

# 宇宙航空研究開発機構研究開発報告

## JAXA Research and Development Report

---

### 高速回転ホイール

(高速回転ホイール開発を通しての知見)

井澤 克彦, 市川信一郎

2008年2月

宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency



宇宙航空研究開発機構研究開発報告  
JAXA Research and Development Report

高速回転ホイール

(高速回転ホイール開発を通しての知見)

Development Report for High Speed Flywheel

井澤 克彦\*<sup>1</sup>, 市川 信一郎\*<sup>1</sup>

Katsuhiko IZAWA and Shinichiro ICHIKAWA

\*<sup>1</sup> 総合技術研究本部  
誘導・制御技術グループ

Spacecraft Guidance, Control and Dynamics Engineering Group  
Institute of Aerospace Technology

2008年2月  
February 2008

宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency

## 目 次

1. はじめに .....	2
2. 宇宙用フライホイールの概要 .....	3
2.1. 動作原理 .....	3
2.2. システム構成 .....	13
3. 高速回転ホイール設計概要 .....	19
3.1. 構造設計 .....	19
3.2. ベアリング設計 .....	23
3.3. モータ設計 .....	42
3.4. 寿命・信頼性の検証・保証 .....	46
4. 宇宙用フライホイール仕様緒元と使用に当たっての注意事項 .....	49
4.1. 仕様緒元の見方 .....	49
4.2. 使用に当たっての調整事項／注意事項 .....	62
4.2.1. 調整事項 .....	62
4.2.2. 注意事項 .....	62
5. 高速回転ホイール仕様緒元と事例 .....	64
付録 A .....	72
付録 B .....	82

# 高速回転ホイール

(高速回転ホイール開発を通しての知見)

井澤克彦<sup>\*1</sup>、市川信一郎<sup>\*1</sup>

Development Report for High Speed Flywheel

Katsuhiko IZAWA<sup>\*1</sup> and Shinichiro ICHIKAWA<sup>\*1</sup>

## Abstract

We have developed an advanced reaction wheel based on a study for a reaction wheel with high torque and low disturbance characteristics since FY2001. The advanced reaction wheel is characterized by small and high performance in comparison with a current domestic wheel and will be supplied to various satellite missions. In FY2004-2006, we have completed Qualification tests for an advanced reaction wheel type M(Middle size) and type L(Large size).

This report describes principles and design of Flywheel and engineering knowledge acquired through development of High Speed Flywheel.

## 要旨

フライホイールは衛星の姿勢制御に欠くことのできない機器であり、姿勢の喪失は電力、ミッションの喪失に直結することから、フライホイールには非常に高い信頼性が要求される。しかしながらフライホイールに関する重大な不具合がいくつかの衛星プロジェクトの開発段階と軌道上運用段階で発生しているのが現状であり、確実に動作するフライホイールが期待されている。一方、観測衛星をはじめとして、衛星の姿勢・指向制御要求が高精度化し、さらに高速でかつ大きな姿勢変更が求められるなど、フライホイールに対する要求（高出力トルク、振動擾乱の低減等）が近年高度化しつつある。これら高度化要求と前述の高信頼度要求を同時に満足することが求められている。

上述背景のもと、宇宙航空研究開発機構では、平成13年度より、当時、宇宙三機関（宇宙科学研究所、航空宇宙技術研究所、宇宙開発事業団）連携協力事業の一環として、高性能かつ高信頼性の次世代高性能フライホイールに関する研究（次世代玉軸受ホイールの研究、磁気軸受ホイールの研究）をスタートさせ（現在は宇宙航空研究開発機構 総合技術研究本部にて研究を継承している）、現在までに中・大型サイズのタイプM/Lの開発を完了している。

本資料は宇宙用フライホイールの原理・設計を概説するとともに、高速回転ホイール開発研究で得た技術知見を整理したものである。

---

平成20年2月18日 受付 (received 18 February, 2008)

\*1 総合技術研究本部 誘導・制御技術グループ

(Spacecraft Guidance, Control and Dynamics Engineering Group, Institute of Aerospace Technology)

## 1. はじめに

総合技術研究本部 誘導・制御技術グループでは、平成 13 年度より、国産宇宙用フライホイールの高信頼化・高性能化を目的に、次世代の高性能宇宙用フライホイール（以下、「高速回転ホイール」と呼ぶ）の開発研究を実施している。既に、高速回転ホイールのタイプ L、タイプ M については、それぞれ、平成 16 年度、平成 17～18 年度に認定試験を完了している。

本資料では、宇宙用フライホイールの原理・設計を概説するとともに、高速回転ホイールの開発研究で得た技術知見を整理した。宇宙用フライホイール、高速回転ホイールの理解、及び、今後の宇宙用フライホイール開発に当たっての注意事項の確認に資する技術資料となることを期した。

## 2. 宇宙用フライホイールの概要

ホイールアセンブリは、その内部のロータ（慣性モーメント）をモータにより加速あるいは減速し、その回転数を制御することにより、角運動量によるジャイロ安定効果を生成するとともに、制御トルクの発生、衛星に対する外乱トルク等の吸収による角運動量の蓄積の機能を有する。

歴史的には、バイアス角運動量を持たせないで正転・逆転両方向で使用する比較的小型のもの（ゼロモーメントム方式姿勢制御用）をリアクションホイール（RW）、バイアス角運動量を持たせて正転方向のみで使用する比較的大型のもの（バイアス方式姿勢制御用）をモーメントムホイール（MW）と呼んだ。しかし、最近ではゼロモーメントム方式であっても、ゼロクロスを避けるために個々のRWは回転数にバイアスを持たせて一方向回転だけで使用することが多く、一方バイアスモーメントム方式でもセーフティー時や他のホイールの故障時にMWを逆転させて使用することがあるので、両者の区別が曖昧になってきている。また、ハードウェア的にも、同じホイールを目的に応じてRWとして使用したりMWとして使用したりするようになってきている。ただし、姿勢制御系における役割としてのRW、MWという区別は依然残っている。本項では単にホイール、あるいはホイール機械部とホイール駆動回路を合わせて指すことを意図しホイールアセンブリと呼ぶことにする。

### 2.1. 動作原理

#### (a) 方式（モーメントムホイールとリアクションホイール）

電気信号でモータを駆動し、その反作用で(Reaction)で、人工衛星の機体の姿勢および角速度を制御するトルクを発生させるための装置である。

原理的には変わらないが、ホイールアセンブリの使用法として、モーメントムホイールとリアクションホイールがある。モーメントムホイールはロータを高速回転させて大きい角運動量を保つ目的に使用され、一般に一方向回転に最適となるよう設計されている。一方リアクションホイールはロータの回転数を変化させ、その反作用トルクを衛星に与える目的に使用される。

モーメントムホイールでは決められた回転方向に合わせてモータ設計を最適化している場合があるので、モーメントムホイールとして使用するかリアクションホイールとして使用するかを決めておく必要がある。

次項にホイールアセンブリの電気機械的なモデルを示し、そのモデルに従って動作原理を解説する。

## (b) 動作原理とモデル

ホイール加速の場合は、トルクコマンドを受け、モータ制御回路を通してモータ巻線に加速方向の電流を印加する。一方、減速の場合は逆の減速方向のトルクを発生させる方向にモータ電流を流す。これにより生ずるモータトルクによりロータの回転数を変化させ、その反作用トルクは、モータステータを通して衛星に伝達される。図 2-1 にホイールアセンブリ全体の概念モデル図を示す。

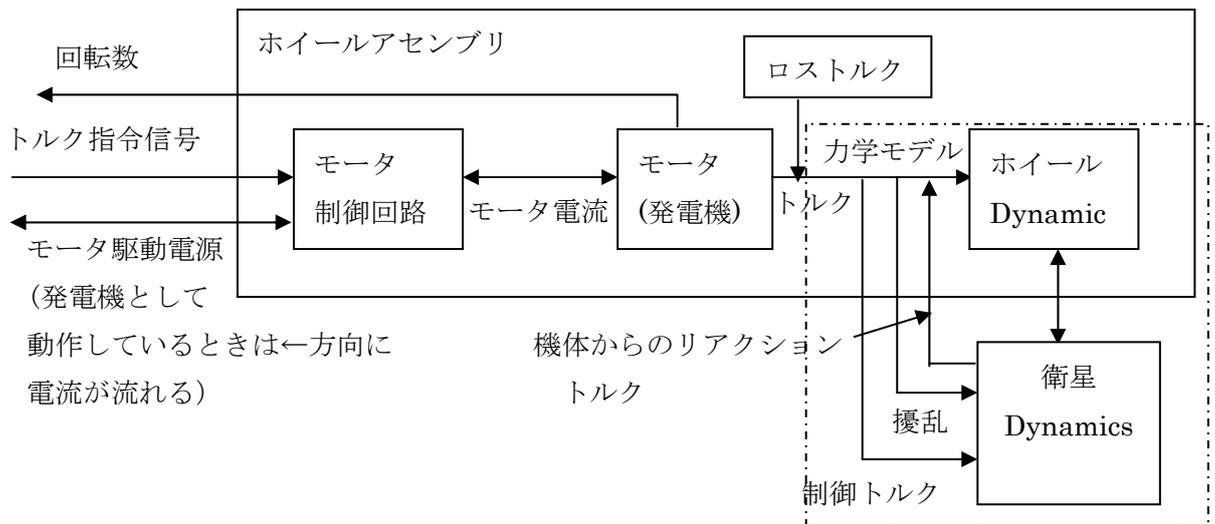


図 2-1 ホイールアセンブリの概念モデル

ホイールアセンブリのモデルは、指令値（電気信号）によりモータに電流を流し、出力としてトルクを発生させる機能である。また、ホイール回転速度を検出するためのタコパルスが出力されており、必要に応じて姿勢制御系での制御に用いられる。

ホイールアセンブリは、衛星からのトルク指令信号を受けて、モータ制御回路にてトルク指令信号に比例したモータ電流をモータに流し、ホイールロータを回転させる。減速時にモータは発電機として動作し、ロータの蓄えた回転エネルギー（機械的なエネルギー）を、電流として取り出すことにより回転数を減少するトルクを発生する。

このとき発生するロータ回転トルクの反力が衛星本体に伝わり、衛星本体を回転させるトルクとなる。ロータと衛星本体からなるシステムでは角運動量保存の法則が成り立つので、ロータの運動も衛星本体の反作用による影響を受ける。

モータ電流によりモータの発生するトルクから、モータ及びロータを支持するベアリング等で生じるロストルクを除いたトルクが、ホイールから外部への出力トルクとなる。

また、ホイールのロータが回転するときに生じる振動（並進力、回転トルク）が、擾乱として衛星本体へ伝わる。この擾乱が、衛星のミッションの観測センサ等へ及ぼす影響を最小限にするために、低擾乱の特性を有するホイールが必要となる衛星もある。

擾乱、ロストルクのモデルについては、付録 A, B に詳細を解説する。

以下に、力学モデルと電気機械的モデルについて解説する。

i) 力学モデル

ホイール及び衛星本体の力学モデルの概要を図 2-2 に示す。

ホイールの力学モデルは衛星本体及びホイールを含む全システムの運動方程式により記述される。

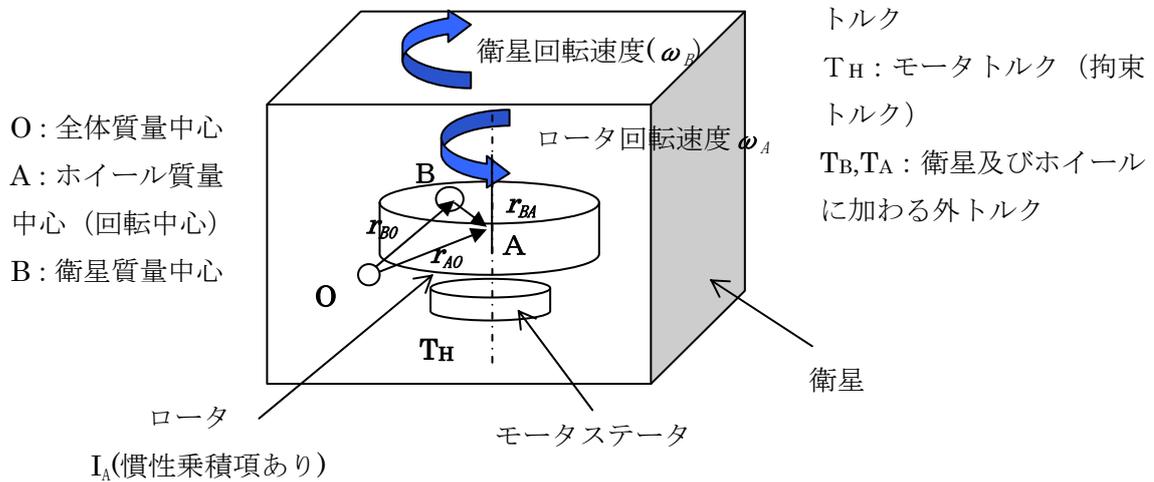


図 2-2 ホイールの運動と衛星の運動の関係

衛星本体及びホイール (ロータ) の運動方程式は以下ようになる (ベクトル標記)

衛星本体

$$\left. \begin{aligned} m_B \frac{dv_B}{dt} + m_B \omega_B \times v_B &= F_H \\ I_B \frac{d\omega_B}{dt} + \omega_B \times I_B \cdot \omega_B &= T_H + T_B \end{aligned} \right\} \quad (2-1)$$

ホイール

$$\left. \begin{aligned} m_A \frac{dv_A}{dt} + m_A \omega_A \times v_A &= -F_H \\ I_A \frac{d\omega_A}{dt} + \omega_A \times I_A \cdot \omega_A &= -T_H + T_A \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

$m_B, v_B, I_B, \omega_B, T_B$  はそれぞれ衛星本体の質量、速度、慣性能率、角速度、外乱トルク

$m_A, v_A, I_A, \omega_A, T_A$  はそれぞれホイールの質量、速度、慣性能率、角速度、外乱トルク

ロータの速度と角速度のキネマティクスは以下となる。

$$\left. \begin{aligned} \omega_A &= \omega_B + \omega_{BA} \\ v_A &= v_B + v_{BA} = v_B + r_{AB} \times \omega_B + r_{A0} \times \omega_A \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

上式でロータの回転中心と全体の質量中心が一致しているとする  $r_{A0} = 0$ 、衛星の質量中心が全体の質量中心に一致していると仮定すると  $r_{B0} = 0$ 、更にロータの慣性主軸

と回転軸が一致しているとする、(2-1)、(2-2)式の回転運動に関する運動方程式は以下ようになる(機体座標系でのベクトル成分表記)。

衛星本体

$$I_B \frac{d\omega_B}{dt} + \omega_B \times I_B \cdot \omega_B = T_H + T_B \quad (2-4)$$

ホイール

$$I_A \frac{d(\omega_B + \omega_{BA})}{dt} + (\omega_B + \omega_{BA}) \times I_A \cdot (\omega_B + \omega_{BA}) = -T_H + T_A \quad (2-5)$$

$F_H$ ,  $T_H$ は拘束力であるがこれを消去し、全体(衛星本体とホイール)についての運動方程式を求めると以下となる。

$$(I_B + I_A) \cdot \dot{\omega}_B + \omega_B \times (I_B + I_A) \cdot \omega_B + I_A \cdot z \dot{\omega}_w + \omega_B \times I_A \cdot z \omega_w = T_B + \quad (2-6)$$

ここで、 $\omega_{BA} = \{0 \quad 0 \quad z \omega_w\}$ としている。

これは、

$$\left. \begin{aligned} I &= I_B + I_A \\ h_w &= I_A \cdot z \omega_w \\ T_{CM} &= T_B + T_A \\ \omega_B &= \omega \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

とおいてみると、以下のように書き換えられる。

$$I \frac{d\omega}{dt} + \omega \times (I \cdot \omega) + \frac{dh_w}{dt} + \omega \times h_w = T_{CM} \quad (2-8)$$

また、ホイールが機体質量中心にない場合は並進運動とのカップリングにより慣性率は下式のようなになる。但し、運動方程式は(2-8)式のままである。

$$I = I_B + I_A + m\{(r_{A0} \cdot r_{B0})E - r_{A0}r_{B0}\} \quad (2-9)$$

ここで、 $r_{A0}$ と $r_{B0}$ はそれぞれ全体の質量中心から機体及びホイールの質量中心まで位置ベクトルである。

衛星 Dynamics は、ホイールに蓄積された角運動量 $h_w$ と衛星本体の角運動量の和となり、このときの衛星全体の角運動量は、

$$h = I \omega + h_w \quad (2-10)$$

$h$  ; 衛星全体の角運動量 (Nms)

$I$  ; 衛星全体の慣性モーメント (Kgm<sup>2</sup>)

$\omega$  ; 衛星の回転速度 (rad/s)

従って、(2-8)式は、ホイールが一台の場合は以下式のようなになる。この式より、外乱トルクをホイールの角運動量を変化させることで吸収できることが分かる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh}{dt} &= T_{CM} \\ I\dot{\omega} + \omega \times (I\omega + h_w) &= T_{CM} - \dot{h}_w \end{aligned} \right\} \quad (2-11)$$

ホイールのみに着目するため、機体が並進も回転もしない(質量、慣性能率が無限大または衛星を固定、ホイールを固定し地上で試験する場合に対応する条件)としてホイールの回転により発生する慣性力を求める。 $\omega_B = 0$ 、 $v_B = 0$ より、(2-3)式は以下のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \omega_A &= \omega_{BA} \\ v_A &= r_{A0} \times \omega_{BA} \end{aligned} \right\} \quad (2-12)$$

一方、ロータに静的、動的不釣り合いがある場合は、(2-2)式で左辺の第2項が慣性力として作用する。

ロータの機体に対する相対角速度、ロータ慣性ジヤジクス及びロータ質量中心位置を以下のように仮定する(ロータ座標系で)。

$$\begin{aligned} r_{A0} &= \{ r_s \quad 0 \quad 0 \}^T \\ \omega_{BA} &= \{ 0 \quad 0 \quad \omega_w \}^T \end{aligned}$$

$$I_A = \begin{bmatrix} I_{11} & I_{13} & I_{13} \\ I_{21} & I_{22} & I_{23} \\ I_{31} & I_{32} & I_{33} \end{bmatrix}$$

(2-2)式並進運動方程式、回転運動方程式各々の左辺第2項より

$$\left. \begin{aligned} m_A \omega_A \times v_A &= m_A \omega_{BA} \times (r_{A0} \times \omega_{BA}) \\ &= \begin{bmatrix} m_A r_s \omega_w^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ \omega_A \times I_A \omega_A &= \omega_{BA} \times I_A \omega_{BA} \\ &= \begin{bmatrix} -I_{23} \omega_w^2 \\ I_{13} \omega_w^2 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (2-13)$$

(2-13)式の結果を(2-2)式に置き戻すと、まず、並進運動方程式において、固定された衛星に対して、回転軸と直交しロータ質量中心方向に $m_A r_s \omega_w^2$ の慣性力を生ずることがわかる。これは、ロータの回転数が一定の場合でも発生し、静的不釣り合いによる擾乱として作用する。また、同様に、回転運動方程式において、固定された衛星に対して、回転軸と直交した方向に慣性乗積項に比例する慣性力を生ずることがわかる。これは、ロータの回転数が一定の場合でも発生し、動的不釣り合いによる擾乱として作用する。

## ii) 電気機械モデル

ホイールアセンブリではモータ及び発電機の原理により、電氣的なエネルギーを機械的なエネルギーに変換する。以下ホイールアセンブリにおいて、電氣的なエネルギーを機械的なエネルギーに変換するモータ、及び発電機のモデルについて概説する。

ロータを回転させるモータは、寿命、信頼性の点から直流ブラシレスモータが一般に用いられているので、ここでは直流モータについて概説する。

モータの回転原理は、磁界中に導線がおかれ、それに電流が流れるときに導線に力が働く。(フレミング左手の法則)

この力を利用してロータを回転させる。力の向きはフレミングの左手の法則によって決まる。フレミング左手の法則を図 2-3 に示す。

力の大きさ  $F$  は、以下となる。

$$F = B \cdot I \cdot L \quad (2-14)$$

ここで、  $B$  ; 磁束密度 (T)

