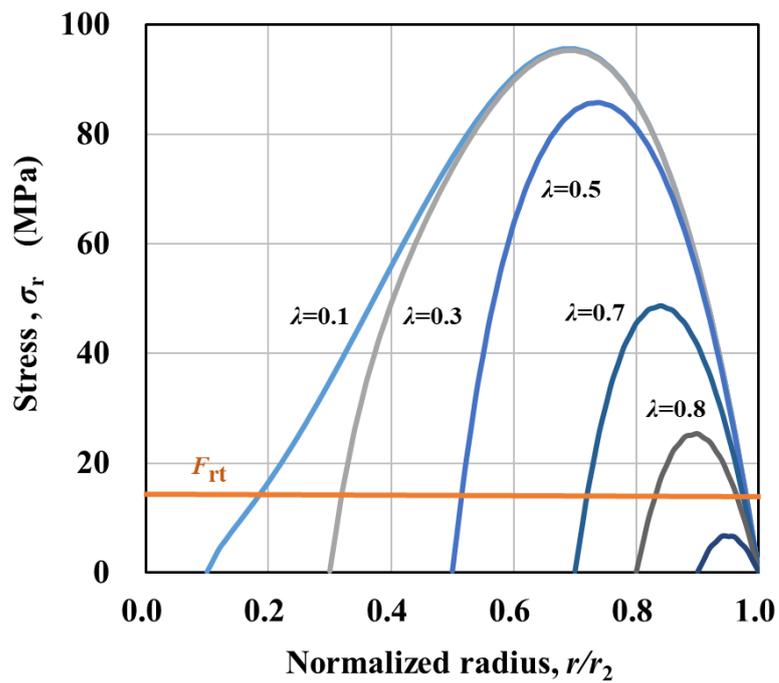
Fig.2.8 は 1000m/s における最適化された V_f 配分における 3DCF-1 の応力分布である。Fig.2.7 と Fig.2.8 の比較から、 σ_r は UDCF と比較して大きくなる。また σ_θ の最大値は、UDCF に比較して、 $\lambda=0.5$ では大きくなったが、 $\lambda=0.1$ では小さくなった。Fig.2.8 において、 $\lambda=0.1$ では、 σ_θ は内径ではなく $r/r_2=0.8$ 付近で最大となる。この傾向は、UDCF の Fig.2.7(a)と類似する。

Fig.2.9 は、 $\lambda=0.3$ の BTS (1376m/s) における各方向の強度比 (S_r 、 S_θ) および $V_{f\theta}$ 、 V_{fr} の変化を示す。横軸は外半径で無次元化している。 r 、 θ の双方向において $S_r=S_\theta=1.0$ が達成されており、最適化により双方の繊維が有効に活用されている。

3DCF-1 ($\lambda=0.1$) においては、Fig.2.8 に示す $r/r_2=0.4$ 付近で生じる最大 σ_r を支える必要がある。径の増加とともに V_{fr} が減少することを考慮すると、内径面 ($r/r_2=0.1$) で比較的に大きな V_{fr} が必要となる。このことは内径面で生じる大きな σ_θ を支えるための $V_{f\theta}$ の配分が不十分となることを意味する。このため Fig.2.5 において λ が 0.3 より小さくなると、BTS は低下した。



(a) hoop stress



(b) radial stress

Fig. 2.7 Stress distributions in UDCFs subjected to a tip speed of 1000m/s.

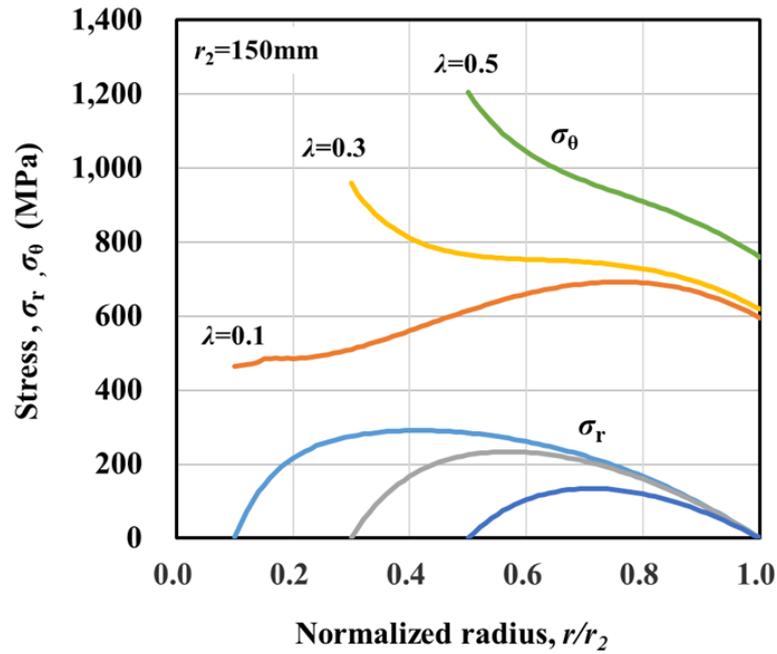


Fig. 2.8 Stress distributions in 3DCF-1s subjected to rotation at a tip speed of 1000m/s.

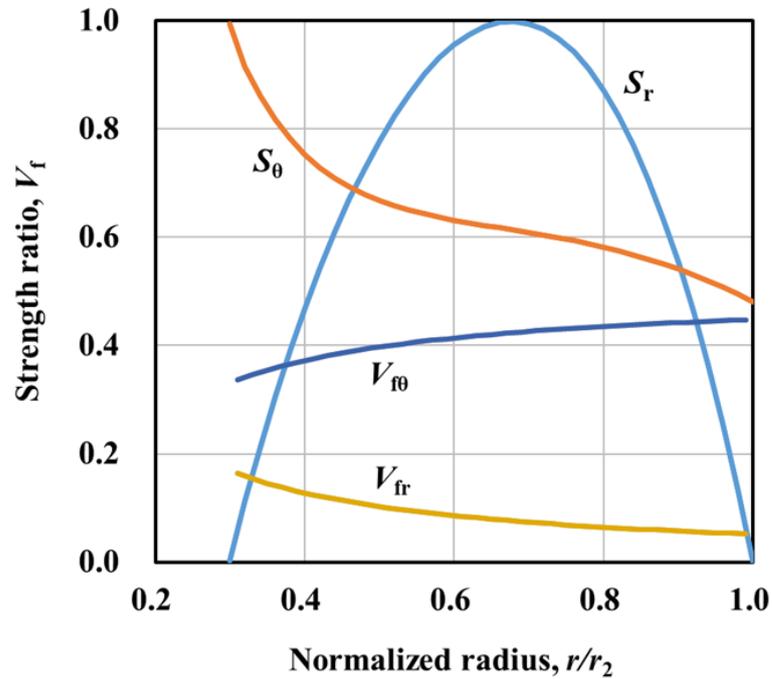


Fig. 2.9 Distributions of strength ratios S_r and S_θ and V_f s in the 3DCF-1 of $\lambda=0.3$ subjected to a burst tip speed of 1376m/s.

2.6.5 3DCF-2 の応力、強度比分布

3DCF-2 では、径の途中で、 r 糸が追加され、あるいは取り除かれる。ここでは、糸の追加に伴う弾性率の変化による糸の端部での応力集中を無視して計算を行った。

Fig.2.10 は、1000m/s における最適化された V_f 配分での応力分布である。また Fig.2.11 は、 $\lambda=0.1$ の BTS (1571m/s) における各方向の強度比 (S_r , S_θ) および V_θ , V_r の変化を示す。横軸は外半径で無次元化している。 S_r は r 方向でほぼ一定で 1.0 に近づいている。また S_θ は比較的に高い値である。径の途中で r 糸を追加させることで、 r に依存する局所的な σ_r の分布に対しても $S_r=1.0$ を満足する。このため Fig.2.5、Fig.2.6 における 3DCF-2 の BTS やエネルギー密度は、 λ が小さくなくても向上した。

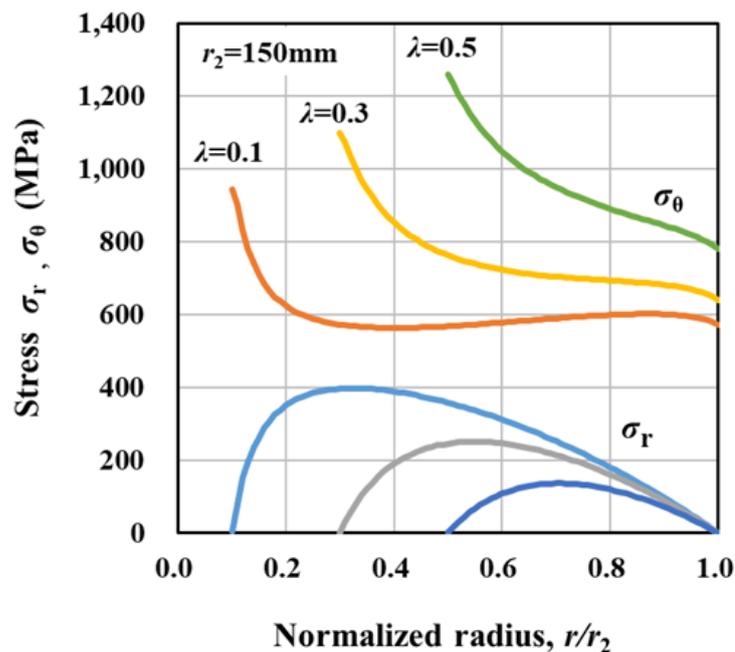


Fig. 2.10 Stress distributions in 3DCF-2s subjected to a tip speed of 1000m/s.

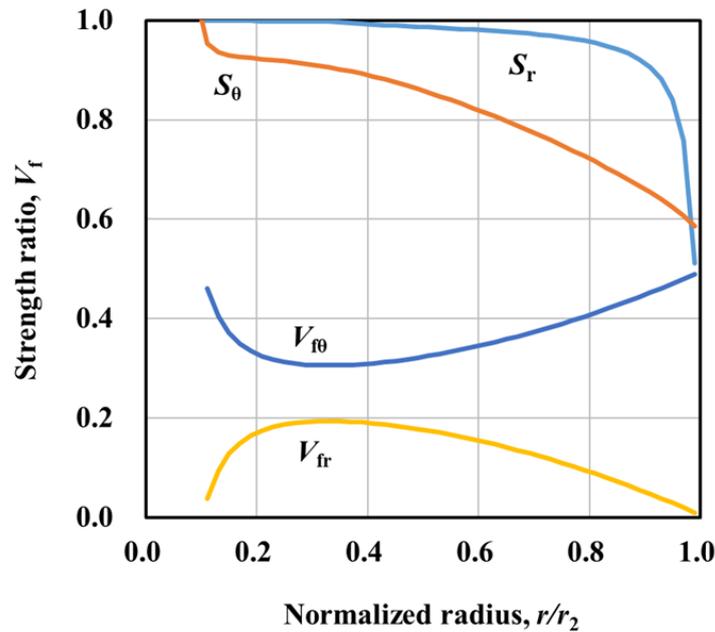


Fig. 2.11 Distributions of strength ratios S_θ , S_r and V_f s in the 3DCF-2 of $\lambda=0.1$ subjected to a burst tip speed of 1571m/s.

2.6.6 3DCF-3、4 の強度比分布

Fig.2.12、Fig.2.13 は、それぞれ 3DCF-3、3DCF-4 の $\lambda=0.1$ における BTS が 1797m/s、2007m/s における各方向の強度比 (S_r , S_θ) および V_θ 、 V_{fr} の変化を示す。横軸は外半径で無次元化 (r/r_2) している。Fig.2.12 では、 r 、 θ の双方向において $S_r=S_\theta=1.0$ が達成されている。 r 系は追加されていないが、円盤の厚みを半径の反比例で外周にかけて薄くしており、 V_{fr} は一定となり、また式 (2-1) により結果的に V_θ も一定となる。

3DCF-4 は Fig.2.13 に示され、 S_r は 1.0 に近く平たんである。また S_θ は 1.0 に近い高い値を示す。これらの傾向により、3DCF-4 では高い BTS とエネルギー密度が達成されている。

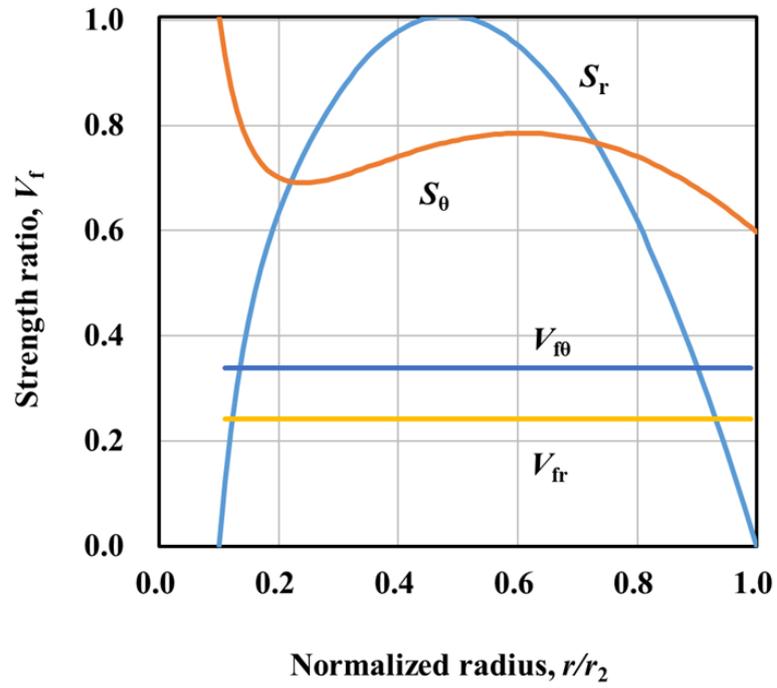


Fig. 2.12 Distributions of strength ratios S_θ , S_r and V_{fs} in the 3DCF-3 of $\lambda=0.1$ subjected to a burst tip speed of 1797m/s.

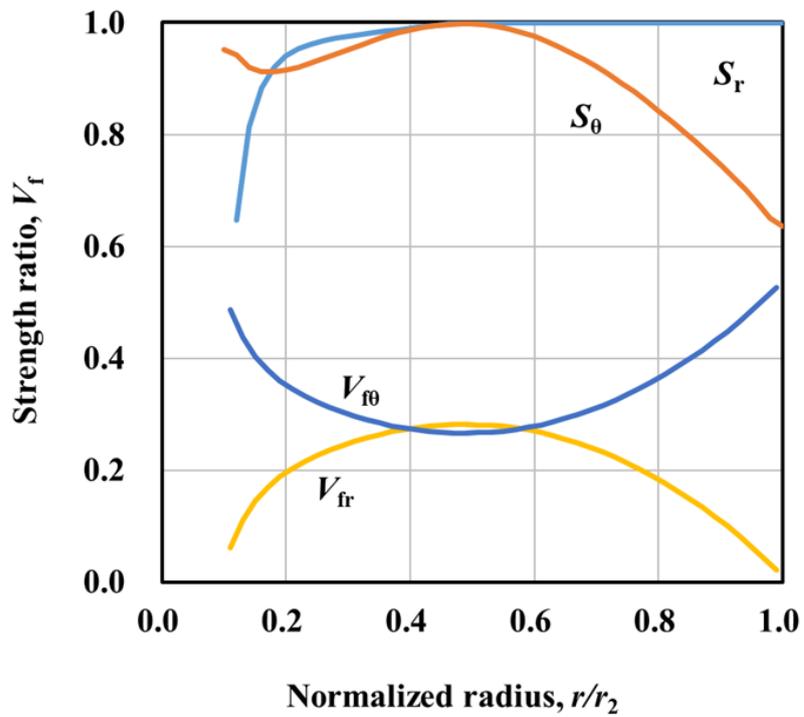


Fig. 2.13 Distributions of strength ratios S_θ , S_r and V_{fs} in the 3DCF-4 of $\lambda=0.1$ subjected to a burst tip speed of 2007m/s.

2.7 考察

2.7.1 小さい内外径比の効果

3DCF-1 の BTS の最大値は $\lambda=0.5$ で現れ (Fig.2.5)、エネルギー密度の最大値は $\lambda=0.3$ で生じた (Fig.2.6)。円盤単体では、最大 BTS を与える λ と最大エネルギー密度の最大値を与える λ は等しくなる。エネルギー密度の最大値を与える λ が、BTS の最大値を与える λ と異なる理由は、ハブを考慮したことによる。円盤単体のエネルギー密度は、155.0 ($\lambda=0.5$)、143.0Wh/kg ($\lambda=0.3$) であり、 $\lambda=0.5$ で最大となる。ハブを含めると、これらはそれぞれ 120、124Wh/kg となる。この結果から、高強度・低密度の 3DCF が円盤のより大きな体積を占めることが有利であることを示している。Fig.2.6 よりハブを含めたエネルギー密度の設計範囲として、アルミの破壊曲線の左側となる $\lambda=0.2\sim 0.4$ において 120Wh/kg 以上が得られる。

2.7.2 3DCF-3 による織物試作

3DCF-3 を用いた織物試作を行った。ここでは、式 (2-1) に相当する条件として、 $V_{fr}+V_{\theta}=0.45$ 、 $V_{tz}=0.02$ 、 $\lambda=0.13$ とした。3DCF-3 として V_{fr} 、 V_{θ} はそれぞれ 0.186、0.264 で最適化した。Fig.2.14 に試作円盤を示す。内径の厚みのある部分は回転軸との接合に用いるものである。

Fig.2.15 は、試作織物の V_{fr} 、 V_{θ} とそれぞれの最適値の比較を示す。横軸は外半径で無次元化 (r/m) している。図中に試作円盤の写真を示した。BTS とハブを含むエネルギー密度は、それぞれ 1520m/s と 121Wh/kg である。

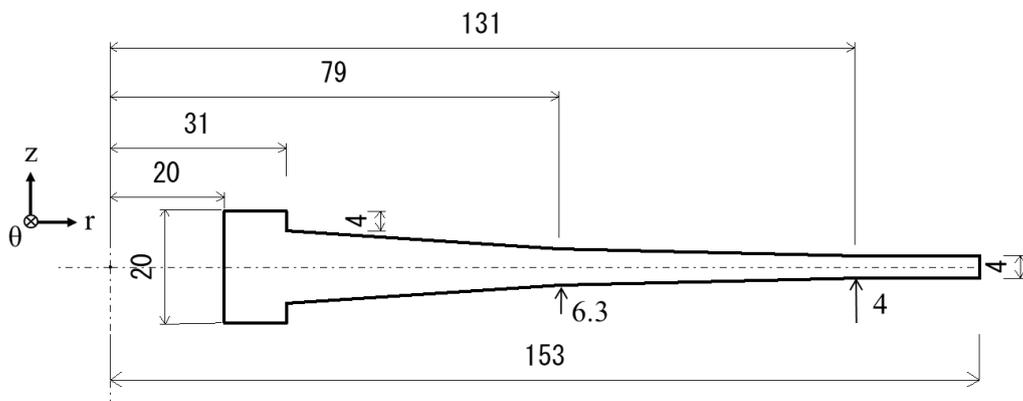


Fig. 2.14 A trail disk of the 3DCF-3 type.

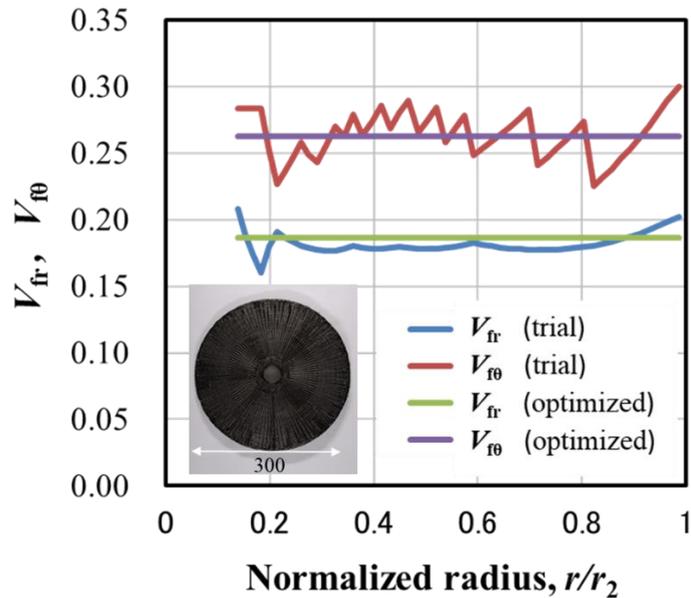


Fig. 2.15 Comparison of distributions of V_{fr} and V_{t0} in a trial 3DCF-3 with those of optimized values.

2.7.3 3DCF におけるハブと円盤の変位差

回転においては、遠心力の違いによって 3DCF の内径変位はハブの外径変位よりも大きく膨らむ。この傾向は、 λ が小さくなるとさらに強くなる。 λ が小さい円盤においては、外周から内周までの積算された遠心力が加わるためである。結果的に高速回転においてハブと円盤の分離が生じる。

Fig.2.16 は、 $\lambda=0.3$ の 3DCF-1 とそれに接合されるアルミハブの変位を示す。横軸は 3DCF-1 の周速である。この図は以下の条件で作成した、1) 3DCF-1 とアルミハブは液体窒素を用いた冷やしばめによって接合され、その温度差 ΔT は 200K とする。2) アルミハブの線膨張係数； α は 23 (μ/K) とする。図中破線の直線は、アルミハブの冷やしばめによる変形量 ($\alpha \times r_1 \times \Delta T$) であり、実線の曲線は、冷やしばめの変位に回転変位を加えたものである。この図から 3DCF-1 の内径変位は周速とともに大きくなり、780m/s においてアルミハブの外周変位に等しくなる。このことから、双方の接合は、外周速 780 m/s で分離してしまう。3DCF とハブとの接合を維持させることは課題である。双方の接合を維持させる一つの方法はフレキシブルハブである [16],[17]。この方法では遠心力によってハブの外

周は容易に伸びる。小さい λ においては、エラストマー材料を複合材料リングの間に入れることが検討されてきた^[15]。これ以外にも円盤の剛性を高めることによって接合を維持させる2つの方法が考えられる。一つは高弾性の炭素繊維を円盤の強化繊維に用いる方法である。Fig.2.16の3DCF-1の破線の曲線は、高弾性炭素繊維（Torayca M40J、Toray co. Ltd., Japan）を用いた場合である。もう一つの方法は円盤の内径側を厚くすることで、回転遠心力に対して変形しにくくすることである。

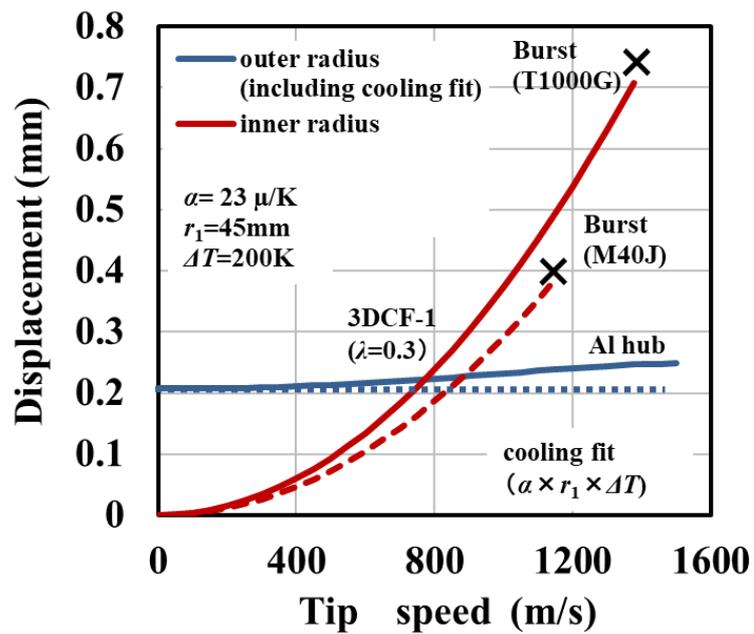


Fig. 2.16 Displacements of the outer radius of an aluminum hub (A7075) and the inner radius of a 3DCF-1 disk as a function of tip speeds of the disk.

2.8 形状最適化

3DCFの試作については、3DCF-3をモデルに行った。形状は径に依存して薄くなる円盤であり、形状として最適であることを確認するために実験計画法に基づく直交表でサンプリングを行い、それによるFEAの解析結果から、応答局面を作成し最適解を求めた。

2.8.1 応答局面法^[18]

Fig.2.17に応答局面法の流れを示す。応答局面法では最適化の条件設定を行った後に、設計変数のサンプリングを行い、FEAの結果をもとに設計変数と制約条件との間で応答局面を作成する。その応答局面を用いて、従来からある最適化手法により最適解を求める。

2.8.2 実験計画法^[19]

設計変数のサンプリングには、実験計画法に基づく直交計画による直交表を用いて水準を割り付けた。直交表のほかにも全因子計画、中央複合計画 (CCD: Central Composite Design)、D最適化基準などの手法があるが、水準の割り付けの容易さや効率性から、直交計画を用いた。

Fig.2.18に設計変数を示す。設計変数は、外周厚み t_0 と円盤の厚み関数として半径 r のべき数である r^n とした。これにより、 $n=0$ は平盤を表し、 $n<0$ であれば内径側に厚みのある円盤を表現する。一方、 $n>0$ は外径側の厚い円盤を表現する。いくつかのFEA計算では、 $n>0$ で外径側の厚い円盤では大きな遠心力により、厚みの薄い内径側が破壊する結果が得られた。このため制約条件として $n<0$ とした。3水準の直交表を用いて、L9直交表に設計変数を割り付けた。Table 2.4に設計変数の割り振りを示す。目的関数はエネルギー密度とした。

FEAの結果から、応答関数として2次多項式で応答局面を表現して、最小二乗法によりその係数を決定した。その後、エクセルのソルバー機能を用いて最適解を求めた。

Fig.2.19は3DCF-4の $\lambda=0.1$ における応答局面である。図から、 $n=-1.06$, $t_0=3.2\text{mm}$ で最大エネルギー密度 195Wh/kg が得られた。このことから試作は、 $n=-1$ 、すなわち厚みを $1/r$ で変化させることとした。厚み t_0 については、 3.2mm が最適であるが、製織時の織物のゆがみを避けるために、 $t_0=4.0\text{mm}$ とした。

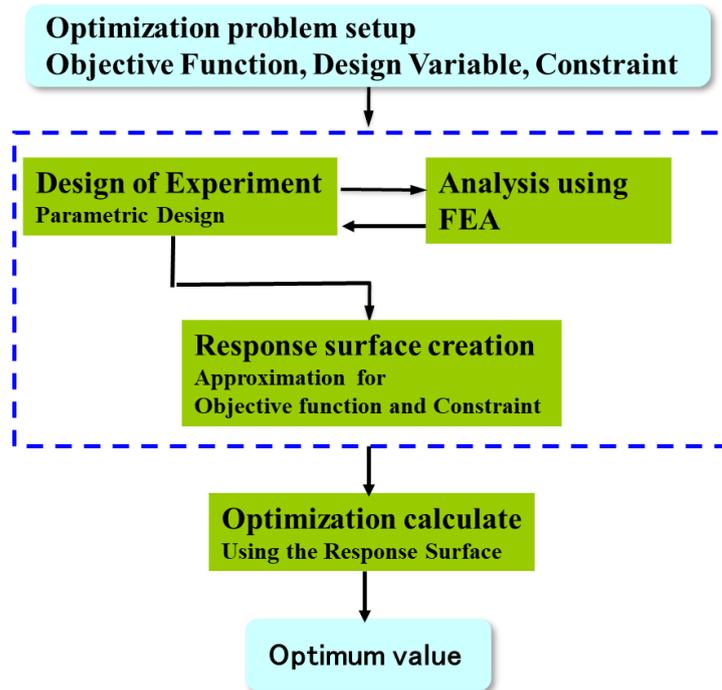


Fig.2.17 Response surface methodology (RSM).

design variables ; n, t_0
 one objective ; energy density

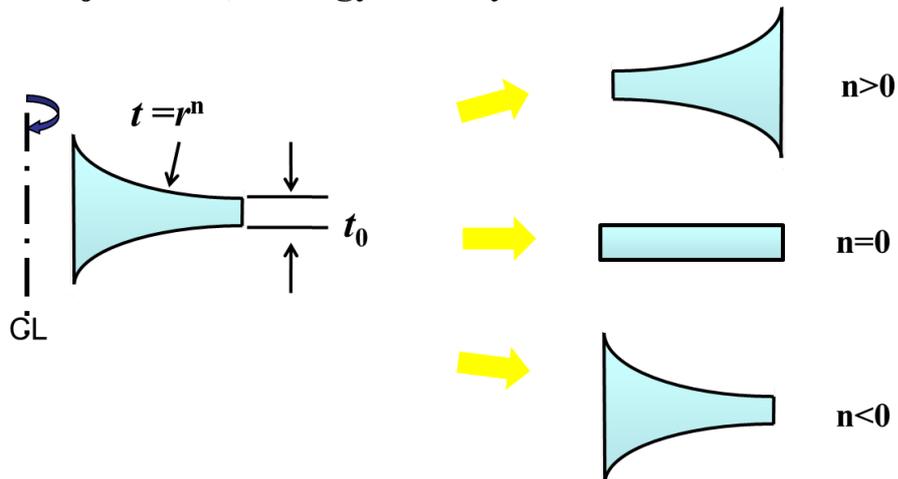


Fig.2.18 Design variables and objective function.