$I$  ; 電流 (A)

$L$  ; 導線の有効長 (m)

モータ巻線に電流を通電したときに巻線の導体に力が生じ、その総和がモータの出力トルクとなる。このときの電流に比例する定数をトルクスケールファクタと称する。

$$T = K_t \cdot I \quad (2-15)$$

トルクスケールファクタは、モータ巻線に 1A (アンペア) 通電したとき、モータが発生するトルクであり次のように表される。

$$K_t = B \cdot L \cdot r \cdot n \cdot t \quad (2-16)$$

$K_t$  ; トルクスケールファクタ (Nm/A)

$B$  ; 磁束密度 (T)

$L$  ; 磁路長 (m) 導線の有効長 (ステータ巻線の磁束部の長さ)

$r$  ; トルクアーム (モータ半径) (m)

$n$  ; ステータコイル数  $\times 2$

$t$  ; ステータ巻線数 (ターン数)

また、この原理を利用したモータの回転の概念図を図 2-4 に示す。

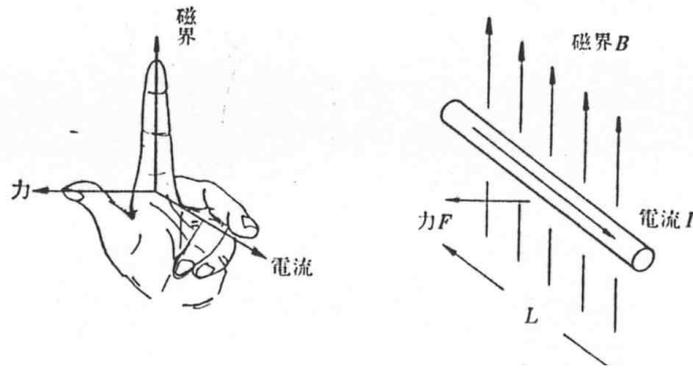


図 2-3 フレミング左手の法則

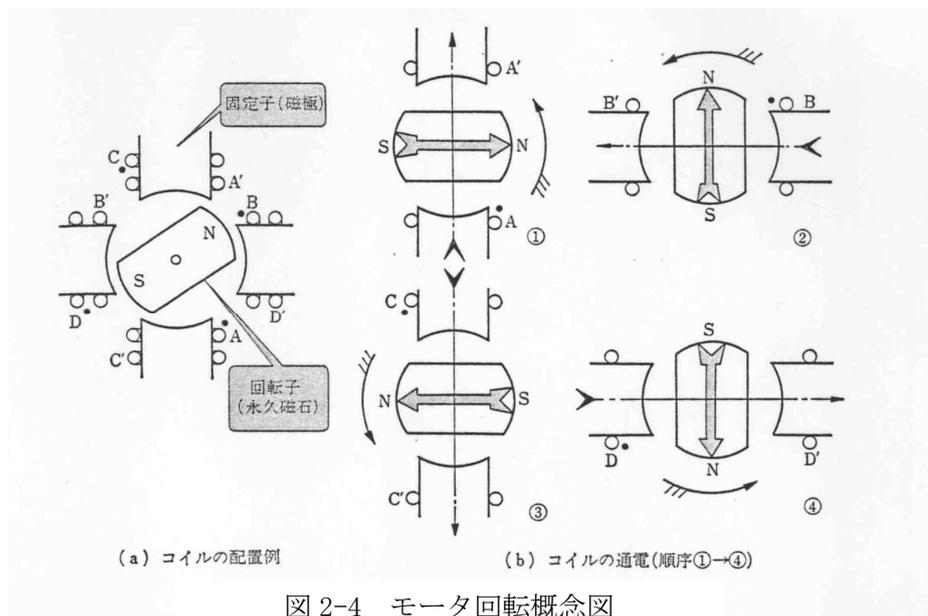


図 2-4 モータ回転概念図

一方、モータが回転すると、フレミング右手の法則 (図 2-5 参照) により、逆起電力がモータ巻線間に発生する。

この逆起電力 ( $E$ ) は

$$E = v \cdot B \cdot L \tag{2-17}$$

$v$  ; 磁界中の導体移動速度 (m/sec)

この逆起電力は、 $B \cdot L = (\text{一定})$  であるため、磁界中の導体移動速度 ( $v$ ) に比例する。

すなわち、モータの回転速度に比例するものであり、次のように表される。

$$E = K_e \cdot N \tag{2-18}$$

$N$  ; モータ回転速度 (rad/sec)

ここで、 $K_e$  は逆起電力定数と呼ばれる。

直流モータにおいては、 $K_e$  と  $K_t$  (トルク定数) は、単位系を同じとすると全く一致

した値となる。

モータの発生する逆起電力がモータの電源電圧より高くなると、コイルに電流を流すことができないので、モータはトルクを発生しない。また、減速時は、モータの逆起電力より電源側の電圧を低くし、モータから電気エネルギーを取り出すことにより、電源側電圧と同じ逆起電力となる回転数まで回転数を下げることができる。減速時に1次電源側に電力を回生させる機能を持つものもある。電力回生の条件及び動作原理について説明する。

尚、電力回生させないホイールの減速時のエネルギー消散は、抵抗等で発熱させる方式をとる。

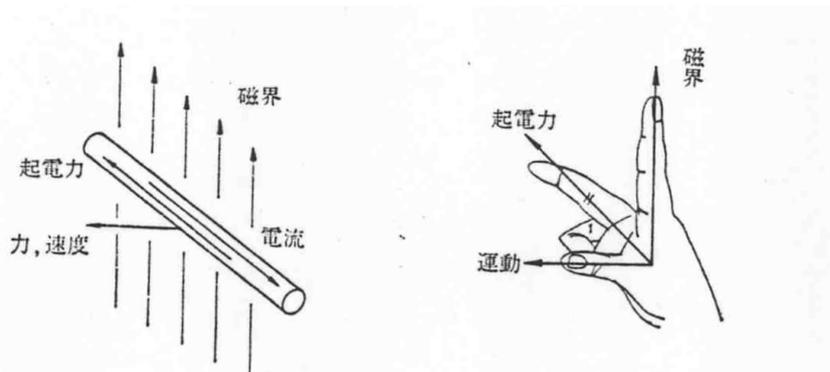


図 2-5 フレミング右手の法則

### iii) ホイールの制御トルク (control torque) 及び最大回転数

回転数 $\omega$ で回転するホイールの等価回路モデルは図 2-6 のようになる。図 2-6 のモデルに従って、ホイールの制御トルク (control torque) 及び最大回転数等の関係を求める。

無限大の慣性能率、質量を有する基礎に取り付けられたホイールが反力として発生するトルクをホイールの制御トルクまたは出力トルク (output torque) と称する。制御トルクの定義は、

$$(\text{制御トルク}) = (\text{モータ発生トルク}) - (\text{ロストルク})$$

また、ホイールが発生できる最大制御トルクは、下記のように表される。

$$\begin{aligned} (\text{最大制御トルク}) &= (\text{モータ発生トルク}) - (\text{ロストルク}) \\ &= (\text{トルクスケールファクタ}) \times (\text{最大モータ電流}) \\ &\quad - \{ (\text{ベアリング摩擦トルク}) + (\text{モータ部渦電流損}) + (\text{風損}) \} \end{aligned}$$

$$T = K_t \cdot I_m - T_{loss} \quad (2-19)$$

$T$ ; 最大制御トルク (Nm)

$K_t$ ; トルクスケールファクタ (Nm/A)

$I_m$ ; モータ電流 (A)

$T_{loss}$ ; ロストルク (Nm) = ベアリング摩擦トルク + モータ部渦電流損 + 風損

$$T_{loss} = T_{lbrg} + T_{lmotor} + T_{lair} \tag{2-20}$$

一方、 $(K_t I_m)$  はモータトルク ( $T_m$ ) と呼ばれるが、モータ電流に制限がある場合は大きさに制限を生ずる。また、モータ電流に制約がない場合でもホイール回転数が大きくなると逆起電力によりモータ電流が制約される場合がある。つまり電源電圧を  $V_m$  とすると、回転数が  $\omega$  (rpm) の時は、 $K_t \omega$  なる逆起電力を発生し、トランジスタ等による電圧降下を  $V_{tr}$ 、コイル抵抗を  $R$  すると、モータコイル両端にかかる電圧は以下ようになる。

$$\Delta V = V_m - K_t \omega (2\pi / 60) - V_{tr} = RI_m \tag{2-21}$$

つまり、

$$\text{Max } I_m < \Delta V / R \tag{2-22}$$

回転数  $\omega$  の時のモータ電圧は下式のようになる。

$$V_m = K_t \omega (2\pi / 60) + RI_m + V_{tr} \tag{2-23}$$

従って、最大回転数はモータ電圧、トルクスケールファクタによって制限され、次のように表される。

$$\omega = (V_m - RI_m - V_{tr}) / K_t / (2\pi / 60) \tag{2-24}$$

$V_m$  ; モータ電圧 (V)

$K_t$  ; トルクスケール  
ファクタ (Nm/A)

$\omega$  ; 回転数 (rpm)

$R$  ; モータ巻線抵抗 ( $\Omega$ )

$I_m$  ; モータ電流 (A)

$V_{tr}$  ; トランジスタ  
電圧降下 (V)

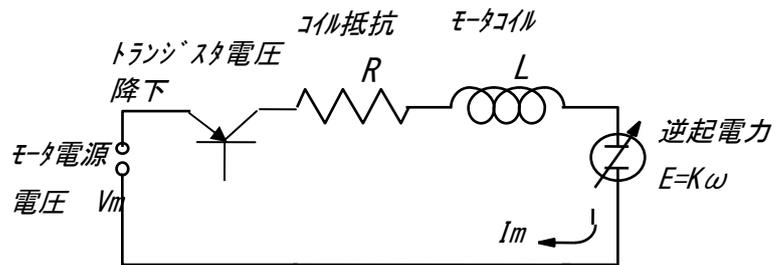


図 2-6 ホイールの電気回路モデル

図 2-7 にトルク、回転数、電流の関係を模式図にて示す。

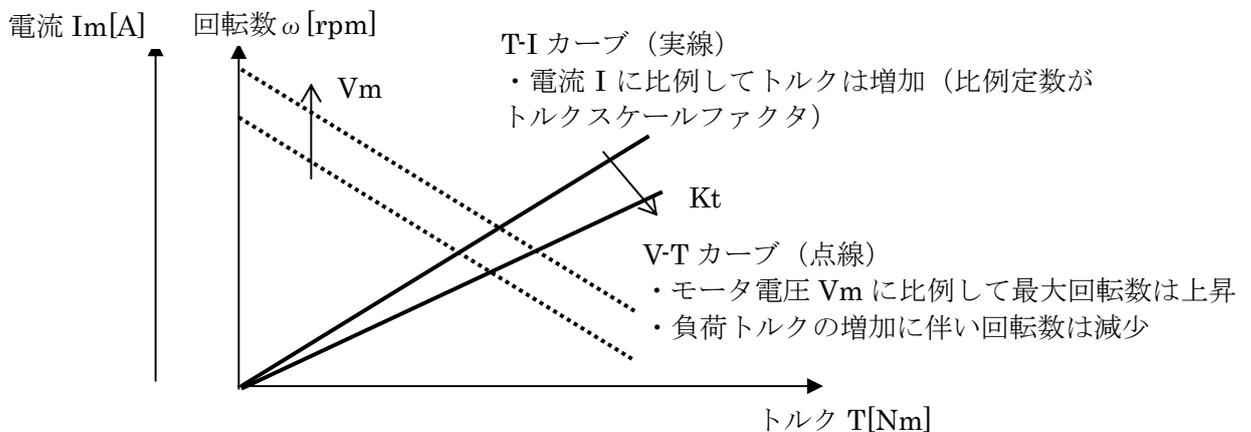


図 2-7 トルク、回転数、電流の関係

## iv) 回転数検出及び速度制御方式

回転速度検出には、タコパルス、ロータリエンコーダ、レゾルバ、タコジェネレータ等の検出方式があるが、通常タコパルスが利用されている。これは、検出回路の部品点数が少なく、信頼性が高いこと、および、他の構成要素が不要であるためである。

ホイールの速度を制御する方式は、ホイールから出力されるタコパルス（パルス／回転）信号を用いて、周期計測制御方式とパルス数計測制御方式の2つの方式がある。

周期計測制御方式

タコパルス信号を用いて、その1回転分のパルスをカウントする周期（時間／回転）を計測し、回転数とする方式。

（特徴）

- ・ 1回転分のパルス数の時間を計測するため、タコパルスのジッタに影響されず、非常に精度良く回転周期を検知可能。
- ・ 1回転の周期が長い時（低速回転時）、回転数情報が長い時間得られない。また、計測方法（計測時間の制限等）により、低速回転域の回転数把握が制限される。



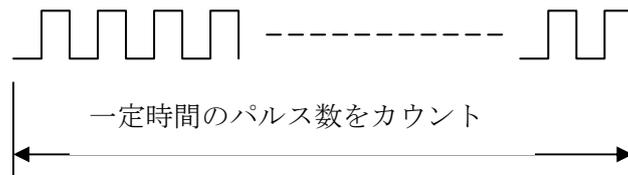
$$(\text{回転数 ; rpm}) = 1 / (1 \text{ 回転の時間 ; sec}) \times 60 \text{ (sec)}$$

パルス制御方式

一定時間内にカウントされるパルス数により、回転数を検出する方式。

（特徴）

- ・ ホイールから出力されるタコパルス数が多い方が回転数検出精度は良い。
- ・ パルス数をカウントすることから、ホイールから出力される1回転のパルス数が少ない低速回転時の精度が悪くなる。
- ・ タコパルスのジッタに影響され、1パルス分の誤差が発生する可能性がある。



$$(\text{回転数 ; rpm}) = (\text{一定時間のパルス数 ; 数}) / (1 \text{ 回転のパルス数 ; 数}) \times 60 \text{ (sec)} / (\text{一定時間 ; sec})$$

## 2.2. システム構成

ホイールアセンブリは大きくホイールと駆動回路(WDE、Wheel drive Electronics)から構成され、ホイール及び駆動回路はそれぞれ次に示す要素から構成される。図 2-8 にホイールアセンブリの機能ブロック図を示す。

なお、ホイールアセンブリの中にはホイール機械部と駆動回路が一体となっているものもある。高速回転ホイールは、小型・軽量化のため、機械部と駆動回路を一つの筐体に収めている(図 3-1 参照)。

### (a) ホイール機械部の構成

図 2-9 に、代表的ないくつかのホイール機械部の内部構造を示す。いずれも、大きなイナーシャを有して回転するロータ部と、これを支える上下 2 組のベアリング、モータ及びハウジングから構成される。衛星への取り付け部は、図の(a)はハウジング下部、(b)はハウジング中央周辺部である。

一般的にはホイールの回転部分を支持するベアリングは機械式ベアリング(ボールベアリング)が使用されているが、磁気ベアリングを使用したホイール(磁気ベアリングホイール)も、SPOT-1~SPOT-4(仏)、ミール(旧ソ連)等で一部実用化されている。以下、ホイールの主要構成要素について概説する。

#### ① ロータ

ベアリングの回転部分およびモータの回転部分を含めて回転部をロータという。ホイールの慣性能率を分担する。

#### ② ベアリング

機械式ベアリングと磁気によりロータを浮上させる磁気ベアリング方式がある。磁気ベアリングは機械的な接触が無いため、摩耗がなく、接触による抵抗やノイズもないので、寿命や擾乱の点で有利であるが、磁気で浮上させるための制御回路が必要で複雑になる。

以下に、機械式ベアリング、磁気ベアリングの特徴を説明するが、高速回転ホイールは機械式ベアリングを採用しており、本項以降では磁気ベアリングを用いた宇宙用ホイールの説明は割愛する。

##### ・ 機械式ベアリング

機械式のベアリングはベアリング外輪がロータとともに回転する外輪回転方式(図 2-9(a))とロータと回転軸がベアリングの内輪とともに回転する内輪回転方式(図 2-9(b))がある。また、ベアリング与圧方式でも分類され、ばね等で与圧を与える定圧与圧方式(図 2-10)とアンギュラーコンタクトベアリング 2 個を合わせ、軌道輪を所定量近接させて弾性変形に相当する予圧を与える定位置与圧方式がある(図 2-11)。機械式ベアリングは潤滑が必要で、潤滑剤には鉱油及び合成油が使われる。合成油は広い温度範囲でよい潤滑特性を示すので近年のホイールで広く採用されるようになった。潤滑剤の枯渇はホイールにとって致命的となるため、ホイールメーカー各社で潤滑剤の保持・補給方法を工夫している。

### ・ 磁気ベアリング

磁気ベアリングの方式としては多様な方式が考えられ、直流電磁石のみ、あるいは電磁石と永久電磁石の吸引力を制御する方式（吸引制御型電磁石方式）、交流電磁石と導体、超伝導電磁石と永久磁石の反発力を受動的に利用する方式等が挙げられる。これらのうち一般に用いられているのは、吸引制御型電磁石方式であり、ここで説明する磁気ベアリングホイール以外に、民生分野でターボ式ポンプ、工作機械主軸のベアリングに実用化されている。吸引制御型電磁石方式は制御する軸数により1軸制御型から5軸制御型に分類することができる。制御を行わない軸は永久磁石の吸引力及び復元力により受動安定化する。磁気ベアリングホイールの代表例を図2-12～図2-14に示す。それぞれ1軸、3軸、5軸制御型の例である。

以下にボールベアリングホイール、磁気ベアリングホイールの特徴を以下に示す。

#### (a) ボールベアリングホイール

- ・ほとんどの三軸衛星に使用されており、多くの実績を有する。
- ・回転体を支持するための電力が不要。
- ・寿命は、ボールベアリングの寿命に左右される。
- ・最大回転数は、7000rpm程度に制限される。

#### (b) 磁気ベアリングベアリング

- ・ロータを慣性主軸周りに回転させることにより、ロータマスアンバランスによる擾乱を抑制することができ、ボールベアリングより低擾乱特性が優れている。
- ・磁気ベアリングのためゼロクロス時のトルク変動が小さい。
- ・磁気ベアリングの寿命は、浮上用の制御電気回路に依存し、長寿命。
- ・最大回転数は、10000rpm程度まであげることが可能。
- ・磁気ベアリングの浮上隙間を大きくとることにより、ジンバルホイールとして使用できる。
- ・磁気ベアリングのために浮上用の電力、制御回路が必要。
- ・地上では、重力の影響（ロータ重量）をキャンセルさせる磁気浮上の電力が必要。軌道上では、重力の影響（ロータ重量）は無くなる。
- ・打上げ環境（機械的環境下）時のロータ（回転部分）の支持方法にロンチロック機構等の配慮が必要。

### ③ロータ駆動モータ

#### ・ 駆動モータ

ブラシレスDCモータが主流である。鉄心の有無（鉄心有：ハネウエル社、鉄心無：TELDIX社、ITHACO社等）、コイル巻き線方式（ユニポーラ方式：TELDIX社、バイポーラ方式：Honeywell社、ITHACO社等）により方式が分類される。鉄心無くすことにより（コアレスモータ）、鉄損及びコギングトルクを無くすることができるが、コイルで発生する熱の排出、耐機械環境への対策が必要となり、ホイールメー

カ各社で分かれた方式が採られている。コイル巻き線方式は、モータ駆動回路に依存し、電源への回生の有無等、使用条件に合わせて選択されている。

・ モータ駆動回路 (スイッチング回路、コミュテーション回路)

直流を3相交流に変換するスイッチング回路と、モータ回転子の回転位相信号を受けてスイッチング素子を駆動するコミュテーション回路がホイール内部に置かれる。コミュテーション回路は、センサ信号からタコパルスを生成し、回転数、回転方向の信号を駆動回路(WDE)に出力する機能も持つ。

モータ回転子の回転位相を検出するセンサには、ホール素子、フォトセンサ、磁気センサ等が用いられるが、最近の傾向としては構成が容易なホール素子が使用される。

(b) ホイール制御回路の構成

① 入出力及びインタフェース回路

トルク制御信号等を受信し、モータ電流制御回路に伝達する。トルク信号はアナログ信号の場合とシリアルデジタル信号の場合がある。また、ホイールアセンブリの動作状態等をテレメトリ信号として送出する。