Table 2.4 L9 orthogonal array

	t_0	n
1	0.5	0
2	0.5	0
3	0.5	0
4	3.5	-1
5	3.5	-1
6	3.5	-1
7	6.5	-2
8	6.5	-2
9	6.5	-2

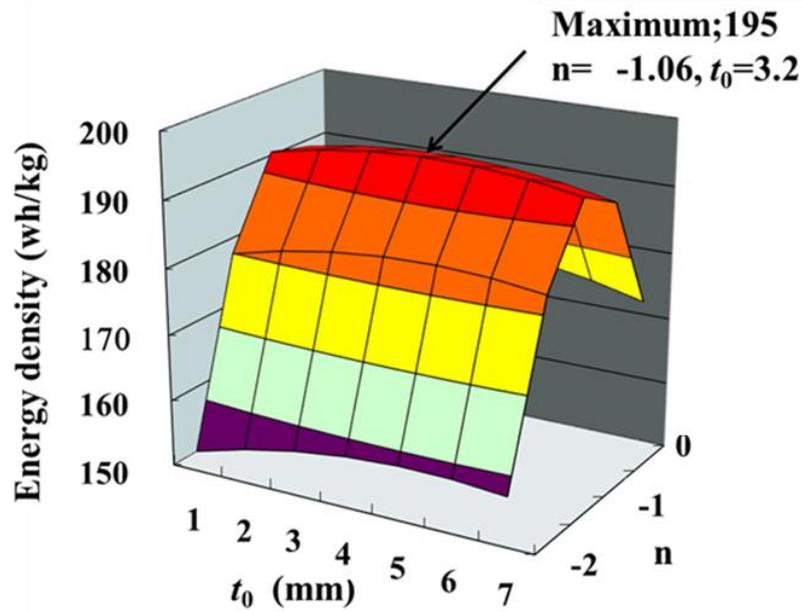


Fig.2.19 Response surface of a 3DCF-4 ($\lambda=0.1$).

2.9 結言

3DCFは高速回転体の適用に効果的であることを示した。径方向の強化は層間剥離を抑え内外径比を小さくすることを可能にする。小さい内外径比は回転体に占める低い比強度のアルミハブの体積を減少させ、そしてハブを含む高いエネルギー密度を可能にする。

4つの最適モデルを提案した。二つは強化繊維束を追加しないモデル(3DCF-1と3DCF-3)であり、最大破壊周速(BTS)はそれぞれ1376と1797m/sであり最大エネルギー密度(MED)はアルミハブを含めてそれぞれ124と151Wh/kgである。また二つは強化繊維束を追加するモデル(3DCF-2と3DCF-4)であり、最大破壊周速(BTS)はそれぞれ1571と2007m/sであり最大エネルギー密度(MED)はアルミハブを含めてそれぞれ170と189Wh/kgである。

参考文献

- [1] Suzumura N., Araki T., Application of ceramic matrix composites to rotating components for advanced gas-generator. In : proceedings of ECCM-8 Conference, June 1998 Naples.
- [2] 石山慎太郎, 武藤康, 高温ガス炉直接発電システム用高強度3-D C/C コンポジット製タービンディスク模擬試験体の回転強度試験 (I), 日本金属学会誌, 2001,65(11), 993-1001.
- [3] 那須秀俊, 廣瀬誠, 三次元織フライホイールの研究開発, 四国電力 四国総合研究所研究期報, 2002,79,78-85.
- [4] 北出真太郎, エネルギーの有効利用 FRP フライホイール, 強化プラスチック, 1998,44(10), 397-403.
- [5] 八田博志, 三次元強化複合材料の弾性率と線膨張係数, 日本複合材料学会誌, 1988, 14(2),73-80.
- [6] Toray Carbon Fiber America, Decatur, Alabama, USA.
- [7] 高橋清久 他, 一方向CFRPの弾性解析, 繊維機械学会誌, 1983,39(3),T349-355.
- [8] Ha SK., Kim MH., Han SC., Design and spin test of a hybrid composite flywheel rotor with a split type hub. *J. Compos. Mater.*, 2006,40(23), 2113-2130.
- [9] Arvin AC., Bakis CE., Optimal Design of Press-fitted Filament Wound Composite Flywheel Rotors. *Compo. Struct.*,2006,72, 47-57.

- [10] 邊吾一, 福田博, 複合材料の力学序説, 古今書院, 2009年5月.
- [11] 尾田十八, 工学のためのコンピュータプログラミング, 実教出版, 1984年4月.
- [12] Ikegami k., Igarashi J., Composite Flywheels with Rim and Hub. *Int. J. Mech. Sci.*, 1983,25(1),59-69.
- [13] Takahashi K., Kitade S., Morita H., Development of high speed composite flywheel rotors for energy storage system. *Adv. Compo.Mater.*,2002,11(1),41-50.
- [14] Yasser G., Faissal A., Optimal Design of Multi-Direction Composite Flywheel Rotors. *Polym. Compo.*,2002,23(3),433-441.
- [15] Gabrys CW, Bakis CE. Design and Testing of Composite Flywheel Rotors. In : ASTM STP-1242, 1997,3-22.
- [16] US Patent 6,014,911.
- [17] US Patent 5,946,979.
- [18] 尼子龍幸, FOAにおける応答曲面法による寸法最適化 (Special Issue ファーストオーダーアナリシス), 豊田中央研究所, 2003,37(1),31-36.
- [19] 田口玄一, 実験計画法, 第3版, 上下, 丸善,1976.

第3章 三次元繊維強化複合材料円盤の試作と回転試験

3.1 緒言

電力貯蔵用のフライホイール (Flywheel) は、Shaft と回転エネルギーを貯蔵するための Disk と Disk を Shaft に接合させる Hub から構成される^[1]。Shaft と Hub との接合は、一般的に冷やしばめや圧入により行われる。しかし、高速回転時には円盤の内径変位が Hub の外径変位よりも大きくなる傾向があり、Hub と円盤の分離に起因する振動振幅の増加が問題となる。本章はこの問題を克服する接合方法に関する検討結果である。

Fig.3.1 に一般的な異種材料の冷やしばめの状況を示す。回転による遠心力によって生じる Hub 外径と円盤内径変位をそれぞれ δ_H , δ_D とする。Hub の冷やしばめ量 (無負荷時ハブ外径と円盤内径の差) を δ_{FIT} とすると、双方の接合が維持するためには、次式の条件を満たす必要がある。

$$\delta_D < \delta_H + \delta_{FIT} \quad (3-1)$$

Disk の内外径比 λ ($\lambda=r_1/r_2$; r_1 : 内径、 r_2 : 外径) が大きいときには遠心力により生じる δ_H が大きいため、接合を維持するのは容易である。しかし、CFRP を有効に使って高性能なフライホイールを開発するには、 λ が小さいシステムとすることが望ましい。 λ が小さいとき、Hub の外径は小さく Hub に作用する遠心力も小さいため、 δ_H は無視できる。このとき(3-1)は、次式となる。

$$\delta_D < \delta_{FIT} \quad (3-2)$$

δ_{FIT} は、Hub の外半径 (r_H) \times 温度差 (ΔT) \times 線膨張係数 (α) で与えられる。 δ_{FIT} は、 r_H が小さいときには小さく、式 (3-2) から高速回転中では接合を維持することが困難になる。第2章において中実アルミハブと CFRP 円盤の組み合わせでは、 $\lambda=0.5$ 以上で Hub の先行破壊が生じることを推定した^[2]。

λ を小さくすることは、ハブ用の材料である金属材料の早期破壊を抑え高速回転させるためにも有効である。

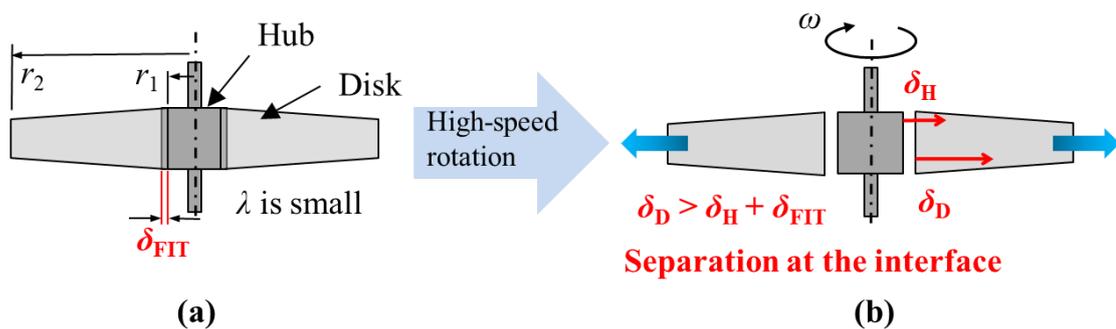


Fig.3.1 Explanatory diagrams for cooling and shrink fit (a) and separation of the driving shaft and disk under high-speed rotation (b).

Hub の形状を工夫して回転時に外側への変形を大きくできるようにする方法も検討されている。高橋^[3]らは、 $\lambda=0.78$ の円盤において Hub の形状を軸方向に長く、複雑にして、接合を維持させている。また、Sunk^[1]らは、 $\lambda=0.55$ の円盤に放射状にスリットを入れたアルミ合金製ハブを用い、Hub の変形能力を大きくし、接合維持周速を向上させている。しかしながら、この方法では大きな内外径比に接合されるハブの体積、質量は相対的に大きくなるので、Hub を含めた円盤のエネルギー密度を大きくすることは困難である。

第2章において r 、 θ 方向だけでなく z 方向にも強化した三次元強化の CFRP (3DCF : 3-Dimensional Carbon Fiber reinforced composites) を用いたローターの最適設計法を検討した^[2]。この 3DCF を高速回転させるには、内外径比の小さい円盤においても接合を維持できる方法の開発が重要になる。

本章では、以上の問題を克服できる接合方法を探索することを目的としており、内外径比 $\lambda=0.13$ の 3DCF を試作し、構造および機構による接合方法でこの円盤と Hub とを接合し、回転試験を行なって、その有効性を論じた。接合が維持できなくなると大振幅の振動が発生する。そこで、回転の軸振動と円盤外周部の変位をレーザー変位計で計測し、回転中の振動挙動を議論した。

3.2 設計

3.2.1 三次元繊維強化複合材料円盤

回転試験を行なった 3DCF は、円筒座標系で r - θ - z の三方向に繊維配向させたものである^[2]。Fig.3.2 は検討した円盤の形状で、(a)は、第 2 章の最適設計により得られた形状である。このうち θ 糸は、フィラメントワインディングのように外周まで一続きに巻いて形成した。 r 糸は内径から外径まで貫通させた。この円盤では厚みは $1/r$ に比例して変化する。従って、連続繊維で構成される r 方向繊維の体積率 V_{fr} は径方向において一定に保たれる。外側を薄くしても、 V_f を最適化することで、ハブを含めたエネルギー密度が向上することは第 2 章で確認した^[2]。この形状において、面内の総繊維体積率 ($V_{fr} + V_{f\theta}$) を 0.45 とし、面外 (z) 方向の繊維体積率 (V_{fz}) を 0.02 として最適化を行うと、 $V_{fr} = 0.186$ および $V_{f\theta} = 0.264$ が得られた。

Fig.3.2(b)、(c)は、(a)を基に実際に試作した円盤の機械加工後の試験体形状である。

Fig.3.2(b)の形状で破壊周速 1520m/s およびエネルギー密度 121Wh/kg が推定された。

Fig.3.2(a)の形状のまま円盤を製作すると、以下述べるような困難が生じる。このため、以下の視点で形状の修正を行った。

1. 成形後のゆがみや変形を抑えるため外周部の厚みを 2mm から 4mm に増加させた。外周部の厚みを大きくすることでエネルギー密度を向上させる効果も期待できる。
2. 厚みの変化を単純化し直線 3 本で構成した。

三次元織物の r 、 θ 糸には東レ社製 T1000G^[4]を用い、応力負担の小さい z 糸には東レ社製 T300^[4]を用いた。織物の製作は、シキボウ (Shikibo Ltd., Japan) にて行った。この 3DCF の破壊周速 (BTS : Burst Tip Speed) の見積もりは、有限要素解析 (ABAQUS ver.11.2) にて行った。3DCF の三次元材料定数の推定は第 2 章と同じ等価介在物法によった。素材の物性 (繊維、樹脂、Steel) を Table.3.1 に示す。また Table 3.2 は実際に製作した V_f である。Type I は内径に高さ 20mm の円筒部 (cylindrical part) を有する

(Fig.3.2(b))。Type II は、円筒部を機械加工で切り落としたもので、上面はフラットに、下面は 5°のテーパ面を有する (Fig.3.2(c))。また Type II の円盤で、下面のテーパ面の無い円盤を Type III とした。織物は、鋼製金型を用い RTM 成形 (Resin Transfer Molding) にて行った^[5]。

Table 3.1 Physical and elastic properties of carbon fiber, matrix resin, POM, and steel

Material	Mass density	Longitudinal elastic modulus	Transverse elastic modulus	Thermal expansion coefficient	Poisson's ratio		Tensile strength
	ρ (kg/m ³)	E_L (GPa)	E_T (GPa)	α ($\mu\epsilon/K$)	ν_{LT}	ν_{TT}	(MPa)
T1000G	1800 ^a	294 ^a	40 ^b	-	0.31 ^b	0.33 ^b	6370 ^a
T300	1760 ^c	230 ^c	40 ^b	-	0.31 ^b	0.33 ^b	3530 ^c
Epoxy ^b	1250	3.4	-	-	0.36	-	NA
POM ^d	1400	2.5	-	11	0.35	-	63
SNCM616	7800	206	-	-	0.3	-	1180 ^e

a Toray carbon fiber America, T1000G data sheet [4]

b [2]

c Toray carbon fiber America, T300 data sheet [4]

d CP-15X, Polyplastic Co.,Ltd.

e JIS G4103, ultimate strength

Table 3.2 Volume fractions of fiber in two types of 3DCF disks with optimized design

	V_{fr} [%]	V_{f0} [%]	V_{fz} [%]	V_f [%]
Type I	0.191	0.261	0.028	0.48
Types II, III	0.183	0.252	0.024	0.459

3.2.2 ハブを含むローターの設計

高速回転時にも円盤とハブの接合が維持することが可能な接合方法を見出すことを目的に3つの方法を検討した。Fig.3.3は、Cap hub 接合 (Type I) による高速接合維持方法の説明図である。この場合、3DCFの内径側には円筒部 (ボス) を設け、ボスの外周面に鋼製のCap hub を圧入して接合を維持する。Cap hub の厚み (t_c) を厚くして遠心力の作用を増やし、回転中のCap hub の内径変位 (δ_{RC}) と3DCFのボスの外径変位 (δ_{RB}) を等しくさせることができれば、過大な応力を発生させずにCap hub と円盤との接合を維持できる。Cap hub には、加工性、強度、コストを考慮してニッケルクロムモリブデン鋼 (SNCM616) を用いた。Fig.3.4にType I (Cap hub 接合) 回転試験体の構造を示した。FEAによる数値計算により、Cap hub のOuter flange 部の内外半径をそれぞれ31mm、41mm ($t_c=10$ mm) とすることで、1400m/sまで接合面圧がわずかに増加し、回転トルクによるゆるみを抑止できることを確認した。このとき、Cap hub に発生する応力がSNCM616の強度以下となること、3DCFにも過度の応力が発生しないことを確認した。

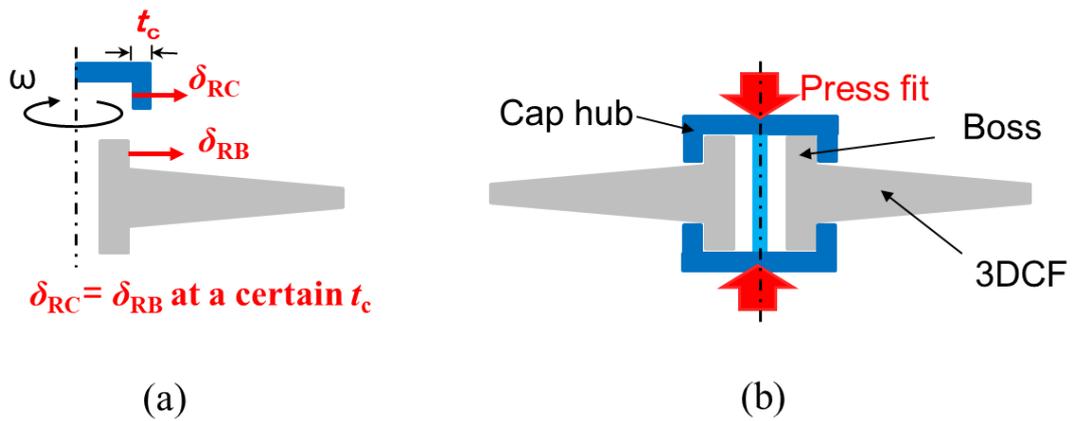


Fig. 3.3 Concept of the cap hub interface formed by press fit: (a) design of t_c to equalize displacement ($\delta_{RC} = \delta_{RB}$) for no interaction during rotation, and (b) cap hub press-fit slightly on the boss.

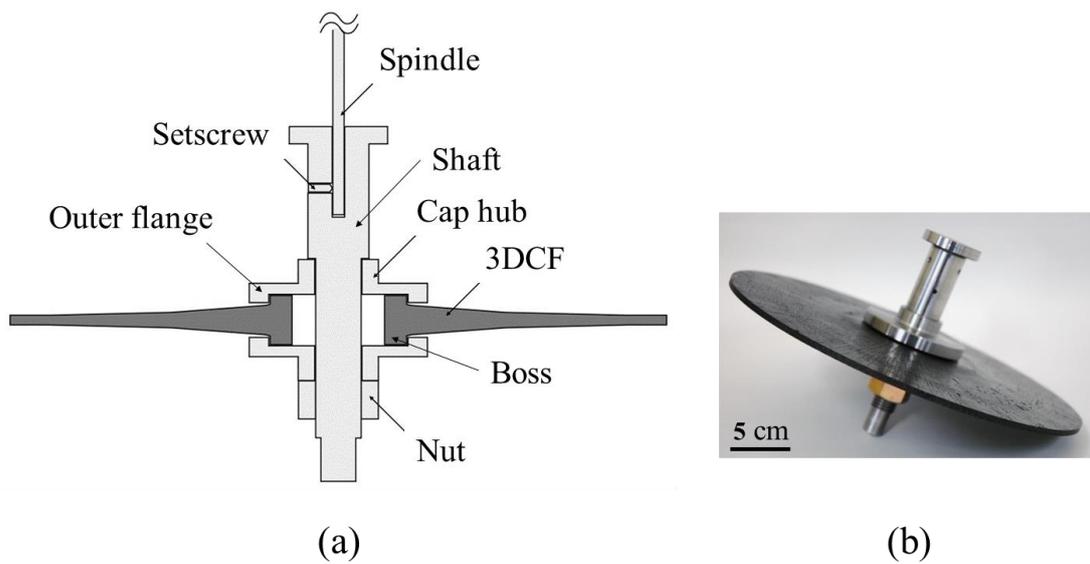


Fig. 3.4 Type I test fixtures for spin test (Cap hub): (a) assembled fixtures, and (b) outlook of the specimen with the fixture.

Fig.3.5 に Type II の円盤を用いた試験体の構成を示した。この接合方法は、これまで CC (Carbon-Carbon) コンポジット円盤や金属円盤の回転試験に適用された実績がある⁶⁾。⁷⁾ Fig.3.6 に Type II の接合維持機構を示す。回転軸 (Shaft) は 3DCF に冷やしばめされる。角速度の上昇に伴い、3DCF は外側に膨張し、Fig.3.6(a)に示すように 3DCF 内径と回転軸の間に隙間を生じる。Tapered ring は、その底面に角度 5 度のテーパを有している。Tapered ring は、Fig.3.6(b)に示す Disk spring の力によって上方に押し上げられる。この Tapered ring が上方に動くことによって円盤と軸の同軸が保たれる。この方法を Tapered coupling と称す。

Fig.3.7 は Type III の試験体の構成である。試験体は 3DCF、回転軸 (Shaft)、ポリオキシメチレンリング (POM ring : polyoxymethylene ring) の 3 部品で構成される。Fig.3.7 において、POM ring を 3DCF に冷やしばめした後に Shaft を POM ring に圧入した。高分子材料は金属に比較して線膨張係数が大きい。冷やしばめで生じる式 (3-2) における δ_{HT} は材料の線膨張係数に依存し円盤とハブの分離する速度を決定する。POM 樹脂は高分子材料の中でも耐クリープ性が高く、締めしろの圧縮応力が緩和しないことを期待している。POM 樹脂 (CP-15X、Polyplastic Co., Ltd.) の線膨張係数は $110 (\mu/K)$ でありアルミ合金の 4 倍であるため、変形量が角速度の 2 乗に比例することを考慮すると POM 樹脂を用いた場合には分離速度は 2 倍になることを示唆する。

回転試験を行うにあたり、試験体の回転バランスを調整した。Type I では試験体は動釣合試験機 (FH-224G、Mitutoyo) を用いて不釣合い量を測定し、金属ハブ部材に穴あけし調整することで残留不釣合い量を $0.29 (g\cdot mm)$ とした。Type II と Type III 試験体は動釣合試験機 (FH-216、Mitutoyo) を用いて、残留不釣合い量をそれぞれ 0.15 と $0.14 (g\cdot mm)$ とした。これらの不釣合い量は、回転機械の剛性ローターの釣合よさを示すグレードの G1 においてそれぞれ $75000rpm$ 、 $100000rpm$ までの回転が許容される不釣り合い量である⁸⁾。

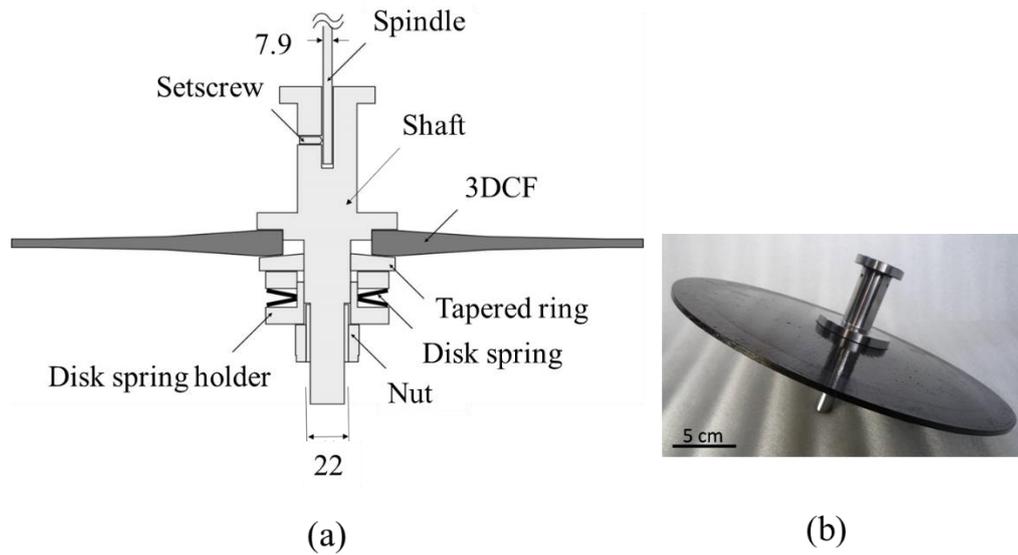


Fig. 3.5 Test fixtures for type II spin test (Tapered coupling): (a) setting of the specimen and (b) outlook of the specimen with the fixture.

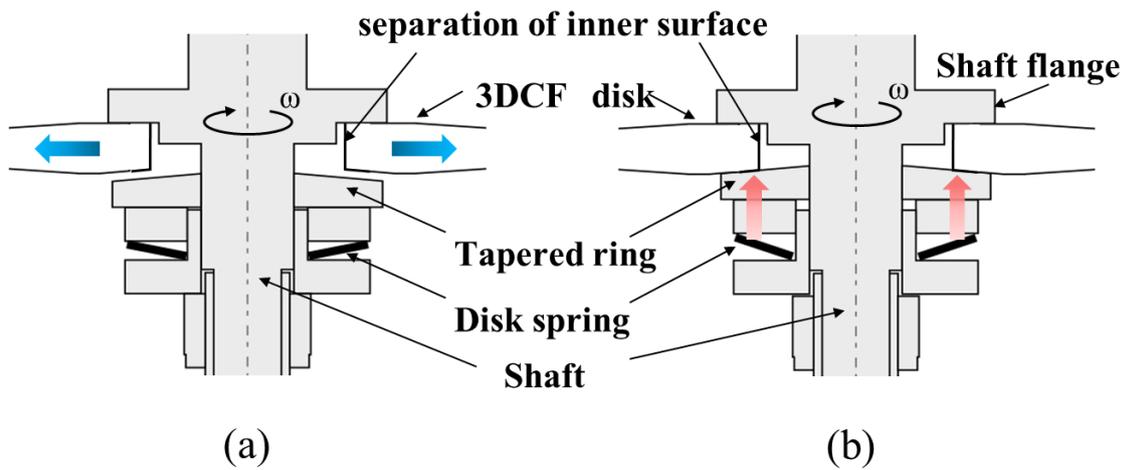


Fig. 3.6 Tapered ring operation at high-speed rotation: (a) separation of inner surface of the disk from the shaft, and (b) disk caught between tapered ring and shaft flange by thrusting motion of tapered ring with spring disk.

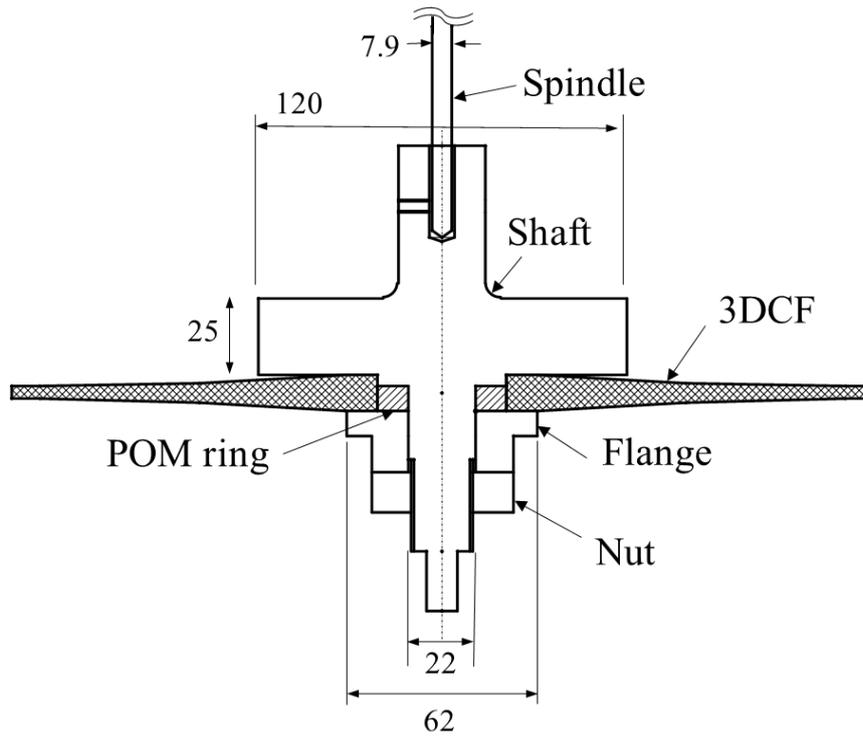


Fig. 3.7 Test fixtures for spin tests using POM ring between 3DCF and shaft (type III).

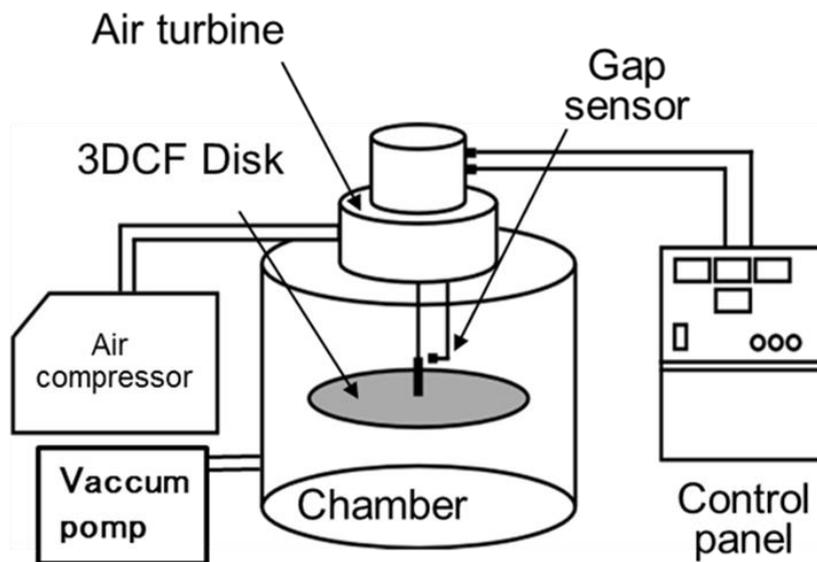


Fig. 3.8 Schematic diagram of the spin tester.

3.3 実験

3.3.1 回転試験

回転試験にはエアタービン駆動のスピントスタ（丸和電機、最高回転数 100000rpm）を用いた。装置の概略を Fig.3.8 に示す。試験体を収めたチェンバ内は 80Pa まで減圧し、100rpm/sec で回転速度を増加させた。回転試験時の振動により発生する変位を、Fig.3.9 に示す U、L、P、Q の位置で測定した。図中、点 O は回転軸と円盤の対称（中心）面の交点を示す。点 O はセンサーを用いて直接計測することはできないが、後述するようにその振幅は振動挙動のために重要である。Fig.3.9 において、2 つのギャップセンサー（eddy current sensor, PU-05, Applied Electronics Co., Japan）、点 U と点 L を点 O からそれぞれの距離でその点における軸振動を計測するために設置した。円盤の外周面をレーザー変位計で計測したのは、渦電流変位計での計測ではノイズが多く計測が難しかったことによる。このため、盤面の外周面の点 P、Q における変位はレーザー変位計(キーエンス、Ikg-15)で計測した。U、L、P のセンサーは軸を含む同一平面となる（同位相）ように設置し、点 Q は P の逆相に設置した。Type II に関しては、軸振動の振幅は、4 つの点で計測した。Type I、III では、点 U のみで計測した。

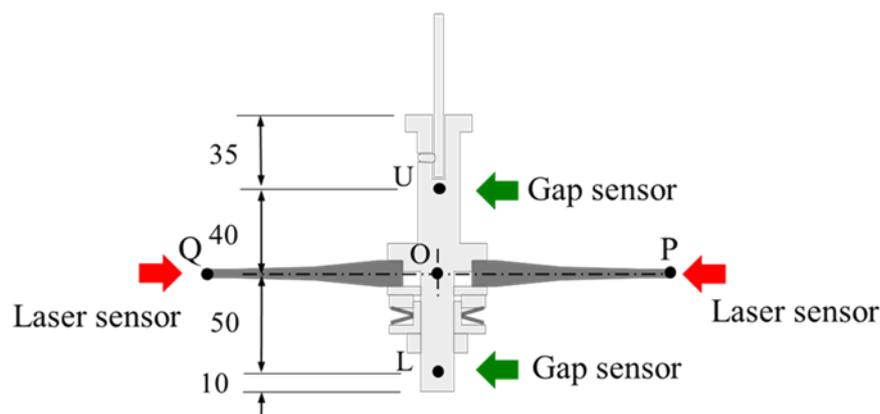


Fig. 3.9 Positions of displacement measurements. Three sensors measuring at U, L, and P were attached at the same phase angle in the circumferential direction.