② モータ電流制御回路

トルク制御信号を受けて、トルク信号に相当する電流をモータに供給する。モータラインの中で検知されたモータ電流は、電流制御回路にフィードバックされ、電流制御回路のPWM回路により電流制御される。

③ DC/DC コンバータ

衛星側の1次電源で直接駆動する方式ではモータ駆動用の電源にDC/DCコンバータがない場合がある。この場合は、1次側と2次側のグラウンドアイソレーションに注意する必要がある。

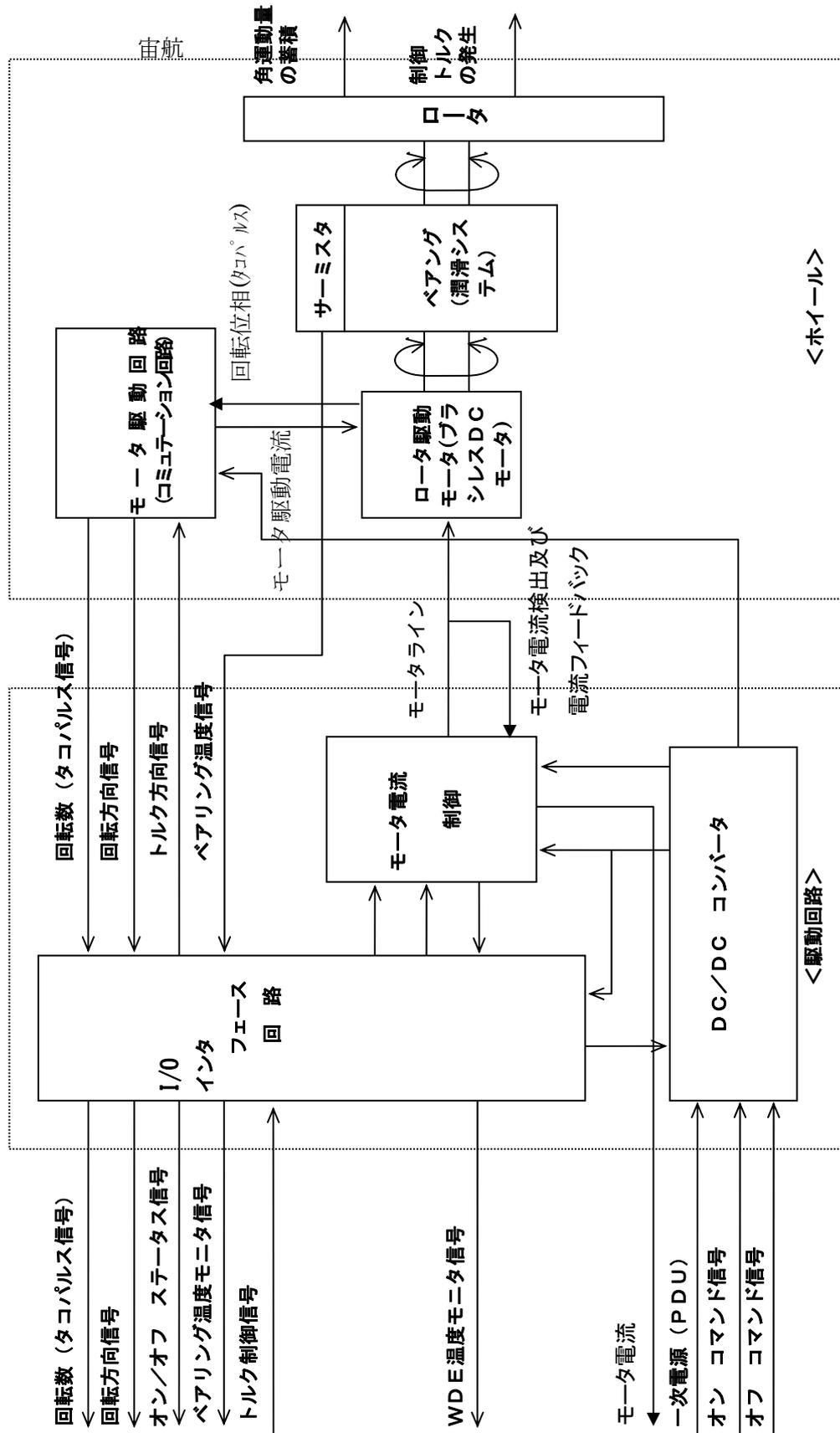
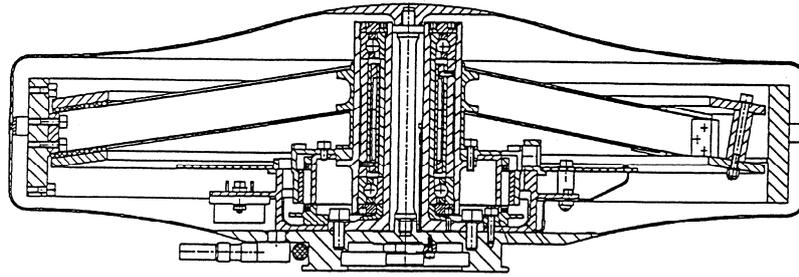
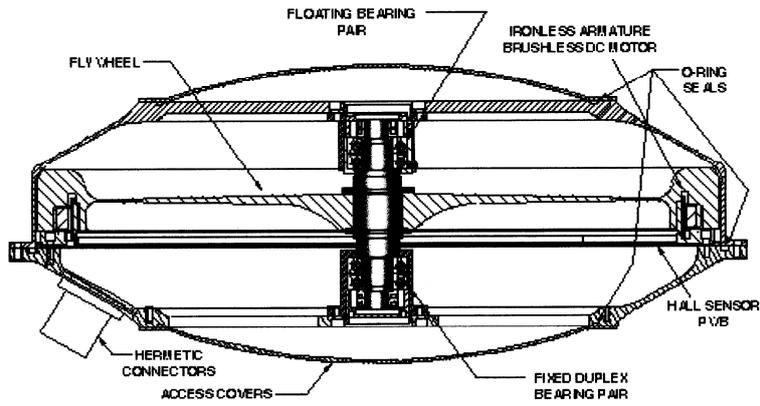


図 2-8 ホイールアセンブリの機能ブロック図 例：高速回転ホイール



(a) TELDIX 社フライホイール (type DRALLRAD)



(b) ITHACO 社フライホイール (type E)

図 2-9 姿勢制御用ホイール内部構成

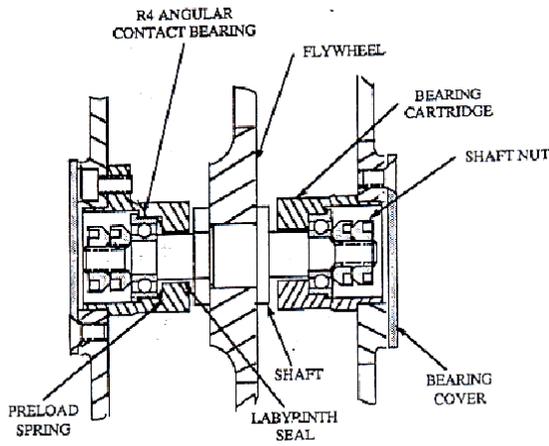


図 2-10 予圧機構を有するベアリング

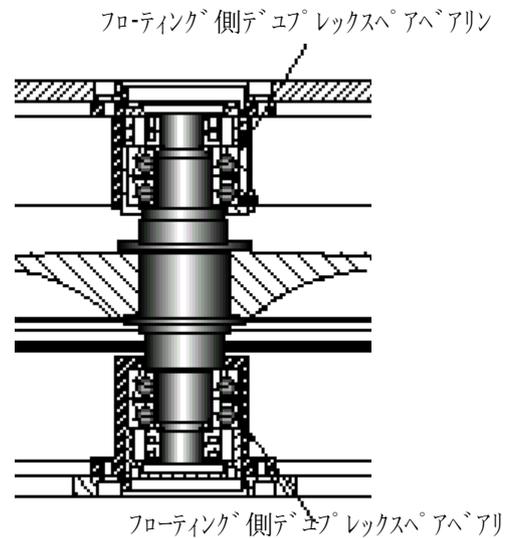


図 2-11 定位置予圧デュプレックスベアリング

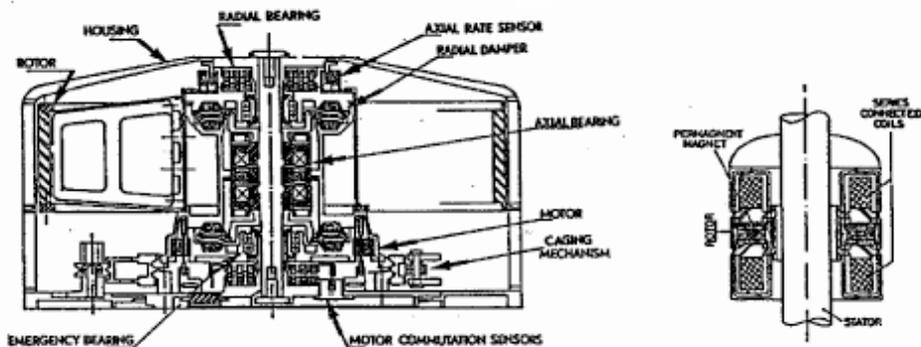


図 2-12 1 軸（アキシャル軸）制御型磁気ベアリングホイール<sup>[1]</sup>

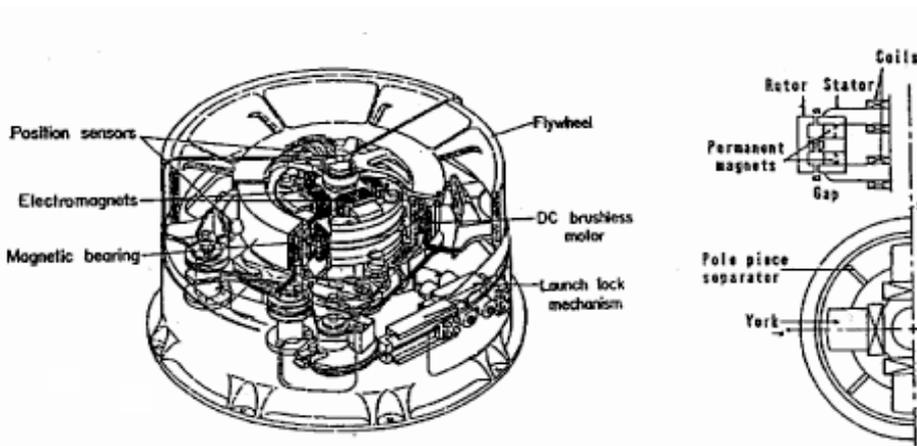


図 2-13 2 軸（ラジアル軸）制御型磁気ベアリングホイール<sup>[1]</sup>  
 (航空宇宙技術研究所／三菱電機 H-1 相乗り衛星「じんだい」  
 磁気ベアリングホイール実証機)

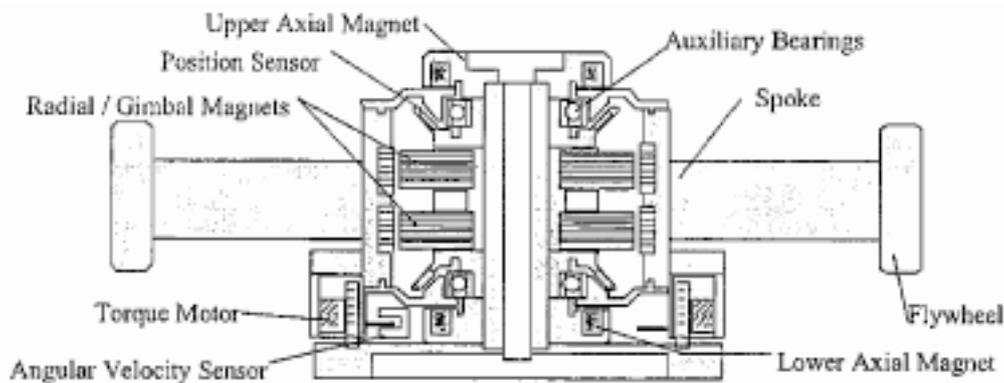


図 2-14 5 軸（アキシャル軸周りを除く全軸）制御型磁気ベアリングホイール<sup>[2]</sup>  
 (宇宙科学研究所／三菱電機／三菱プレシジョン 地上試験モデル)

### 3. 高速回転ホイール設計概要

以下、高速回転ホイールの主要設計項目である、構造設計、ベアリング設計、モータ設計、寿命・信頼性の検証・保証に絞って概説する。なお、ここでは割愛しているが、熱設計もベアリングやモータ等に使用する有機材料の性能、寿命の発揮に重要な項目であり、熱数学モデル及び試験により検証を行う必要がある。

#### 3.1. 構造設計

ここでは、ホイール構造設計において特に注意したい構造方式と剛性設計を説明する。またその他の配慮項目を最後に簡単に説明する。

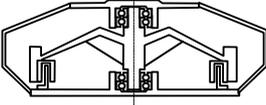
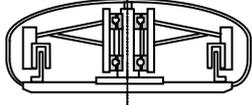
##### (a) 構造方式

ホイール構造方式には、大別して、①軸受内輪回転方式／シャフト両端支持構造、②軸受外輪回転方式／シャフト片持構造が挙げられる。それぞれの代表例は、前掲の図 2-9(a)、図 2-9(b)に示している。それぞれの特長の比較を表 3-1 に示す。

一般には、①軸受内輪回転方式／シャフト両端支持構造の方がホイールの機械環境耐性ほか高性能化・高信頼化に対応し易い構造であるが、構造や組立が複雑となる。要求仕様及びコストを考慮して選択することになる。

高速回転ホイールでは、低擾乱化・高信頼化を重視し、①軸受内輪回転方式／シャフト両端支持構造を採用している。図 3-1 に高速回転ホイールの断面形状を示す。

表 3-1 ホイール構造方式 比較表

ホイールコンフィギュレーション	軸受内輪回転方式／シャフト両端支持構造 (例：図 2-9(a))	軸受外輪回転方式／シャフト片持構造 (例：図 2-9(b))
概略構造		
機械環境耐性剛性	地上試験・打ち上げ時の機械環境におけるロータ振動荷重を4個の軸受で支持でき、小径ベアリングにて機械環境耐性の高容量化を図りやすい。また、両端支持により高剛性化を図ることも容易。	一般には2個のベアリングでロータ振動荷重を支持するため、ベアリングは大径のものを選択する必要がある。また、片持構造のため剛性は低くなる。
低擾乱化	小径のベアリングで内輪回転とすれば、ベアリングノイズを低減できる。高剛性の構造なので機械的なバランスを取りやすい。	ベアリングサイズが大きくなる。また大型のものは剛性確保が難しい。ダンピング確保のための機構が必要で機械的なバランスの確保が難しい。
高トルク化	基本的にはモータ設計の問題であるがモータ配置の自由度が増す。鉄心コイルのモータ採用も可能。比較的重いロータを支えられるので高トルク・高角運動量に有利。	基本的にはモータ設計の問題であるが、回転するベアリングホルダーが中心に配置されているため、モータの配置には制限がある。
高信頼度化長寿命化	小径ベアリング・内輪回転なので周速が小さくでき、ベアリングの高信頼度化・長寿命化に有利。	ベアリングが大型化し、外輪回転なので周速が大きく、高信頼度化・長寿命化に不利。
製造・組立性	シャフト両端支持構造のため、シャフトアライメント(上下軸受の同軸度)の確保のため、ハウジング等の個品に高い加工精度が必要。また、組み立て用治工が必要となる。	シャフト片持構造のため、ベース上での組み立てが可能であり、組み立てが容易。
総合評価	高い機械環境耐性及び高剛性が可能。小径ベアリングを内輪回転するので低擾乱化とともに、高速化にも対応可能。構造的には複雑であるが総合的には本方式が優れる。	機械環境耐性及び剛性の大幅な向上は難しい。またベアリング径が大きくなり、低擾乱化には向かない。また、外輪回転なので高速化にも向かない。

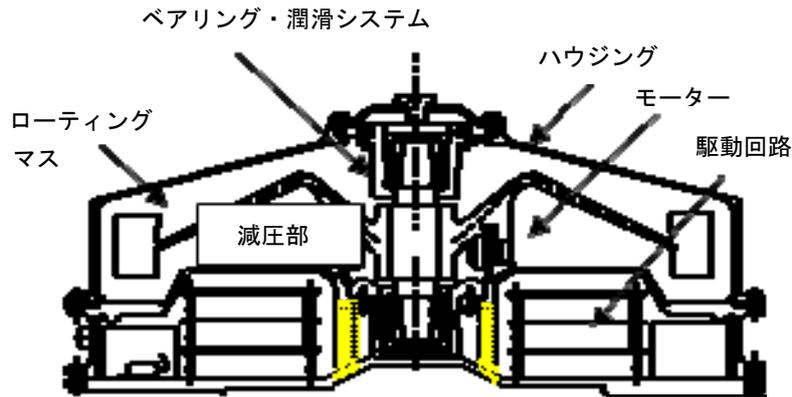


図3-1 高速回転ホイール 断面形状

## (b) 剛性設計

宇宙機搭載品の剛性設計において一般には最低固有振動数が評点として挙げられるが、ホイールでは、これに加えて以下の4点にも注意を払う必要がある。

- ① ベアリング荷重及び荷重配分
- ② シャフトアライメント、つまりはベアリング内外輪間のアライメント変動
- ③ ホイール内部擾乱との構造共振回避
- ④ クリアランスの確保
- ⑤ 衛星側からの剛性要求（基本的には100Hz以上のこと。100Hzのものは内部構造を模擬したモデルが要求される）

①②はベアリングへの荷重ストレスに配慮するものである。

①はロータシャフトを支持する上下の2個あるいは2組のベアリングの荷重配分であり、ベアリングには許容荷重があることから、この制約下でホイールの機械環境耐性を出来る限り高くするためには、荷重を等配分とすることが理想である。このためには上下ベアリングの支持剛性を合わせる、ロータとシャフトとの結合位置をシャフトの中央に置くなどの配慮が必要となる。

②は、3.2項(i)ベアリング荷重荷重（基本静定格荷重）で説明するように、ベアリングの基本静定格荷重はベアリング内外輪間のアライメント（内輪と外輪の相対角度）に依存するため、アライメント変動が生じにくいロードパス設計、剛性配分とすることが必要である。

①②の評点を正確に評価するためには、精緻な構造数学モデルの確立が必須となる。また、構造数学モデルの確立には、モーダル試験、ホイール内部の加速応答データ取得、また必要に応じて静荷重試験等の結果との比較を通して、モデルの検証、精緻化を行う必要がある。

なお、(a) 構造方式において低擾乱化の観点から高剛性を推奨したが、地上試験・打ち上げ時の機械環境によるベアリングへの荷重ストレスを緩和する観点からは、必ずしも高剛性化が最適解とは限らない。図2-8(b)の例が示すように、海外製ホイールの実例から、柔なハウジングにてローター及びベアリングを支持し、ベアリングへの荷重ストレスを低減する設計思想も存在する。但し、この場合、国産衛星の多くでは⑤剛性要求（一般に100Hz以上）が存在し、システムとの調整が必要となる。今後はロケットの打上環境で100Hz以下の正弦波振動試験条件が緩和される可能性もあり、ホイール初期段階における『柔構造か剛構造』かの選択は極めて重要なトレードオフ項目である。

③は、マスインバランス、ベアリング擾乱等、ホイール内部で発生する擾乱源との構造共振を避け、ホイールの低擾乱化を図るとともに、長期に続く構造共振はベアリング寿命にも影響を与えかねず、注意を払う必要がある。擾乱源及びその周波数については付録Aを参照されたい。但し、リアクションホイールではロータの回転数が変動し、これに応じて擾乱周波数も変動すること、また一般に各擾乱の基本周波数に対して倍数周波数、及び擾乱間の干渉により合成(和差)された周波数の擾乱が発生することから、擾乱周波数を完全に避ける剛性設計とすることは困難かつ現実的ではない。少なくとも各擾乱において最も振幅の大きい基本周波数を避けるものとし、倍数周波数、及び合成周波数等の比較的高周波の擾乱については特性(発生周波数、レベル)を試験にて把握した上で、運用(回転数ほか)、被影響部までの擾乱伝達特性の改善にて対処するのが望ましい。