3.3.2 機械的試験

Type I の円筒部と円盤の境に働くせん断応力 (σ_{rz}) の評価のために 3DCF の DNC (Double Notched Compression) せん断試験^[9]を行った。本試験法は CFRP や C/C 材の層間せん断強度の測定に用いられてきた。CFRP の平織り積層材の層間せん断強さとして 62 ~ 65MPa という測定値が報告されている^[10]。

DNC 試験片としては、Fig.3.10 に示す寸法形状のものとし、試験片の長手方向を円盤の r 方向にあわせ、3DCF の半径 94mm から 149mm の間の位置から切り出した。この位置から切り出した理由は、 r 糸の配向が円筒部と同じように水平 (r 軸に平行) に近いためである。試験片の切り欠き間の両側面には三軸のひずみゲージ (KFG-1-120-D17-11 L1M2S) を貼り付け、せん断ひずみを測定した。面外変形を防止するためのキの字型治具は、JIS 規格^[9]に準拠したもので、試験片の長さに合わせて高さを 53mm とした。試験準備状況を Fig.3.11 に示す。2 つのキの字型治具で挟んで 0.1Nm でボルト締め固定した試験片を L 字型台座に乗せ、万能試験機 (オートグラフ AG-5000A、島津) を使用し、クロスヘッドスピード 0.1mm/min で圧縮した。試験片のうち 3 個は永久ひずみの発生状況を把握するために負荷除荷試験を実施した。せん断強度 (τ_{rz}) は、荷重が低下するまでの最大荷重を試験片の幅と切り欠き間隔による面積で除して求めた。また、試験前後に試験片の切り欠き間の側面を光学顕微鏡 (BH2-UMA、OLYMPUS) で観察し、破壊様相の確認を行った。

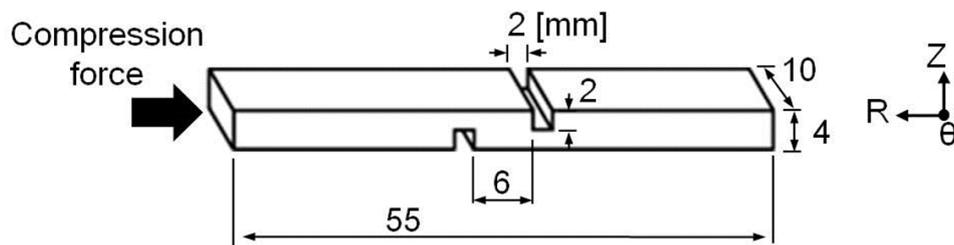


Fig. 3.10 Dimensions of double notched compression (DNC) test specimen.

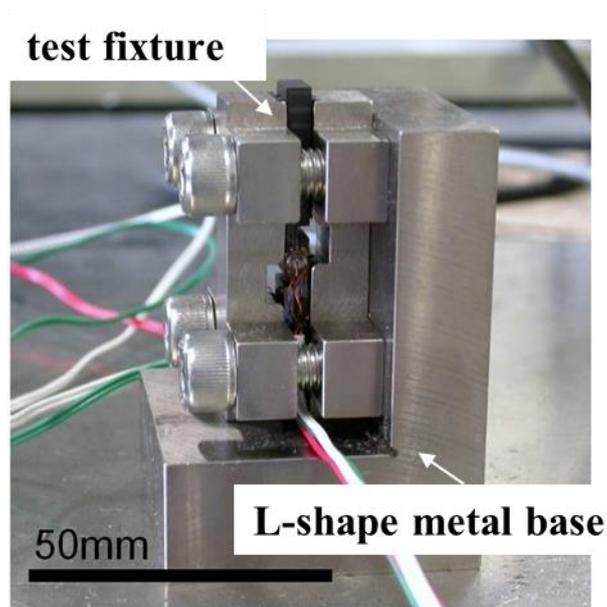


Fig. 3.11 Double notched compression (DNC) test specimen assembled with test fixture.

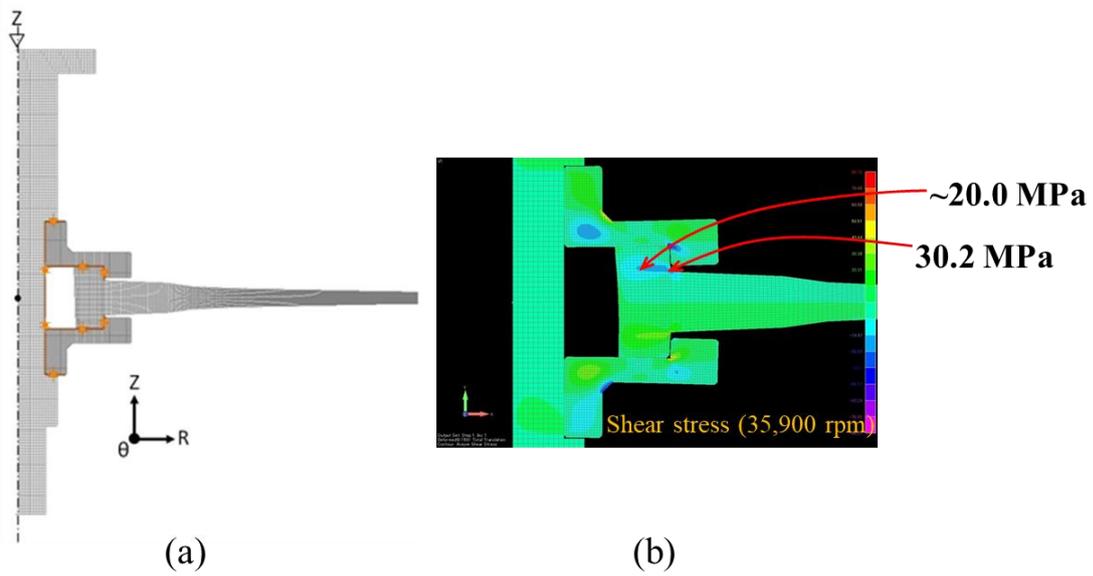


Fig. 3.12 A half FEA model for the type I disk (a) and calculated distribution of shear stress σ_{tz} at the burst rotation speed (b). Stress concentration appears near the root of the boss region.

3.4 応力解析

回転試験中の円盤と接合部の応力分布を見積もるため有限要素解析ソフト(ABAQUS ver.11.2)を用いた応力解析を行った。Type Iについては、回転時に接合部に発生する r - z 面のせん断応力 (σ_{rz}) の大きさを評価することを目的として実施した。Fig.3.12 は Type I の FEA のモデルと応力分布である。Fig.3.12 (a)は解析モデルであり、Fig.3.4 の試験体の対称性を考慮して、1/2 軸断面を 8 節点軸対称要素で作成した。図中、Cap hub と 3DCF 円筒部の接合面の色付き部分は接触要素を示し、摩擦係数は 0.15 とした^[11]。拘束は Shaft 上部の中央の z 軸方向のみを固定した。要素数は 8795 で節点数は 18634 であった。

Fig.3.12(b)は、FEA 解析により得られた Type I が破壊した 35900rpm 時のせん断応力 (σ_{rz}) 分布である。

Type II に関しては、ハブと円盤間の滑りの可能性を検討するために解析を行った。Fig.3.13 は Type II に適用した解析モデルである。円盤の円周方向においては、半円をモデル化し、要素数は 158223 で節点数は 171578 であった。回転軸と 3DCF のすべての接触面に摩擦係数 0.15 とする接触要素を用いた^[11]。3DCF は試験体全体として残留不釣り合い量を 0.15 ($g \cdot mm$)に調整しているが、成形後には円盤単体として 17.2 ($g \cdot mm$)の質量不釣り合いを有している。Fig.3.13(a)の半円モデルの左側断面に質量不釣り合いが 17.2 ($g \cdot mm$)に等しくなるように質量要素を付加した。また皿バネを模擬するために、Tapered ring の下面より軸力と等価な 980N の荷重を上向きに負荷した。拘束条件は回転軸 (Shaft) の上面は z 方向のみ固定した。回転軸の中心軸を r 方向で固定、また Fig.3.13(a)に示す半円モデル断面 (Shaft、3DCF、Tapered ring) の θ 方向を拘束した。

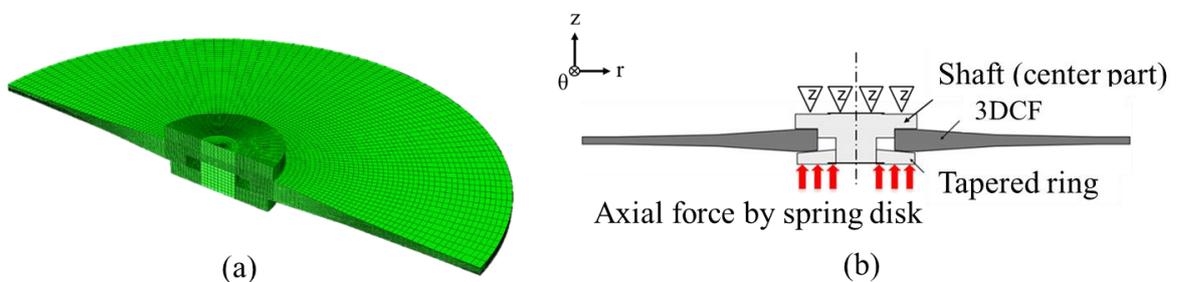


Fig. 3.13 A half FEA model for the type II: (a) perspective view and (b) axial cross-section.

3.5 実験結果と考察

3.5.1 Type I (Cap hub)

Fig.3.14 は Cap hub で接合された Type I 試験体の回転試験中の軸振動を Fig.3.9 の点 U の位置で計測した結果である。横軸が回転数、縦軸が軸振動の振幅を表わす。1500rpm 付近の小さなピークは一次共振の影響による。その後 3500rpm で自励振動によるピークが発生した。このピークは 8000rpm 付近で治まった。以後 30000rpm 以後に軸振動が急激に増大し、35900rpm (周速 526m/s) で破壊に至った。この回転数で生じる σ_r, σ_θ は破壊強度の 1/8 以下であったことから、これらの応力が破壊を生じさせたとは考え難い。

DNC 試験はせん断強度が平均で 36.5MPa、標準偏差 2.48 であるとの結果であった。測定結果を Table.3.3 示す。Fig.15(a)、(b)はそれぞれ試験前後の試験片 No.5 の側面観察写真である。試験前の試験片(a)にはボイドは観察されなかった。それゆえ、RTM プロセスは適切だったと考える。(b)の破壊後の写真には、クラックが切り欠きの底を結ぶように入っているのがわかる。三次元繊維強化複合材料では、面外方向 (z 系) の存在により、せん断強度が向上することを期待したが、実際の計測ではせん断強度は平均値で 36.5MPa であった。この結果は一般的な一方向材や織物積層材と比較して低い。過去の研究では面に垂直な z 系はせん断強度の向上が望めないことが指摘されている^[12]。

Fig.3.12(b)は FEA 解析が円筒部と円盤の角部においてせん断応力が 30MPa に達することを示している。FEA による発生せん断応力の推定値を DNC 試験の結果と比較することにより、Type I 試験体は、円筒部と円盤部の角部のせん断応力の応力集中によって破壊に至ったと判断した。Fig.3.14 で 30000rpm から振幅が増加したのは、せん断損傷が発生したため円筒部と Cap hub との接合にゆるみが生じ、回転の不釣り合いが生じて軸振動が増加したものと考えられる。せん断強度を向上するためには、円筒部の r 束の繊維配向を水平 (r 軸に平行) から傾けることが対策の一つである。

この方式は、せん断強度の弱い形状に期待して接合を維持するものであることから、応力集中によってせん断応力が増大することを考えると信頼性に乏しくこれ以上の検討は行わないこととした。

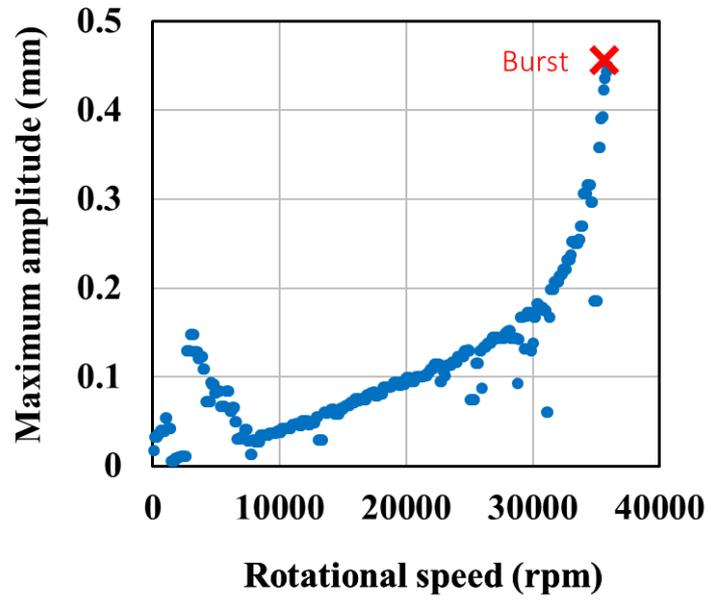


Fig. 3.14 Rotational speed and measured maximum amplitude of the shaft during the spin test of type I (Cap hub).



Fig. 3.15 Axial polished surface of a double notched compression (DNC) specimen: (a) before DNC and (b) after DNC.

Table 3.3 Shear strength by DNC

Specimen No.	τ_{rz} [MPa]	Test mode	Crak location
1	38.2	Single	○
2	36.2	Single	×
3	39.0	Cycle	○
4	37.9	Cycle	○
5	33.5	Cycle	○
6	33.3	Single	○
7	37.1	Single	○

3.5.2 Type II (Tapered coupling)

Fig.3.16 は Tapered coupling を用いた Type II 試験体の Fig.3.9 の点 U における回転軸の回転試験中の軸振動測定結果である。Fig.3.16 の Type II の軸振動は、以下の点において、Fig.3.14 の Type I の軸振動挙動と類似している。1) 1500rpm 付近での一次共振、2) 3000~10000rpm 間の振幅増、および 3) 10000rpm 以上の回転数における継続的な振幅増加である。28000rpm を超えて振幅は急激に増加した。回転数 34900rpm (周速 558m/s) で軸振動が 250 μ m を超え、これ以上の回転速度をさらに上げるとより大きな振幅が予想されたため、試験を中止した。

Fig.3.16 における Type II の振動挙動としての上述の特徴を理解するために、フーリエ変換を行った。Fig.3.17 に Fig.3.16 の Type II の軸振動をフーリエ変換した結果を示す。本図で、横軸は周波数 (Hz)、奥に向かって回転数 (rpm) が取っており、縦軸は振動強度である。図中、振動には回転周波数に同期するものと非同期の 2 つの成分がある。非同期振動は、1500Hz の一次共振の成分を含んでおり 3000rpm で現れ、12000rpm 以上ではなくなっている。ことから、この非同期振動は、高速回転にとって問題ではなく、3500 から 10000rpm における振幅増加の源泉であって、Fig.3.16 だけでなく Fig.3.14 にも現れた。この非同期振動は試験装置に固有なものであり自励振動に関連付けられる。

周波数に同期した振動成分は試験体中の不釣り合いから生じたと考えられる。試験後は試験体全体のマスアンバランスがわずかに増加した。

不釣り合い振動の原因として、Fig.3.6(b)に示すテーパ面を利用したセンタリング方法が有効に作動しなかったことを想定した。そこで、テーパ面のない円盤を使って回転試験を行った。その結果、テーパ面を有する場合と同じ傾向の軸振動が得られた。このこ

とからテーパ角度が小さい場合には、円盤が面内で滑りやすくその効果が期待できないことが想定される。3DCFは、成形後に固有の質量不釣り合いを有しており、これが高速回転では滑りの駆動力となって面内で試験体の偏心を増幅させ、不釣り合い振動となって振幅を増加させたと考えた。そこで3DCFに内在する質量不釣り合いが原因で滑りが起こりえるのかを有限要素解析による見積もり、また回転試験において3DCFの振動を直接計測することで3DCFの滑りの計測を行った。

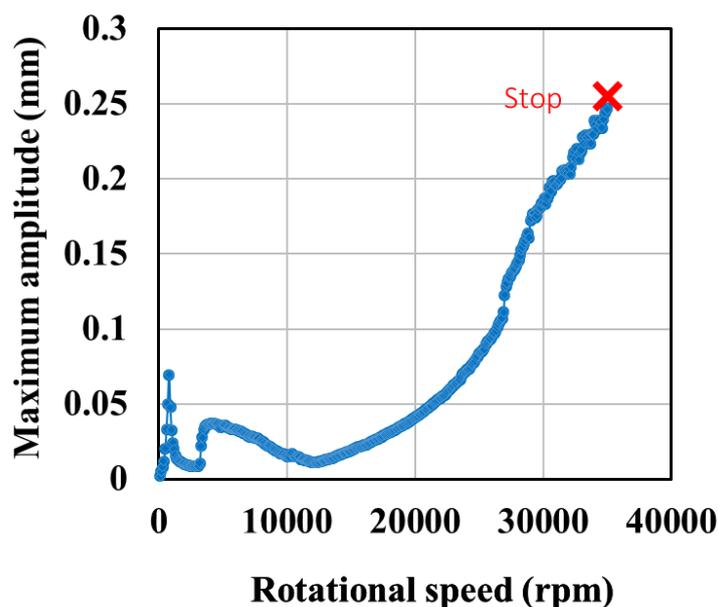


Fig. 3.16 Rotational speed and measured maximum amplitude of the shaft during the spin test of type II (Tapered coupling).

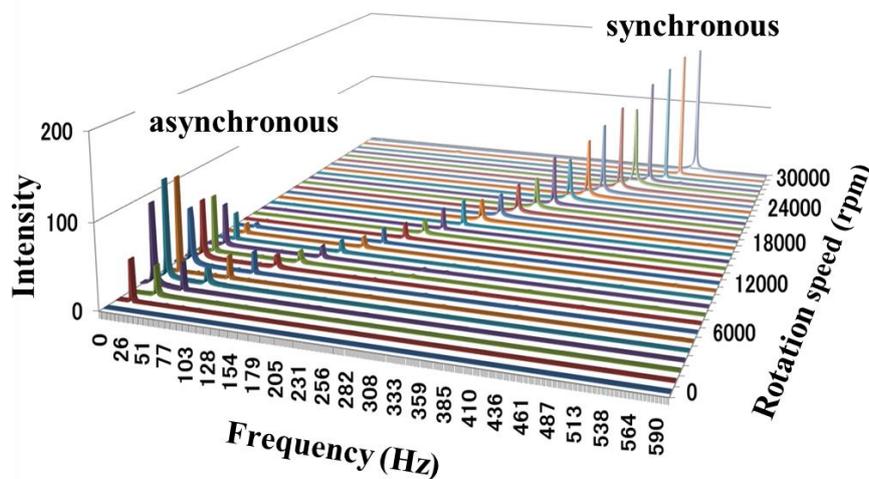


Fig. 3.17 Vibrational spectra of type II specimen.

Fig.3.18 は FEA により求めた 20000rpm における r 方向の変位量の分布図である。これより、質量不釣り合いが取り付けられた左方向に 3DCF が移動することがわかる。この変位に伴う滑りは、高速回転時に円盤の質量不釣り合いに働く遠心力が摩擦力より大きくなることにより発生したものと考えられる。紙面左側のハブとの隙間は 0.045mm、右側は 0.021mm であった。

次に実験的に 3DCF の面内の滑りを Fig.3.9 に示す点 U、L、P、Q における振幅の計測から見積もった。3つのセンサー (U、L、P) は、円周方向において同じ角度 (同位相) で取り付けられている。点 Q は、点 P に対して逆位相とした。直線 PQ は点 O を通り、円盤の直径となる。

点 U、L においては Shaft の軸振動のみが計測される。一方、点 P、Q は 3DCF の外径 (外周) であるため、計測値には振動振幅と円盤の回転 (遠心力) による θ によらない均一な膨張変形が含まれる。回転中の円盤の外周面の膨張量 (変位) は、Fig.3.9 の直径方向に配した 2 つのレーザー変位計 (P、Q) で計測した値を平均して求まる。平均することにより面内の振動成分は排除 (キャンセル) されるからである。このようにして点 P、Q から膨張変形 (振幅) のみを求め、点 P の計測値 (軸振動と円盤膨張の和) から膨張変形を除くと点 P における Shaft の軸振動成分のみを求めることができる。点 P から膨張変形を除いた軸振動成分のみを点 P' とする。円盤に面内の滑りが生じていなければ、3DCF の面内中心である点 O と 3DCF 外周の P' の軸振動は一致する。もし回転軸まわりに非対称な滑りが生じていると P' には滑り後の 3DCF の偏心で生じた振幅が含まれてくる。このようにして計測値から 3DCF の面内滑り量を求めることができると考えた。

点 O の振幅は面内滑りを確定するためには必要であるが、その直接的な計測は不可能である。しかしながら、点 O における、振幅は Fig.3.5 に示す試験体の変形モードについて以下の仮定により間接的に定めることができる。

Fig.3.5 に示す試験体が回転するとき、回転軸からの触れ回りの振幅は Shaft とスピンドル (Spindle) の曲げによって生じる。Spindle の直径は $\phi 7.9$ であり、Shaft の一番細い径である $\phi 22$ と比較して小さい。また Spindle の試験機ホルダーから Shaft までの長さは 268mm であり (図中には表示されていない)、一方 Shaft の長さは Fig.3.9 に示すように 135mm である。このことから、Spindle は容易に曲がり、一方 Shaft は剛直であり曲がりにくいことが推察される。すなわち、Shaft は曲がらない剛体とみなせる。回転中は Spindle の曲げのみが触れ回りの振幅にかかわり、Shaft は曲がらずに直線を保ち中心軸か

ら傾くだけである。この仮定の下で、点 O の振幅は、点 U と L の振幅計測から内挿により求めることができる。

Fig.3.19 は点 P' で計測した 3DCF の外周面と内挿により求めた交点 O の振動振幅を示す。点 O と P' は円盤面内の滑りがなければ、同じ振幅となる。すなわち双方の差が面内の滑りの長さを示す。12000rpm 以下では、自励振動により振動系に常にエネルギーが付加されるため点 O と P' の振幅は不正確である。20000rpm において双方は $15\mu\text{m}$ の振幅差があり、すでに滑りが起きていると考えられる。前述の Shaft が剛体であることの仮定より、Fig.3.18 に示す隙間の差の 1/2 である $12\mu\text{m}$ が FEA で求めた滑り量となる。振幅差 $15\mu\text{m}$ は解析値の $12\mu\text{m}$ に近い。Fig.3.19 は、3DCF に内在する質量不釣り合いが高速回転とともに 3DCF と Tapered ring との間に滑りを生じさせたことを示している。

Type II 方式は、振動振幅を抑えるために、Fig.3.2(b)に示すテーパ角を大きくすることで、回転中心軸への調整機能は向上すると予測される。しかしながら、回転がない初期状態（位置）に Tapered ring を押し下げる複雑な機構が必要となる。そうでなければ、一度 3DCF 内部に挿入された Tapered ring は 3DCF に高い応力状態をもたらせてしまう。Tapered ring の押し上げ、押し下げに複雑な機構が必要であることから Type II の Tapered ring を用いたさらなる検討は行わないこととした。

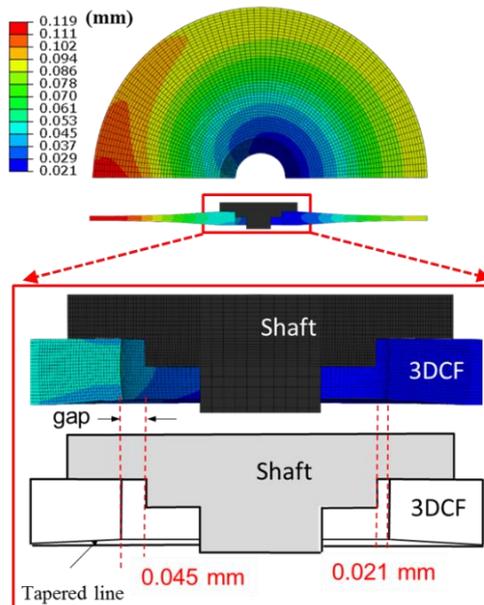


Fig. 3.18 Antisymmetric radial displacement at 20000 rpm induced by mass imbalance embedded in the left-hand side of the disk.

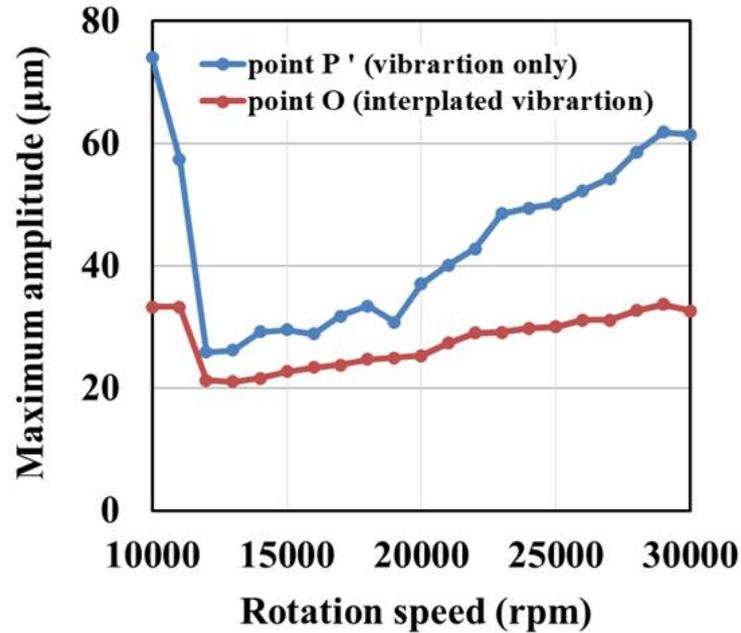


Fig. 3.19 Measured and interpolated maximum amplitude.

3.5.3 Type III (POM ring)

Fig.3.20 は、Fig.3.9 の点 U における Type III 試験体の回転軸の最大振幅の測定結果である。50000rpm を超えても軸振幅は 130μm であり、Type I、II と比較して振幅は小さい。Fig.3.21 は、Type III 試験体の FEA 解析結果である。Fig.3.21 (a)は軸対称断面のハーフモデルであり、Shaft は軸方向に長いため、接合に関わる部分のみをモデル化した。Shaft、POM ring、3DCF の接合面のそれぞれに接触要素を用いた。Fig.3.21 (b)は周速 800m/s の σ_r の分布である。この回転数で POM ring と 3DCF との接合面の σ_r はマイナス（圧縮）であり、接合は維持されている。圧縮の σ_r は、周速 1210m/s まで見積もられた。結果的に、POM リングは高速回転でも滑りの発生がなく、Shaft と 3DCF との接合を維持させる可能性が高い。

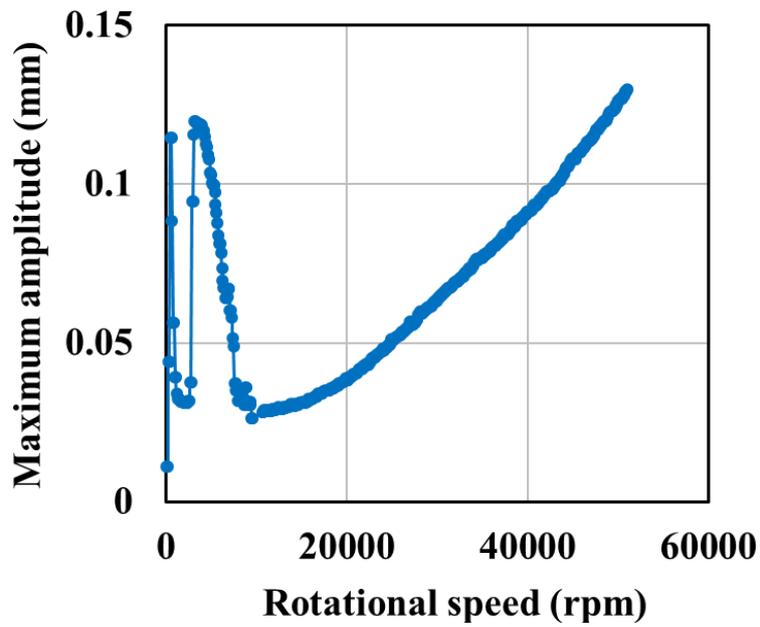


Fig. 3.20 Rotational speed and measured maximum amplitude of the shaft during the spin test of type III (POM ring).

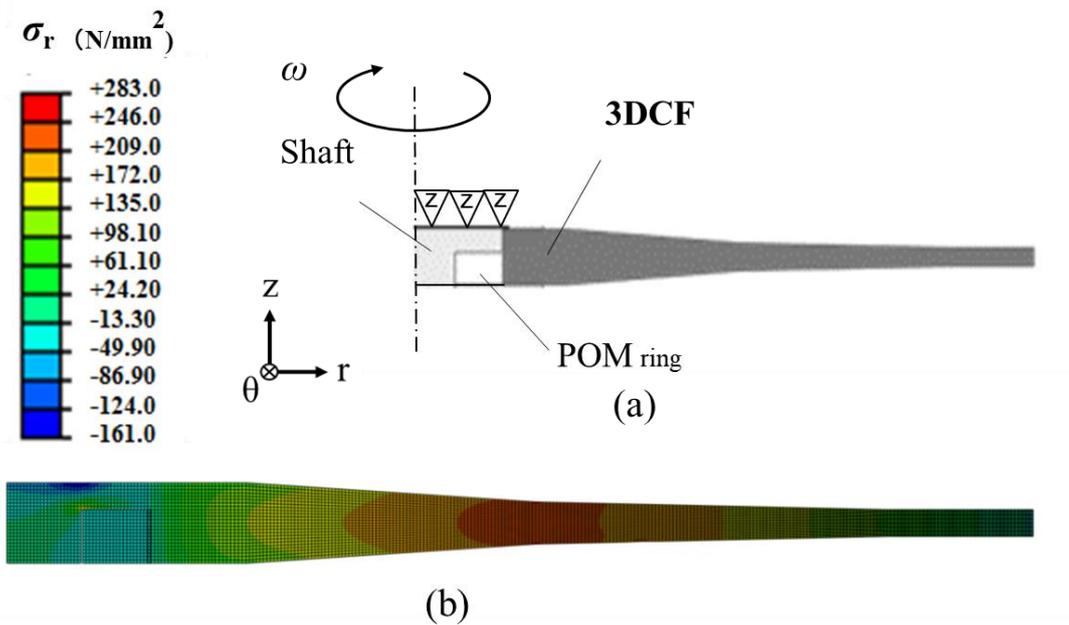


Fig. 3.21 A half model FEA of type III (POM ring): (a) a half model and (b) distribution of normal stress σ_r at tip speed of 800 m/s.