高速回転ホイール(タイプM)の固有振動数リストと代表的モード形状を表3-2、図3-2に示す。

モード次数	周波数 (Hz)	変形モード
1	173.6	ロータ Radial 軸廻り 1次
2	173.6	ロータ Radial 軸廻り 1次
3	216.7	ロータ Axial 並進 1次
4	326.3	ロータ Radial 並進 1次
5	326.3	ロータ Radial 並進 1次
6	430.0	ハブスプレット Axial 並進 1次
7	445.8	ハブスプレット Radial 並進 1次
8	445.8	ハブスプレット Radial 並進 1次
9	474.1	ハブスプレット Axial 並進 2次
10	481.9	ハブスプレット Axial 並進 2次
11	497.8	ハブスプレット Radial 並進 2次
12	497.8	ハブスプレット Radial 並進 2次

表3-2 固有振動振動数リスト (高速回転ホイール タイプM)

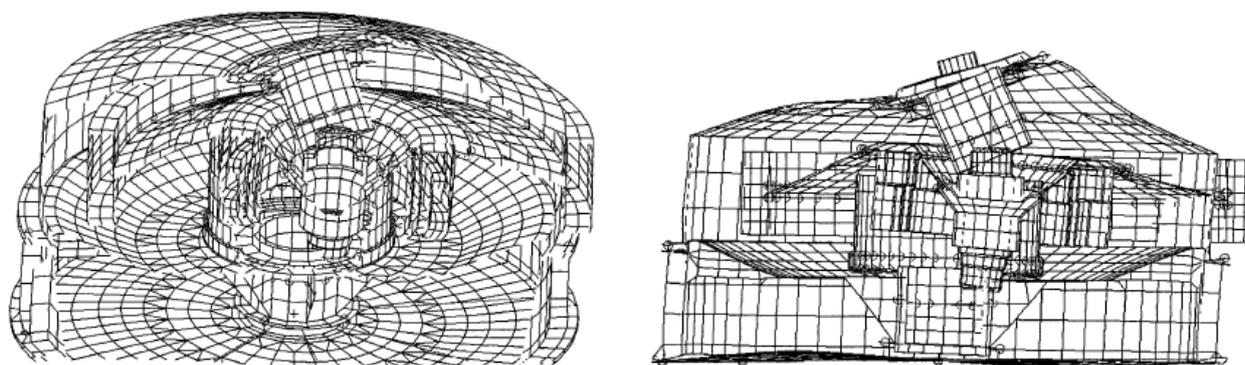


図3-2 モード形状図(4次、ロータラジアル並進一次) (高速回転ホイール タイプM)

④については、ロータとハウジング、フロート側ベアリングとハウジング、モータ磁石とステータ等が互いに衝突せず、クリアランスが想定される機械環境で確保されることを確認する。

(c) その他

構造材料

構造部材には、一般には比剛性が高く、加工性の良いアルミ合金が使用される。但し、ベアリング周り

の部材にはベアリングとの熱膨張差を考慮し、ベアリング材（ステンレス）と線形熱膨張率の近い、ステンレス、チタン合金が用いられる。

ロータ材は、慣性能率を効率よく稼ぐよう比重が大きく、また耐振動性を考慮し比較的材料減衰が大きい、ステンレスが多用されている。但し、ロータを高速回転させて用いる場合は、ロータへの遠心力による負荷の配慮から、軽くて強度のある材料も選択肢と挙げられ、海外では、AL合金、CFRPをロータ材に採用している事例も存在する。ロータ材の選択においては、要求される最大蓄積角運動量に対し、最大回転数、慣性能率、材質の強度、の間に適切なトレードオフを行う必要がある。

### 振動減衰機構

地上試験・打ち上げ時の機械環境はホイールのような軌道上で長期間フリーメンテナンスにて静粛な回転が必要とされる機器では大きな課題である。ホイール各メーカーにおいてもベアリングへの荷重ストレスを低減する観点からホイール内部に様々な振動減衰機構を採用しており、それぞれのメーカーにてノウハウとしている。

例としては、ロータの振幅を制限することを目的としたスナバーと呼ばれる樹脂部品をロータ側もしくはハウジング側に貼り付ける例、またフロート側ベアリングホルダーのアキシアル／ラジアルクリアランスにグリースを詰めグリースダンパ（粘性減衰）とする例が見られる。環境条件によってはその効果が変わる可能性があり、採用する振動減衰機構の適用範囲、効果を精査することが必要である。

### 構造解析

ホイールは、慣性能率確保の理由からロータのような質量の相対的に大きい部品を有する制約下にて、軽量化と剛性の確保という相反する要求を満足せねばならず限界設計を求められること、またベアリング設計を行う上でベアリングの荷重環境を正確に知る必要があることから、試験等により裏付けられた構造数学モデルの確立が必須である。また、上述の振動減衰機構で示した、スナバー、ダンパー等の効果、及びベアリング内部の荷重分布の解析的な確認、検証も必要となる。基本的にはFEMでモデル化するNASTRAN等の一般的な構造解析ツールが利用可能であるが、ベアリング内部の荷重分布、及び集中定数であつかう必要のある、ダンパー、ローターとスナバーとの衝突等のモデル化には適切に物理現象が模擬できているか注意が必要である。これらの問題を扱う分野（①ベアリング内部構造、②集中定数としてのダンパの扱い、③衝突解析）は現在発展途上であり、標準となるツールが存在しない。従って、実用的なモデルの設定と共に、開発段階における試験による検証及びモデルの評価が必須となる。

構造数学モデルを用いて以下を確認する。

- ・ 固有振動数と振動モード形状
- ・ 強度：構造部材等の応力が、マージンを持って降伏荷重を下回っていることを確認する。
- ・ 変位：回路基板の変位が許容変位を下回っていること、また、ロータとハウジング、フロート側ベアリングとハウジング、モータ磁石とステータ間等のクリアランスが確保できることを確認する。
- ・ ベアリング荷重及び荷重配分
- ・ ベアリング内部の荷重分布（ボール最大荷重等）

### 3.2. ベアリング設計

ベアリングに要求される機能は、打ち上げ時にロータの振動荷重を負担した後に、軌道上にて長期間フリーメンテナンスにてローターの円滑な回転を維持することであり、その重要性とホイール不具合の大半がベアリングに係ることからも、ホイールの信頼性はベアリングの信頼性に依存するといつて過言ではない。以下ベアリング設計項目の概要と設計に当たっての注意事項を述べる。なお、ホイール用ベアリングは、ベアリングホルダー／予圧機構と潤滑剤供給システム（一般に自己循環システム）と共に使用され、これらの設計はベアリングの設計と緊密な関係にあるため、ベアリングと合わせて「ベアリング・潤滑システム」として本項の対象とする。

#### ・ベアリング選定プロセス

ベアリング選定には、許容荷重、寿命といった主要性能以外に、取り付け・取り外しの組み立て性の容易さ、潤滑方法、保持器の形式、使用条件、信頼性、及び、調達性等、様々な条件を考慮して選択する必要がある。表3-3に一般的なベアリング選定のプロセスを示す。

表3-3 ベアリング選定プロセス（ベアリングメーカーカタログを参照。<http://www.jp.nsk.com/tech-support/manual/abc/02/index.html>）

#	作業項目	検討内容
0	ベアリング基本要素	<ul style="list-style-type: none"> <li>ベアリングに要求される条件・性能</li> <li>使用条件／環境条件</li> <li>ベアリング取付寸法緒元</li> </ul>
1	ベアリング形式・配列の検討	<ul style="list-style-type: none"> <li>ベアリングのために許容される空間</li> <li>荷重の大きさ・方向</li> <li>振動／衝撃</li> <li>回転速度</li> <li>組立公差（内輪・外輪の傾き）</li> <li>アキシャル方向の固定とベアリング配列</li> <li>取り付け・取り外しの難易</li> <li>音響／トルク</li> <li>剛性</li> <li>市場性、経済性</li> </ul>
2	ベアリング寸法の検討	<ul style="list-style-type: none"> <li>設計寿命</li> <li>動等価荷重又は静等価荷重</li> <li>回転速度</li> <li>静許容荷重係数</li> <li>許容アキシャル荷重（円筒ころ軸受の場合）</li> </ul>
3-1	ベアリング精度の検討 (精度等級の検討)	<ul style="list-style-type: none"> <li>回転の振れ精度</li> <li>高速回転</li> <li>トルク変動</li> </ul>
3-2	はめあいの検討	<ul style="list-style-type: none"> <li>回転条件（内輪回転・外輪回転）</li> <li>荷重の大きさ／性質（一方向荷重、回転荷重）</li> <li>温度条件</li> <li>軸及びハウジングの材料、寸法、精度</li> </ul>

4	内部すきまの検討	<ul style="list-style-type: none"> <li>・はめあい (3-2)</li> <li>・内輪・外輪の温度差</li> <li>・回転速度</li> <li>・内輪・外輪の傾き</li> <li>・予圧量</li> </ul>
5-1	保持器の検討 (保持器形式、材料の検討)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・回転速度</li> <li>・音響</li> <li>・使用温度</li> <li>・外部振動・衝撃</li> <li>・急加減速回転</li> <li>・モーメント荷重・ミスアライメント</li> <li>・保持器の回転安定性</li> </ul>
5-2	特殊仕様の検討 (特殊材料、寸法安定化熱処理、 表面処理の検討)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・使用温度</li> <li>・雰囲気 (海水、真空、ガス、薬品など)</li> <li>・潤滑性の向上</li> </ul>
6	潤滑方法の検討 (潤滑方法、潤滑剤、密封方法の 検討)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・使用温度</li> <li>・回転速度</li> <li>・潤滑方式</li> <li>・密封方式</li> <li>・保守・点検</li> </ul>
7	取付け・取外しの検討 (取付関係寸法、取付け・取外し 方法の検討)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・取付け・取外しの手順</li> <li>・治工具</li> <li>・取付関係寸法</li> </ul>
8	ベアリング及びベアリング周り の最終仕様確定	(調達性、コスト等も考慮して最終仕様確定、必要に応じて手順を戻して検討)

### 高速回転ホイール用ベアリング

表3-3選定プロセスに示すように、ベアリングに対する要求条件を明確にして、ベアリング仕様を決めていくことになる。ここで改めて、宇宙用フライホイール、高速回転ホイール用ベアリングに対する主要な要求条件と検討項目を以下に書き下す。回転数と寿命、回転数、許容荷重と擾乱要求など相反する条件をトレードオフする必要がある。

(要求条件)

- ① 回転数・・・寿命、潤滑システム、リテーナインスタビリティ
- ② 許容荷重・・・構成、形式、寸法
- ③ 寿命・・・回転数、精度、玉・内外輪材質 (不純物)、潤滑剤、潤滑システム
- ④ 信頼性・・・寿命と同じ、工程、リテーナインスタビリティ (ロバスト性)
- ⑤ 擾乱要求・・・回転数、形式、寸法、精度、荷重 (打上げ及び地上試験の機械環境条件)
- ⑥ 環境 (真空、使用温度)・・・潤滑剤、潤滑システム
- ⑦ 運用 (メンテナンスフリー)・・・潤滑システム

以下、宇宙用フライホイールへの適用、高速回転ホイール開発過程で得た知見を踏まえ、ベアリング設計における主要検討項目である次の事項につき説明する。

- (a) 構成
- (b) ベアリング形式
- (c) 材質
- (d) 寸法
- (e) 精度
- (f) 予圧
- (g) 潤滑システム
- (h) 寿命
- (i) 許容荷重 (静定格荷重)
- (j) 工程
- (k) リターナインスタビリティ

(a) 構成

ベアリング・潤滑システムの構成を図3-2に示す。一般に、ベアリング (内外輪、玉、保持器)、潤滑剤の自己循環システムである潤滑システム、ベアリングに予圧をかける予圧機構、そしてベアリング・潤滑システムを収めるベアリングホルダーから構成される。

高速回転ホイールで採用したベアリング・潤滑システムの構成例を図3-3、3-4に示す。潤滑システムは潤滑剤、保持器、オイルリザーバー (潤滑剤貯蓄部)、バリアフィルム (潤滑剤の必要箇所以外への拡散を防止するフィルム) から構成される。保持器は、ボールの保持の役割に加えて、潤滑剤を内部に含浸し、接触するボール/内外輪への潤滑剤の供給及び余分な潤滑剤を吸収する、潤滑システムの一部としての役割も持つ。

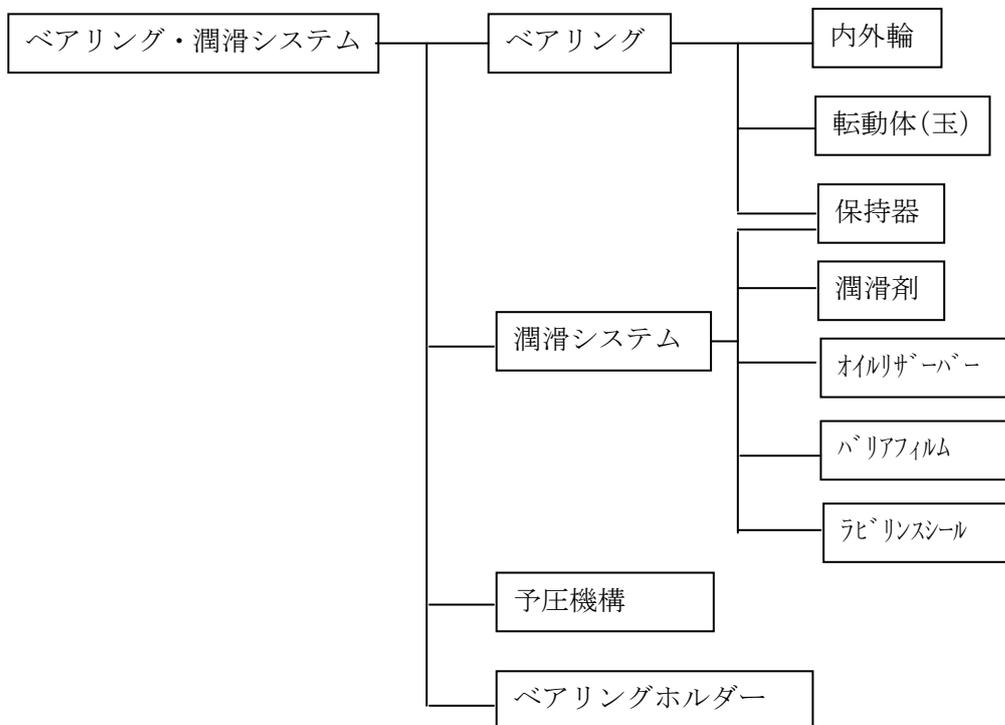


図3-3 ベアリング・潤滑システム構成例 (高速回転ホイール)

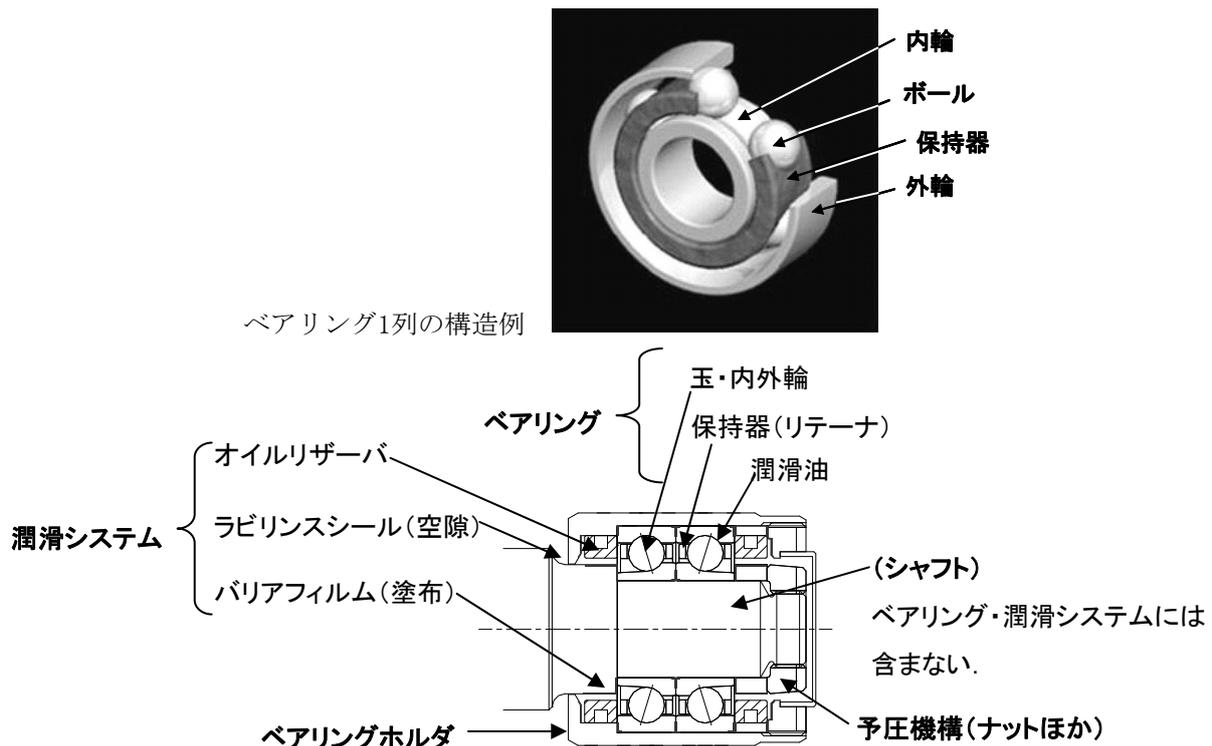


図3-4 ベアリング・潤滑システム例（高速回転ホイール）

## (b) ベアリング形式

ベアリング形式としては、主に分担する荷重方向（ラジアルベアリング／スラストベアリング）、転動体（玉ベアリング／ころベアリング）、列数、玉と内外輪の分離／非分離等によって様々な形式が存在する。表3-3に示すように荷重条件（大きさ、方向）、回転速度、許容ミスアライメント、取付け・取外しの難易（分離・非分離など）、剛性など考慮して選択する。

ホイール用ベアリングには、打ち上げ時にラジアル／アキシャル両方向の荷重が印加されるため、ラジアル／アキシャル両方向の負荷能力が求められ、かつ高速・高精度の回転が要求されることから、一般に組合せアンギュラ玉ベアリング（図3-5）が使用される。組合せアンギュラ玉ベアリングは単列アンギュラ玉ベアリングを2列1組で組み合わせて使用し、組み合わせ方法としては図3-6<sup>[4]</sup>に示すように、(i)正面組合せ（DF型）、(ii)背面組合せ（DB型）、(iii)並列組合せ（DT型）の3つの形式が存在する。正面組合せ（DF型）は心違いが避けられない場合に適し、背面組合せ（DB型）は作用点の間隔が広くとれモーメント荷重を受けるのに適している。並列組合せ（DT型）は一方向のアキシャル荷重を受けるのに用いられる。ホイール用ベアリングではアキシャルに一方向の荷重ということはないので、正面組合せ（DF型）、背面組合せ（DB型）が選択の候補となる。

また、アンギュラ玉ベアリングには、内輪もしくは外輪の溝底径とカウンタボア最小径の差である掛り代（図3-7）を小さく抑え、内輪もしくは外輪を分離できる分離型と、掛り代を大きくとり、内輪もしくは外輪を分離できない非分離型が存在する。ベアリングメーカーからの出荷後にベアリングを分解する必要性（ホイールメーカーでの潤滑剤塗布など）の有無で選択する。但し、分離型では、分離し易いよう掛り代位置が小さく、接触角位置に近い位置にとられ、大きな荷重、もしくはアライメント（内輪と外輪の相対

角度) 変動により接触楕円が掛り代に掛る「乗り上げ」現象が生じ、許容荷重値が基本静定格荷重値から大きく乖離(低下)することに注意を要する。詳細は(i)許容荷重の項で再度説明する。

高速回転ホイール用ベアリングでは、両端支持構造の採用により、組合せアンギュラ玉ベアリングを2組(ベアリング4個)を使用し、組み立て時の心違いを許容できるよう正面組合せ(DF型)を採用している。また、ホイールメーカーにて潤滑剤塗布を行っているため、分離型のアンギュラ玉ベアリングを採用している。



図3-5 組合せアンギュラ玉ベアリング

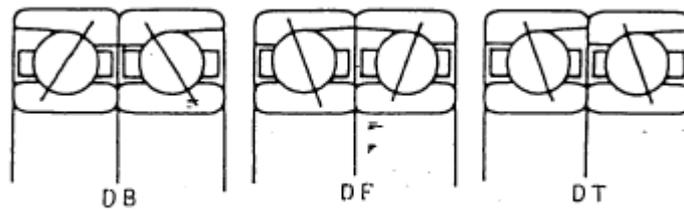


図3-6 アンギュラ玉ベアリング 組合せ方式

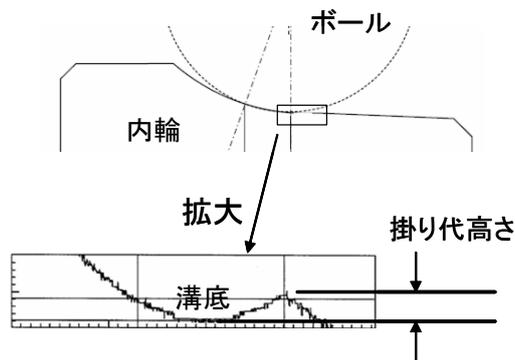


図3-7 掛り代(高さ)

(c) 材質

以下にベアリングで使用される材質を述べる。材料の選択に当たっては、トライボロジーに係る性能について評価するとともに、工程における品質の安定性、効率も考慮に入れ、十分なサンプルを持って評価することが望まれる。

### i) ベアリング（ボール、内外輪）

使用温度、雰囲気、回転数、潤滑性（摩擦・摩耗特性）、寿命（転がり疲れに係る影響因子、組成や非金属介在物の含有量など）、入手性を考慮して選択する。宇宙用としては、一般のベアリング鋼材（SUJ等）ではなく、地上での長期保管を考慮し耐腐食性に優れたステンレス合金AISI 440Cが多用される。なお、AISI 440Cは濡れ性が良くないことが知られており、潤滑剤選択では注意が必要である。ボールは高速運転時の対応として、軽さ、また、低摩耗性から、セラミックボールの採用、チタンコーティング、窒化処理等の表面処理をボール表面に施す例がある。

高速回転ホイール用ベアリングでは、ボール、内外輪材料には、ベアリングメーカより推奨された、炭素含有量を低減することにより、AISI 440Cより耐食性、転がり疲れ寿命を向上させたマルテンサイト系ステンレスを、また、ボールは高速運転時対応として耐摩耗性・低摩擦性に優れる窒化処理したボールを、摩擦・摩耗特性を試験（ボールオンディスク試験、四球摩耗試験）にて評価することを通して選定した。但し、材料、表面処理が希少なものを選定したため、開発後期に工程の新規確立、歩留り問題に直面することになった。新規材料・工程の採用に当たっては、十分なサンプルでもっての製造性の評価も重要である。

### ii) ベアリング（保持器）

保持器材質は、一般には、寿命、回転時の摩擦トルク、回転安定性から、玉・内外輪との摩擦・摩耗特性を考慮して選択される。ホイール用ベアリング用途では、ボールの保持に加えて、潤滑システムの一部としての役割も付与され、潤滑剤の保持・循環性能の観点も考慮する。綿布を樹脂で固めたもの、内部にポーラス上のオイル溜めを持つものが存在する。潤滑剤を含浸させ、接触するボール／内外輪への潤滑剤の供給及び余分な潤滑剤を吸収する。但し、油を吸収する能力が高すぎると必要な潤滑剤まで吸収する可能性があるため、油で飽和させるとともに、吸収能力の一つの指標である油含浸率を管理する必要がある。潤滑剤の含浸率は種別により異なる（綿布の繊維本数等が異なる）ため注意が必要である（材料メーカでは水吸収率で規定していることに注意）。また、ボール／内外輪への潤滑剤の供給は、保持器表面に現れる綿布断面との接触を介して行われるため、綿布断面の状態、及びそれを実現する加工条件（切削加工時の綿布及び樹脂部の切断面、バリ取りの表面処理（バレル処理）のメディア種別・加工時間）につき注意を払う必要がある。

高速回転ホイール用ベアリングでは、従来国産ホイールでも採用していた綿布をフェノール系樹脂で固めた材質を選択した。これは、海外ホイールでも使用されていること、また、文献調査からこれに替わり高速かつ長期の使用に耐えうる代替候補が見当たらず、同材質保持器をベアリングに組み込み、使用条件（回転数、真空）で問題の無いことを評価して採用した（但し、このときはサンプル不足、試験条件の不備により保持器が不安定化するリテーナインスタビリティへのロバスト性を十分評価できず、後に開発課題として浮上した→(k)リテーナインスタビリティを参照）。

保持器の加工条件は、過去の実績のある保持器の綿布断面状態との比較から条件を確立している。

### iii) 潤滑剤

ホイール用ベアリングの潤滑剤には、宇宙の真空環境でも揮発しにくい飽和蒸気圧の低い宇宙用オイルもしくは宇宙用オイルを基油とするグリースが使用される。代表的な潤滑剤の特性を表3-4に示す。

ホイールでは、従来、摩擦・摩耗特性に優れる鉱油が使用されてきたが、90年代より摩擦・摩耗特性に優れ、飽和蒸気圧もフッ素系合成油と同等の炭化水素系の合成油及びこれを基油とするグリースが使われだしている。

潤滑剤の選択は重要であり、メーカーからのデータシートを入手し以下を考慮するとともに、試験により使用環境に合わせた解析・検証試験を実施することが望ましい。

- ・ 飽和蒸気圧・・・使用される気圧・拡散環境にて設計寿命の間、潤滑剤は必要量を維持できるか。
- ・ 粘度・・・使用温度範囲、動作環境にて適切な流体潤滑膜（EHL膜）が形成されるか。また、摩擦トルク（低温時も含めて）は要求仕様を満足するか。
- ・ ちょう度（グリース）・・・グリースの流動性を示す指標。摩擦トルク、
- ・ 流動点・・・ランアップ時の温度下限の制約として使用条件と合致するか。
- ・ 添加剤・・・酸化防止、摩擦・摩耗の緩和等の目的に潤滑剤に添加剤が添加される。蒸気圧、使用温度条件等が使用条件に合致することを確認する（例えば酸化剤であれば、組立等での大気暴露時間など）。また、異なる添加剤間の適合性にも注意を払うこと。
- ・ 増ちょう剤（グリース）・・・宇宙用グリースではNa、Li等の金属せっけんが一般に使用される。滴点を越えると増ちょう機能が失われることに注意。
- ・ 滴点（グリース）・・・高温にて増ちょう剤が基油と分離する温度。
- ・ 摩擦・磨耗特性・・・文献・試験により性能を把握し、最終的には使用ベアリングと同等の材質・負荷・雰囲気環境で検証するのが望ましい（ボールオンディスク（BOD）試験、四球磨耗試験等）。
- ・ 濡れ性・・・潤滑剤が走行部表面に行き渡り（濡れ）、維持されること。宇宙用ベアリングに使用されるAISI SUS440Cは濡れ性が良くないことが知られており注意が必要である。濡れ性評価試験を行うとともに、ベアリングボール・内外輪の表面観察を行う。
- ・ 腐食等の化学特性・・・ベアリング使用材料との化学的適合性を確認すること。例えば、フッ素系合成油は境界潤滑で腐食摩耗が生じやすいことが知られている。

高速回転ホイール用ベアリングの潤滑剤としては、炭化水素系合成油のMAC（multiply-alkylated cyclopentane）に添加剤（酸化防止剤＋極圧剤TCP（Tricresyl- Phosphate））を添加したオイルを、文献、試験（ボールオンディスク（BOD）試験、四球磨耗試験、温度試験、濡れ性試験）での評価を通して選択した。選択したオイルの特性及び評価内容を表3-5に示す。

表3-4 主な潤滑剤の特性

分類	製品名	メーカー	特徴	主な特性							
				平均	動粘度	粘度指数	流動点	蒸気圧[Pa]			
				分子量	20°C [cSt]			[°C]	20°C	100°C	
フッ素系合成油& グリース	油	Fomblin Z25	Solvay Solexis, Italy	直鎖構造	9500	263	358	-75	1.6E-11	2.8E-07	
		Braycote 815Z	Castrol Inc, USA	~Fomblin Z25					2.0E-10	9.0E-07	
		Krytox 143AC	Du Pont, USA	分岐型構造	6250	800	134	-35	1.0E-04	3.0E-03	
	グリース	Braycote 601	Castrol Inc, USA	Braycote815Z+PTFE		250	350	-73	5.0E-10	9.0E-07	
		Braycote 601EF	Castrol Inc, USA	精製法がBraycote 601と異なる			350	-72	5.3E-10	4.0E-07	
		Braycote 602	Castrol Inc, USA	Braycote815Z+PTFE+5% MoS2		250	350	-73	2.0E-10	9.0E-07	
合成炭化水素油& グリース	PAO	油	Nye 176A	William Nye Inc, USA		1450	1050	142	-43	2.4E-06	1.3E-03
			Nye 186	William Nye Inc, USA	極圧添加剤TCP		300		-48	5.3E-06	8.0E-04
	MAC	油	NYE 2001A	William Nye Inc, USA	Pennzane SHF X2000 添加剤含まず	910	305	137	-57	5.0E-10	1.3E-06
			NYE 2001	William Nye Inc, USA	NYE2001A+フェノール系摩擦防止剤	910	305	137	-57	1.0E-09	1.3E-06
		グリース	Rheolube 2000	William Nye Inc, USA	NYE2001+Naセッケン						1.5E-04
			スペースルブ MU	協同油脂, 日本	NYE20001A+ウレア				-45	1.0E-10	
鉱油	KG-80	Kendal Refining Company, USA	製造中止		340	109	-9	1.0E-06			
	SRG-60	Kendal Refining Company, USA	製造中止		180	105	-10	1.0E-04			

PAO: polyalpha olefin, MAC: multiply-alkylated cyclopentanes

表3-5 選定潤滑剤の特性及び評価項目

項目	特性、及び評価	備考
飽和蒸気圧[Torr]	6.2×10 <sup>-10</sup> @25°C (添加剤無し時)	文献調査による。
粘度[c. s]	INDEX値 137 14.6@100°C 100@40°C 470@10°C 960@0°C 2300@-10°C 7000@-20°C	文献調査による。
流動点 [°C]	-57	文献調査による。
添加剤	極圧剤 (TCP)、酸化剤 摩擦摩耗試験により極圧剤による摩耗防止機能を確認。 また、温度試験により、想定される地上保管期間での酸化防止機能(残存量)の確認、化学的安定性を確認した。	開発初期に保管中のオイルが白色化する事象が観察された。原因究明の結果、酸化剤2種間が化学反応していたことが判明。左記実験により化学的に安定した酸化剤種別選定と含有量を決定した。
摩擦・磨耗特性	ベアリング材質と合わせて、ボールオンディスク試験、四球摩耗試験を実施し、良好な摩擦・磨耗特性を評価した。	文献調査により良好な摩擦・磨耗特性を有することを確認。試験にてベアリング材料との適合性も含めて独自に評価。
濡れ性	濡れ性評価試験	文献調査よりSUS440Cへの濡れ性は

	ベアリング材質SUS440C系ステンレスとの濡れ性は良くないが、デウェッティング（濡れ不良）を起こしたベアリングの評価により、流体潤滑膜形成に影響の無いこと、また、ゼロクロスのような混合潤滑域における評価試験においても、ボール、内外輪に問題が生じなかったことから現状の使用条件では問題ないと判断している。	良くないことが知られている。但し、優れた温度特性、低摩擦・摩耗特性を有し、他に代えがたいことから左記の評価試験による評価を踏まえて、該当オイルを選定した。
腐食等の化学特性	摩擦・摩耗試験、添加剤の温度試験を通して化学的に安定なことを確認した。	

#### (d) 寸法

寸法は、許容荷重、回転速度（許容回転数または許容P（荷重）-V（速度）値）、寿命、擾乱性能を考慮して選定される。また、寸法により軸等の取付関係寸法も決定されるため、ホイールサイズ・質量にも影響する。ベアリング許容荷重の観点からは、ボール数、内外輪の肉厚も影響する。寸法角パラメータが許容荷重にどのように寄与するかをベアリングメカに確認することが望ましい。また、3.1項構造設計にも述べたように、機械環境時のベアリング内部挙動を把握することがベアリングの使用許容荷重を設定する上で重要であり、ベアリングモデルの設定とその評価を踏まえて、寸法を確定することが望ましい。

一般には、標準寸法が、ISO規格をはじめ様々な規格（アメリカ：ABMA、ドイツ：DIN、日本：JIS）にて定められており、適合した寸法を選択することになる。規格に無い特殊な寸法が必要な場合、ベアリングメカとよく協議し、生産性・コストも考慮して選択する必要がある。

また、アンギュラ玉ベアリングでは接触角にバリエーションが存在する（15°、25°、30°、40°等）。一般に、接触角が大きいほどアキシシャル荷重の負担能力が増し、小さいほどアキシシャル荷重の負担能力は減るが高速回転に適する。使用条件（荷重、回転数）を考慮し選択する。

#### (e) 精度

ホイール用ベアリングには高精度／高速回転、低擾乱が要求されるため、寸法精度は高精度のものが選択される。一般には、JIS規格の4級（ABMA規格のABEC7に相当）以上の精度を要求する。但し、高精度はコストに直接反映されるため、コスト・歩留り等とのトレードオフの対象となる。

高速回転ホイール用ベアリングでは、従来国産ホイールより高速、低擾乱の性能を要求されることから、更に高精度のJIS規格の2級（ABMA規格のABEC9に相当）以上の精度を仕様とした。

但し、高速、低擾乱の性能にどの程度寄与しているかは不明であり、今後、低コスト化を踏まえて、適切な精度要求を設定する。

#### (f) 予圧<sup>[4]</sup>

アンギュラ玉ベアリングはアキシシャル方向に予め設定した内部荷重が生じるよう、負のすきまで使用するのが一般的である。このような使い方を予圧とよぶ。予圧の目的としては、ベアリングの剛性を高める以外に、振動・音響の防止、公転滑り・自転滑りの防止、フォールスプリネリング（ベアリングが回転しない状態で振動を受けたり、小さな角度で同じ場所で繰り返し揺動を受けたときに生じる摩耗現象）の防

止、などが挙げられる。

予圧の方式としては、「2つの軌道輪の相対的な位置をある設定寸法だけ近接して規制して弾性変形に相当する予圧を与える方法(定位置予圧)と一方の軌道輪にバネで設定された力を加える方法(定圧予圧)」がある。定位置予圧は、内外輪の側面を密着させた場合に予圧が掛るよう寸法調整をしておく、または間座やシムを用いるなどにより比較的簡単な機構で、かつ比較的高い剛性が確保できる一方、定圧予圧ではバネ等の複雑な機構を持ち込み、高い剛性の確保は困難である。しかしながら、定位置予圧では、運転中の温度上昇、外部温度及び内外輪温度分布によって予圧量の変動する恐れがあり、ベアリングと近接する材料(線形熱膨張係数)の選択、内外輪温度差(ベアリング周りの温度分布、急激な加速)に注意を払う必要がある。

予圧量(荷重)は、所望のベアリング剛性(予圧量が大きいほど高い剛性が得られる)、ロストルク(予圧量が大きいほどロストルクは大きくなる)、リテーナインスタビリティの抑制(予圧量が小さいと生じやすい)を配慮して、ベアリングメーカーからの推奨値を使用する。高速回転ホイールでは、ロストルクへの配慮から予圧を比較的小さくとったが、開発過程で発生したリテーナインスタビリティの抑制、また機械環境時のベアリング荷重によるボール遊び(ギャッピング)の抑制の観点を含めると、最適化されていないところがある。リテーナインスタビリティ、ギャッピングと予圧との相関を把握し、総合的に最適な予圧量の設定は、今後の研究課題である。

予圧量の確認は、一般的には、あらかじめ予圧量と起動摩擦トルクの関係性を把握し、起動摩擦トルクにて間接的に求めることが多い。高速回転ホイール用ベアリングでは、アキシヤル荷重と変位の関係を一品ごとに測定し、直接的に予圧量を計測している。

また、予圧の付与機構にはナット締め付けによる軸荷重がよく用いられる(例:図2-10、2-11、3-1)。簡潔な機構であること、かつ省スペースである等の利点から利用されるが、予圧を与えたときに、ベアリングのアライメントが崩れないよう設計・締め付け手順に注意を払う必要がある(例えば、ベアリング内外輪端面に並行かつ均等に予圧を与える、また、ナット締め付け時に内外輪が共回りを起こし、ラジアル方向へのミスアライメントが生じないようにする)。ミスアライメントはリテーナインスタビリティの発生、許容荷重の低下に繋がる可能性がある。ミスアライメントの許容範囲は一般的にはベアリングメーカーの推奨値に基づくが、高速回転ホイールでは、後述の(k)リテーナインスタビリティ対策の一環としてより厳しいミスアライメント許容範囲を設定している。

#### (g) 潤滑システム

ホイール用ベアリングは、軌道上にて10~15年の長期間、潤滑状態を維持することが要求される。潤滑不良の一因として潤滑剤の枯渇が考えられ、真空環境で揮発による損失を防ぐため飽和蒸気圧の低い潤滑剤を選択するとともに、各ホイールにて潤滑剤の保持に様々な工夫が採られている。代表的な例としては、ベアリング内部の潤滑剤がベアリング外部へ逃げない配慮(バリアフィルム、ラビリンスシール等)及び、回転の遠心力、揮発、クリープ現象を利用してベアリング外部から潤滑剤を補給する潤滑剤補給機構(オイルリザーバ等)を有する。なお、潤滑剤を含浸した保持器も潤滑剤補給機構の一種と考えられる。

高速回転ホイールでは、飽和蒸気圧の低い潤滑剤(オイル)を選択するとともに、バリアフィルム、ラビリンスシールの採用により初期の塗布オイル量にて、設計寿命の間、潤滑剤が保持されることを設計の

基本とし、揮発、クリープ現象を利用したオイルリザーバー（グリースによるオイル貯蓄部）を補助として採用している（図3-4参照）。

但し、ベアリング内部での潤滑剤の移動は、解析では確認は難しく、実使用環境を模擬した試験を実施し、分解調査等により潤滑剤の移動を確認することが望ましい。

#### (h) 寿命<sup>[4][5]</sup>

ベアリングの寿命は、大きく以下で評価される。以下各々について説明する。

- ・ 転がり疲れ寿命
- ・ 潤滑寿命

#### (i) 転がり疲れ寿命(基本定格寿命)

これはベアリングの回転に伴い、玉・内外輪間が相互に高い接触圧力を繰り返し受けるためにベアリング材料が疲労により寿命に到る。転がりベアリングでは、玉・内外輪の表面部分の剥がれ、脱落となって現れる。これをフレーキングと呼び、フレーキングが発生すると、回転に伴い大きな振動・音響が発生し、正確な回転案内も不可能となる。このような寿命を転がり疲れ寿命、または、フレーキング寿命と呼ぶ。

玉ベアリングの転がり疲れ寿命は、ISO や JIS でも規格化されており、次式により計算することができる。

$$L_{10} = (C/P)^3 \quad (3-1)$$

ここで、 $L_{10}$ ；基本定格寿命（ $10^6$ rev）

$P$ ；動等価荷重（N）、{kgf}、

$C$ ；基本動定格荷重（N）、{kgf}、 $L_{10}=10^6$ rev となる荷重相当

ここで、基本定格寿命は、一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき、そのうちの 90% の軸受が材料の材料の転がり疲れによる損傷を起こさずに回転できる総回転数、あるいは、一定回転速度では総回転時間をいう。