3.6 RTM プロセスの検討

ここでは 高い繊維体積含有率を有する 3DCF 基材（織物）の RTM 成形プロセスの最適化について述べる。

3.6.1 3DCF 成形上の問題点

試作した 3DCF 基材を Fig.3.22 に示す。本基材は円筒座標系の三軸方向に高い V_f で繊維を配向させている。それ故、三軸方向を繊維で囲まれた無数の小さなポケットが内部に多数存在した樹脂を含浸させにくい構造をもっている。

樹脂の含浸は RTM (Resin Transfer Molding) 法^[13]により行った。RTM 成形は Darcy の法則に従い浸透速度は圧力勾配と織物の浸透率 (permeability) に比例し、樹脂の粘度に反比例することが知られている^[14]。三次元織物は繊維体積含有率が大きいことから、浸透率は低い。マトリックスには、流動性の良い 180°C 硬化型シアネートエステル樹脂 (EX-1545、TENCATE Company) を用いたが、樹脂の浸透を完了する前に樹脂の粘度が上昇し、浸透が困難になることが想定される。RTM 成形における所要時間を短くするために、金型内を減圧して圧力勾配を大きくする浸透方法を検討した。しかし、この方法では、金型内の圧力勾配は不均質、すなわち、流動抵抗が少ないショートカットが存在するときは樹脂は金型内を均質に流れない。

含浸後、熱処理して成形された最初の成形品を Fig.3.23 に示す。図からも分かるように成形品の表面には数 cm^2 の樹脂未含浸部が多く存在しており、断面観察の結果、内部にはボイドが存在することを確認した。ボイドの存在は、円盤の強度を下げるだけでなく、円盤自身の回転バランス、ハブ部材との組立精度といった高速回転実現に対して障害要因になることが想定された。そこで、RTM 法による樹脂含浸過程を観察できるようにした実験装置を用いて、各条件下で基材に樹脂を含浸させる実験を行い、上記問題を改善できる樹脂含浸条件を定めることを目的とした検討を行った。

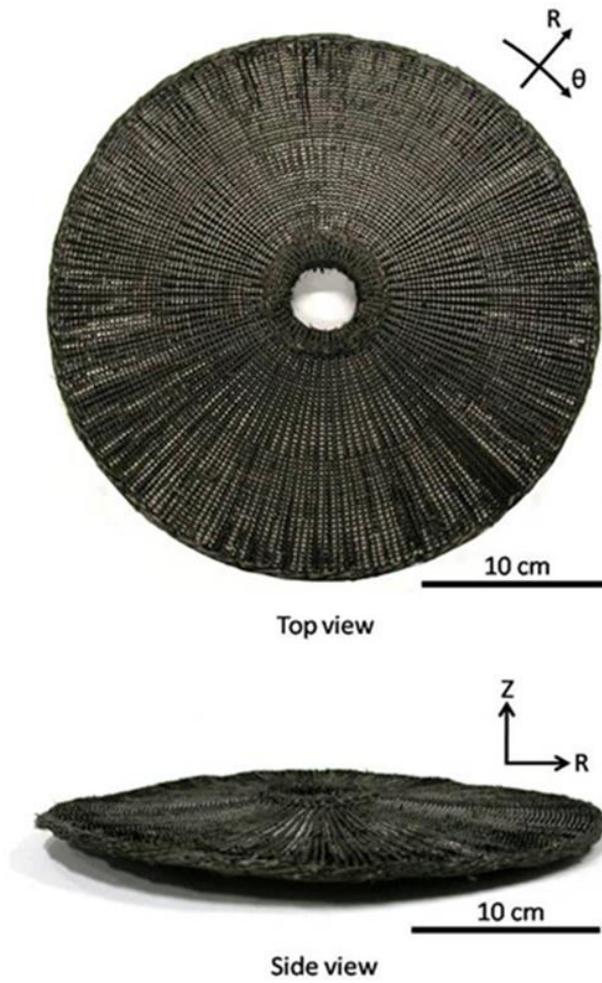


Fig. 3.22 Schematic view of the trail 3DCF fabric.

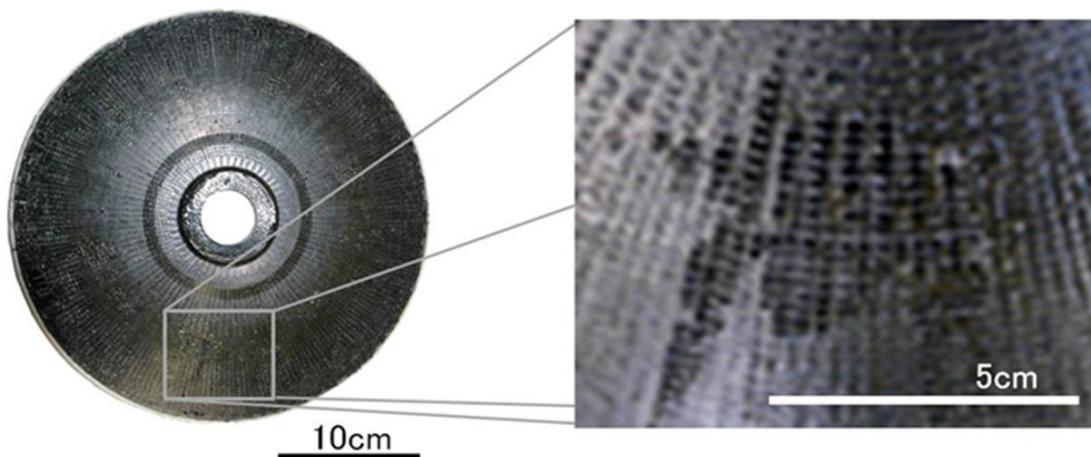


Fig. 3.23 Schematic view of the first resin impregnated 3DCF.

3.6.2 RTM 可視化実験

樹脂含浸過程の可視化実験に使用した強化基材は Fig.3.22 に示したものと同一仕様の 3DCF 基材で、樹脂も同一のものを用いた。Fig.3.24 に RTM 可視化実験装置の外観を示す。図中左側にあるのが樹脂の入った樹脂タンク、中央は基材の入った成型型、右は排出された樹脂を溜めるトラップタンクである。成型型の片面を透明なアクリル板にすることで、樹脂が含浸されていく様子を観察できるようになっている。片面にアクリル板を使用している点以外は、基本的に最初の成型品を含浸させた RTM 含浸装置と同じ仕様である。成型型の上下両端にある排出、注入口には開閉可能なバルブが付いている。樹脂タンクは下部バルブを介して、トラップタンクは上部バルブを介してそれぞれチューブでつながっている。最初に樹脂タンクとつながった下部バルブを閉めた状態でトラップタンク側を真空ポンプで減圧した後、下部バルブを解放することで樹脂タンクから成型型へ樹脂を引き込む仕組みになっている。成型型のバルブ付近の断面構造を Fig.3.25 に示す。図中、3DCF fabric が 3 DCF の基材である。成型型はステンレス製片型、アルミ合金製リング状中子、アクリル製片型の三層構造である。各層間はシリコンゴムと O リングでシールを施し、3 層を貫くボルトで締め込むことで型内は完全に密閉される。赤い矢印は樹脂の流れを表わし、排出側では図の逆方向になる。

検討した実験条件は Table 3.4 に示す 5 通りである。実験条件 1 は最初の円盤が成形された時と同じ条件である。基材の外周と金型の隙間がショートカットとなり樹脂が速く流れることにより基材中心部が未含浸部分となることを防ぐため、基材外周と金型の間に ϕ 3 mm のシリコンゴム紐を 2 周分充填した。シリコンゴムが型締めでの圧力で変形し、金型外周部がショートカットとならないことを想定した。樹脂を引き込むため成型型内は 0.1 atm まで減圧した。実験条件 2 は成型型内の圧力を 0.6 atm としてより緩やかに樹脂を引き込むようにした。それ以外は条件 1 と同様である。実験条件 3 では注入口と排出口をつなぐ線上に排出口を 3 つ追加して閉じ込められた空気をそこから抜くことを試みた。実験条件 4 では基材外周に配置していたシリコンゴム紐を無くした。その代わりに基材の外径よりも若干小さな内径をもつアルミ合金製リング状中子を使用して、そこにはめ込むように基材を収めた。実験条件 5 は金型内の圧力を 912hPa (0.9 atm) に保ち圧力勾配を小さくした。この状態を 10sec 維持し定常な樹脂流れの前面 (flow front) を確認したのち、金型内を 608hPa (0.6 atm) に減圧し、樹脂流れの前面を出口に向けて押し出した。

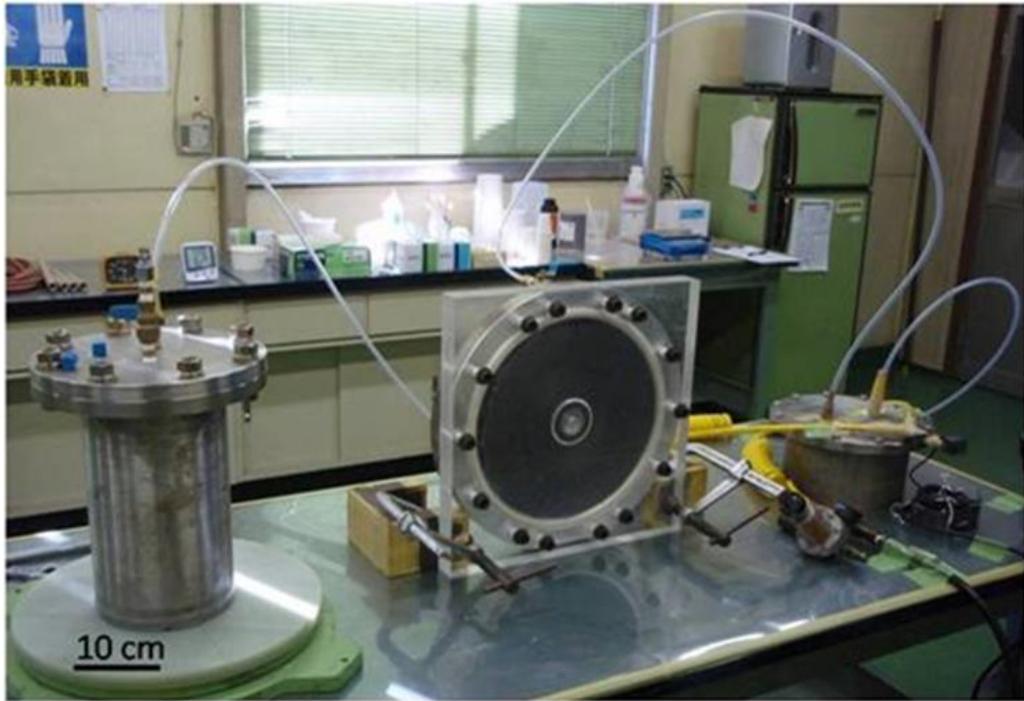


Fig. 3.24 Schematic view of experimental apparatus for RTM process.

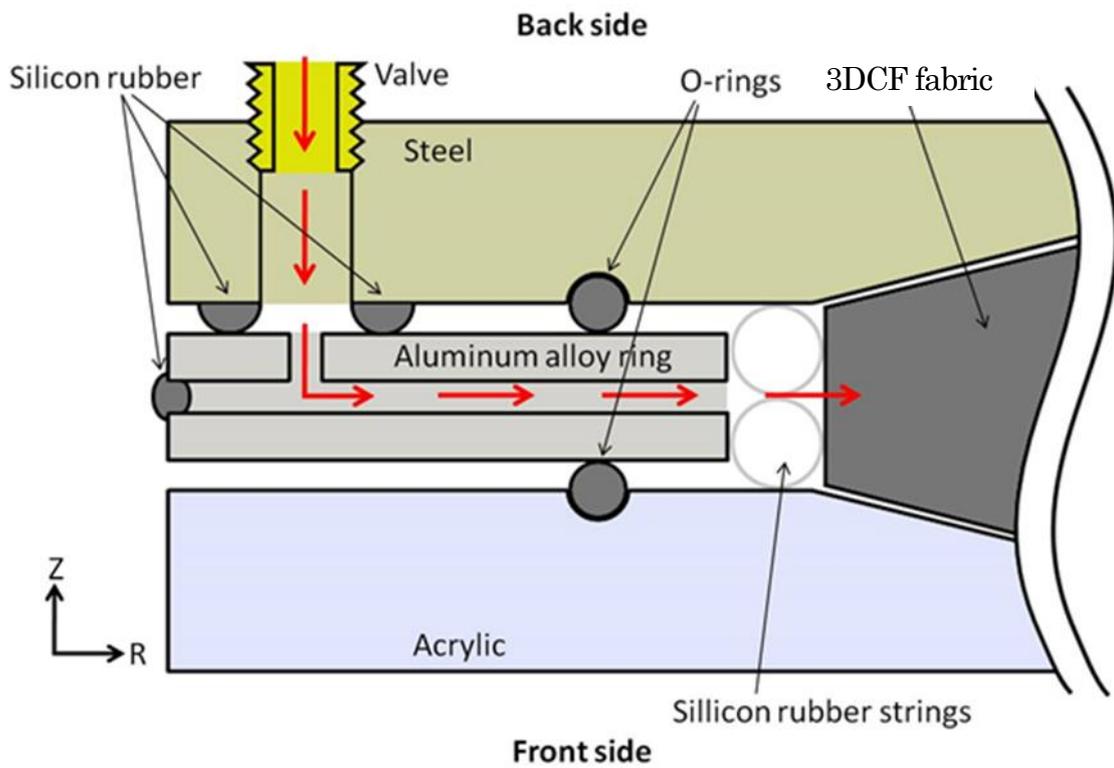


Fig. 3.25 Cross sectional view of experimental die at resin inlet.

Table 3.4 experiment conditions

No.	Vacuum [atm]	Sealing	Number of outlets
1	0.1	Silicon strings	1
2	0.6	Silicon strings	1
3	0.6	Silicon strings	4
4	0.6	—	1
5	0.9→0.6	—	1

3.6.3 実験結果

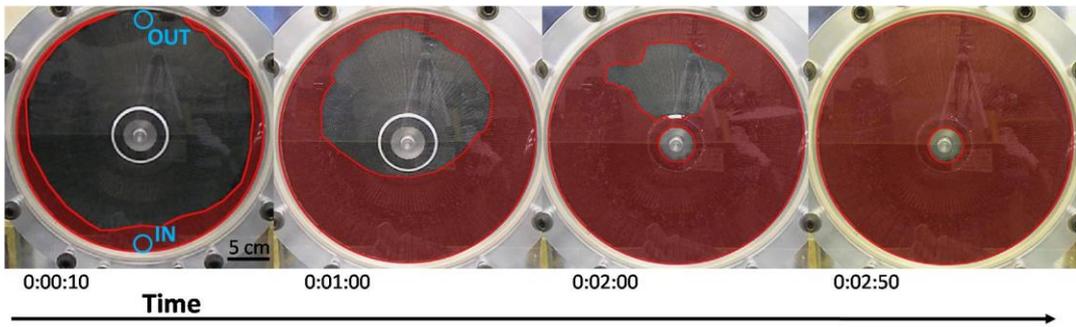
最初の成形品の含浸過程を再現した実験条件 1 の含浸過程観察結果を Fig.26.4 (1) に示す。尚、図では樹脂の含浸具合が判別しやすいように樹脂で満たされた部分を赤く色付けている。含浸開始直後、型内に入った樹脂は基材の外周に沿って流れ、約 10 秒後には上部の排出口に達した。その結果、円盤の中央部分には大量の空気が取り残された。その後、含浸を進めると成形型内全体に樹脂が行き渡ったが、細かい無数の気泡が取り残された。その後、樹脂を流し続けたがごく一部の気泡しか取り除くことができなかった。

実験条件 2 の含浸過程を Fig.26.4 (2) に示す。この条件でもやはり樹脂が基材の外周に沿って速く進み、まだ全体の半分も含浸が進んでいない 120 秒後には樹脂が排出口に達した。その結果、樹脂が全体に及んだ 420 秒後においても空気が残り、特に円盤の上半分の部分に多く気泡が取り残された。

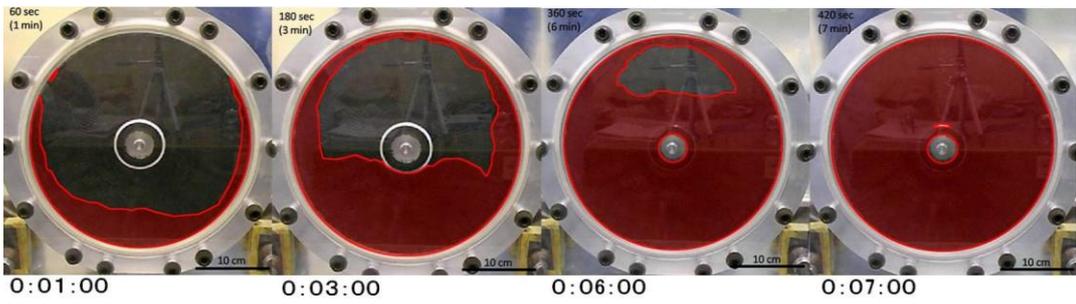
実験条件 3 の含浸過程を Fig.26.4 (3) に示す。樹脂を流し始めてから約 60 分後にすべての排出口に樹脂が到達した。排出口を追加したことで排出口近傍にある一部の気泡を取り除くことができた。しかし、基材の右上と左上の部分に未含浸部が取り残され、樹脂が全体に及んだ 150 分後でもその領域に多くの未含浸部が残った。尚、このとき使用した樹脂は開封してからかなり時間が経っていて粘度が上がっていたため、他の条件の時よりも含浸に時間を要した。

実験条件 4 の含浸過程を Fig.26.4 (4) に示す。本条件では基材外周に沿った樹脂の回り込みが抑えられ、時間とともに樹脂で満たされたラインがほぼ水平を保って含浸が進んだ。20 分後にごく一部の樹脂が排出口に到達したが、その後も全体的に気泡が少ない状態で含浸が進み、30 分後に全体の含浸が完了した。

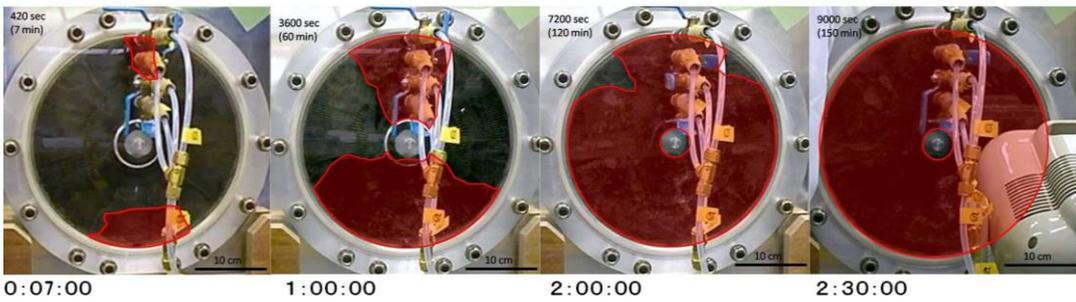
実験条件 5 では、初期内圧を 0.9 atm としたことで、樹脂が穏やかに成形型に侵入し、他の条件でみられた含浸開始直後の樹脂の泡立ちを防止できた。



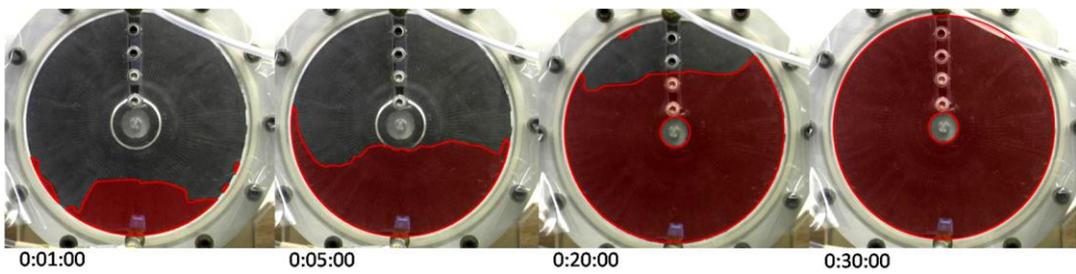
(1) condition 1



(2) condition 2



(3) condition 3



(4) condition 4

Fig.2.26 Experimental results of RTM process.

3.6.4 RTM 可視化実験の結果を踏まえた円盤の成形

RTM 可視化実験の結果から円盤状 3DCF 織物に良好な樹脂含浸を行うための含浸条件が得られた。まず一つの条件は、基材と中子の間をシリコンゴム紐で埋めるのではなく、基材の仕上がり寸法に合わせた内径をもつ中子を毎回作製して用いることである。シリコンゴム紐によって隙間を埋め合わせても、シリコンゴム紐間や織物との間に大きな空隙が残る。それらは樹脂の通り道となり、樹脂含浸初期の樹脂の回り込みを起こす。もう一つの含浸条件は、樹脂を引き込むための成形型内の減圧を、開始時は 0.9 atm とし、徐々に 0.6 atm まで減圧する点である。樹脂が空気を巻き込まないように含浸を進めるためには、出来るだけゆっくりと樹脂を引き込む必要がある。しかし、含浸にあまり長い時間かけると樹脂の温度が低下し粘度が増加する。ヒータで温めながら行った場合も劣化が心配されるので、含浸がある程度進んでからは適切な減圧を行うことが望ましい。

以上の検討を踏まえて、実際に円盤状 3DCF 織物を RTM 法で樹脂含浸させ、電気炉で最高温度 185°C、約 12 時間の熱硬化処理を行なった。Fig.3.27 に実際に含浸を行ったときの様子を示す。実験結果から円盤状の金型を立てて、下から樹脂を注入して樹脂のフローフロントを上方に上げて、上部から樹脂の排出を確認する構造となっている。成形型は可視化実験と同様の三層構造となっていて、中子は基材の外径実寸法に合わせて作製した。減圧度は樹脂含浸開始から 10 秒まで 0.9 atm とした。その後徐々に減圧を強め 60 分後に 0.6 atm とした。その円盤の外観を Fig.3.28 に示す。全体的に均一に樹脂が含浸され、表面状態も最初に成形された Fig.3.23 と比べるとボイドの発生は殆ど観察されない。また Fig.3.15 (a) の成形品断面観察においても目視できる気泡は確認されなかった。RTM 可視化実験を経たことで成形品の品質を改善することができた。



Fig. 3.27 Schematic view of apparatus for RTM.

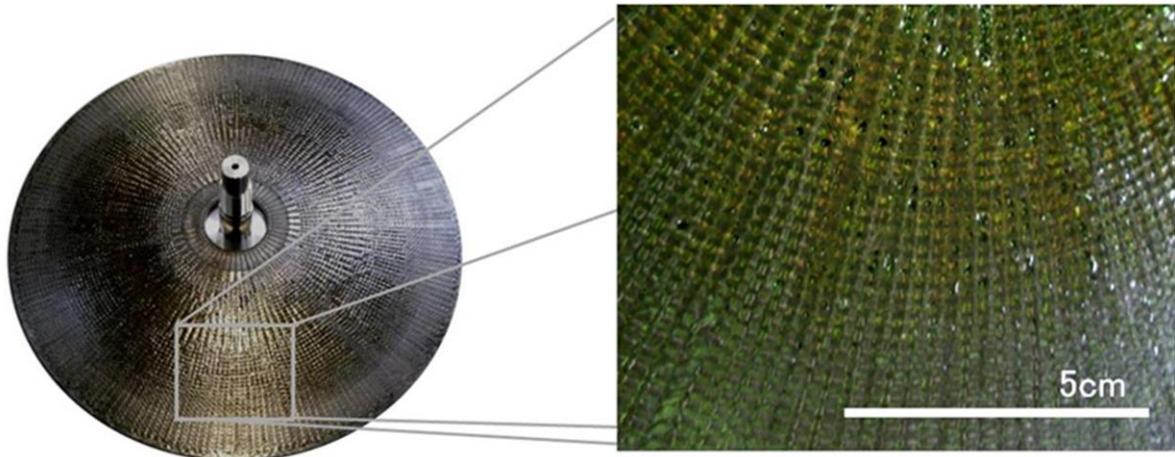


Fig. 3.28 Schematic view of impregnated and cured 3DCF.

3.7 結言

内外径比の小さい円筒座標系で r 、 θ 方向だけでなく z 方向にも強化した三次元繊維強化複合材料円盤 (3DCF) とハブ (hub) との接合として 3 つの方法を回転試験により検討 (評価) した。

最初に、3DCF の内径円筒部の外周側に Hub を圧入する構成を検討した。この方法は、接合部に発生するせん断応力により周速 526m/s で試験体が破壊した。

2 つ目は 3DCF のテーパ面を介して 3DCF の軸を回転軸に一致させるように軸力を加えて 3DCF を回転軸 (Shaft) に接合させる方法である。この方法では円盤が内包する不釣り合いが接合面に沿って不均質な滑りを発生させ、450m/s 以上では大きな振動振幅を発生させた。

3 つ目の方法は、樹脂の円筒リング (POM ring) を回転軸 (Shaft) と 3DCF との間に挟む方法である。樹脂円筒は高い圧力と冷やしばめの変形を許容する。この利点により、この回転システムは内部の滑りなく最も高い回転速度を達成することができる。この方法で 800m/s まで目視できる損傷のない回転試験を実施した。

RTM プロセスの最適化を行い、成形品の断面観察において気泡ないことを確認した。

参考文献

- [1] Ha SK., Kim MH., Han SC., Design and spin test of a hybrid composite flywheel rotor with a split type hub. *J. Compos. Mater.*, 2006,40(23), 2113-2130.
- [2] N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, K. Goto, Y. Kogo, Optimization of flywheel rotor made of three-dimensional composites. *Compo. Struct.*, 2015,131,304-311.
- [3] Takahashi K., Kitade S, Morita H., Development of high speed composite flywheel rotors for energy storage system. *Adv. Compo.Mater.*,2002,11(1),41-50.
- [4] Toray Carbon Fiber America, Decatur, Alabama, USA.
- [5] J.Yoshimura, N. Hiroshima, H. Hatta, Development of high speed rotation disk made of carbon fiber reinforced three-dimensional composites. 2010, The 14th European Conference on Composite Materials, 7-10 June 2010, Budapest, Hungary.

- [6] Kogo Y., Hatta H., Spin burst test of Carbon-Carbon composite disk. *J. Compos. Mater.*, 1998,32(11),1016-1035.
- [7] Gayda J., Kantzos P., High temperature spin testing of a super alloy disk with dual grain structure. NASA/TM -2002-211684.
- [8] JIS 0905 or ISO1940-1,1986.
- [9] JIS K7092,2005,
- [10] 野口義男, 石川隆司, CFRP 層間せん断試験方法に関する評価. 宇宙航空研究開発機構, 研究開発資料,2004, JAXA-RM-04-003.
- [11] 小笠原俊夫, 吉村彰記 他, 平織 CFRP 積層板に加工されたねじ穴の引張強さ. 宇宙航空研究開発機構, 研究開発資料,2012, JAXA-RM-11-002.
- [12] M. S. Aly-Hassan, H. Hatta, S. Wakayama, M. Watanabe, K. Miyagawa, Comparison of 2D and 3D carbon/carbon composites with respect to damage and fracture resistance. *Carbon*, 2003,41,1069-1078.
- [13] D. Hull, T. W. Clyne, 複合材料入門 [改定版], 培風館, 2003, 237-259.
- [14] Bird RB., Stewart WE., Lightfoot EN. *Transport phenomena*. New York: John Wiley & Sons Inc., 1960,149-150.