(4-11) の基本計算式では、寿命の支配因子は荷重  $P$  のみとなっており、他の因子の影響が配慮されていない。そこで、基本定格寿命  $L_{10}$  を補正した補正定格寿命  $L_{na}$  が次式 (4-12) 式により規定された。 $a_1, a_2, a_3$  は寿命補正係数と呼ばれる。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (3-2)$$

ここで、 $L_{na}$ ；補正定格寿命（ $10^6$ 回転）

$a_1$ ；信頼度係数（表 3-6 参照）

$a_2$ ；材料係数／軸受特性係数（1～1.3）

$a_3$ ；使用条件係数（～1）

$L_{10}$ ；基本定格寿命（ $10^6$ 回転）

表 3-6 信頼度係数  $a_1$  の値

信頼度	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1.00
95	$L_5$	0.62
96	$L_4$	0.53
97	$L_3$	0.44
98	$L_2$	0.33
99	$L_1$	0.21

軸受特性係数  $a_2$  は、軸受特性（材料の種類・品質、製造工程、設計）が特殊なことによる寿命の補正を行う係数であり、通常のベアリングで一定のレベルを有する場合は 1 と考えられる。

使用条件係数  $a_3$  は、軸受使用条件（速度・温度に伴う潤滑状態、潤滑剤中の異物、高温による軸受高度の低下等）に対する寿命変化を補正する係数である。

なお、使用条件係数  $a_3$  は、 $a_2$  と相互に関連しながら潤滑状態に応じて変化することが示されており、 $a_2 \times a_3$  の値を寿命比と潤滑状態を示すパラメータから推定する実験が多く行われている。

高速回転ホイールでは、文献[6]に基づく、必要最低粘度と実際の粘度との比である粘度比と寿命補正係数の関係から  $a_2 \times a_3 = a_{23}$  を求め、補正定格寿命を得ている。

高速回転ホイールでの計算例を以下に示す。

$$Lnf = a_1 \times a_{23} \times (C/P)^3 \times 10^6 \text{ [回転]} \quad (3-3)$$

ここで、式中の係数の値は、ベアリング材料の検査成績書、工程中の PROD 検査（(i) 工程を参照）と公知文献データより、以下の値が適用される。

C : 基本動定格荷重 = 12200 N

P : 動等価荷重 =  $X * F_r + Y * F_a = 120 \text{ N}$  ( $F_r = 0$ ,  $F_a = \text{プリロード}$ とした。)

$a_1$  の信頼度係数には、90% の信頼度を考慮した 0.05 を適用する。

$a_{23}$  の寿命補正係数は、図 3-8 より、ベアリングのピッチ円直径  $d_m = 23.5 \text{ mm}$ 、回転数 6000rpm のときの必要最低粘度は、 $\nu_1 = 12 [\text{cSt}]$  となる。また、使用オイルの実際の粘度は、 $\nu = 27 \text{ cSt}$

(at 74°C : 軌道上での使用上限温度) であり、粘度比は、 $\nu / \nu_1 = 27 / 12 = 2.25$  となり、ホイール用ベアリングの材料は真空溶解鋼であるから、寿命係数は図 3-9 より 3.5~5.0 となる。ワースト値の  $a_{23} = 3.5$  を用いて転がり疲れ寿命を算出する。

結果、 $Lnf = 1.839 * 10^{11} \text{ [回転]} = 58 \text{ 年相当}$  となる。

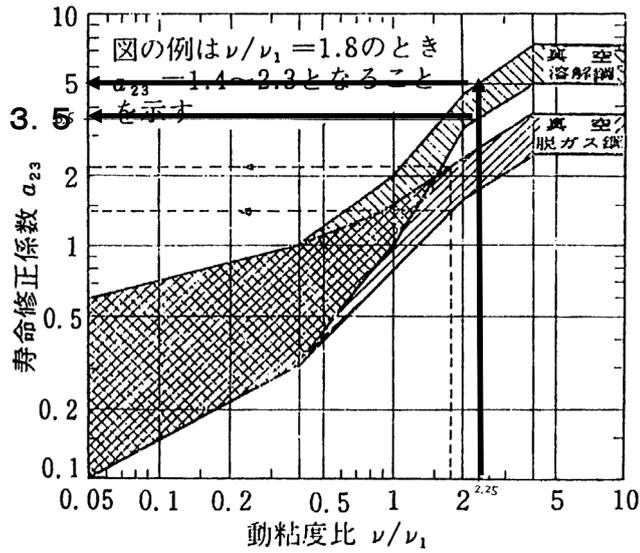


図 3-8 潤滑油の動粘度  $\nu$  と温度の関係<sup>[6]</sup>

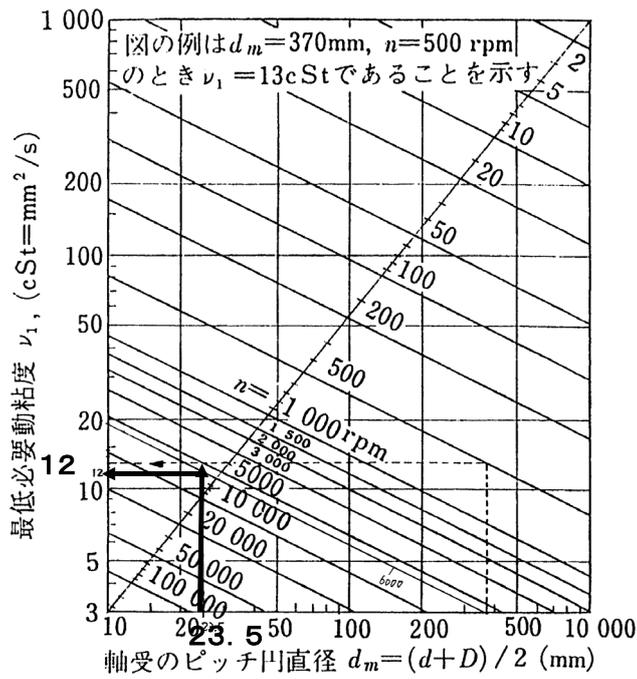


図 3-9 寿命修正係数と動粘度比<sup>[6]</sup>

上記の基本定格寿命あるいは補正定格寿命は、転がり接触面が十分に潤滑され、転動体と軌道面とが潤滑剤で隔てられているときの、表面の材料の疲れ寿命である。従って、弾性流体潤滑（EHL；Elasto-Hydrodynamic Lubrication）の状態における疲れ寿命である。

一方、低速回転時（数百 rpm 以下の回転数領域）に、ボールが内外輪のレース面の金属表面とメタルコンタクトを起こすような境界潤滑領域下における寿命については、基本定格寿命の式は適用できない。従って、別途、0rpm 回転近傍の回転数領域については、理論計算に基づかず、現状は試験による検証に依存している。境界潤滑領域下における寿命計算は今後の研究課題である。

## (ii) 潤滑寿命

ベアリングは、玉と内外輪との接触部に長期間、潤滑剤が介在することでスムーズな回転を維持している。潤滑剤の劣化により、潤滑機能は果たせなくなると、発熱、摩擦増大、摩耗等によって軸受としての機能も失われ、更に劣化が進んだ場合焼付けに到る。

良好な潤滑状態を維持するために、潤滑油は、下記の項目等を考慮して選定されている。（（c）材質 iii）潤滑を参照）

- ・粘度
- ・飽和蒸気圧
- ・摩擦・摩耗特性
- ・濡れ性

ベアリングの長期潤滑保持を補完する上でベアリング内部のオイルがベアリング外部へ逃げない配慮（バリアフィルム、ラビリンスシール等）及び、ベアリング外部からの潤滑油補給機構（オイルリザーバ等）を有しているホイールもある。

また、設計面だけでなく、潤滑寿命には、潤滑剤の塗布方法、玉・内外輪の静浄度維持、外部からの異物混入防止、保管方法などが大きく影響し、製造工程における工程管理、品質管理も重要である。

## (i) 許容荷重（静定格荷重）<sup>[4][5]</sup>

ここでは非回転（静止）時のベアリングの許容荷重、静定格荷重について説明する。回転している場合は、（h）寿命で説明した転がり疲れ寿命（フレーキング寿命）に関連する。ホイールは打ち上げ時に機械環境が印加される間は一般にベアリングは回転しておらず、この静定格荷重が機械環境印加時のホイールの許容荷重に直接関連する。

ベアリングに荷重が印加された際に、玉・内外輪間の接触面における接触応力が弾性変形の限界を超えると、接触面に永久変形（圧痕）が生じる。圧痕は回転時に振動・音を発生し機能を低下させるとともに、フレーキングの起点ともなり得る。このため、ベアリングの静的な許容荷重を決める必要が生じる。

安全係数を排したベアリングの許容荷重の限界値は、基本静定格荷重 $C_0$ は、その当初は、玉、内外輪に生じる永久変形（圧痕）を基準として規定されていたが、現在では、ISOやJISにおいて、最大接触応力を基準として以下のように規定されている。

「最大荷重を受ける転動体と軌道との接触部中央での計算接触応力が、

自動調心玉軸受では4600MPa

その他の玉軸受では4200MPa

ころ軸受では 4000MPa

となるような静ラジアル[または静中心アキシヤル]荷重を転がり軸受の基本静定格荷重とする。」

その計算式は、ラジアル玉軸受において以下となる。

$$C_{or} = f_0 \times i \times Z \times D_w^2 \times \cos \alpha \quad (4-13)$$

ここで、 $C_{or}$ ：ラジアル軸受の基本静定格荷重、

$f_0$ ：転がり軸受各部の形状と適用応力水準によって決まる係数(JIS-B-1519 表3-7参照)、

$i$ ：1個の軸受内の転動体の列数、 $Z$ ：1列に含まれる転動体の数、 $D_w$ ：玉の直径、 $\alpha$ ：呼び接触角

なお、基本静定格荷重 $C_0$ は、使用許容荷重の指標を与えるものであるが、静粛性・低振動等の要求、使用環境、要求寿命に応じて、安全係数を考慮した式が実用されている。

$$P_s = C_{or} / f_s \quad (4-14)$$

$P_s$ ：安全係数を考慮したときの静等価荷重 (N)、 {kgf}

$C_{or}$ ：基本静定格荷重 (N)、 {kgf}、 $f_s$ ：安全係数 (表3-5参照)

安全係数は、ベアリングメーカーやアプリケーション側で経験値等からそれぞれ定めているが、以下にベアリングメーカーの例を示す。

表3-7 安全係数 $f_s$ の値の例 (日本精工株式会社カタログより)

使用条件	$f_s$ (玉軸受)
音の静かな運転を特に必要とする場合	2
振動・衝撃がある場合	1.5
普通の運転条件の場合	1

高速回転ホイール用ベアリングでは、高度の回転精度を要すること、及び従来国産ホイールでの実績(安全係数 $f_s = 2$ )から、 $f_s = 2$ を採用し、(4-14)式に基づく静等価荷重(つまり基本静定格荷重の1/2)を使用許容荷重として定めている。

なお、ベアリングメーカーで提示される基本静定格荷重は、寸法をノミナル値、また組立のミスアライメントが無いとの前提を基に算出されており、使用許容荷重に対してシビアな使い方をする場合は、製造誤差による寸法のバラツキ、組立や使用で想定されるミスアライメントによる変動を考慮する必要がある。ベアリングメーカーより寸法のバラツキ、使用条件(ミスアライメント)、荷重条件を考慮した静定格荷重を入手することが望ましい。

特に、分離タイプのアンギュラ玉ベアリングを使用する場合は、掛り代が小さく、接触位置の近くに掛り代があるため(図3-7参照)、大きな荷重、もしくはアライメント(内輪と外輪の相対角度)変動によりボールとレースの接触楕円が掛り代に掛る「乗り上げ」現象が生じる。「乗り上げ」現象が生じると掛り代凸部の形状により応力が増大し、限界をこえれば掛り代位置より永久変形(圧痕)が始まり、許容荷重値が基本静定格荷重値から大きく乖離(低下)することに注意を要する。

高速回転ホイール用ベアリングはこの分離タイプのアンギュラ玉ベアリングを使用しており、ミスアライメントと許容荷重の関係の例を図3-10に示す。

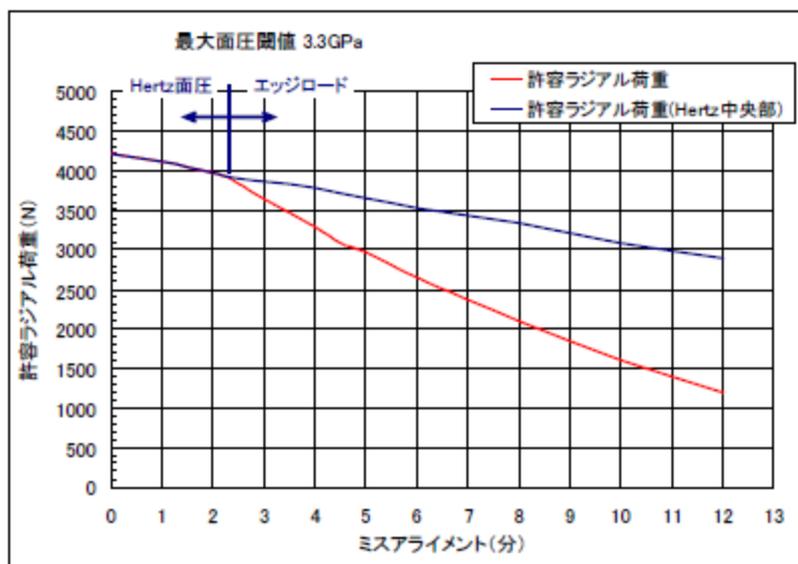


図3-10 分離タイプ アンギュラ玉ベアリング ミスアライメントと許容荷重（ここでは基本静定格荷重の1/2に相当する応力で規定）の関係例

（図の解説と高速回転ホイール用ベアリングの許容荷重）

上図は許容荷重とミスアライメントとの関係を示している。

ここで許容荷重は、ベアリングに純粋ラジアル荷重が印加された際に内外輪で発生する応力が3.3GPaとなる荷重として定義している。応力値3.3GPaは、前述の安全係数を考慮した使用許容荷重（基本静定格荷重の1/2）をミスアライメント0のベアリングに純粋ラジアル荷重として印加したときに、接触部中央で発生する応力値である。

ベアリング内部の幾何学的関係から、ミスアライメントが増えるとともに接触部中央応力も増加し、許容荷重は低下するが、ミスアライメント量が2分を超えたところで、掛り代部応力（エッジロード）が接触部中央（Hertz中央）応力を上回り（掛り代部応力で規定した許容荷重カーブが、Hertz中央応力で規定した許容荷重カーブを下回り）、許容荷重を大きく下げている。

このようにベアリング内部で発生する応力を基準として許容荷重を定義すると、分離タイプのアンギュラベアリングでは使用領域が非常に制限される。分離タイプのアンギュラベアリングを使用せざるを得ないのであれば、ベアリングを有効に使用するためには、掛り代高さをベアリング組み立てに支障のない範囲で高くして乗り上げ荷重を高くし、ミスアライメントに対してロバストにすることが重要である（上図にて許容荷重カーブの変化点をミスアライメント大の方向へ移動させることに相当する）。より抜本的な対処としては、非分離タイプのアンギュラベアリングもしくは深溝ベアリングの使用が考えられる。

また、運用時には接触部のみの応力・塑性変形が重要であるとの考えから、接触部での塑性変形量を基準に許容荷重を定義する考え方もある。このときには、エッジロードの接触部への影響（エッジロード量により異なる圧痕の形状パターンの擾乱への影響等）を正確に把握する必要がある。

このように、ベアリングの形式と使用荷重によっては、許容荷重を詳細に検討する必要が生じるので、繰り返しになるが、寸法のバラツキ、使用条件を考慮した静定格荷重をベアリングメーカーより入手することが重要である。

## (j) 工程

(h) (ii) 潤滑寿命で注意を喚起したように、潤滑寿命は製造工程中の工程条件に依存する。製造工程は市販ベアリングの製造工程に基本的に準じるが、長寿命・高信頼の観点から、以下の不具合要因の排除、工程管理が重視される。工程設計において工程FMEAによる不具合要因、重要品質特性/重要加工パラメータの抽出が有効である。

## 不具合要因の排除

- ・ 洗浄・・・異物、汚染物質残留の排除（洗浄不良は濡れ性の低下にも繋がるので注意）
- ・ コンタミ管理・・・異物混入の防止
- ・ 脱磁・・・磁性を有することによる異物付着を防止

## 工程管理

- ・ 材料製造条件・・・成分、材料清浄度、熱処理、真空脱ガス処理、表面処理ほか
- ・ 玉・内外輪加工条件・・・研削・研磨、馴染
- ・ 保持器加工条件（(c) (ii) ベアリング（保持器）参照）
- ・ 油量管理・オイル塗布条件管理・・・玉・内外輪への適切なオイル塗布、バリアフィルムの適切な箇所への塗布、保持器へのオイル含浸、オイルリザーバへのグリース充填、完成状態でのオイル塗布状態の確認（例：PROD (Post Running Oil Distribution)試験 回転試験後にオイルの分布状態を目視確認）。また、オイルを含浸させた保持器は大気暴露中においてオイルが水分（吸湿）に置換され外部に排出されるため、保管環境、大気暴露時間等に注意が必要である。
- ・ 組立手順・・・アライメント、適切な予圧量設定、試験による確認（例：LSD (Low Speed Dynamometer) 試験 低速回転させてロストルク値及びロストルク変動を確認）
- ・ 馴染試験条件管理・・・試験環境（雰囲気、外部振動、内外輪間の通電（電食））、試験条件（回転立ち上げ、最大回転数等）の管理
- ・ 部材・完成品の保管管理・・・部材・完成品の汚染・劣化防止、寿命期限切れの部材使用の防止
- ・ 検査・・・フライト品質を保証するための検査。以下に主要な検査項目を挙げる。
  - ① 材料検査：成分、処理、清浄度
  - ② 寸法・精度検査（ベアリング及び取付関係部品）：寸法、精度、幾何公差
  - ③ 洗浄・コンタミ検査：クリーンルーム及び洗浄液のLPC (Liquid Particle Counter)、ミリポア、LSD (Low Speed Dynamometer) 試験
  - ④ 塗布油量検査：塗布量・塗布条件管理、保持器大気暴露時間管理（吸湿防止）、PROD (Post Running Oil Distribution) Test：200hr以上ランニング後オイル分布外観確認試験
  - ⑤ 組立精度：内輪/外輪の傾き
  - ⑥ 回転性能試験（大気・真空）：ランニングトルク値、ランニングトルク変動、異音（リテナーインスタビリティの有無）、アキシャル振動
  - ⑦ その他

高速回転ホイールでは、ボール加工工程健全性の指標として、ボールの表面性状・ウェービネスの検査も取り入れた。

また、大量・継続生産における品質の安定性、生産効率の評価も重要である。開発研究を終えて、いざ大量・継続生産に入ったところで品質が安定せず、低い歩留り・高コストに陥りかねない。開発研究の段階から、大量・継続生産を見越した工程の評価（十分なサンプル）と確立、重要部品・工程については副メーカーも含めての工程管理が必要である。

(k) リテーナインスタビリティ（保持器不安定運動）

リテーナインスタビリティとは、回転中にベアリング内の保持器（リテーナ）が様々な要因をきっかけとし発生する不安定運動を指し、ベアリングの異音・振動、摩擦トルクの増加（図3-11参照）を伴い、程度が厳しい場合は、保持器の摩耗（摩耗粉の発生）、摩擦トルクによる温度上昇、振動による損傷などにより、潤滑不良を招いてベアリングは故障に到る。また、逆に、潤滑不良（潤滑剤枯渇、潤滑剤過多）からリテーナインスタビリティが励起される可能性もある。比較的高速の回転で発生しやすい。

事象としては2種類に大別されることが知られており、ベアリングメーカーの区分に従えば、音の特徴で区別しており、かなり大きい音を発生するCG音（「ジャージャー」「ガーガー」）、比較的小さな音のCK音「カチャカチャ」「カタカタ」が存在する。一般にCG音が発生しているケースで程度は厳しい。