第4章 樹脂リングを用いた接合方法の開発

4.1 緒言

第3章では構造および機構による回転軸と円盤との接合方法を検討した。本章では、高速回転時に、回転軸と円盤を安定的に接合する方法として、回転軸と三次元繊維強化複合材料円盤(3DCF)を樹脂材料を介して接合する方法を検討する。樹脂としては耐クリープ性の高いポリアセタール樹脂を用い、耐クリープ試験を行なって圧縮応力下における長期信頼性を確認した。耐クリープ性の観点からの見積もりによると、この接合方式では、1210m/sまでの長期連続回転で接合を維持できる。また、外径306mm、内径42mmの3DCFを試作し、908m/sまでの回転試験を行なった。この時、センサーにより試験体の振動変位を計測し、回転試験中に現れる振動現象を解析し、振動を抑制する方法を考察した。

これまで高分子材料を用いた接合方法として、Gabrysらは、伸びのあるエラストマーを複数のマルチリングの間に介在させて、 $\lambda=0.075$ の円盤を製作してこの問題を克服することを検討し、回転試験を実施してハブを含めエネルギー密度84Wh/kgを達成した^[1]。この研究では、高速回転時の回転軸と円盤との分離を防ぐために変形しやすいエラストマー材料を用いたが、その時間依存する応力緩和などの材料特性は考慮されていない。

第3章では三種類の回転軸との接合方法を比較検討し、POM製リング(polyoxymethylene (POM) ring)を介して円盤と回転軸とを接合させる方法が有効であることを見出した^[2]。即ち、樹脂材料は線膨張係数が大きいいため、冷やしばめによる締め代を大きく取ることが可能である。しかしながら、樹脂材料では応力緩和やクリープが生じることから、この方法で高速回転が可能であることを実証するには、時間依存する応力緩和を考慮した構造設計の検討が必要である。

本章では、内外径比 $\lambda=0.13$ の3DCFに対して、回転軸(Shaft)と円盤との間にPOM樹脂を介在させた接合に関して設計例を示すとともに、回転試験結果について報告する。まず、冷やしばめによる締め代を確認するために、POM樹脂の圧縮試験を実施し、弾性挙動内に収まる限界応力(締め代)を求めた。次に樹脂の粘弾性試験を行ない、得られた特性を用いて、FEA解析により線形粘弾性の範囲で接合を維持する締め代を定めた。最後に試作ローターの回転試験を行ない、渦電流およびレーザーセンサーを用いて得られた回転時の振動挙動を基に、振動の抑止方法について検討した。

4.2 設計

4.2.1 三次元繊維強化複合材料円盤

円盤の構成は第3章の Table 3.2 の Type III と同じである。Fig.4.1 に形状を示す。第3章の Fig.3.2(c)の円盤は底面に5°のテーパ面を有したが、Fig.4.1 はテーパ面を有しない円盤である。また組立時の基準面を確保するため、内径から $r=37$ までは平行平面とした。

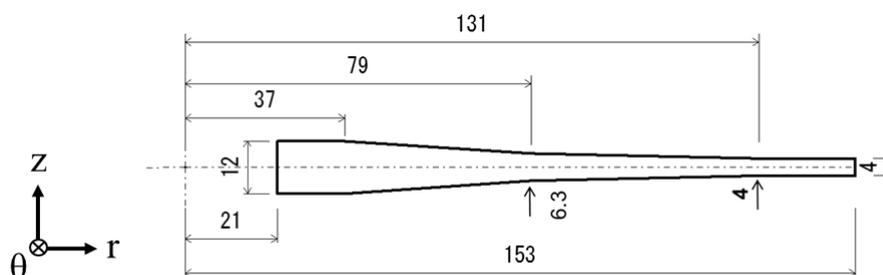


Fig. 4.1 A right half cross-section of modified trail disk $V_{fr}/V_{\theta}/V_{tz}=0.183/0.252/0.024$ on average).

4.2.2 耐クリープ性樹脂の選定

フライホイール (Flywheel) の設計に先立ち、ハブに使用する樹脂材料の選定を行った。Table 4.1 は耐クリープ性樹脂の物性である^{[3],[4]}。樹脂材料は金属に比べて強度は劣るが、内外径比の小さい円盤に接合されるハブは、外径が小さいためハブが遠心力による応力 (引張) により円盤より先に破壊することはない。高速回転時において安定的に接合を維持させるためには、Fig.3.1 に示す締め代 (δ_{FIT}) を大きくする必要がある。表中、POM (polyoxymethylene: ポリアセタール) の線膨張係数は $10 (10^{-5}/^{\circ}\text{C})$ 程であり高速回転まで 3DCF との接合を維持させることが期待される。

Table 4.1 Physical and elastic properties of plastics

物性(単位)		引張強さ	引張破断伸び	曲げ強さ	曲げ弾性率	荷重たわみ温 度	線膨張係数	比重	備考
名称		(MPa)	(%)	(MPa)	(GPa)	(°C)	($10^{-5} \times 1/^\circ\text{C}$)	(g/cm ³)	
PEEK	ポリエーテル エーテルケト ン	105	22	174	4.1	156	4.7	1.3	結晶性
POM	ポリアセタ ール	70	25	91	3.2	124	10	1.42	結晶性
PC	ポリカーボネ ート	61	110	92	2.2	135	5.6	1.2	非晶性
PPS	ポリフェニレ ンスルフィド	81	8	132	3.9	>260	2.4	1.34	結晶性
PES	ポリエーテル スルホン	84	40~80	129	2.55	203	5.5	1.37	非晶性
PEI	ポリエーテル イミド	105	60	164	3.43	210	5.6	1.27	非晶性
PAI	ポリアミドイ ミド	192	15	244	5	278	3.1	1.42	非晶性
LCP	液晶ポリマー	205	3	212 ^{*1}	14.7 ^{*1}	174	7.1	1.4	結晶性
PSU	ポリスルフォ ン	70	50~100	1.6	2.7	190	0.57	1.24	非晶性

4.2.3 樹脂リングを用いたローターの設計

Fig.4.2 は試験片の構成である。試験体組立時の同軸精度を向上するため Shaft が樹脂リング (POM ring) の内径を貫通する構造とした。3DCF は、駆動タービンに接合されている Shaft に Nut で固定される。この時、3DCF と Shaft との間には POM ring を配置し、界面付近に大きな圧縮歪みを誘起させた。Shaft の径を 22mm、POM ring の外径を 42mm、3DCF の外径を 306mm とし、冷やし嵌めによる締め代は、FEA により推定した。Shaft には、SMCM616 を用いた^[2]。

樹脂リングには耐クリープ性の高く、線膨張係数の大きいポリプラスチック社製ポリアセタール (CP15X ; 以下 POM と呼称) を使用することとした。POM の材料物性を Table 3.1 に示す。一般的に樹脂材料は、金属材料と比較して線膨張係数が大きい、このため冷やし嵌めにより大きな締め代 (歪み) が得られる。この締め代が高速回転時に円盤の内径変位より大きければ、接合が維持できる^[2]。

3DCF と POM ring を冷やし嵌めで接合するとき、締め代 δ_{FT} は次式で与えられる。

$$\delta_{FIT} = r_h \Delta T \alpha, \quad (4-1)$$

ここで、 r_h は冷やしばめをする樹脂リングの外半径、 ΔT は冷やしばめ時の温度差、そして α は樹脂リングの線膨張係数である。 r_h は21mm、 ΔT は液体窒素の温度と室温との温度差で200°C。Table 3.1のPOMの α , 110 μ /Kを式(4-1)に代入すると、0.462mmの締め代(δ_{FIT})が可能であることが分かる。Fig.4.1の3DCFの破壊周速1520m/sにおける内径変位(δ_D)は0.41mmであり締め代の0.462mmより小さく式(3-2)の条件を満たす。従って、POMを使えばこの速度まで接合を維持する締め代が確保出来ると想定した。

Flywheelローターの組立にあたり、初めに3DCFにPOM ringを冷やしばめにより挿入した。即ち、POM ringを液体窒素で冷却して収縮させた後、定盤上に置いた3DCFの内径内に挿入し、室温になるまで放置した。次に、POM ringの内径内にShaftを圧入した。圧入には、ねじ棒式の機械装置(AG-X/R 島津製作所)を用い、圧入速度は0.05mm/minとした。

4.3 実験

4.3.1 回転試験

試験体の不釣り合い量は、動釣り合試験機(FH-216、Mitutoyo)を用いて計測した。Fig.4.1に示す3DCF単体は、硬化後には19.3(g \cdot mm)の質量不釣り合いを有していた。試験体をFig.4.2(a)のように組付けたあとで、Shaftの外周付近にイモねじ(hexagon socket set screws)を付加することで残留不釣り合い量を0.14(g \cdot mm)以下に調整した。この不釣り合い量は、規格^[5]ではG1グレードに相当し、10000rpmまでの回転が許容されるレベルである。なお、3DCFを削ることによってマスアンバランスの調整を行うこともできるが、回転試験中に3DCF表面付近の強化繊維のはがれや飛散が発生してマスバランスを悪化させることが憂慮されたため^[6]、この方法は用いなかった。

回転試験には第3章と同様にエアタービン駆動スピントスタ(丸和電機、最高回転数10000rpm)を用いた。試験装置の概略をFig.3.8に示す。試験体を収めたチェンバ内は80Paまで減圧し、100rpm/secで回転速度を上昇させた。

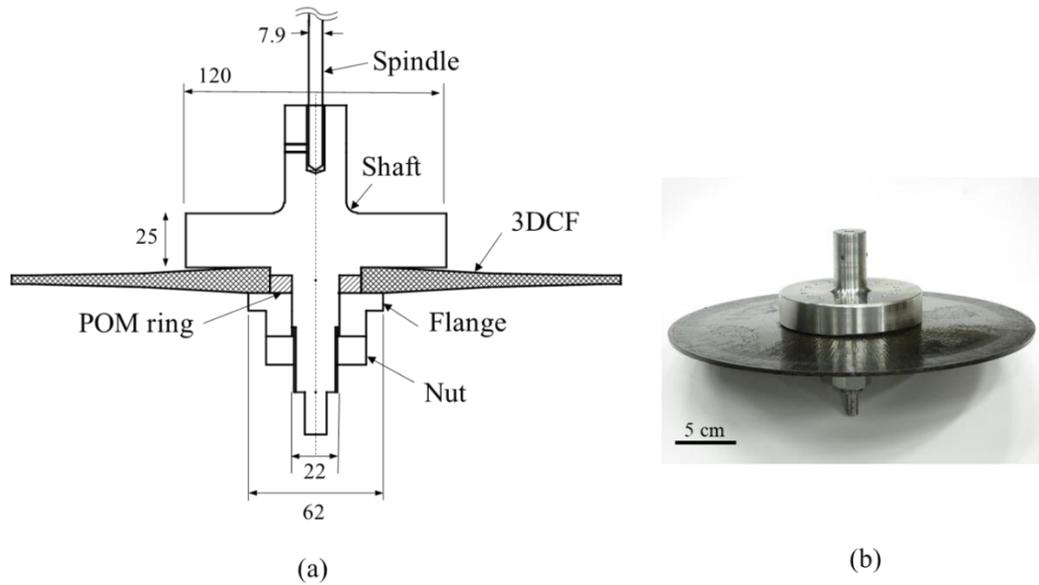


Fig. 4.2 Test fixtures for spin tests in which POM ring is inserted between 3DCF and shaft : (a) assembled fixtures , and (b) outlook of the specimen with the fixtures.

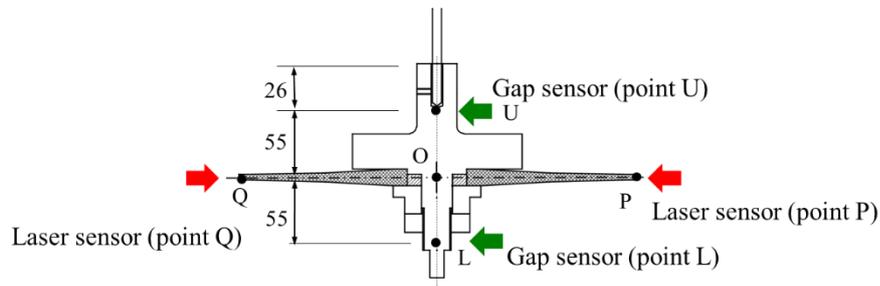


Fig. 4.3 Positions of displacement measurements. Three sensors measuring at U, L, and P were attached at the same phase angle in the circumferential direction.

回転中の各部の振動変位は、Fig.4.3に示す点U、L、P、Qで計測した。点Oは、回転軸の中心と3DCFの中心面の交点である。点Oはセンサーを用いて直接計測することはできないが、後述するようにその振幅は振動挙動のために重要である。回転時の径方向の軸振動は、渦電流変位計（応用電子、PU-05）を用い回転軸の上下部の点UとLの位置で、また3DCF外周部の径方向の軸振動は、レーザー変位計（キーエンス、IKg-15）で点P、Qにおいて計測した。これら3つのセンサー（U、L、P）は周方向で同位相に配置した。点Qは、点Pに対して逆位相とした。直線PQは点Oを通り、円盤の直径となる。点Uを除き変位の計測は、3DCFの不慮の破壊により計測器への損傷を避けるため38000rpmまでに制限した。

4.3.2 圧縮試験

冷し嵌めで締め代 (δ_{FIT}) (Fig.3.1) を多くするほど、より高速回転試験での接合が可能となる。しかしながら、締め代を多くすると樹脂ハブに高い圧縮応力が生じる。そこで冷し嵌めが可能な最大の締め代 (δ_{FIT}) を見積もるため、樹脂の圧縮強度を計測した。

圧縮試験は JIS K7181 に準拠して行った^[7]。試験片として Fig.4.4(a) に示す寸法のものを用い、 $4 \times 10 \text{mm}^2$ の面に荷重を加えた。上記 JIS に従い、試験片の寸法精度は、 0.01mm 以下とし、直角度は長軸 (10mm) に対して 0.025mm 以内とした。

負荷はねじ棒式の機械装置 (AG-X/R 島津製作所) を用いて行い、試験速度は 0.5mm/min とした。残留歪の有無を確認するため、ひずみゲージ (共和電業、KFP-2-120-C1-65) を試験片の 10mm 角の表裏に貼り付け、その平均値を記録した。表裏の歪差が 5% 以内の試験結果のみを採用した。

4.3.3 動的粘弾性試験

樹脂製ハブ (POM ring) の長期使用時におけるクリープ挙動を調べるため動的粘弾性試験を行った^[8]。試験には動的粘弾性測定装置 (Rheometrics、RSA2) を使用した。試験片の寸法を Fig.4.4 (b) に示す。試験は 3 点曲げで行い、 0.2% の最大歪みのもと $0.6 \sim 12 \text{Hz}$ の正弦波荷重を負荷した。この時、 $25 \sim 135^\circ \text{C}$ まで 5°C 刻みで温度を変化させた。

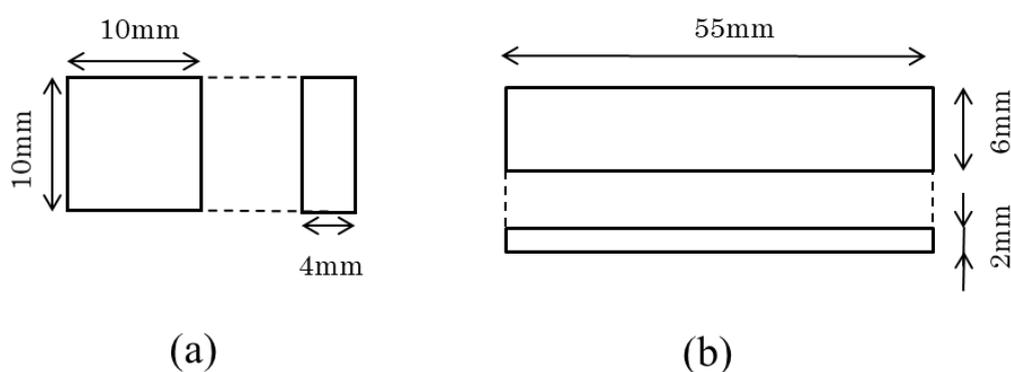


Fig.4.4 Dimensions of test specimens : (a) compressive strength, (b) dynamic viscoelastic properties.

4.4 接触、粘弾性、弾性解析

FEA による粘弾性解析には、ABAQUS (ver.11.2) を用いた。Fig.4.5(a)は解析モデルである。Fig.4.2 の構造のうち、接合に関わる部分をモデル化した。3DCF、POM ring、Shaft は 8 節点軸対称要素で作成した。POM ring のすべての境界面に摩擦を考慮した接触要素を用いた。径方向に依存して変化する直交異方性材料定数は、等価介在物法を用いて求めた⁹⁾。このモデルは、全体で要素数は 6120 で節点数は 18919 であった。Fig. 4.5(a) のモデルにおいて、Shaft の上面の軸方向変位 (z 方向) を拘束した。Fig.4.2 の Flange の上面は外径 $\phi 62$ 、内径は $\phi 22$ であり、3DCF と POM ring に接している。この寸法範囲に上向きに 0.0758N/mm^2 (合計 200N の軸力) の圧力を加えた。また Flange と接触する POM ring, 3DCF の境界面には同じ変位であるという境界条件を与えた。接合面における摩擦係数はすべて 0.15 とした¹⁰⁾。

計算は、以下の 3 つのステップからなる。

- 1) 初めに嵌合 (cooling fit) したときの、POM ring と 3DCF の接合面における径方向応力 (σ_r : 圧縮) を見積もるための接触解析
- 2) $-60^\circ\text{C}\sim 80^\circ\text{C}$ において 3 年間で時間依存する応力の変化を見積もるための粘弾性解析
- 3) 接合を維持する最大周速を見積もるための静解析

Step 2 の温度範囲は、寒冷地および熱帯の想定されるものを包含すると想定している。接合面の r 方向の圧縮応力は POM の時間依存により低下する。回転による物体力を負荷し、接合面の径方向応力 (σ_r) が負 (圧縮) から正に変わる周速を最大接合維持可能周速 (MCS: Maximum Connection keeping tip Speed possible) と定義し、弾性解析によって見積もった。Step 2 より先に Step 3 を行うことは、もう一つの解析ケースであるがこの場合、回転させると、界面の圧縮応力は低下し粘弾性の影響は小さくなることで MCS は大きくなることが想定される。本研究では、MCS が最も小さくなる、すなわち Step 2 の粘弾性解析のあとに Step 3 の静解析 (回転) おこなった結果を基に議論した。

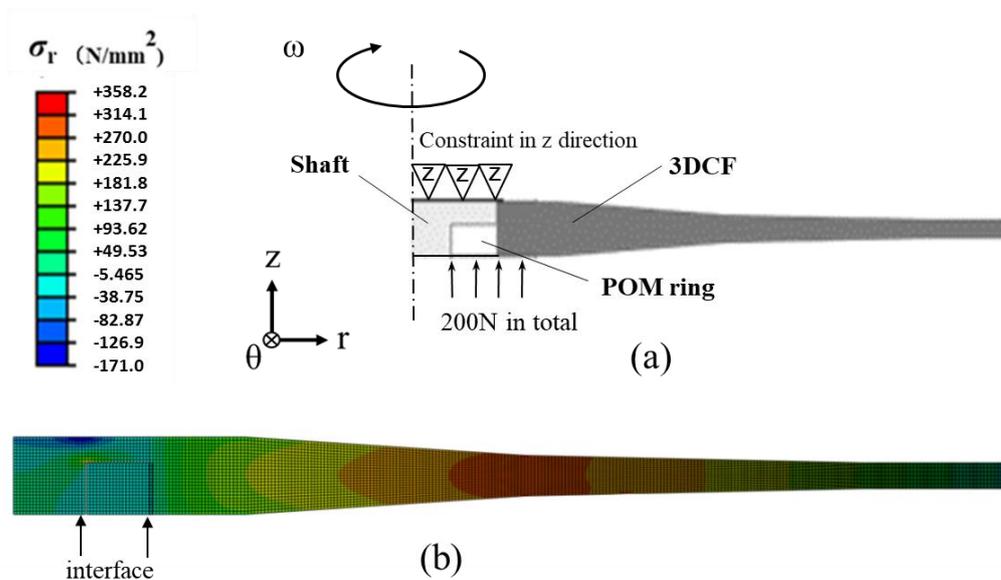


Fig. 4.5 A half FEA model of the trial rotor: (a) a half model and (b) calculated distribution of normal stress σ_r at a tip speed of 900m/s.

4.5 実験結果

4.5.1 圧縮試験

Fig.4.6 は、最大圧縮応力を次第に増加させながら行なった圧縮試験（負荷-除荷-再負荷）の結果である。この結果から約 80MPa を超えるとわずかながら永久ひずみが生じ始めていることが分った。よって、締め代を定めるにあたり最大圧縮応力が 70MPa を超えないように設計を行った。

4.5.2 粘弾性試験

Fig.4.7 は、25°Cから 135°Cまでを 5°C間隔で行った POM の各温度における緩和貯蔵弾性率の結果である。Fig.4.8 は、25°Cの曲線を基準にした POM のマスターカーブである^[11]。このマスターカーブから一般化フォークトモデルによるクリープコンプライアンスの式に当てはめて ABAQUS の粘弾性解析の入力データとした。

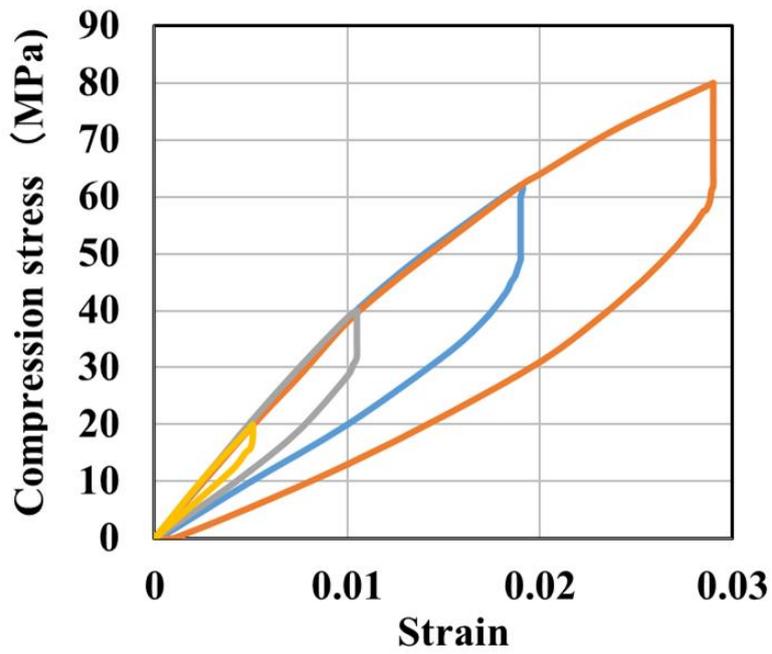


Fig.4.6 Compressive stress – strain relation of POM under cyclic loading.

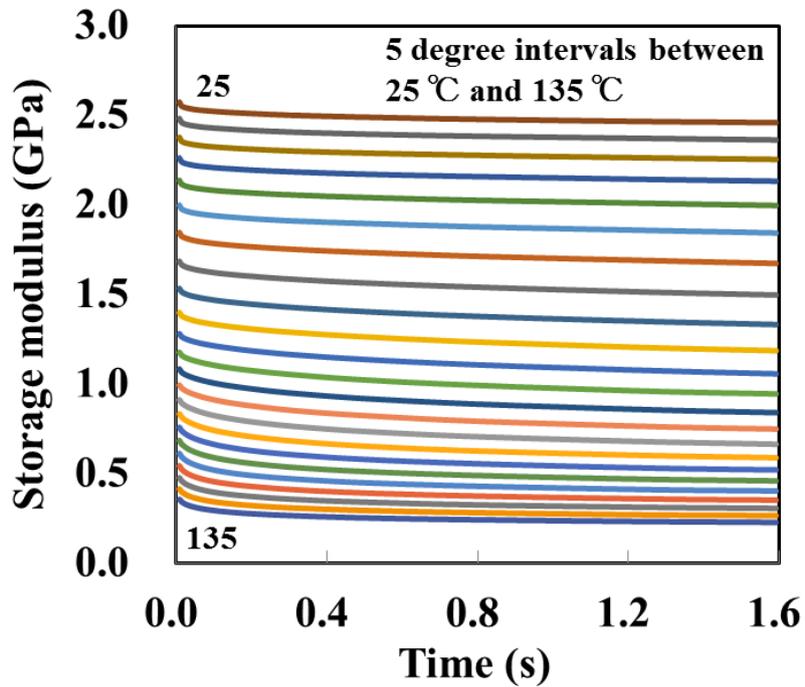


Fig.4.7 Time dependent storage modulus of POM tested at 5 degree interval between 25 °C and 135 °C.

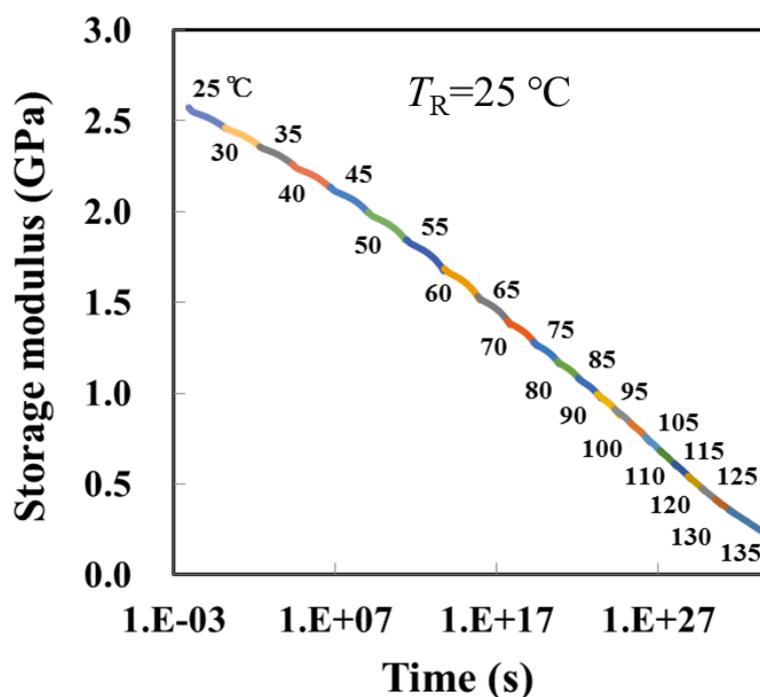


Fig.4.8 Master curve for storage modulus of POM tested at 5 degree interval between 25 °C and 135 °C (Reference Temperature; $T_R=25$ °C).

4.5.3 粘弾性解析

まず初めに FEA による嵌合（接触）解析を行った。径方向の変形の締め代 (δ_{FIT}) は 3DCF の内径と POM ring の外径の重なり、あるいは POM ring の内径と Shaft の外径の重なりと定義される(Fig.3.1 参照)。3DCF の内径と POM ring の δ_{FIT} は 0.34mm、POM リングと shaft の δ_{FIT} は、0.03mm とした。室温における POM ring の外径は 3DCF の内半径 21mm に δ_{FIT} (0.34mm) を加えて 21.34mm とした。この外半径は、液体窒素の冷却で 20.87mm に収縮し、3DCF の内半径より小さくなる。このため収縮した POM ring を 3DCF の中央部に挿入することができる。POM ring の内半径は、冷やしばめ前には、Shaft の内半径より大きいですが、冷やしばめ後に室温に戻ると Shaft の外半径より 0.03mm 小さくなる。この状態で室温にて Shaft を圧入した。

Fig.4.9 は接合後の無回転時における径方向応力の時間依存性である。横軸は、時間 (day) であり、縦軸は圧縮応力 (σ_r) を示す。3 年後に応力は、一定値に近づいている。また、粘弾性解析は 3 年後の温度依存性において、 σ_r の上昇が、3~11%であることを示している。このため 3 年の粘弾性解析の後に、Step 3 によって MCS を求めた。

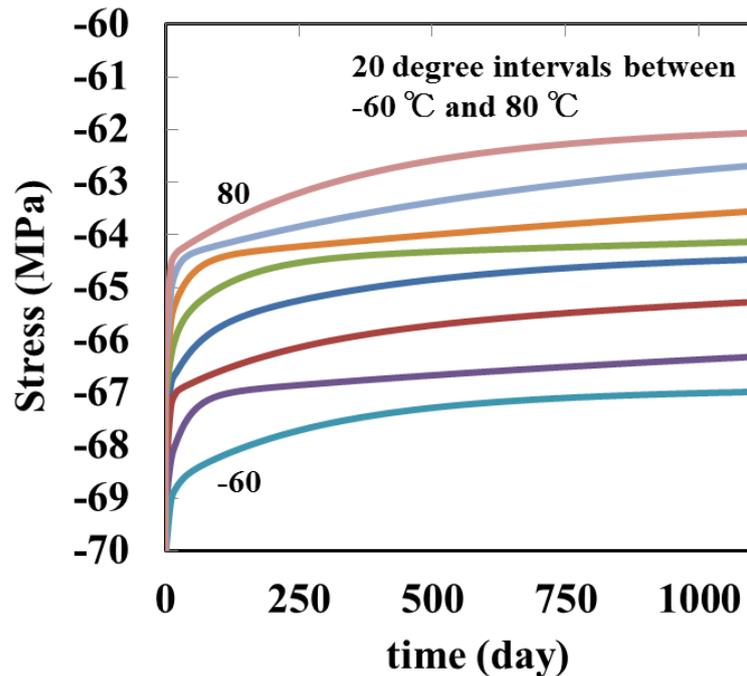


Fig.4.9 Time dependent compression stress on the interface between 3DCF and POM ring.

Fig.4.5(b)は、周速900m/sでの径方向応力 (σ_r) である。3DCFとPOM ring、POM ringとShaftとのそれぞれの接合面において、 σ_r は-38.8~-5.47N/mm²の範囲にあり、この回転速度では接合は維持されている。

Fig.4.10は、POM ringを用いた時3年後のMCSの温度依存性である。POM ringを用いた場合、3年後でも接合しうる周速は、温度によって大きく下がらないことが推定される。Type IIIの円盤単体のBTSはその強度から1520m/sであったが、POM ringの圧縮応力の限界である70MPaにより、1284m/sまで減少する。3年後の粘弾性の影響によりMCSは25°Cで1210m/sに低下する。また、MCSが周速1210m/sではエネルギー密度は、77Wh/kgに低下する。この理由は、POM ringが穴あきであることによる。

Fig.4.11は、穴なしのPOMディスクを用いた時3年後のMCSの温度依存性である。POMディスクをハブとして用いた場合で粘弾性効果がない場合のMCSは1557m/sであり、3DCFの材料強度から見積もられた1520m/sより大きくなる。なお、穴なしのPOMディスクを用いた場合MCSは、室温(25°C)で1456m/sであり、エネルギー密度は111Wh/kgに向上する。穴ありのPOM ringにおいても貫通軸の直径をより小さくすることによりMCSの向上が期待できる。

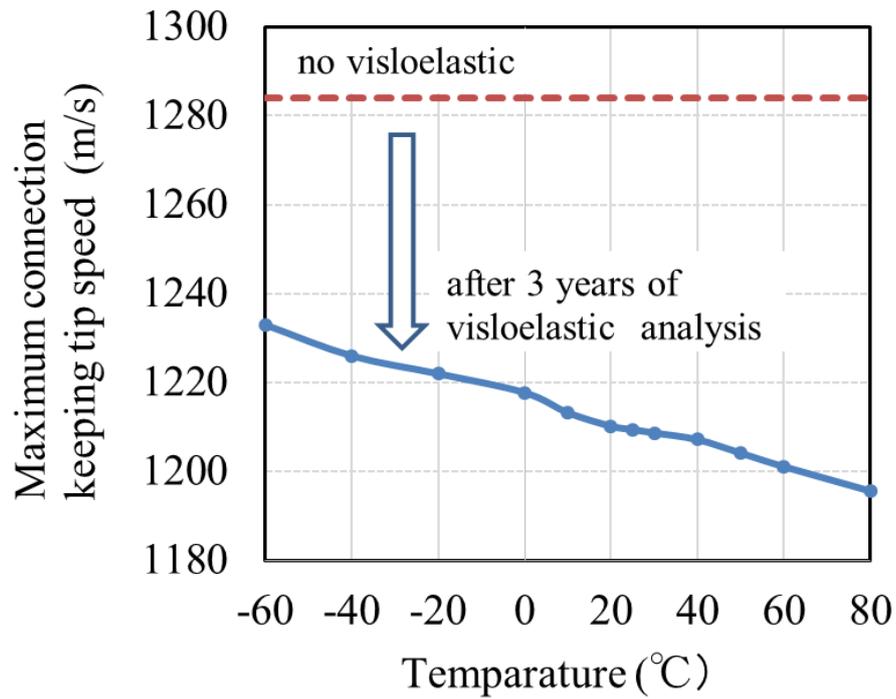


Fig.4.10 Temperature-dependent maximum tip speed up to which the interfacial connection between POM ring and 3DCF disk is stable.

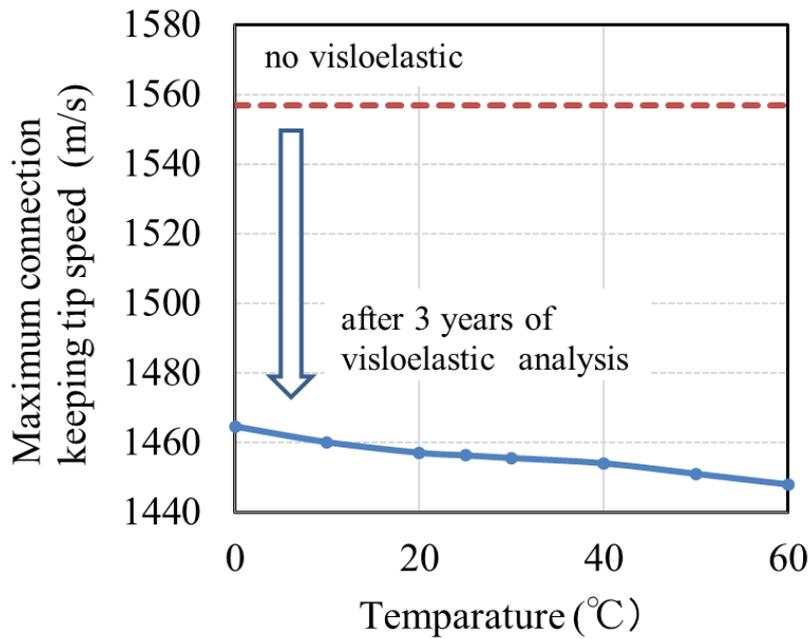


Fig.4.11 Temperature-dependent maximum tip speed up to which the interfacial connection between solid POM disk and 3DCF disk is stable.

4.5.4 回転試験

試験体の回転試験中の point U (Fig.4.3 参照) で計測した軸振動測定結果を Fig.4.12 に示す。横軸が回転数、縦軸が軸振動の振幅を表わす。600rpm の小さなピークは、一次共振の影響による^[2]。その後、6000rpm で自励振動と考えられる 2 つ目の振幅のピークがあり、この自励振動の振幅は 10000rpm で小さくなった。その後回転数の増加と共に振幅は再び増加に転じ、56700rpm (周速 908m/s) で軸振動が 150 μ m を超えたため試験を中断した。回転試験機のチャンバー内の温度は、試験開始前は 26 $^{\circ}$ C であったが、回転中の空気摩擦のため終了時には 38.8 $^{\circ}$ C に上昇していた。

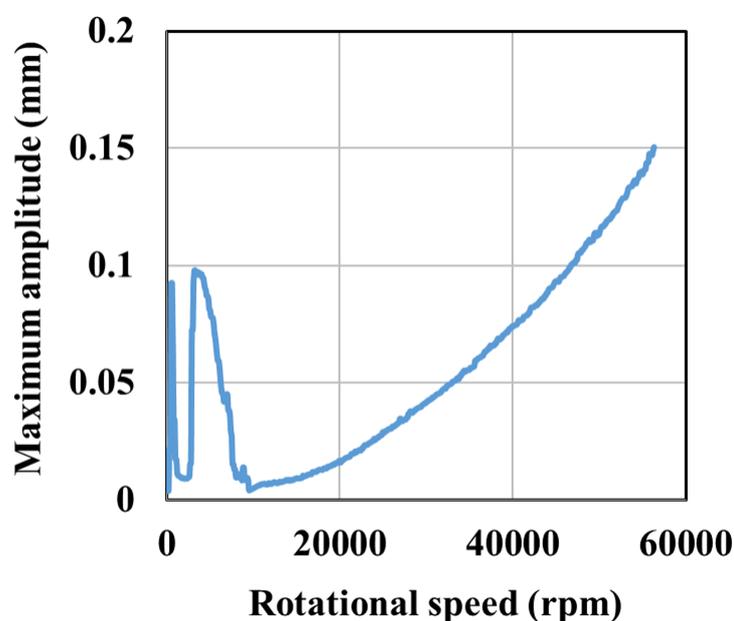


Fig. 4.12 Rotational speed and measured maximum amplitude of the shaft at point U during a spin test.

4.5.4.1 振動振幅のフーリエ変換

Fig.4.13 は 30000rpm までの Fig.4.3 の点 U における振幅のフーリエ変換結果である。本図で、横軸は周波数、奥に向かって回転数が取っており、縦軸は振動強度である。図中、振動には回転周波数に同期するものと非同期の 2 つの成分がある。周波数に非同期の成分は、一次共振に近い 18~26Hz の周波数で構成されている。ことから、自励振動によるものと考えられる。自励振動は、摺動部などの摩擦などにより振動系に断続的にエネルギーが供給されることで振幅が増大する現象である^[12]。この自励振動による強度成分は、

Fig.4.13 の 10000rpm で消失していることから、その後の高速回転時における振動への影響は小さいものと考えられる。

2つ目の強度成分は、周波数に同期しており、10000rpm 以上の回転数では、強度が回転速度と共に増加した。周波数に同期した振動成分が増加していることから、振動増加の原因として不釣り合い振動が考えられる^[12]。

不釣り合い振動をもたらす原因として、3DCF 単体の質量不釣り合い（アンバランス）が挙げられる。試験体は、全体として質量不釣り合いを調整しているが、前述のように3DCF は成形後に単体で 19.3 (g・mm) の質量不釣り合いを有しており、これに作用する力が3DCF を面内で変形、偏心させて振幅を増加させたと考えられる。

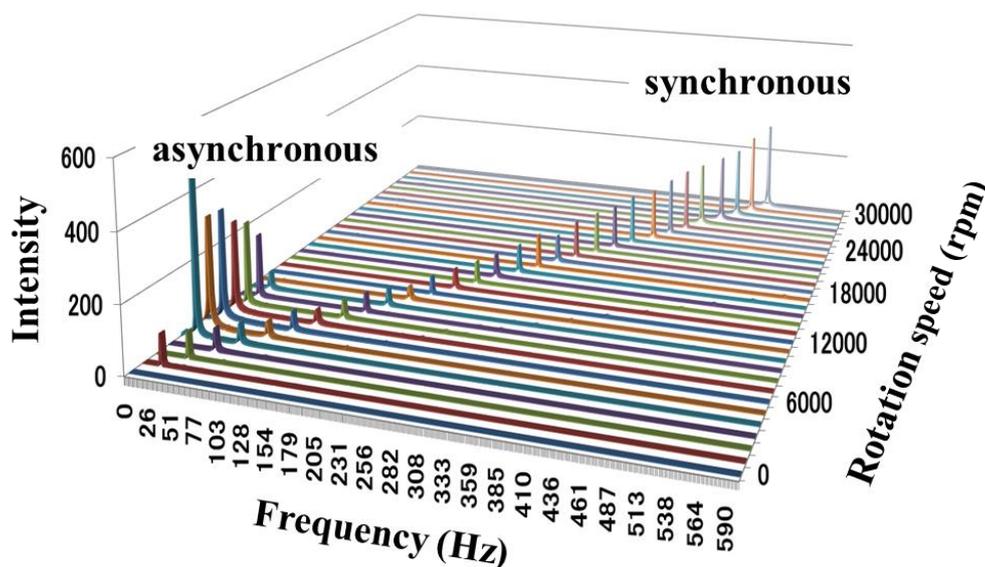


Fig.4.13 Vibrational spectra measured at point U during a spin test.

4.5.4.2 接合維持周速の実験的確認

Fig.4.10 に示す MCS は、3DCF の材料の弾性率に最も大きく依存する。3DCF の弾性率が複合則どおりに発現されていれば、Fig.4.10 により温度 25°C で 1210m/s の MCS が得られる。もし、弾性率の発現率が低下すると、回転中の 3DCF の内径変位は大きくなる。これにより、3DCF の内径と POM ring の接合面の圧縮応力は、より早く 0 に近づき、3DCF と POM ring は分離し、振動が起こることが想定される。回転中の 3DCF の外径変位を計

測し、FEA の計算結果と比較することで3DCF の弾性率の発現率を求め、弾性率の低下が及ぼすMCS への影響を見積もってみた。

3DCF の外径の変位には振動振幅と3DCF の回転（遠心力）による θ によらない均一な膨張変形が含まれる。回転中の3DCF の外周面の膨張量（変位）は、Fig.4.3 の直径方向に配した2つのレーザー変位計（point P,Q）で計測した値を平均して求まる。平均することにより面内の振動成分は排除（キャンセル）されるからである。

Fig.4.14 は点 P で計測された3DCF 外周面の変位と FEA で計算したそれとの比較である。破線の計測値は実線の解析値の1.35 倍程度であることから、計測された外周面での剛性は解析値の74%である。3DCF の剛性が0.74 (1/1.35) に低下すると、同じ内径変形量となる周速は低下する。一般に回転変位は周速の2 乗に比例する。低下したMCS は、1040m/s ($1210\text{m/s} \times \sqrt{0.74}$) になると推定される。しかしながら、この推定は、外周面で計測した変位から得られた剛性低下を基準にしており、より正確なMCS の推定のためには、内径での剛性低下を基準にする必要がある。

なお、これまでに三次元繊維強化複合材料を用いた円盤の回転試験は、那須らが周速825m/s までの試験を実施している^[13]。今回の試験は、POM ring を適用することでこれを超える周速908m/s が得られたことで樹脂製ハブ（POM ring）を用いた接合が高速回転に有効であることが確認できた。

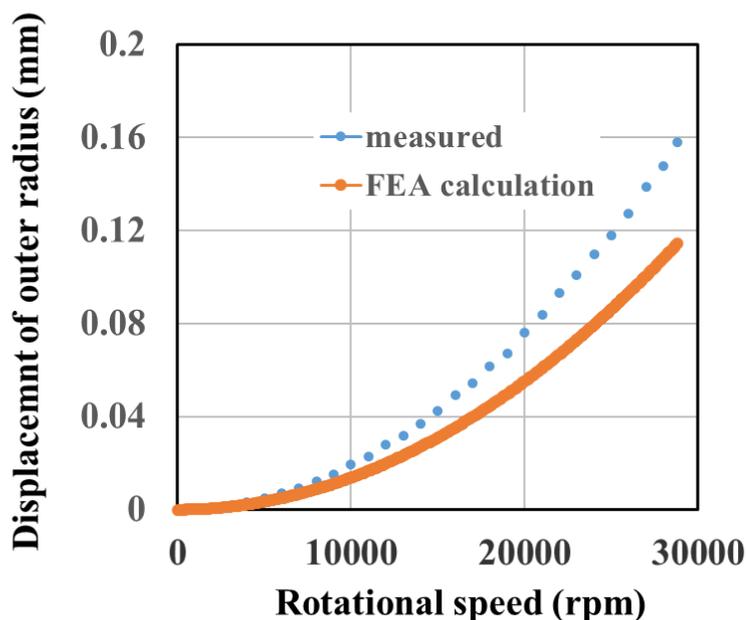


Fig. 4.14 Comparison of measured outer radius displacements with that calculated one by FEA.

4.5.4.3 円盤の振動状態の確認

回転中は、Shaft と Spindle の曲げが主要な振動のモードである。Fig.4.2 に示す Spindle の外径は $\phi 7.9$ であり、Shaft の外径である $\phi 22$ と比較して小さい。このため、Shaft は Spindle に比較してより剛 (rigid) と考えられるので Shaft を剛体と仮定した。このことから回転中は主として Spindle の曲げのみが触れ回りの振幅にかかわり、Shaft は曲がらずに直線を保ち中心軸から傾くだけである^[2]。この傾きは、点 U と L における変位として計測することができる。

Fig.4.3 に示す点 P での回転中の 3DCF 外周面の計測値は、触れ回りと円盤の膨張変位の和となる。一方、Fig.4.3 の交点(O)の変位には、軸の触れ回りのみが現れる。O の変位はセンサーで直接計測できないが、点 U と L で計測された変位から線形内挿により求めることができる。回転試験では、3DCF が面内で r 方向に非対称な変形が生じていなければ、レーザー変位計と内挿により求めた O の変位は一致する^[2]。

Fig.4.15 は点 U、L、P'、O で計測した試験体の最大振動振幅であり、横軸は回転数を示す。点 P' は点 P で計測された振幅から遠心力による 3DCF の膨張量を除いた触れ回りのみの変位 (振幅) である。本図より、点 U、L、P' の r 方向の振動振幅の大きさは、10000rpm 以上の回転数では $U < P' < L$ の順に大きくなっていることが分かる。点 P' は点 U と L の中間にあるので (Fig.4.3)、3DCF が r 方向に左右非対称な変形をしないとした場合は点 O と一致する。Fig.4.15 の点 P' は、20000rpm で点 O より大きくなり始めている。これは、3DCF に内在する質量不釣り合いが遠心力によって軸まわりの非対称な変形をもたらし、さらに大きな不釣り合いを生じさせた可能性がある。第 3 章では、3DCF に内在する質量不釣り合いが遠心力によって軸まわりの非対称な滑りを誘起させた。本章では、質量不釣り合いが遠心力によって誘起される軸まわりの非対称な変形を想定した。

Fig.4.15 において、3DCF の回転中のアンバランスが誘起する面内の変形量は δ となって表れる。この δ を FEA により求めた。Fig.4.16(a) は解析モデルであり、円周方向においては半円をモデル化し、要素数は 56748 で節点数は 247336 であった。3DCF の右側の断面に質量不釣り合い量が 19.3 ($g \cdot mm$) になるように質量要素を付加した。これ以外の解析条件は、Fig.4.5 と同じである。Fig.4.16(b) は、38000rpm における径方向の非対称な変位の見積もり結果である。図は、3DCF の外周部が右側に大きくシフトしていることを示している。右側の変位は、0.2568mm であり、左側の変位は 0.2303mm である。双方の差の半分 (0.0132mm) が δ となり、その値は Fig.4.15 の δ である 0.014mm に近い。このことか

ら、3DCF 単体の質量不釣り合いが r 方向の非対称な変形を誘起し、不釣り合い量をさらに増加させたと考えられる。結果的に回転速度の上昇に伴って、不釣り合いにより試験体の振動振幅が次第に増加した。

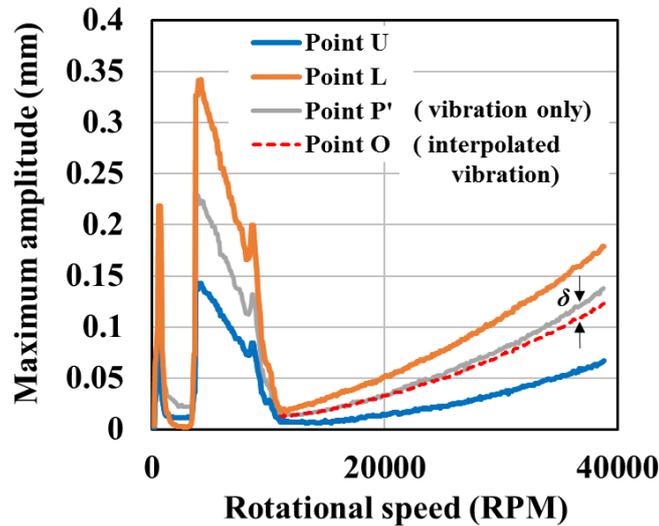


Fig. 4.15 Rotational speed and measured maximum amplitude measured at various locations during a spin test. The value represented by point P' excludes disk expansion from that at point P.

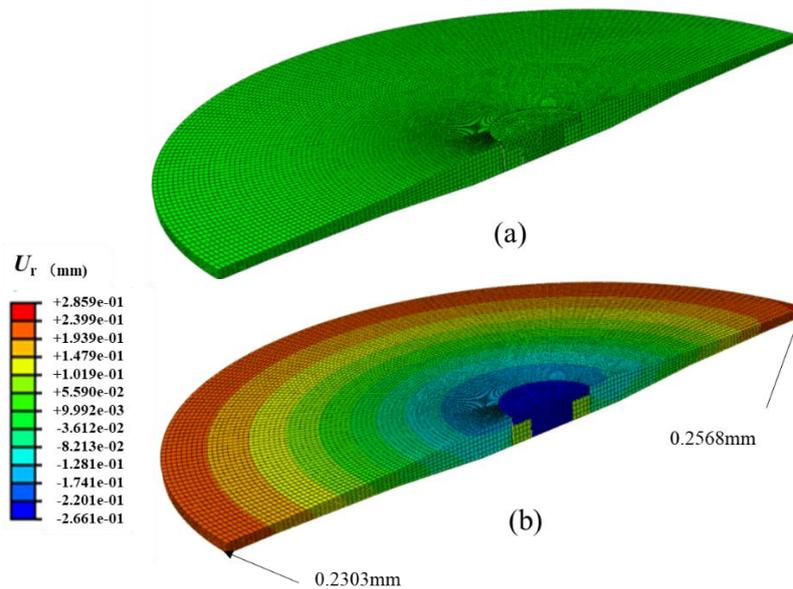


Fig. 4.16 A half FEA model for the trial rotor: (a) perspective view and (b) asymmetric radial displacement (U_r) at 38000 rpm induced by mass imbalance embedded in the right-hand side of the disk.

4.6 考察

振動により速度制限を改善する方法として、3DCF 単体の質量不釣り合いを小さくすることである。円盤の小さな質量不釣り合いは遠心力の作用を受けにくく、偏心は小さくなる。3DCF に残っている気孔は質量不釣り合いの原因になりうる。3DCF の気孔は 1.8% であった。気孔率を少なくする方法として織物中に樹脂をより高圧で注入することがある。

2つ目の方法として、嵌合時に発生する圧縮応力 (σ_r) を大きくすることが挙げられる。圧縮応力を大きすれば MCS を向上させることができる。 δ_{FIT} によって誘起される σ_r は、POM リングの穴の直径に依存する。実際に Fig.4.2 の Shaft の軸径に依存して、MCS は、Fig.4.10 から Fig.4.11 まで変化する。中実 (穴なし) の樹脂円盤 (POM disk) を用いると MCS を最大とすることが可能である。

3つ目は、3DCF の弾性率の発現率を向上させる方法である。高い剛性の円盤は回転中の内径変位は小さく、冷やしばめで誘起された圧縮応力は高い回転数に至るまで接合を安定させる。FEA によると高い剛性の 3DCF は面内の変形を小さくし、不釣り合い振動による振幅増加が抑えられる結果が得られている。

4.7 結言

POM リングを介した回転軸と円盤の接合方法は内外径比の小さな 3DCF の高速回転には有効である。このことを実証するために、本研究では、円筒座標系で $r-\theta-z$ の三方向に繊維配向した三次元繊維強化複合材料 (3DCF) と鋼製回転軸 (Shaft) とを POM リングを介して接合させた円盤システムを試作した。この試作試験体で、これまでに実績のない 908m/s までの回転試験を実施し、最大振幅は 150 μ m で破壊に至らないことを示した。この周速でのエネルギー密度は、43Wh/kg であった。

中実の POM ディスクを用いる場合には、室温 (25 $^{\circ}$ C) での最大接合維持可能周速は POM リングの 1210m/s から 1456m/s に、またエネルギー密度は 77Wh/kg から 111Wh/kg に向上することを示した。

最後に、最大回転速度を更に向上する方法についても検討した。

参考文献

- [1] Gabrys CW., Bakis CE., Design and Testing of Composite Flywheel Rotors. In : ASTM STP-1242. 1997;3-22.
- [2] N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, J. Yoshimura, Y. Nagura, K. Goto, Y. Kogo, Spin test of three-dimensional composite rotor for flywheel energy storage system. *Compo. Struct.*, 2016,136, 626-634.
- [3] 伊保内賢, 大柳康, 妹尾学, エンジニアリングプラスチック事典, 技報堂出版, 1998.
- [4] 井上俊英, エンジニアリングプラスチック, 共立出版, 2004.
- [5] JIS 0905 or ISO1940-1,1986
- [6] Goto K., Hatta H., Kogo Y., Fukuda H., Sato T., Tanatsugu N., Carbon-carbon composites turbin disk for the air turbo ramjet engine (ATREX). *Adv. Composite Mater.*, 2003,12(2),205-222.
- [7] JIS K7181 or ISO604.
- [8] JIS K7244 or ISO6721.
- [9] Hatta H., Elastic Moduli and Thermal Expansion Coefficients of Three Dimensional Fabric Composites. *Journal of Japan Society for Composite Materials*,1988,14(2), 73-80.
- [10] 小笠原俊夫, 吉村彰記 他, 平織CFRP積層板に加工されたねじ穴の引張強さ. 宇宙航空研究開発機構, 研究開発資料,2012, JAXA-RM-11-002.
- [11] 坂井建宣, 熱可塑性樹脂およびその複合材料の線形粘弾性理論に基づくクリープ解析, 慶応大学, 博士論文, 2008.
- [12] Den Hartog JP., *Mechanical Vibration* 4th Ed. McGRAW-HILL Book Company, 1956.
- [13] 那須秀俊, 廣瀬誠, 三次元織フライホイールの研究開発, 四国電力 四国総合研究所研究期報, 2002,79,78-85.

第5章 剛性低下が回転軸との接合に与える影響

5.1 緒言

第4章では、高周速 (1210m/s) まで回転軸 (Shaft) と 3DCF の接合が維持することを目標に接合方法を工夫し、回転試験を行った。しかしながら、周速 908m/s で大振幅 (振幅 150 μ m) の軸振動を誘発し回転試験を中止した。軸振動増加の一要因として、3DCF の剛性が低いことが推定された。円盤の剛性が低いと、遠心力によって円盤の内径が容易に増加し (内径変位: δ_D)、高速回転では接合に必要な締め代 (δ_{FIT}) がなくなってくる

(Fig.3.1 参照)。この結果、3DCF と回転軸 (Shaft) が分離しやすくなる^[1]。第4章では、3DCF の外径での剛性低下をもとに、最大接合維持可能周速を推定したが、より正確な推定のためには、3DCF の内径での剛性低下を基準にする必要がある。

3DCF に用いたフライホイールローターにおいては、繊維束が幾何学的に理想的に配向したものではなく、配向の乱れや繊維束のうねりが存在するため、3DCF の剛性が大きく低下し、設計値より剛性が低下していた可能性が推定された。

本章の目的は、3DCF と回転軸 (Shaft) との接合維持に及ぼす 3DCF の剛性の影響を明確にすることにある。3DCF は円筒座標系の 3 主軸方向に強化繊維が配向した直交異方性であるため、剛性としては r 及び θ 方向を個別に評価する必要がある。しかしこれまでの三次元繊維強化複合材料円盤の剛性評価は回転試験により行われ、外周の変位を測定することしか行われていない^{[2]~[4]}。本章では、回転試験および材料試験を行なって、 r および θ 方向の剛性を個別に評価することで、両者の低下が 3DCF の内径変位 (δ_D) に与える影響を明確にした。試作した試験体の r 束は、基本的には放射方向に配向させているが、製織の都合上、途中で放射方向から急な角度変化 (kink) を持たせた。このような局所的な曲がりや θ 方向繊維束にも存在する。本研究ではこのような局所的な配向の逸脱の効果も確認した。さらに、得られた評価試験結果を基に、円盤型三次元繊維強化複合材料 (3DCF) の剛性の発現率と接合維持可能な回転速度について考察した。

5.2 直交異方性円盤の回転変形

第3章で示したように、内外径比 ($\lambda=r_1/r_2$; r_1 : 内径、 r_2 : 外径) の小さい円盤においては、双方の接合が維持するためには、次式の条件を満たす必要がある^[5]。

$$\delta_D < \delta_H + \delta_{FIT} \quad (5-1)$$

λ が小さいとき、回転軸 (Shaft) の外径は小さく、Shaft に作用する遠心力は円盤 (Disk) に比較して小さいため、 δ_H は無視できる。したがって、

$$\delta_D < \delta_{FIT} \quad (5-2)$$

(5-2)式が成立しなくなると、回転中の Shaft と Disk の間に隙間が生じ、本研究で問題にしている回転振動が生じる。(5-2)式において等号が成立する 3DCF の外周速を最大接合維持可能周速 (MCS:Maximum Connection keeping tip Speed possible) と定義する。

次に、高速回転時の接合の安定性に及ぼす 3DCF の剛性の影響の概要を示すために、均質で均一厚さの直交異方性平円盤について検討する。円筒座標系 $r-\theta-z$ 方向に直交異方性弾性率を有する回転平円盤の径方向の変位 u_r は次式で与えられる^[6]。

$$u_r = \frac{r_2 \rho v^2 (1 - \nu_{r\theta} \cdot \nu_{\theta r}) \bar{r}^{-3}}{E_r (\eta^2 - 9)} \times \left[\frac{(3 + \nu_{\theta r})(\lambda^2 - \lambda^{\eta-1})}{(\eta + \nu_{\theta r})(\lambda^{\eta-1} - \lambda^{\eta-1})} \bar{r}^{-\eta-3} + \frac{(3 + \nu_{\theta r})(\lambda^2 - \lambda^{\eta-1})}{(-\eta + \nu_{\theta r})(\lambda^{\eta-1} - \lambda^{\eta-1})} \bar{r}^{-\eta-3} + 1 \right] \quad (5-3)$$

ここで、 r_2 は外径、 ρ は密度、 v は周速である。 E_r は径方向弾性率、 $\eta^2 (=E_\theta/E_r)$ 、 E_θ は周方向弾性率、 λ は内外径比 ($\lambda=r_1/r_2$; r_1 :内径、 r_2 :外径)、 ν はポアソン比である。 \bar{r} は半径 r と外径 r_2 の比 (r/r_2) である。

Fig.5.1 は、異方性の強さ η^2 をパラメータとして r (半径) に依存する変位 u_r を(5-3)を使って計算した結果である。平円盤の総 V_f を 0.6 とし、これを V_θ と V_r に一定割合に配分し、複合則により周方向と径方向の弾性率から E_θ/E_r を求めた。図中、 $\eta^2=20.0$ は周巻き円盤に相当する。この図から、 η^2 の増加に伴って、内径変位 (左端) が小さくなることが分かる。一方、 η^2 を減少させると外径変位 (右端) が小さくなる傾向にある。このことから、内径変位 (δ_D) を小さくし平円盤の接合を維持するためには、 E_θ を大きくするような周巻きの繊維配向が適していることが判る。本研究の 3DCF は、半径方向に厚みは変化するので平円盤ではないが、傾向は同じと考えられる。

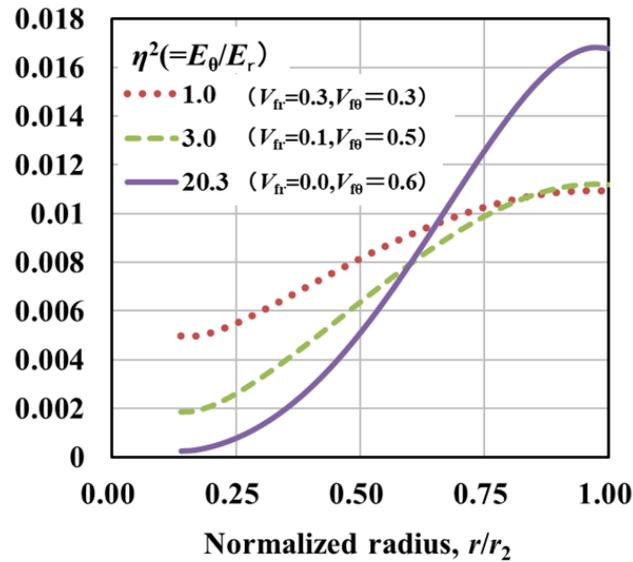


Fig. 5.1 Displacement at the inner radius of rotating disks having orthotropic elastic moduli depending on E_θ/E_r ($\lambda=0.14$, $V_{fr}+V_{f\theta}=0.6$, $r_2=150$ mm, $\omega=150$ rad/s).