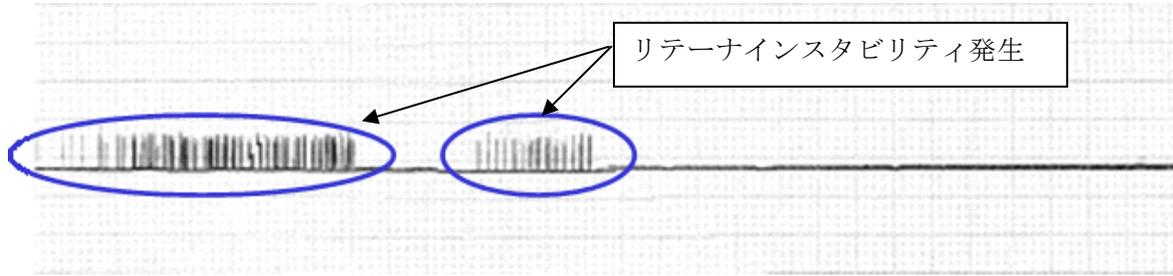
理論的なメカニズム（発生条件）解明は途上にあるが、主要な原因と対策例を表3-8にF T Aに示す。

表3-8 リテーナインスタビリティ F T A例

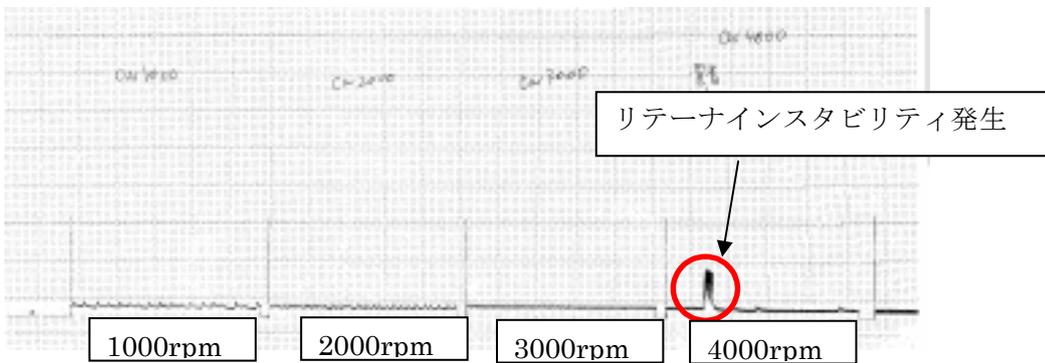
事象	一次要因	2次要因	対策例
リテーナインスタビリティ	玉の遊び、玉の公転軌道の変動	ミスアライメント（ベアリングホルダ寸法精度含む）	加工精度／組立精度向上
		予圧不足	予圧増加
	保持器運動の抵抗変動	潤滑不良（潤滑剤不足／過多）	潤滑の適正化
		保持器表面摩擦係数不良	保持器表面性情の適正化（保持器材質、保持器加工条件見直し）
	不安定化し易い保持器形状	保持器形状・寸法（案内／ポケット隙間）の不適合	保持器形状・寸法の適正化

高速回転ホイールにおいても、開発過程においてリテーナインスタビリティを経験し、予圧増加を除いて対策を講じ、解決に到った。高速回転ホイールの例では、保持器の形状の見直し（丸穴形状から角穴形状に変更、図3-12参照）及び寸法（案内／ポケット隙間、図3-13）の適正化が最も有効であった。なお、リテーナインスタビリティ対策を考慮した保持器形状については、ベアリングメーカー、ホイールメーカーで様々な形状が提案されており、保持器に敢えてインバランスを付加し遠心力によりバランス化させるものや、ポケットのボールとの当たり面に工夫を凝らすもの、ポケット間隔を不等配置にするものなどが存在する。

リテーナインスタビリティは様々な要因が複合して発生するため、開発後の対策は難しい面がある。基礎研究を通してそれぞれの要因の影響を調べるとともに、様々な使用条件（真空、低高温、急加減速など）での試験による検証が望ましい。

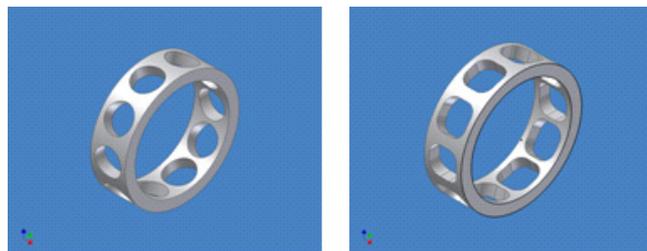


(a)回転数：6000rpm、縦軸（トルク）0.004Nm/div、横軸10min./div



(b) 回転数：1000～6000rpm、縦軸（トルク）0.004Nm/div、横軸1min./div

図3-11 ロストトルク波形 例



丸穴ポケット保持器

角穴ポケット保持器

図3-12 保持器 ポケット形状

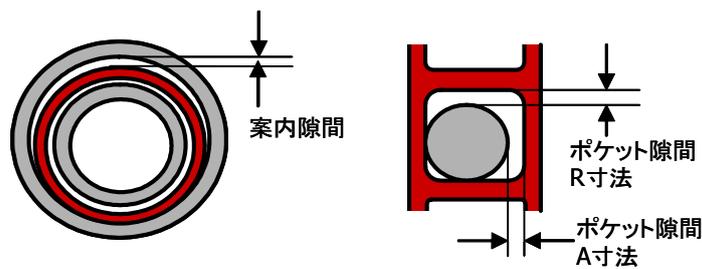


図3-13 保持器 案内隙間／ポケット隙間

### 3.3. モータ設計<sup>[7]</sup>

ホイールは、ロータの回転及び加減速により角運動量・トルク発生の実現しており、モータ性能はホイール性能の主要な部分を担う。また、モータ自身、ベアリングと並んで擾乱発生源であり、低擾乱性も設計の主要なポイントである。

#### (a) モータ種別

モータは電源（直流／交流）、用途（定速回転、位置・速度制御）、構造により様々な方式が存在するが、ホイールでは一次電源が直流で供給されること、高精度の速度制御、長寿命が要求されることから、一般にブラシレス DC モータが利用される。また、高速での使用、低擾乱要求から減速機構は使用しない、ダイレクトドライブが一般である。

#### (b) 構成

駆動制御のための電気回路を含めたブラシレス DC モータシステムの構成は大きく分けて以下となる。図 2-8 のホイール機能ブロック図にて対応を確認されたい。

- ・ 電磁構造・・・トルクを発生する基本部分であり、固定子側の電気子巻線（ステータ）と回転子側の永久磁石より構成される。電気子巻線（ステータ）の構造については、鉄心（コア）の有無による方式が存在し、鉄心無しはコギングトルクを無くせるが、熱の排熱性が悪くなることやステータの剛性が低くなることに注意が必要である。
- ・ 軸・ベアリング・・・回転子を支持し、回転を案内する。モータの機械的性能はベアリングの性能によって決まる。モータ性能の観点からは、精度、剛性（予圧量）、ロストルク、使用温度範囲、シール性（油漏れ、コンタミネーション）が重要な性能となる。これら性能の実現を含めたベアリング設計については前項の 3.2 項を参照のこと。
- ・ センサ・・・磁極の位置を検出するポジションセンサ、及び電流制御を行うための電流センサが必要となる。ポジションセンサには、ホール素子、磁気抵抗（MR）素子、光学的方式、コイルの誘起電圧・インダクタンスを利用する方式等が存在する。ホール素子は構成が簡単で済み、立ち上がり特性が良い事、また最近では増幅回路、温度保障回路と一体化したホール IC（Si ウェーハ上で構成）が出ており良く用いられている。なお、ホール IC を採用する場合は使用環境（温度、放射線）に応じてパッケージ材質に注意する。一般にはセラミックを選択するのが良い。電流センサには、検出抵抗の電位差を測定する方式とホール効果を応用した非接触のカレントセンサを用いる方式がある。前者の検出抵抗の電位差を測定する方式では、検出増幅回路の保護や、一次電源との直結の場合、短絡故障防止のため絶縁処理が必要となる。
- ・ 駆動・制御回路・・・モータを駆動するために、回転子の磁極位置を検出・処理し、電気子巻線（ステータ）に流す電流のタイミングや方向をコントロールする駆動回路が必要となる。また、速度制御を行うためには、電流センサにより検出された信号をフィードバックし電流を制御する制御回路が必要となる。

#### (c) 駆動・制御回路

DCブラシレスモータの駆動方式としては、ユニポーラ駆動方式、バイポーラ駆動方式、電圧及び電流の制御方式には、単相インバータ方式、PAM方式、PWM方式に大きく分けられる。両者の組合せにより以下の3方式が存在し、各方式のモータ駆動/回生時の動作内容を図3-\*~図3-\*に示す。同図には先に説明したスイッチング回路も含まれている。

1)、2)は一般にPAM(パルス振幅変調、Pulse Amplitude Modulation)駆動方式と呼ばれる方式であり、スイッチング回路の前段で直流電圧の大きさを制御し、スイッチング回路側では出力周波数のみ制御する。1)はユニポーラモータ対応、2)はバイポーラモータ対応である。一方、3)はPWM(パルス幅変調、Pulse Width Modulation)駆動方式と呼ばれる方式であり、スイッチング回路にて出力の周波数とともに大きさも制御する。PWM駆動方式は構成が容易で小型化に向いている。それぞれの特徴を以下に概説する。

1) 単相インバータ制御方式 ユニポーラモータ対応 (図3-14 参照)

リアクトルへのエネルギーの蓄積と放出を積極的に利用する直流電圧変換方式である。スイッチングのデューティにより、降圧(力行)、昇圧(回生)の両動作を行うことができる。図に示すように、スイッチング回路のトランジスタへの印加電圧は、減速(回生)時に反転するため耐圧の高い素子を選定する必要がある。

2) チョップPAM制御方式 バイポーラモータ対応 (図3-15 参照)

昇圧+降圧チョップ回路の複合チョップ回路方式である。

電源正極側のスイッチ、ダイオードとリアクトルにより降圧チョップ回路を構成し、電源から電力を供給される力行動作を行う。一方、電源負極側の減速回路で昇圧チョップ回路を構成し、モータが発電機として発生した電力を電源に返還する回生動作を行う。スイッチング回路のトランジスタへの印加電圧は、減速(回生)時に反転しないため耐圧の低い素子を選べる。

3) PWM制御方式 バイポーラモータ対応 (図3-16 参照)

一般にPWM整流回路とも呼ばれる。交流一直流の順・逆変換動作が可能であり、電源側への回生動作を行うことができる。この方式を採用する際は、PWM電圧制御による高調波電圧によってモータに高周波電流が流れることに注意を要する。高周波電流に起因してトルクリップル、ベアリング電流が発生する。特にベアリング電流は、モータのロータ/ステータ間の浮遊容量を介して、ベアリング内外輪に高周波の電流が流れ、潤滑剤の劣化、内外輪表面の損傷を招き、ベアリングの寿命が低下する恐れがある。モータへの入力前に平滑フィルタが必要となる。

なお、減速時の回生電力は、ホイール回路側のトランジスタで熱消散させる、もしくは、衛星電源側に還流する方式がとられる。回生電力の大小、衛星電源側の受入れ能力に応じて、方式を選択される。

高速回転ホイールでは、回生電力も小さくなく(トランジスタで熱として消散)、またホイールメーカーでの製作実績から、ユニポーラ/単相インバータ方式を採用している。

但し、民生市場において、DCブラシレスモータ用駆動制御回路は、PAM、PWM制御方式をハイブリッドICにて小型・低価格で実現したものが主流となっており、海外のホイール主要メーカーでも、民生技術を取り入れ、部品点数の削減と低コスト化を実現している。駆動制御回路を

始め、高速回転ホイールにて使用する電子部品は、ホイールのコスト・リードタイムの大きな部分を占めており、ハイブリッド化による部品点数の削減、国産民生部品の活用は今後の技術課題である。

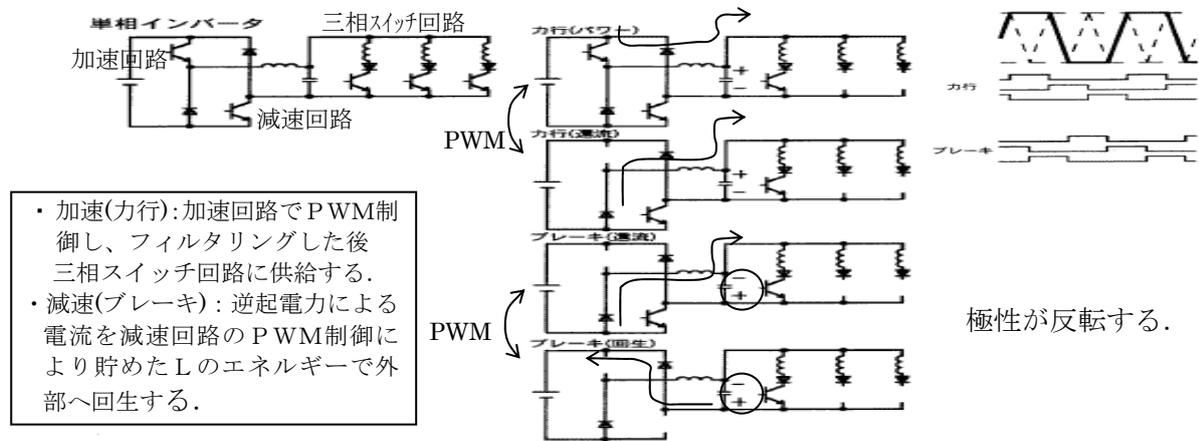


図 3-14 モータ駆動/回生の動作内容 (単相インバータ方式)

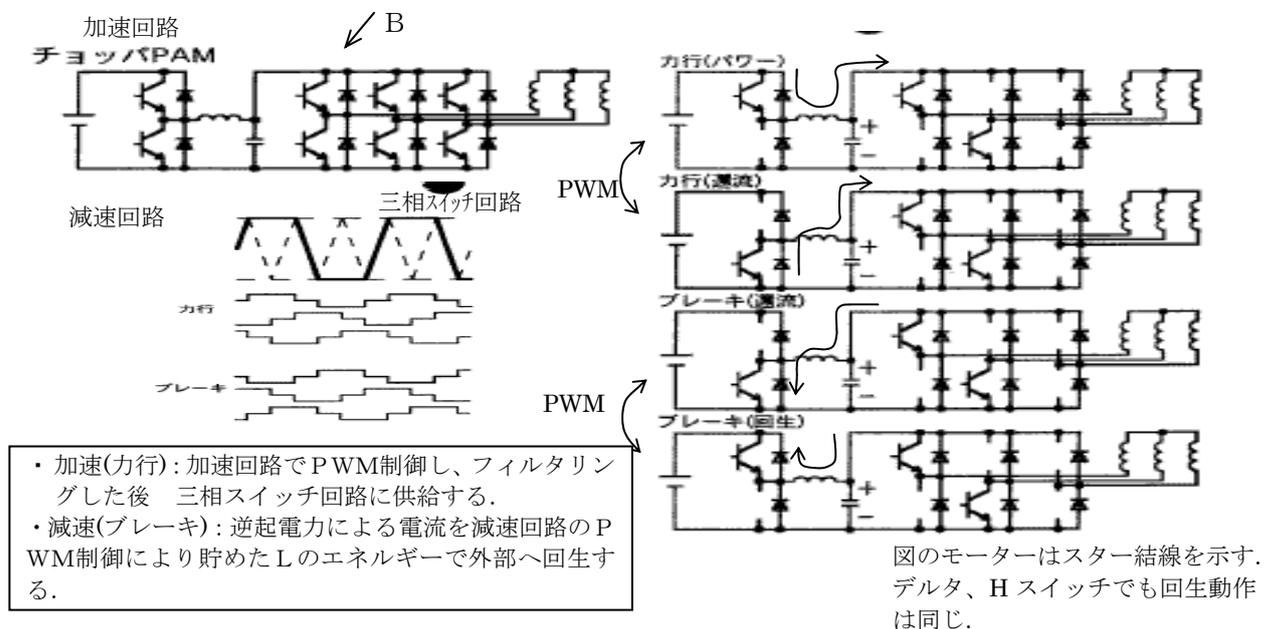


図 3-15 モータ駆動/回生の動作内容 (チョップパPAM方式)

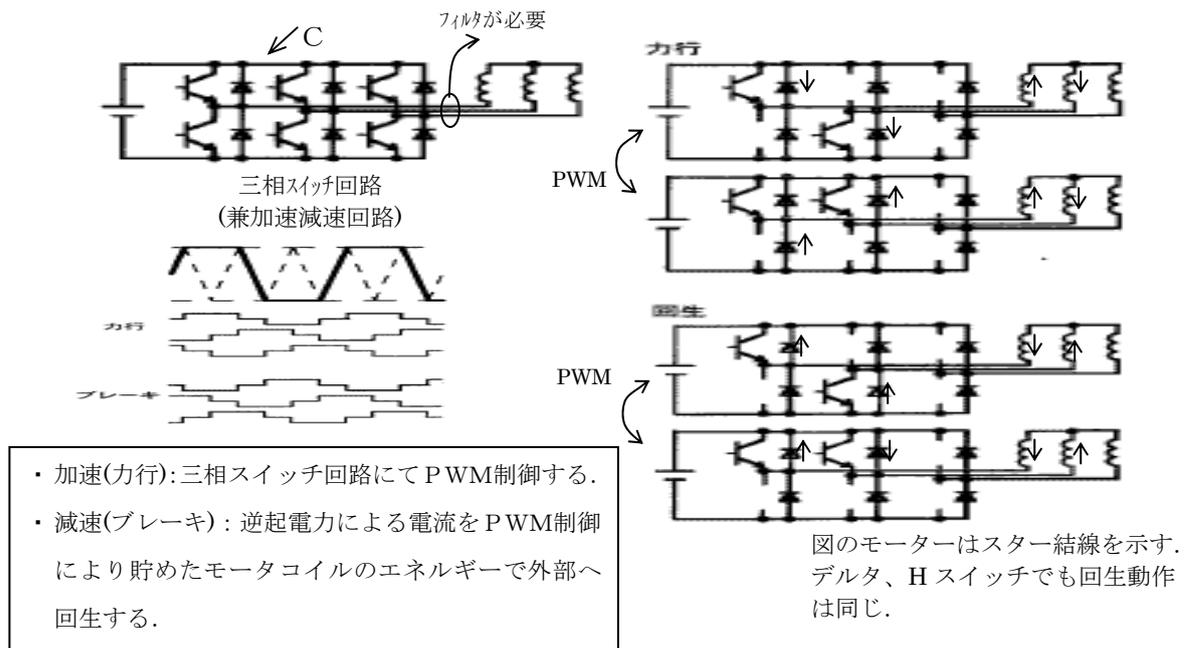


図 3-16 モータ駆動/回生の動作内容 (PWM方式)

(d) トルクスケールファクタ

2.1 項 (b) (iii)で説明したように、モータのトルク・回転数・電流の関係はトルクスケールファクタによって結びついており、制御最大トルク、最大蓄積角運動量(回転数)、電源電圧の要求・条件から適切に設定する必要がある。トルクスケールファクタは、モータの電磁構造設計により決定される(マグネット性能・形状、ステータ巻線(線径、巻き数)、空隙)。

また、一般に温度に依存してトルクスケールファクタは変動するため、温度特性を把握することが必要である。

(e) コギングトルク、トルクリップル

トルクリップル

回転角に対するトルク変化を総称してトルクリップルと呼ぶ。以下のコギングトルクと区別し、通電により励起されるトルクリップルを電流リップルとも呼ばれる。コイルの相数毎の電流切り替えに伴う電流変動が要因であり、対策として、電流切り替えをソフトにするソフトスイッチング方式、定電流ドライブ方式、マグネット補正着磁によるトルクリップル補正などの手法が存在する。

また、マグネットの着磁の不均一、マグネット位置の位置誤差も電流トルクリップルの要因となり、着磁の揃ったマグネットの選別、マグネット位置精度出しに注意を払う。

コギングトルク

鉄心のリラクタンس変化と永久磁石の磁界分布の相関によって発生するトルクであり、無通電状態でも発生する。コギングトルク対策には鉄心無くすることが最も簡単な方法であるが、排熱性が悪くなる、ステータの剛性が低下する(振動・騒音の要因ともなる)、巻線作業が難しくなる等のデメリット