5.3 実験

5.3.1 三次元炭素繊維織物

Fig.5.2(a)は本研究で検討した3DCFの強化繊維の配向を繊維の折れ曲がりを含め模式的に示したものである。回転中の3DCFには、最大主応力は θ 方向に発生するため、 θ 方向に強化繊維を最も多く配向させている。 θ 方向繊維束（以下 θ 束）と r 方向繊維束（ r 束）は交互に設置するだけで、絡み合わせていない。 z 方向繊維束（ z 束：図中点で示す）は、製織過程で r 束と θ 束が通る位置を定めるのが主な役割であり、同心円状に等間隔（ r 方向ピッチ： $p_r=2.5$ mm, θ 方向ピッチ： $p_\theta=6.43^\circ$ ）で配置させた。

Fig.5.2(b)は、 r 束の分割を説明する図であり、 r 束と z 束のみを示した。図示のように、 r 束はある半径で束を2束に等分割して θ 方向のピッチ（ p_θ ）が広がり過ぎないようにした。図中、内側から3番目と4番目の z 束の間に分割点（Fp; Fork point）があり、Fpでは r 束を鋭く屈曲（kink）させた。試作した織物では、Fpは $r=40$ と 90 の2か所に設けた。このため、内径側では r 束は56本であるが、外周では224本の1/4の太さの r 束が等間隔に配置された。最内周と最外周での r 束の θ 方向のピッチ、 p_θ は、 6.43° と 1.61° となった。Fig.5.3(a)に $r=90$ mmにおける r 束の分岐点（Fp）における繊維の蛇行を示した。Fp点で r 束が2分割され、 r 束が曲がっているのがわかる。

Fig.5.2(a)では、 θ 束は同心円で描かれているが、実際には Fig.5.2(c)に示すように、ある層の θ 束はある円周角度 (Tp: Transition point) で隣の同心円に移るスパイラル構造を取った。この結果 θ 束は Tp 点で屈曲する。Fig.5.3(b)に最上層の Tp の様子を示した。これより θ 束が曲げられ外側の同心円に遷移する様子がわかる。 θ 束は厚さ方向に複数の層から構成されるが、遷移点が同一点にならないように、Tp は円周方向に均一に分散させた。たとえば、 θ 層が厚さ方向に 8 層ある場合には、ある半径で同一円周上で 8 等分となるように Tp を配置させた。

3DCF の断面形状は、第 4 章と同じである (Fig.4.1 参照)。厚みを変化させ、周速を大きくすることでエネルギー密度が大きくなる設計を行った^[7]。

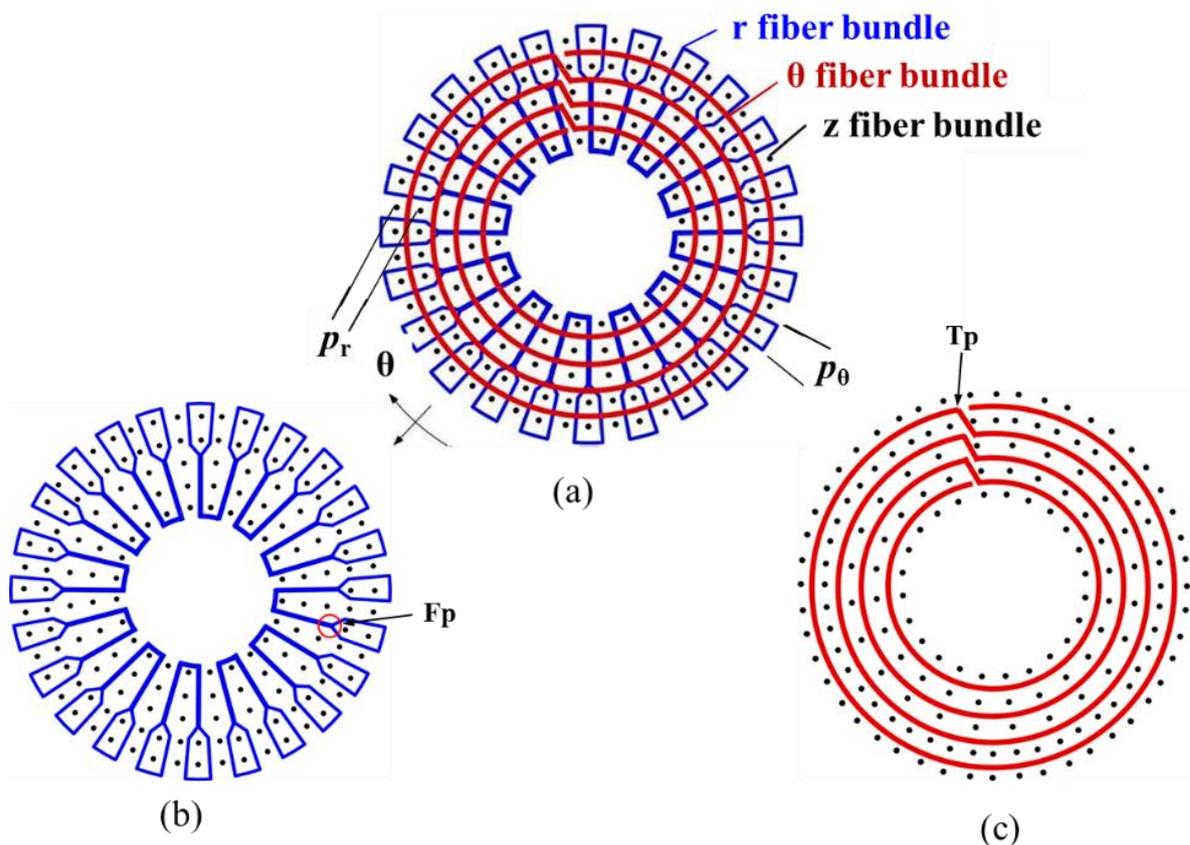


Fig. 5.2 A three-dimensional carbon fabric (3DCF): (a) running patterns of fiber bundles in cylindrically orthogonal fabrics, (b) r and z bundles showing fork points, and (c) θ and z bundles showing transition points.

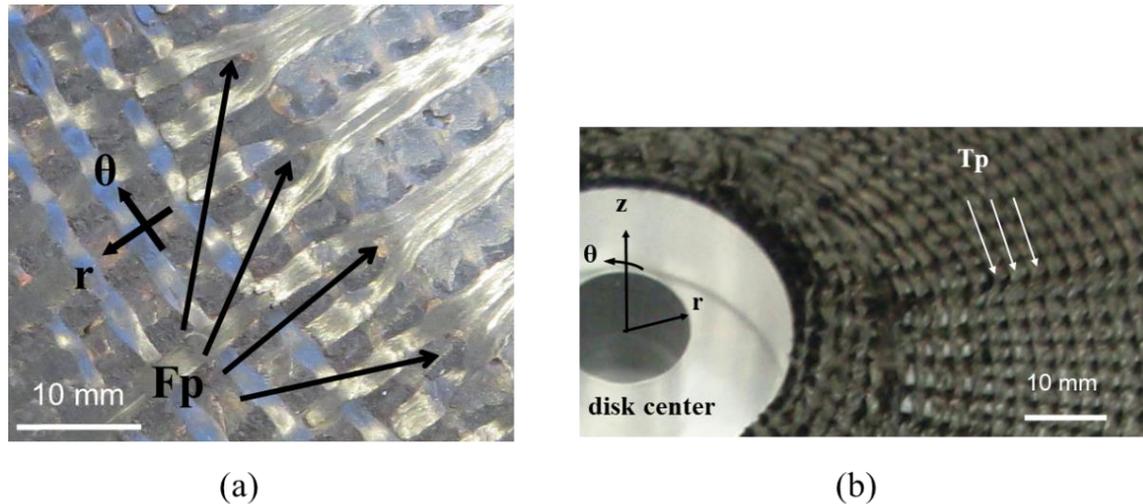


Fig. 5.3 Intentionally introduced sharp curves of fiber bundles in the composite disk: (a) fork points (Fps) (at $r=90$ mm) and (b) transition points (Tps).

第2章の Fig.2.15 に、試作した織物の径方向に依存する V_{fr} および $V_{f\theta}$ を示す。隣接する4つの z 束間の p_r および p_θ で決まる四角形と厚さが構成する体積 (unit cell) に含まれる繊維束から r に依存する V_f を計算した^[4]。

この形状で繊維の屈曲を無視した時、3DCF 自体の破壊周速は、1520m/s と推定された^[7]。また、3DCF と Shaft との MCS は 1210m/s と推定された^[4]。Table 3.2 に Type III の各方向の平均 V_f を示す。

5.3.2 回転試験

5.3.2.1 外周面での円盤変位計測

3DCF 全体の平均化された剛性を求めるために回転中の 3DCF の外周面の変位を計測した。そして得られた計測値を FEM の予測値と比較することで、3DCF の平均剛性を評価した。回転試験体の仕様は、第4章と同様である (Fig.4.2 参照)。

第4章と同様に、回転中の 3DCF の外周面の膨張量 (変位) は、Fig.5.5 の直径方向 (P,Q) に配した2つのレーザー変位計 (キーエンス、IKg-15) により計測した値を平均して求めた。回転試験には第3章と同じエアタービン駆動スピントスタ (丸和電機、最高回転数 100000rpm) を用いた (Fig.3.8 参照)。試験体を収めたチェンバ内は 80Pa まで減圧し、100rpm/sec で回転速度を上昇させた。変位の計測は、3DCF の不慮の破壊により計測器への損傷を避けるため 29000rpm までに制限した。

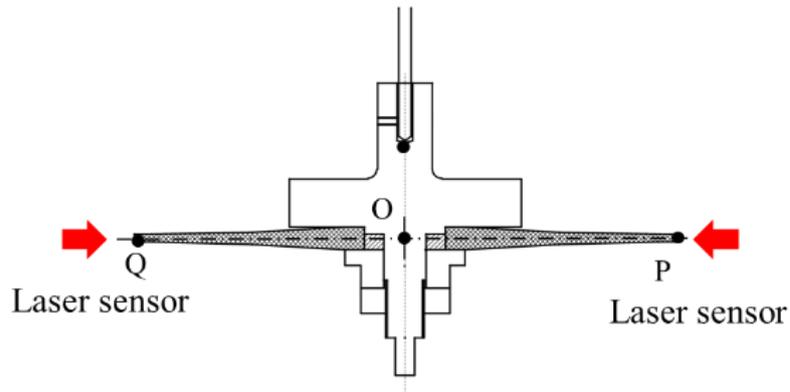


Fig. 5.5 Positions of displacement measurement. Two laser sensors to measure expansion of the disk outer radius.

5.3.2.2 歪計測

スリップリングを用いて回転中の r 、 θ 方向の局所的なひずみを測定した。径方向および周方向のひずみ測定のために、3DCF 表面の半径 50、60、70、80、90mm の位置に直交二軸ゲージ (KFG-5-120-D16-11、KYOWA) を貼り付けた。Fig.5.6 は試験体のひずみゲージである。ゲージ長は 5mm であるため、 p_r で 2 つ分と等しい長さとなる。特に 90mm の位置のゲージは、 r 束の分岐点 (Fp) の中央に貼りつけ、繊維屈曲の影響を確認することを目的とした。ゲージの中心を各半径に貼りつけた。回転中のひずみゲージからの信号は、中空の Spindle を通るリード線からスリップリング (RBE-4E、KYOWA) を介して静止側のレコーダに出力させた。回転試験の条件は、変位計測と同じである。

試験におけるチェンバ内の減圧および回転速度の上昇は、レーザー変位計による計測時のものと同様である。計測は、スリップリングの仕様を考慮して最高回転数を 19000rpm とした。

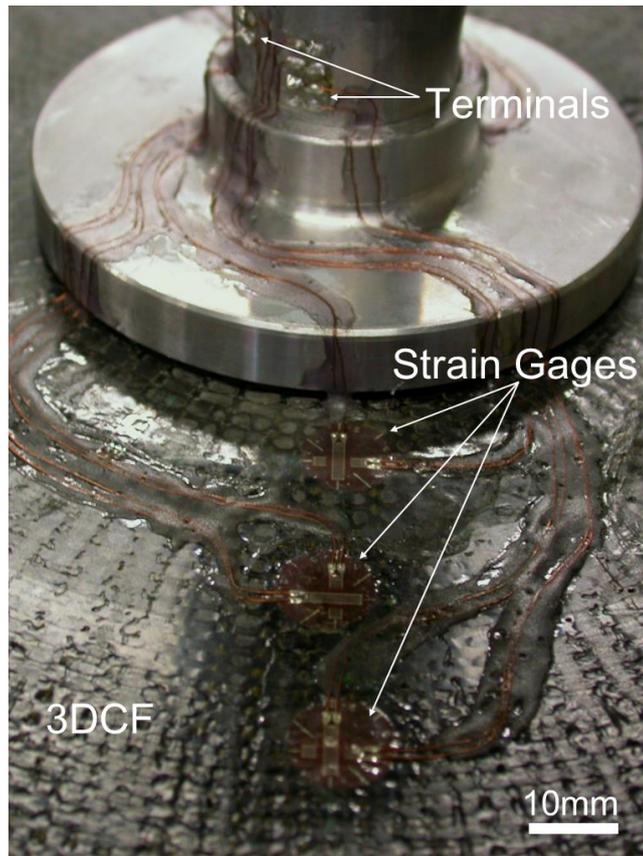


Fig. 5.6 Locations for the mechanical strain measurement.

5.3.3 リングバースト試験

これまで、三次元繊維強化複合材料円盤の回転試験は行われてきたが、回転円盤の局所的な材料試験結果の報告はない。本報告では、厚みの薄い円筒シェルの強度試験方法として検討されてきたリングバースト試験 (Ring burst test) を行い⁸⁾、3DCF の局所的な剛性評価を試みた。

Fig.5.7 はリングバースト試験の概略図である⁸⁾。リング状の試験片は、円周方向を 12 個に分割した Segment の外側に Rubber ring を介して設置される。Tapered rod が押し込まれることにより Segment が外側に広がり、Rubber ring を介して試験片の内径側の壁に圧縮荷重が加わる。試験片に加えられる円周方向の圧力は、それぞれの試験片と同一寸法のモリブデン鋼 (SNCM435) を校正リングとした実験により求めた F-P 変換式から求めることができる。Fig.5.7 の Tapered rod の軸線からの角度はすべての治具で 5° とした。

Fig.5.8 はリングバースト試験片で、Table 5.1 に試験片の寸法を示す。

(5-4)~(5-6)式は試験片 A 用治具、B 用治具、C 用治具それぞれの F[kN]-P[MPa]換算式である。

$$P = 10.5 \times F \quad (5-4)$$

$$P = 4.41 \times F \quad (5-5)$$

$$P = 3.28 \times F \quad (5-6)$$

内圧 (P) が作用するときのリングの外周面に発生する応力は次式により求めた。

$$\sigma_{\theta} = \frac{2P \times r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5-7)$$

試験片 A は 3DCF の最内径側から採取しており、この位置では回転時の周方向応力が最大になる。試験片 C は、回転試験の歪計測位置と一致させた。試験片 A~C の高さは、それぞれ 10mm と 5mm となるように上下面を均等に研削した。

肉厚は $p_r (=2.5\text{mm})$ の整数倍とすることが好ましいと思われる。r 方向の繰り返し構造 (unit cell) が 2 つ含まれる 5 mm とした。

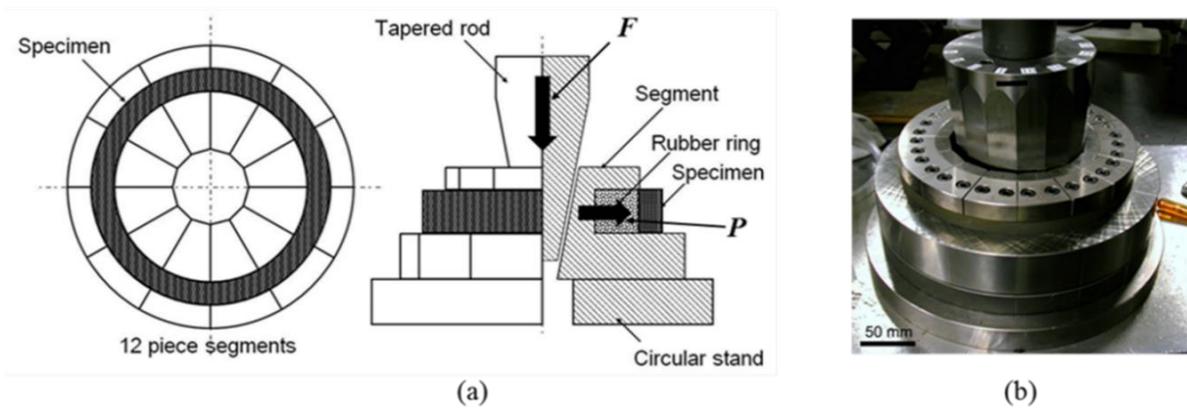


Fig. 5.7 Ring burst test: (a) setting and motion of the fixture and (b) view of the fixture for a type C specimen.

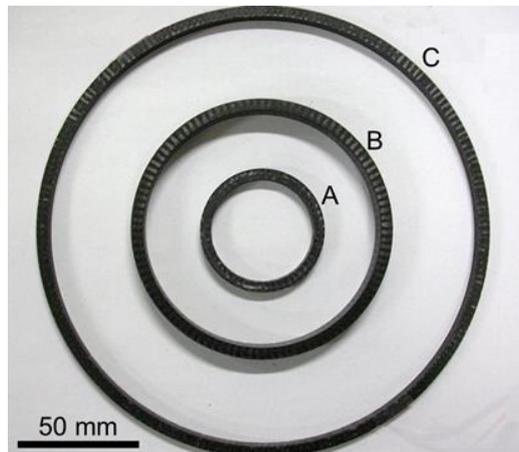


Fig. 5.8 Test specimens machined from the 3DCF disk.

Table 5.1 Dimensions of specimens of three types for ring burst tests

Specimen	Inner diameter [mm]	Outer diameter [mm]	Height [mm]
A	40.1	50.1	5.0
B	94.0	104.0	10.0
C	176.0	186.0	5.0

各リングの外表面の4点（周方向に等間隔に）ひずみゲージ（KFG-5-120-C1-11、KYOWA）を貼り付けて周方向のひずみ測定を行った。測定結果についてF-P換算式を用いて各試験片の周方向弾性率を求めた。

試験片A、Cに対しては万能試験機（オートグラフAG-5000A、島津）を用い、試験片Bは、サーボパルサ（ダイナミックサーボ、鷺宮）を用いクロスヘッドスピード0.3mm/minで試験を行った。

リングバースト試験に用いた三次元繊維強化複合材料製リングは、Fig.3.2(c)のものより1mm厚いため、同じ織物を用いた場合リングバースト試験片の $V_{f\theta}$ は回転試験用の3DCFより小さくなっている。実際の $V_{f\theta}$ は、試験片断面に占める θ 束 (bundle) 断面の割合と1本の θ 束断面に占める炭素繊維 (filament) 断面の割合 (V_{fid}) との積となる。このため試験後の断面写真からこの2つを計測し、実際の試験片の $V_{f\theta}$ を求めた。まず θ 束断面の割合は、試験後に試験片から切り出したrz断面の θ 束の面積比率を光学顕微鏡により観察して定めた。次に1本の θ 束 ($50\mu\text{m}\times 50\mu\text{m}$) に占める炭素繊維の本数を数えて単糸径 ($7\mu\text{m}$) の面積割合 (V_{fid}) を求めた。その平均値から V_{fid} は0.517が得られた。

周方向弾性率 (E_{θ}) を以下の複合則より計算し、実験値と比較した。

$$E_{\theta} = E_L V_{f\theta} + E_m (1 - V_{f\theta}) \quad (5-8)$$

ここで、 E_L は強化繊維の弾性率、 E_m はマトリックスの弾性率である。 E_L は E_m に比べ十分に大きく、式(5-8)右辺第一項に円盤の各径の $V_{f\theta}$ と強化繊維T1000GのTable 3.1の弾性率を代入することで周方向弾性率 (E_{θ}) を求めた。

5.3.4 径方向圧縮試験

r 方向の弾性率を評価するために圧縮試験を行った。試験片としては、Fig.5.9に示す寸法形状のものを用いた。試験片の両側面には三軸のひずみゲージ（KFG-1-120-D17-11 LIM2S）を貼り付け、曲げひずみも測定した。試験片(a)については、Fig.5.10に示すように、面外変形を防止するためJIS規格⁹⁾に準拠したキの字型治具を使用した。圧縮試験には万能試験機（オートグラフAG-5000A、島津）を使用し、クロスヘッドスピード0.1mm/minで負荷した。5つの試験片で計測し、両面のひずみ計測値の差が5%以内のもののみを採用しそれらの平均を求めた。

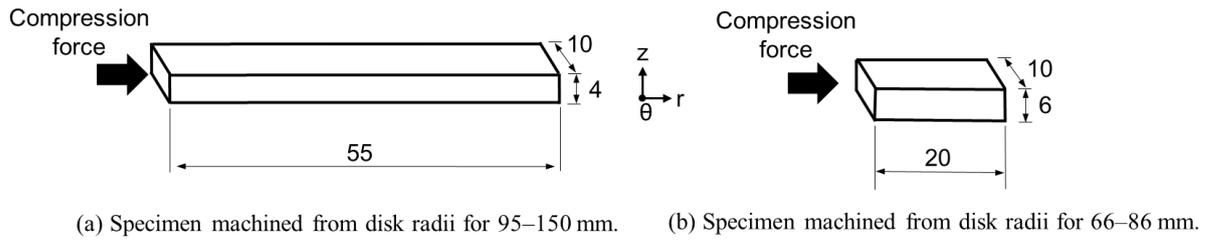


Fig. 5.9 Compression test specimens.

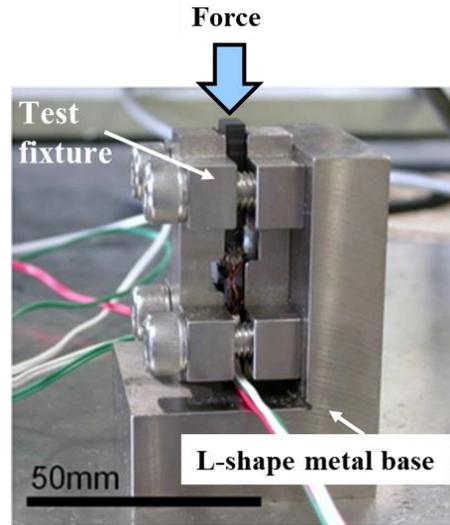


Fig. 5.10 Compression test specimen assembled with the test fixture.

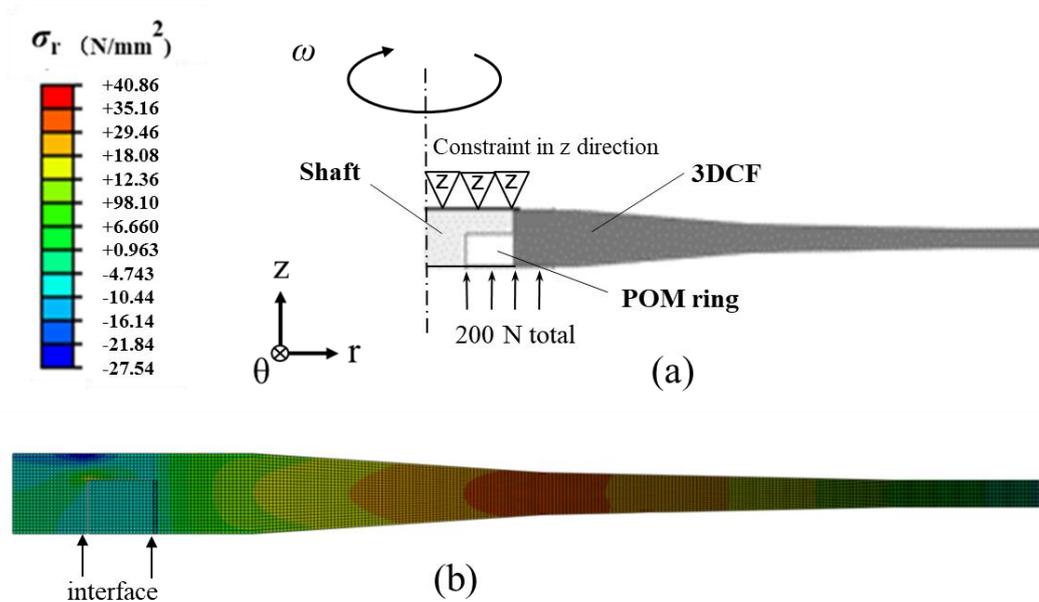


Fig. 5.11 A right half cross-section of the FEA model of the 3DCF disk: (a) a half model and (b) calculated distribution of normal stress σ_r at a tip speed of 304 m/s (19000 rpm).

5.4 応力解析

応力解析には有限要素解析ソフト(ABAQUS ver. 11.2)を用いた。回転試験における歪および外周面変位の計測結果を FEA 解析値と比較することで、剛性の発現率を評価した。ここで、剛性の発現率は、計測値と理論モデルによる材料定数を入力データとして FEA 解析から得られた結果との比と定義する。FEA 解析には三次元モデルを使用したため、入力データとして直交異方性の三次元の材料定数を用いた。三次元材料定数を求める理論モデルとして等価介在物法を用いた^[10]。

Fig.5.2(b)によると Fps において r 束は半径方向から傾いており E_r を局所的に低下させる。この角度変化はたとえば $r=90$ において、 r 束数 (112、224 本) と p_r から幾何学的に 26.6° と計算できる。FEA モデルではこの角度変化を考慮して径方向の Fps ($r=40, 90\text{mm}$) において局所的な材料定数を変化させた。

Fig.5.11(a)は解析モデルであり、試験体 (Fig.4.2 参照) の対称性考慮して、1/2 軸断面を 8 節点軸対称要素で作成した。Shaft は軸方向に長いため、接合に関わる 3DCF と同じ高さとした。Shaft、POM ring、3DCF の接合面のそれぞれに接触要素を用いた。この時、Shaft の上面の軸方向変位 (z 方向) を拘束した。Flange は外径 $\phi 62$ 、内径は $\phi 22$ であり、この寸法範囲の下面に上向きに 0.0758N/mm^2 (合計 200N の軸力) の圧力を加えた。また Flange と接触する POM ring、3DCF の境界面には同じ変位であるという境界条件を与えた。接合面における摩擦係数はすべて 0.15 とした^[11]。このモデルの要素数は 6120 で節点数は 18919 であった。

5.5 実験結果

5.5.1 外周面での円盤変位計測

Fig.5.12 は、回転試験中の外周面変位と FEA から得られる変位の比較である。横軸は回転数 (rpm)であり、縦軸 (左) は、変位 (mm)である。縦軸 (右) はFEA と計測値との比である発現率を示す。変位は、回転数の2次曲線となる。変位の実測値は、実線の約135%であり、剛性発現率は、その逆数である0.74である。

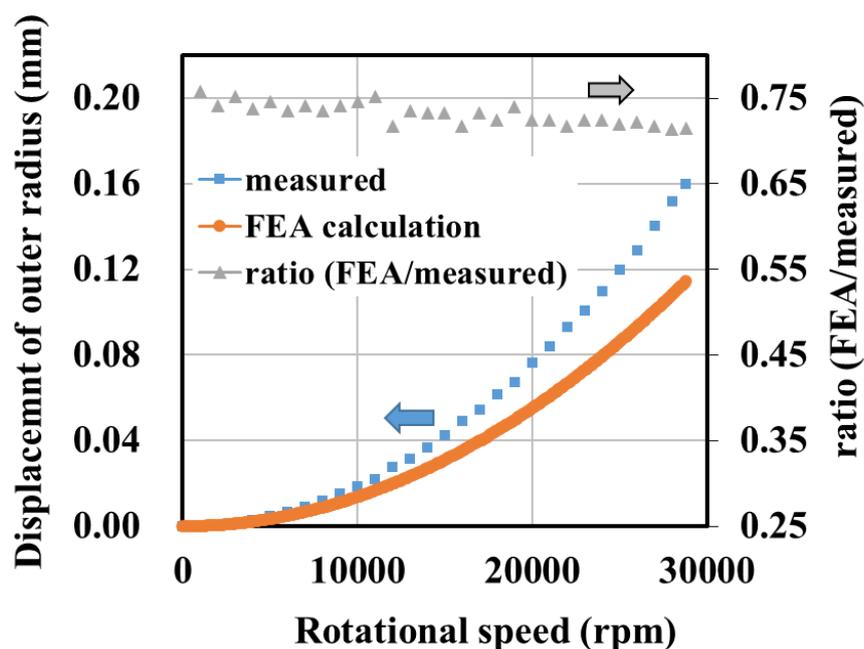


Fig. 5.12 Measured outer radius displacement and that calculated using FEA.

5.5.2 回転試験による歪計測

Fig.5.13 は、ひずみ計測と FEA による予測値の比較である。横軸は径方向の位置、縦軸は θ 方向及び r 方向の歪 ($\varepsilon_{\theta}, \varepsilon_r$) である。図中の実線は FEA の値を示す。図中、ドットは歪の計測値を示す。FEA のプロットは要素の平均歪を繋いだものであり、細かなギザギザが生じている。要素の平均歪を計算しているためである。波線は後述するように剛性低下の効果を含めた FEA 計算である。

ε_r は、 r 束の分岐点、すなわち F_{ps} ($r=40, 90$ mm) において、局所的に増加している。これは、 r 束の分岐により、繊維束が放射方向から傾斜することで、 r 方向の弾性率が小さくなったためである。

ε_r は計算値の 1.16~1.19 程度であった。このことから剛性発現率は 0.84~0.86 となった。歪は F_{ps} において局所的なピークを持つが、他の部分への影響はない。繊維束の折れ曲がり (kink) が剛性に与える影響は局所的であり、全体剛性を低下させる影響は少ないと考えられる。 ε_{θ} の計測値は計算値の 1.45~1.51 倍であった。この逆数が弾性率の発現率と考えると、0.66~0.69 となる。 θ 方向に比較して r 方向においては剛性の発現率は高い。剛性低下の要因として織物のうねりの影響があると考えられる。

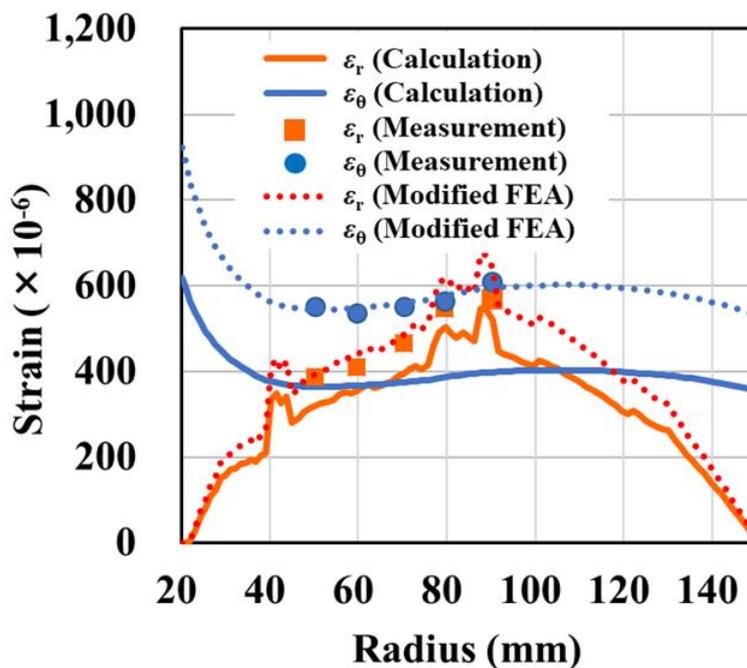


Fig. 5.13 Measured and calculated strains at a tip speed of 19000 rpm.

5.5.3 周方向の剛性を評価するリングバースト試験

Fig.5.14 は、リングバースト剛性試験結果である。縦軸は弾性率、横軸は半径である。青 (○) は断面計測の結果から得られた V_{θ} から (5-8) 式で求めた弾性率の予想値である。A~C の断面計測から得られた V_{θ} はそれぞれ、0.245、0.232、0.257 であった。剛性発現率は0.67 程度である。また、グレー (△) は後述する繊維うねりモデル (wavy model) による弾性率発現の予想値である [12]。織物のうねりを考慮した wavy model による予測では、実験結果に近い推定が可能であった。

リングバースト試験片の B ($r=47\sim 52\text{mm}$) の θ 方向弾性率の発現率は0.67、ひずみ計測の $r=50\text{mm}$ の発現率は、0.68 であった。またリングバースト試験片の C ($r=88\sim 93\text{mm}$) の θ 方向弾性率の発現率は0.67、ひずみ計測の $r=90\text{mm}$ の発現率は、0.68 であった。発現率は回転歪計測試験とほぼ同じ値を示した。

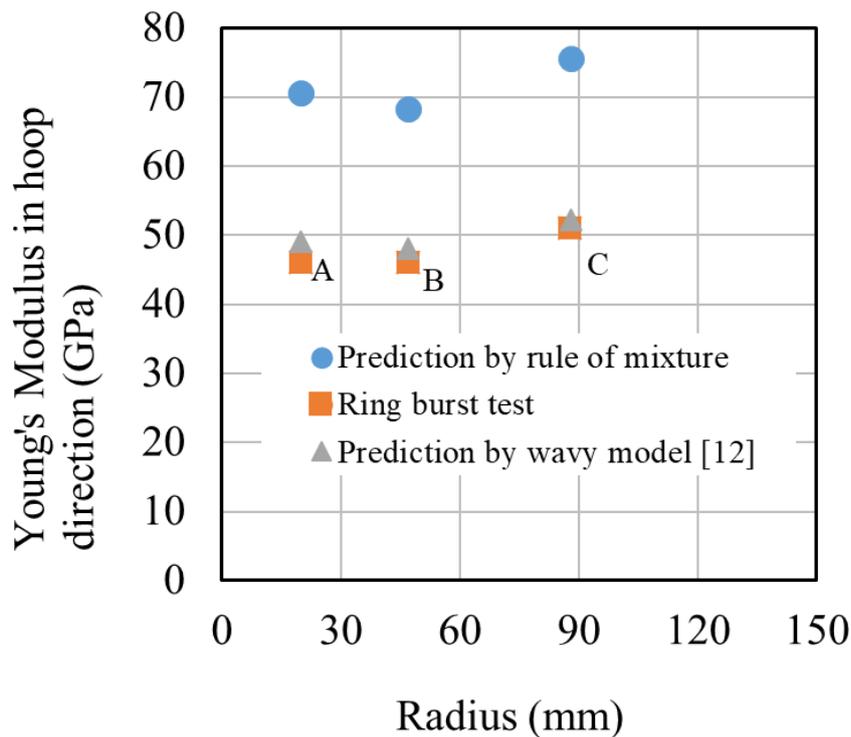


Fig. 5.14 Predicted Young's moduli in the circumferential direction and those measured using ring burst tests.

5.5.4 径方向の剛性を評価する圧縮試験

Fig.5.15 は、圧縮剛性試験の結果である。縦軸は弾性率、横軸は半径である。青 (○) は断面計測の結果から得られた V_f から (5-8) 式で求めた弾性率の予想値である。Fig.5.9 に示す試験片 a、b の断面計測から得られた V_f はそれぞれ、0.139、0.141 であった。剛性発現率は 0.85 程度である。半径の位置は異なる可能性はあるが、Fig.5.13 の回転試験による歪計測の結果から得られる弾性率の発現率 (0.84~0.86) に近い値である。また、グレー (△) は後述する Wavy model による繊維束のうねりを考慮した弾性率発現の予想値である [12]。図示のように、織物のうねりを考慮した予測は実験結果に近い予測ができています。

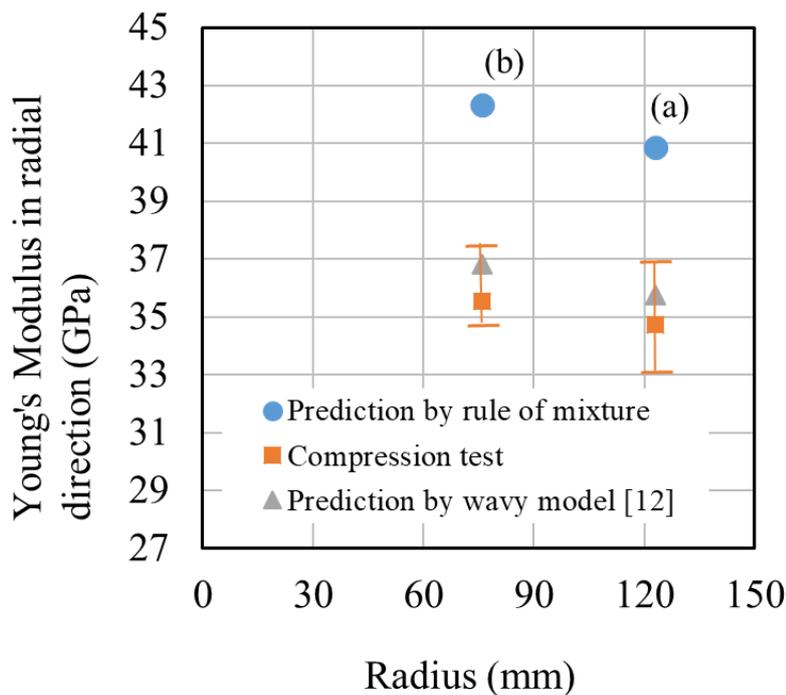


Fig. 5.15 Predicted Young's moduli in the radial direction and those measured using compression tests.

5.6 考察

5.6.1 3DCFの剛性がローター性能に与える影響

Fig.5.16は、リングバースト試験片のType Cおよび圧縮試験Aの断面の写真であるが、 r と θ 東のうねりの様子が明確に確認できる。織物のうねりを三次元計測器(Mitutoyo, Crysta-Apex EX 700T)で測定すると、Fig.5.8のType C試験片の織物($r=176\text{mm}$)の円周において約1.8%の長さの増加(うねり)が確認された。また r 方向においては、内径から外径までで1.3%の長さの増加が計測された。このうねりは、金型で拘束されるため、より細かな波形となっている。

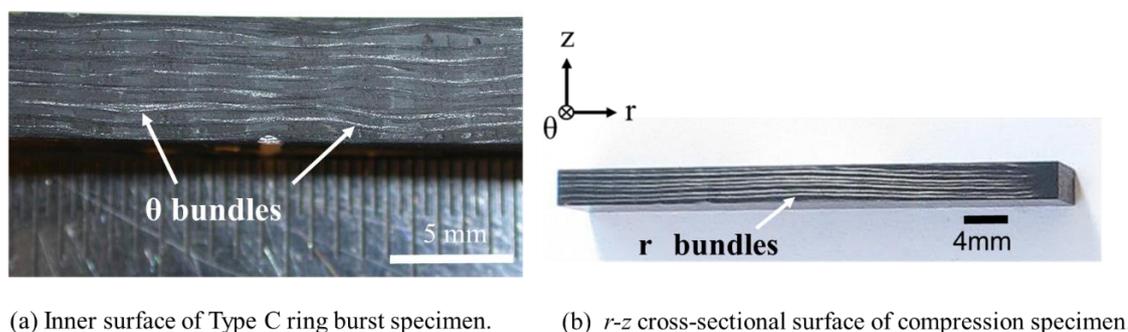


Fig. 5.16 Specimen surfaces.

フィラメントワインディングのウェービングによる弾性率の低下を正弦波形としてモデル化したものとして、Leeらのwavy modelによる報告がある^[12]。そこでこのモデルを3DCFのリングバースト試験に適用して、剛性低下の見積もりを行った。

繊維のうねりによる歪は次式で表される。Fig.5.17は式(5-9)~(5-11)で使った記号の説明図である。 ϵ_{PS} はうねりによる歪の増加分、 ϵ_0 はうねりがないときの歪であり、 ϵ_{IND} は計測される歪である。

$$\epsilon_{PS} = \left(\frac{\pi H_0}{2L}\right)^2 \frac{1 + \frac{4h_2^2 G}{(h_2 - h_1)P} + \frac{2\left(\frac{\pi}{L}\right)^2 EI_w}{P}}{\left[1 + \frac{2h_2^2 G}{(h_2 - h_1)P} + \frac{\left(\frac{\pi}{L}\right)^2 EI_w}{P}\right]^2} \quad (5-9)$$

$$\epsilon_{IND} = \epsilon_0 + \epsilon_{PS} \quad (5-10)$$

$$P = 2h_1 E \frac{\varepsilon_0}{\text{unit width}} \quad (5-11)$$

L はうねりの正弦曲線の半波長である。 E 、 G はそれぞれ3DCFのうねった θ 束を一方向材 (Unidirectional composites) とみなした場合の繊維方向の弾性率と繊維の軸方向と試験片厚さ方向を含む面内のせん断剛性であり、 θ 束の $V_{f\theta}$ から求めた複合則による予測値である。 P はリングバースト試験の剛性試験における単位幅当たりの荷重である。 $2h_1$ はうねり繊維束の厚み、 $2h_2$ はうねり繊維を含む層の厚みである。またunit widthは一方向材の単位幅である。

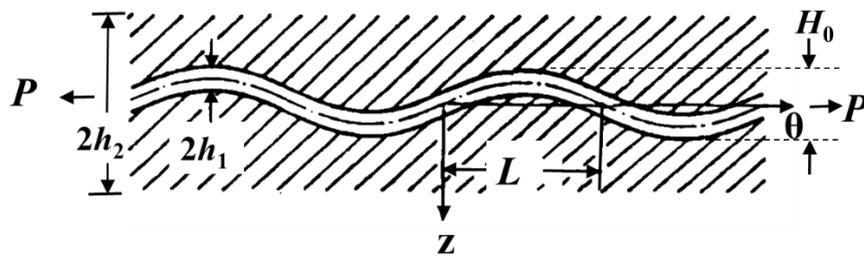


Fig. 5.17 Model and symbols used for calculation of Young's modulus of a composite having wavy layers by Lee and Harris [12].

L はFig.5.16の断面から計測した半波長の6回の平均値から定めた。 H_0 は正弦(うねり)曲線の振幅であり、たとえばType C ($r=176\text{mm}$)の場合、計測で求めた波長($2L$)の正弦曲線にある振幅を与え、その曲線長が1.8%(計測位置 $r=176\text{mm}$ での長さ増分)大きくなる振幅(H_0)とした。

Fig.5.17に示す、 $2h_1$ は次式(5-12)により定めた。 $V_{f\theta}(=0.257)$ 、 $V_{fud}(=0.517)$ はそれぞれ、 θ 方向の V_f と θ 束中に占める炭素繊維の量である。 n_b は繊維束の層数(8層)、 A は試験片の断面積、 t は試験片の高さである。

$$2h_1 = \frac{A \times V_{f\theta}}{V_{fud} \times t \times n_b} \quad (5-12)$$

h_2 は、試験片の高さを繊維束数で除して、求めることができる。

Table5.2に、リングバースト試験片の Type C と圧縮試験片の Type A で用いた数値を示す。 r 方向の圧縮試験についても同様に求めた。

Table 5.2 Physical and elastic properties of wavy carbon fiber bundles

Material Property	Type C (ring burst, $V_{f0}=0.257, n_b=8$)	Type A (compression, $V_{fr}=0.139, n_b=6$)
E (MPa)	77821	40866
G (MPa)	1323	1323
h_1 (mm)	0.1550	0.0986
h_2 (mm)	0.3125	0.333
L (mm)	3.8	15
H_0 (mm)	0.32	1.1
I_w (mm ⁴)	2.48250E-03	6.39050E-04
P (N)	40	40

繊維うねりモデルで予測された結果をグレーの三角で Fig.5.14 と Fig.5.15 に示す。 r 方向は、うねりモデルは圧縮試験の試験結果の範囲にある。 θ 方向ではうねりモデルは3つの試験結果を説明している。

θ 方向の剛性低下の別な要因に Fig.5.2 や Fig.5.3 に示す T_p の影響がある。 T_p の剛性低下への影響を見積もるために Type C において T_p を含む FEA を行なった。

リングバースト試験の Type C について、8層ある θ 束の T_p は円周上で8等分されている。これら T_p における θ 束の不連続性が剛性低下に与える影響を確認するため、円周の4分の1である扇角 90° のリングバースト試験片の FEA モデルを作成し2か所に T_p を等分配 ($\theta=22.5^\circ, 67.5^\circ$) した。 T_p が存在する位置の要素では、その不連続性 (kink) を考慮し θ 束は7層として、要素の弾性率を複合則により求めた。モデルの要素数は900で節点は3071であった。 T_p を配したモデルでは、リング内径面にある内圧を負荷したとき変形量が最大で1.0%増加し、剛性の低下認められた。この結果、 T_p の剛性低下に与える影響は少ないと考えられる。

これまでの結果から、 r 束および θ 束の剛性低下はそれぞれ0.85、0.67程度と考えられる。これらの全体剛性への影響を確認するため、FEAにより r および θ 方向の剛性に弾性率の発現率を掛けた直交異方性材料定数を用いた3DCFで外周面の変位を求めた。その変位量は、剛性を低下させない3DCFに比べて外周の変位量は1.35倍で Fig.5.12 の結果と一致した。また、内径変位は剛性が低下しない円盤に比べて1.64倍大きくなった。直交

異方性円盤の回転変位は、 r と θ の剛性比に依存する。3DCF は高さ方向の厚みの変化が少ないので、式 (5-3) に示すフラット円盤の変形挙動と類似すると考える。 θ 方向の剛性低下が大きくなると、 η^2 が小さくなることによって内径変位が大きくなる。

2つの方向の剛性低下割合が明確になったことで、MCS を見積もった。変位は周速の2乗に比例することから、剛性が0.61（内径での剛性が1/1.64）に低下すると、MCS は剛性の低下がない場合の1210に $\sqrt{0.61}$ を掛けた945m/sになると推定され、試験中断速度である908m/sに近い。

次に第4章 Fig.4.2 に示す試験体を動バランス試験機上に載せ、回転中心からある θ 束までの振れを計測した。 θ 束の偏心は $\pm 0.15\text{mm}$ 程度あり、これにより質量不釣り合いが生じたと考えられる。計測の結果、3DCF 単体では19.3 (g \cdot mm)の質量不釣り合いがあり、回転時の不釣り合いとして振幅を増大させたと考えられる。

本報告で実施した評価方法は、回転歪計測、リングバースト剛性試験、圧縮試験、外周面の変位計測の4つである。この4つの中で、歪と変位の計測は、3DCF の全体剛性にかかわる、一方リングバースト剛性試験と圧縮試験は局所的な材料試験である。全体剛性試験は行いやすい。しかし、 F_p や T_p とともに wavy パターンによってもたらされる複雑な3DCFの挙動のためには、これらの要因を分離し、剛性低下を見積もるための局所的な材料試験が不可欠である。

5.6.2 最大接合維持周速の向上に対する提案

ディスクと回転軸の接合を維持するためには3DCFの内径変位を小さくすることが重要である。これは(5-2)式の δ_0 を小さくすることである。 θ 方向の剛性を高弾性繊維と組み合わせて小さくすることは効果的な方法である。第2章の Fig.2.15 と同じ V_f で $r=66$ から高弾性繊維の M46J を用いた FEA の計算では、3DCF の強度は3%低下するが、接合維持周速は、8.5%大きくなり、周速 1313m まで接合が維持される結果が得られている。

r 束の分割点 (Fps) や θ 束の遷移点 (Tps) における繊維束の折れ曲がりを小さくすることが剛性の維持には不可欠である。これらの影響を少なくする方法として、太い繊維束ではなく、小さな繊維束を用いることが考えられる。細い繊維束を用いることで、折れ曲がりの曲率を小さくし、剛性の低下を抑えることができる。

θ 束のうねりは、Fig.5.17 に示す様に wavy layers である $2h_2$ の中で振動する。この $2h_2$ は θ 束と相互に直交し層をなす r 束の太さに依存する。このため、 r 束を小さくことで $2h_2$ は狭くなり θ 束の上下振動を小さくすることができる。

5.7 結言

円筒座標系で r - θ - z の三軸方向に繊維を配した三次元繊維強化複合材料円盤 (3DCF) の剛性が回転時の接合に与える影響を明確にするため、回転歪計測、回転時の外周面変位のレーザー変位計での計測、リング状試験片の切り出しによるリングバースト試験、圧縮試験を行なった。4つの試験結果から、繊維束のうねりが剛性低下の原因である。

3DCF から試験片を切り出して行う局所的な剛性試験であるリングバースト試験、圧縮試験はそれぞれ θ 、 r 方向の剛性低下を明確にし、円盤全体の剛性を見積もるために不可欠である。

繊維束のうねりによる剛性低下から予測される 3DCF とハブとの接合維持周速は、回転試験の中止速度に近く、回転軸振動の増加に影響したと考えられる。

θ 束の遷移点 (Tps) および r 束の分岐点 (Fps) における不連続性は全体の剛性に与える影響は少ない。

参考文献

- [1] N. Hiroshima, H. Hatta, Y. Nagura, M. Koyama, T. Sakai, Spin test of three-dimensional composite rotor using polymer ring as a connection device for high-speed flywheel. Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers JSME, 2016, 3(4).
- [2] N. Suzumura, T. Araki, T. Matumura et al., Application of ceramic matrix composites to rotating components for advanced gas-generator. ECCM-8, June 1998 Naples, 57-64.
- [3] 石山慎太郎, 武藤康, 高温ガス炉直接発電システム用高強度 3-D C/C コンポジット製タービンディスク模擬試験体の回転強度試験 (I). 日本金属学会誌, 2001, 65(11), 993-1001.
- [4] 那須秀俊, 廣瀬誠, 三次元織フライホイールの研究開発, 四国電力 四国総合研究所研究期報, 2002, 79, 78-85.

- [5] N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, J. Yoshimura, Y. Nagura, K. Goto, Y. Kogo, Spin test of three-dimensional composite rotor for flywheel energy storage system. *Compo. Struct.*, 2016,136, 626–634.
- [6] 植村益次, 複合フライホイールの最近における研究開発(1), *機械の研究*,1978,30(10).
- [7] N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, K. Goto, Y. Kogo, Optimization of flywheel rotor made of three-dimensional composites. *Compo. Struct.*, 2015,131,304–311.
- [8] 堀出明弘, リングバースト試験による FW-FRP 圧力容器の強度評価 欠陥および損傷が破壊機構・強度に及ぼす影響, 東京都立大学大学院 博士論文, 2000.
- [9] JIS K7092, 2005.
- [10] 八田博志, 三次元強化複合材料の弾性率と線膨張係数, *日本複合材料学会誌*, 1988, 14(2),73-80.
- [11] 小笠原俊夫, 吉村彰記 他, 平織 CFRP 積層板に加工されたねじ穴の引張強さ. 宇宙航空研究開発機構, 研究開発資料,2012, JAXA-RM-11-002.
- [12] J.W.Lee and C.E.Harris, Composite Materials: Testing and Design, In :ASTM STP-1059, 1990, 521-563.

第6章 結言及び今後の展望

三次元繊維強化複合材料円盤 (3DCF) をフライホイールエネルギー貯蔵システム (FES) への適用を目的として高速化の検討を行ってきた。これまでに三次元繊維強化複合材料の回転体としての設計手法が確立されていないことがあり、本研究では、設計手法の確立、試作による実証、信頼性の向上を目標に検討を進めた。

第1章では環境問題を背景に、フライホイールシステムの必要性について述べるとともに、炭素繊維強化複合材料 (CFRP) が材料として最適であることを述べ、三次元繊維強化複合材料を高速回転円盤に適用したときの期待される効果と克服すべき課題についてまとめた。そして本研究の大きな目標である、三次元繊維強化複合材料を用いた高エネルギー密度円盤の設計、および三次元繊維強化複合材料円盤 (3DCF) としてこれまでにならぬ回転周速の実証について説明した。第2章から5章では、これら二つの目標について取り組みを試みた。

第2章においては、円筒座標系で r - θ - z に強化繊維が配向した三次元炭素繊維強化複合材料円盤 (3DCF) の設計手法を確立した。形状の最適化においては、実験計画法に基づく直交表から FEA のサンプリング点を抽出し応答局面法によって、 $\lambda=0.1$ のとき径方向の厚みを $1/r$ で薄くする円盤においてエネルギー密度の最大値が得られることを示した。この形状と従来から使用されてきた平円盤において、4つのモデルで材料最適化を行なった。そのうち2つは r 方向の強化繊維束を追加しない穴あき平盤 (3DCF-1) と厚み変化円盤 (3DCF-3) であり最大破壊周速 (BTS) はそれぞれ 1376 と 1797m/s を得た。また最大エネルギー密度 (MED) はアルミハブを含めてそれぞれ 124 と 151Wh/kg である。

第3章は、3DCF の試作と回転試験での実証を目的に検討を行った。実際に製織可能な繊維体積含有率から、破壊周速 (BTS) 1520m/s の円盤を試作した。

回転軸と 3DCF との3つの接合方法を提案した。これらは構造、機構、材料を検討することにより高速回転までの接合を維持させることを想定したものである。しかしながら、構造、機構においては軸振動の増加から目標とする円盤強度付近までの回転試験は困難であった。原因について、材料試験、フーリエ変換による分析を行った結果、構造、機構においては、さらなる検討を中断することとした。3つめの材料を検討する方法において、

樹脂材料を回転軸と 3DCF とを接合するハブに適用することで高速回転まで接合を維持させる可能性を見出した。

三次元繊維強化複合材料の優れた特性を引き出すためには高い繊維体積含有率の織物に樹脂を浸透させる必要がある。このため RTM (Resin Transfer Molding) プロセスの最適化を行って、気泡のない 3DCF の成形条件を定め、これまでにない高い繊維体積含有率における樹脂浸透プロセスを確立した。この条件を基に試作を行い、断面観察において、目視できる気泡のないことを確認した。

第 4 章は、高速回転まで接合を維持させるために回転軸と 3DCF との間に POM (polyoxymethylene) リングを挿入する方法を提案した。POM リングは、クリープ特性を有することから、必要な材料試験を行って、長期的信頼性を含め最大接合維持可能周速 1210m/s、エネルギー密度 77Wh/kg の設計で試作を行った。回転試験を行い、周速 908m/s で 150 μ m の軸振動を生じた。軸振動増加の原因として、3DCF の弾性率の発現不足が想定された。これまでに、三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤の最高周速は 825m/s であったことから、本研究での周速は、三次元繊維強化複合材料を用いた回転円盤としてこれまでにない最高周速となった。また、中実の POM ディスクを用いると室温 (25 $^{\circ}$ C) での最大接合維持可能周速は POM リングの 1210m/s から 1456m/s に、またエネルギー密度は 77Wh/kg から 111Wh/kg に向上することを示した。

第 3 章及び 4 章の高速回転における振動振幅抑制の知見として、複合材料製回転円盤においては成形後に内在している初期質量不釣り合いを抑えることが重要であり、この方法について考察した。

第 5 章は、機械的特性の信頼性向上を目的として第 4 章で想定された繊維のうねりが異方性回転円盤の剛性低下に与える影響を r 及び θ 方向の局所的な剛性評価としての材料試験、および回転円盤全体の剛性を評価する回転試験により定量的に解明した。

設計上は十分なエネルギー密度 121Wh/kg を達成できる見込みであったが、実際の試作では樹脂リングの設計上の制約から 77Wh/kg、さらに円盤の弾性率の設計力の低下で 43Wh/kg となった。うねりが剛性低下の原因であることを明確にするとともにうねりを抑える方法を示した。これにより設計通りの最大接合維持可能周速が得られるとともに、高速度化によりエネルギー密度も向上することができる。

異方性円盤においては、内径面変位が接合維持に大きく影響する。これまでに行われてきた外周面の変位計測だけでなく、内径面での変位を評価し推定することが必要である。このためには、局所的な材料試験が不可欠であることを明確にするとともに実測することのできない回転円盤の内径変位を推定する方法を提案した。

以上に示したように、本研究では三次元繊維強化複合材料の電力貯蔵用フライホイールへの適用可能性を検討し、内外径比 (λ) が小さい時の設計限界を明確にするとともに目標であったエネルギー密度 100Wh/kg を超える 3DCF の設計を行うことが出来た。また、本研究の二つ目の目標であった三次元繊維強化複合材料円盤と回転軸との高速回転での接合維持について、回転軸と 3DCF とを POM リングを介した接合方法を提案し、三次元繊維強化複合材料円盤としてこれまでにない周速である 908m/s までの回転試験に成功した。

これまでにない周速が得られたことから、航空機用エンジンや遠心分離機など高速化による性能向上が可能となる分野への三次元繊維強化複合材料製回転体の適用が想定される。

三次元繊維強化複合材料円盤は、フライホイールシステムの高速回転円盤として有効ではあるが、更なる高速化のためにより多くの検討が必要である。設計においては、高弾性繊維とのハイブリッド化によって、破壊周速と接合維持周速をバランスよく最適化する余地がある。また、評価においては多くの試験片を切り出し、信頼性の向上を行う必要があると考える。ここで行った研究は、電力貯蔵用フライホイールシステムだけでなく多くの回転体構造に適用することが可能である。本研究で得られた知見が今後の複合材料円盤の適用化の促進に微力ながら役に立てば幸いである。

謝辞

本研究の実施にあたり、御懇篤なるご指導と御教示ならびに御援助を頂いた次の方々に対し深甚な謝意を表します。

本論文の研究実施および取りまとめに当たっては、宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所名誉教授 八田博志先生より、終始細部にわたる懇切なるご指導と御教示を頂き、また長年にわたり暖かい御激励を頂きました。

本研究の実施に当たり、東京理科大学 基礎工学部 材料工学科教授 向後保雄先生、宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 宇宙飛翔工学研究系准教授 後藤健先生にご指導と暖かい御激励を頂きました。

本研究の具体的な実施に当たっては、首都大学東京 システムデザイン研究科 機械システム工学域教授 若山修一先生、埼玉大学 理工学研究科准教授 坂井建宣先生にご指導を頂きました。

学位審査に当たり、お忙しい中、総合研究大学院大学 物理科学研究科 宇宙科学専攻准教授 竹内伸介先生には紹介教員を、同専攻准教授 小林弘明先生には主査を、また同専攻准教授 高木亮治先生には審査員を務めて頂きました。

本研究に関わる実験に当たっては、シキボウ(株) 中央研究所研究員 石橋正康氏、スーパーレジン工業(株) 技術部長 上原聡氏にご協力を頂きました。

宇宙科学研究所 八田研究室に所属し東京理科大学大学院 向後研究室の卒業研究生、大北紘士氏(ボッシュ(株))、吉村純一氏((株)タイカ)及び名倉裕一氏(トヨタ自動車(株))は共同研究者として、共に研究を行って下さいました。

心より厚くお礼申し上げます。

本研究の一部はJSPS 科研費 JP19360308 の助成、JAXA オープンラボの支援、及び科学技術振興機構事業研究成果最適展開支援プログラム A-STEP の支援を受けたものです。

最後に研究生活において、諸事に協力し暖かく支えてくれた妻 美和子に感謝します。

研究業績)

学術論文 (査読審査あり)

1. N. Hiroshima, H. Hatta, J. Yoshimura, K. Goto, Y. Kogo, S. Wakayama, Stiffness degradation effects on disk-shaft connection behavior of a three-dimensionally carbon-fiber-reinforced composite rotating disk. *Compo. Struct.*,2020, 234.
2. N. Hiroshima, H. Hatta, Y. Nagura, M. Koyama, T. Sakai, Spin test of three-dimensional composite rotor using polymer ring as a connection device for high-speed flywheel. *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers JSME* 2016, 3(4).
3. N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, J. Yoshimura, Y. Nagura, K. Goto, Y. Kogo, Spin test of three-dimensional composite rotor for flywheel energy storage system. *Compo. Struct.*, 2016,136, 626–634.
4. N. Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, K. Goto, Y. Kogo, Optimization of flywheel rotor made of three-dimensional composites. *Compo. Struct.*, 2015,131,304–311.

国際会議発表論文

1. N. Hiroshima, M. Koyama, H. Hatta, Y. Nagura, K. Goto, Y. Kogo, Design and testing of three-dimensional composites for flywheel rotor. The 20th International Conference on Composite Materials, Copenhagen, 19-24th July 2015.
2. Y. Nagura, N. Hiroshima, H. Hatta, K. Goto, Y. Kogo, Spin test of the disk made of carbon fiber reinforced three-dimensional composites. The 19th International Conference on Composite Materials, July 28-August 2 2013.
3. J. Yoshimura, N. Hiroshima, H. Hatta, K. Goto, Y. Kogo, Development of High Speed Rotation Disk made of Carbon Fiber Reinforced Three-Dimensional Composites. The 14th European Conference on Composite Materials, 7-10 June 2010, Budapest, Hungary.
4. N. Hiroshima, K. Goto and H. Hatta, 3-Dimensionally Carbon Fiber Reinforced Composite for High Speed Rotation. The 9th Annual International Conference on Textile Composites, October 13-15, 2008, University of Delaware.
5. N. Hiroshima, H. Ohkita, K. Goto, H. Hatta, Y. Kogo, Optimal Design of 3-Dimensionally Carbon Fiber Reinforced Composite for High Speed Rotation. The Sixth Korea-Japan Joint Symposium on Composite Materials, 2007.

講演)

1. 吉村純一, 広嶋登, 八田博志, 後藤健, 向後保雄, 三次元炭素繊維強化プラスチック製高速回転体の開発, 第 18 回機械材料・材料加工技術講演会 (M&P2010) , 2010.
2. 吉村純一, 広嶋登, 八田博志, 後藤健, 向後保雄, 3D-CFRP 高速回転体の開発, 第 34 回複合材料シンポジウム, 2009.
3. 吉村純一, 広嶋登, 八田博志, 後藤健, 向後保雄, 3D-CFRP 高速回転体の開発, 日本複合材料学会 2009 年度研究発表講演会, 2009.