ットもあり、注意が必要である。鉄心を無くす以外に、鉄心のスキュー（斜溝）、磁極極数とスロット数の組合せ、スロットの数を増やす（周波数を上げ影響を少なくする）、磁石形状・着磁の工夫などが挙げられる。

### 3.4. 寿命・信頼性の検証・保証

宇宙用フライホイールは衛星の姿勢制御に欠くことのできない機器であり、姿勢の喪失は電力、ミッションの喪失に直結することから、宇宙用フライホイールには非常に高い信頼性が要求される。また、ベアリングのような寿命品目を有する事から寿命の保証は重要な検証項目である。以下、宇宙用フライホイールの寿命・信頼性の検証・保証についての考え方を説明する。

なお、本資料では、宇宙用フライホイールの故障モードとして最もクリティカルな、実際にも故障事例の多くを占める、ベアリング及び潤滑システムを原因とする故障モードに対する寿命・信頼性の検証・保証につき限定して説明する。宇宙用フライホイールの寿命を規定する要素としては、ベアリング及び潤滑システム以外にも、電子部品（劣化、偶発故障）、モータ（劣化故障）等が存在するが、これらについてはディレイティング設計等の一般的な信頼性設計、及び、QT, AT による検証試験を通して寿命・信頼性の保証を行うため、本資料では割愛する。

宇宙フライホイール用ベアリングの軌道上運用における劣化要因と故障モードは以下が想定される。製造に起因する要因と故障モードは後述する。故障モードは大きく、転がり疲れ、潤滑不良、リテーナインスタビリティに大別される。潤滑不良とリテーナインスタビリティは片方が発生した後は続いてもう一方も引き起こされやすく、発生した後は互いに劣化を促進させる可能性がある。設計による発生の防止については、3.2 項ベアリング設計の（h）寿命を参照すること。

表 3-9 宇宙フライホイール用ベアリングの軌道上運用における劣化要因と故障モード

劣化要因	故障モード	メカニズム
高速回転	転がり疲れ	玉・内外輪間が相互に高い接触圧力を繰り返し受けるためにベアリング材料が疲労により寿命に到る。転がりベアリングでは、玉・内外輪の表面部分の剥がれ、脱落となって現れる（フレーキング）。
低速及びゼロクロス時の油膜を介さない金属接触、もしくはリテーナインスタビリティ （ゼロクロス：回転方向逆転によりゼロスピードを跨ぐこと）	潤滑不良	金属接触による金属表面の活性化、金属摩耗粉の発生により、潤滑剤が劣化、潤滑機能が果たせなくなると、発熱、摩擦増大、摩耗等によって軸受としての機能も失われ、更に劣化が進んだ場合焼付けに到る。 または、リテーナインスタビリティにより発熱、摩擦増大、摩耗等が生じ、潤滑剤が劣化、上述と同様の過程を経る。
急な加減速、もしくは潤滑不良	リテーナインスタビリティ	リテーナインスタビリティにより発熱、摩擦増大、摩耗等が生じ、潤滑剤が劣化、潤滑機能が果たせなくなると、発熱、摩擦増大、摩耗等によって軸受としての機能も失われ、更に劣化が進んだ場合焼付けに到る。

高速回転を除いて、解析による評価は難しく、試験による評価が必要となる（高速回転についても試験による検証、評価が望ましいことは言うまでもない）。

高速回転ホイールでは、それぞれの劣化要因に対し以下の試験を設定し、検証を実施している。なお、高速回転については設計寿命（10年）より短い、高速回転に起因する寿命、解析（転がり疲れ寿命、EHL（弾性流体潤滑）理論）と検査（PROD試験：200hrランニング後潤滑剤分布確認試験）により保証する立場をとっている。

表 3-10 軌道上運用劣化要因と検証試験（高速回転ホイール）

劣化要因	検証試験	試験条件	評価項目
高速回転	最大回転数運用負荷試験	最大回転数連続3ヶ月	残存油量、油量分布、ランニングトルクトレンド、温度、リテーナインスタビリティの有無
金属接触	ゼロクロス運用負荷試験	ゼロクロス100万回	玉・内外輪表面状態、起動トルクトレンド、温度
急な加減速	最大加減速運用負荷試験	最大加減数56万回	玉・内外輪表面状態、残存油量、油量分布、起動トルクトレンド、ランニングトルクトレンド、温度、リテーナインスタビリティの有無

もちろん、寿命・信頼性は、軌道上運用における劣化要因のみでなく、製造に起因する劣化要因にも留意する必要がある。表 3-11 に製造に起因する劣化要因と検証の考え方を示す。工程 FMEA、工程検証試験を通しての評価、検証が望ましい。

表 3-11 製造に起因する劣化要因と検証方法

故障モード	要因	検証方法		
		設計	設計（開発試験）	検査
転がり疲れ	ベアリング材料不良（組成、材料清浄度）	材料・工程設計	組成、材料清浄度評価	受入検査（材料メーカー検査成績書）
	潤滑剤不良	購買仕様書 保管手順	化学的安定性評価（温度試験ほか）	材料検査 保管記録
	潤滑工程不良（潤滑剤塗布不良、潤滑油量不足、洗浄不足等）	工程設計、工程 FMEA	工程評価試験	PROD 試験（3.2 項（j）工程参照）
	異物混入（圧痕発生）	工程設計、工程 FMEA、コンタミ管理	工程評価試験	LSD 試験（3.2 項（j）工程参照）
	機械環境試験（圧痕発生）	機械環境耐性設計	機械環境耐性評価	・起動トルクほか回転性能トレンド ・機械環境試験時の共振倍率等によ

				るベアリング荷重評価
潤滑不良	潤滑工程不良(潤滑剤塗布不良、潤滑油量不足、洗浄不足等)	工程設計、工程FMEA	工程評価試験	PROD 試験 (3.2 項(j) 工程参照)
	潤滑剤不良	購買仕様書 保管手順	化学的安定性評価 (温度試験ほか)	材料検査 保管記録
	潤滑工程不良(潤滑剤塗布不良、潤滑油量不足、洗浄不足等)	工程設計、工程FMEA	工程評価試験	PROD 試験 (3.2 項(j) 工程参照)
	異物混入	工程設計、工程FMEA、コンタミ管理	工程評価試験	LSD 試験 (3.2 項(j) 工程参照)
リテーナイン スタビリティ	保持器材料不良(寸法、摩擦係数)	購買仕様書	保持器開発試験	<ul style="list-style-type: none"> <li>・受入検査(材料メーカー検査成績書)</li> <li>・PROD 試験 (3.2 項(j) 工程参照)</li> </ul>
	潤滑工程不良(潤滑剤塗布不良、潤滑油量不足、洗浄不足等)	工程設計、工程FMEA	工程評価試験	PROD 試験 (3.2 項(j) 工程参照)
	ベアリング組立精度(ミスアライメント)	図面、工程指示文書	工程評価試験	ミスアライメント検査(回転振れ)
	急な加減速	立ち上げ方法、許容加減速加速度の規定	最大加減速運用評価試験	—

## 4. 宇宙用フライホイール仕様緒元と使用に当たっての注意事項

### 4.1. 仕様緒元の見方

#### (a) トルクスケールファクタ

モータ発生トルクはモータ電流に比例する関係にあり、このときの比例定数をいう。  
トルクスケールファクタは、回転数とモータ電圧により制限される。

#### (b) モータ発生トルク及び最大制御トルク（最大出力トルク）

モータ発生トルクは、モータが発生するトルクで、モータ電流にトルクスケールファクタ（トルク定数）をかけたものとして規定される。また、ホイールから衛星に伝える最大トルク（ホイールが発生できる最大制御トルク）をいう。モータ発生トルクと制御トルク、最大制御トルクの関係は 2.1 項(b) iii)を参照のこと。

#### (c) 最大回転数

ホイールが回転できる最大回転数をいう。回転数を高くすると大きな角運動量を得ることができるが、あまり高くすると、ベアリングの摩耗等により信頼性が低下する。また、モータの消費電力が増大するため、使用条件にあわせた回転数を選定する。使用条件にあわせて選定した回転数範囲を使用回転数ということもある。また、回転数を大きくすると逆起電力が大きくなるので、最大回転数は電源電圧に依存する。最大回転数と電源電圧等の関係は、2.1 項(b) iii)を参照のこと。

#### (d) 角運動量

ホイールが蓄積できる最大角運動量をいう。  
角運動量は、次のように定義される。

(角運動量) = (ロータの慣性モーメント) × (回転角速度)

$$H = I \cdot \omega$$

$H$  ; 角運動量 (Nms)

$I$  ; 慣性モーメント ( $\text{kgm}^2$ )

$\omega$  ; 回転角速度 (rad/s)

#### (e) ロストルク

ベアリング摩擦トルク、モータ部渦電流損、風損からなり以下のように表せる。

$T_{loss}$  ; ロストルク (Nm) = ベアリング摩擦トルク + モータ部渦電流損 + 風損

$$T_{loss} = T_{brg} + T_{motor} + T_{lair}$$

ロストルク値は、最大回転数のロストルクが最大であり、環境（温度、振動）を含めたロストルク値で規定している。

ロストルクは、上記のように最大回転数におけるロストルクとして規定されることが多いが、ホイールの消費電力を規定する重要な性能であるとともに、姿勢制御系に対しては外乱として作用する。従って、各回転数における消費電力が要求される場合や、厳しい制御精度が要求さ

れる場合は、姿勢制御系でロストルクを推定する必要がある。ロストルクの数学モデルについては付録Bに示す。

ロストルクは、図4-1に示すように回転数比例項（動摩擦トルク）と静摩擦項（クーロン摩擦トルク）に分けて表わすことが出来るが、実際のロストルクは複雑なカーブを描く。

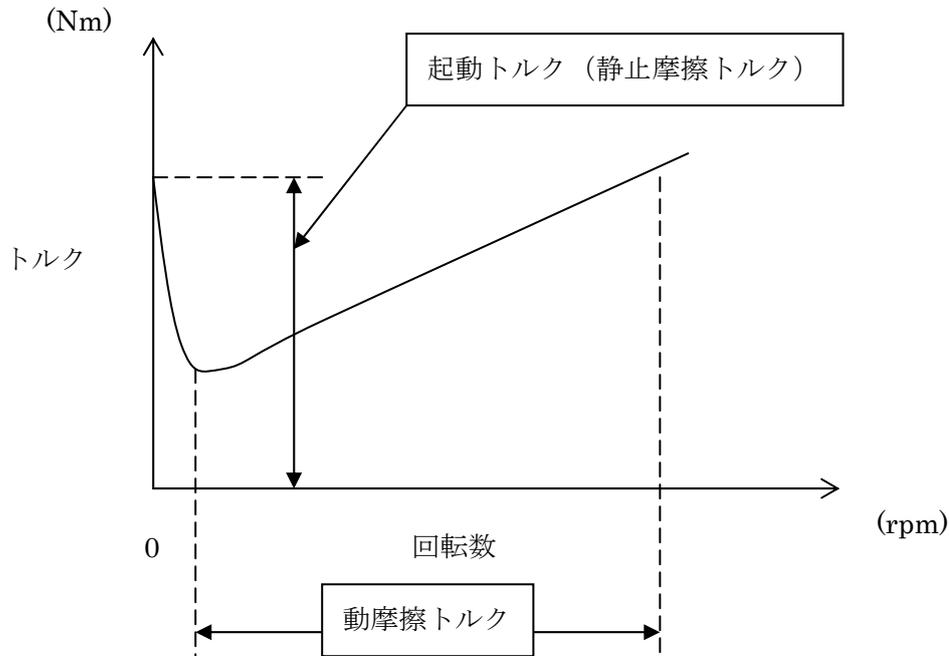


図 4-1 起動トルクと回転数

#### (f) 起動トルク

ホイールの回転数が0になると摩擦トルクが増加する。回転数0から起動する際のトルクを起動トルクという。起動トルクの代わりに、回転数0から起動する際に必要なモータ電流を起動電流として規定することもある。

起動トルクは、ロータを支持するベアリング部が回転を始めるトルクであり、静止摩擦トルクから、動摩擦トルクへ移行するため、一般的に動摩擦トルク（回転時）より大きい値となる。

起動トルクと回転数の関係は前掲の図4-1による。

#### (g) 擾乱特性

姿勢制御用ホイールが発生する擾乱は、発生原因によって以下の5種類に大別できる。

- ロータの不釣合
- ベアリング発生擾乱
- モータ発生擾乱
- 構造共振
- ホイールゼロクロス

通常、ロータの不釣合が発生する擾乱及び主としてモータの発生する回転擾乱であるトルクリップが仕様として規定される。以下、仕様化される擾乱について概説する。ホイールの擾乱は、高精度の観測ミッションでは観測制度に大きな影響を及ぼすので詳細にモデル化され擾乱管理の対象とされる。詳細は付録Aにて説明する。ここでは、ロータの不釣合いとホイールゼロクロスのみを説明する。

### ロータの不釣合

#### ① 静的不釣合 (Static Imbalance)

ロータの回転中心から、不釣合質量半径 ( $r$ ) と不釣合の質量 ( $m$ ) の積で定義される。

(図4-2参照)

$$U_s = m r \quad (4-1)$$

回転数を  $\omega$  とすると、静的不釣合により、回転数の2乗に比例する、回転軸に直交する面内の並進擾乱が発生する。

$$F_d = U_s \omega^2 \quad (4-2)$$

この擾乱はホイールが衛星の質量中心から離れた位置に配置されていると、ホイールには回転擾乱としても作用する。

#### ② 動的不釣合 (Dynamic Imbalance)

回転の中心から、不釣合質量半径 ( $r$ ) と、不釣合質量間軸方向距離 ( $d$ ) 及び不釣合の質量 ( $m$ ) の積で定義される (図4-2参照)。

動的不釣合は回転中心と慣性主軸が一致していないことにより発生する。

$$U_d = m r d \quad (4-3)$$

回転数を  $\omega$  とすると、動的不釣合により、回転数の2乗に比例する、回転軸に直交する軸まわりの回転(トルク)擾乱が発生する。

$$T_d = U_d \omega^2 \quad (4-4)$$

#### ③ ワブル角 (wobble angle)

動的不釣合を主軸に対する回転軸の変位角とみて、その変位角をワブル角として定義する場合もある。

$$\text{尚、ワブル角は } \frac{2\delta m r}{I_z - I} \text{ [rad]} \quad (4-5)$$

で表される

( $I_z$ は回転軸まわりの慣性モーメント、 $I$ は回転軸と直交する軸まわりの慣性モーメント)

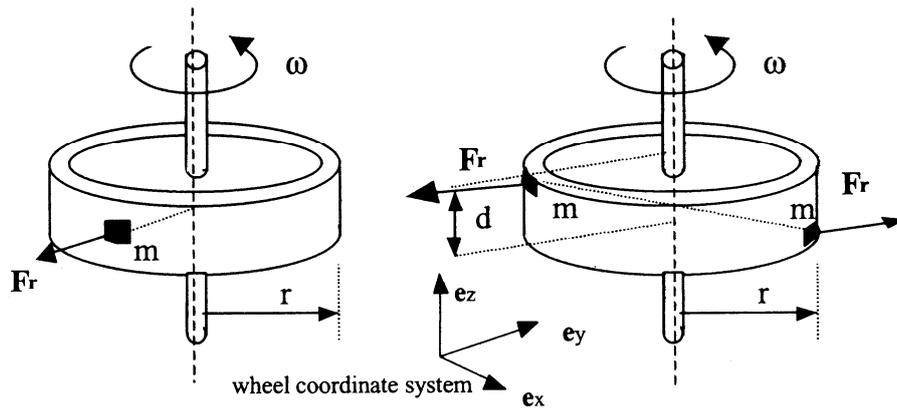
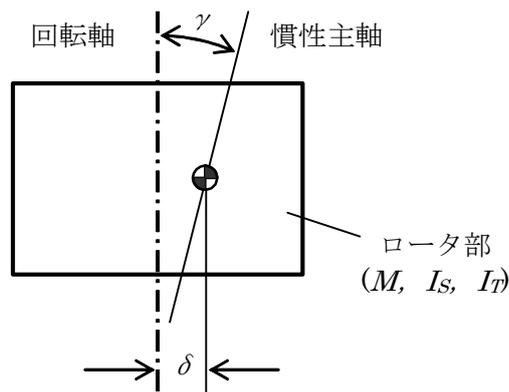
(a) 静不釣合 ( $U_s = mr$ )(b) 動不釣合 ( $U_d = mrd$ )

図 4-2 姿勢制御用ホイールのロータ不釣合量の定義

## ④ 質量中心オフセット及び慣性主軸の回転軸からの傾き

静不釣合  $U_s$  と動釣合  $U_d$  については、次式の形で表現することもできる。

図 4-3 ホイールロータ部の質量中心オフセット ( $\delta$ ) と慣性主軸傾角 ( $\gamma$ ) の定義

$$\left. \begin{aligned} U_s &= M \cdot \delta \\ U_d &= (I_s - I_T) \cdot \gamma \end{aligned} \right\} \quad (4-6)$$

ここに、

$M$ : ホイールロータ部質量 (kg)

$\delta$ : ホイールロータ部の質量中心オフセット (m)

$\gamma$ : ホイールロータ部慣性主軸の回転軸からの傾き (rad)

$I_s$ : ホイールロータ部の回転軸回り慣性モーメント ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )

$I_T$ : ホイールロータ部の回転直交軸回り慣性モーメント ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )

また、ホイールロータの回転軸を  $Z_R$  軸、 $Z_R$  軸に直交するロータに固定した2軸を  $X_R$ 、 $Y_R$  とするとき、 $U_d$  は  $X_R$ - $Z_R$  面内および  $Y_R$ - $Z_R$  面内のホイールロータ部慣性乗積  $I_{XZ}$ 、 $I_{YZ}$  と以下の関係がある。

$$U_d = \sqrt{I_{XZ}^2 + I_{YZ}^2} \quad (4-7)$$

ホイールゼロクロス

姿勢制御用ホイールを正逆反転させて使用する場合、回転数0を通過する時に静摩擦領域から、動摩擦領域へ移行する過程において摩擦が変化するために発生する擾乱である。

動摩擦をRolling Friction、静摩擦をBreakaway Torque、ゼロクロス時に発生する不連続な摩擦トルクをスティクション (Stiction) と呼んでいることもある。

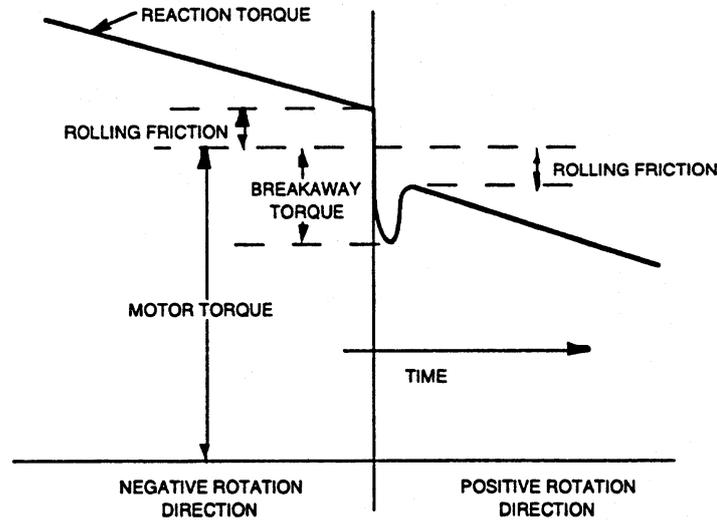


図 4-4 ホイールゼロクロス時の擾乱トルク

図4-4は、当初ホイールが逆転している状態で、定電流を加えてホイール加速した場合に、ホイールが発生するリアクショントルク（ホイールから衛星本体に与えられるトルクに等しい）の変動の様子を示したものである。縦軸はホイールの発生トルク、横軸はホイール回転数 $\omega$ を示す。

図4-5にホイールゼロクロス時に発生する擾乱トルクの時間波形例を示す。

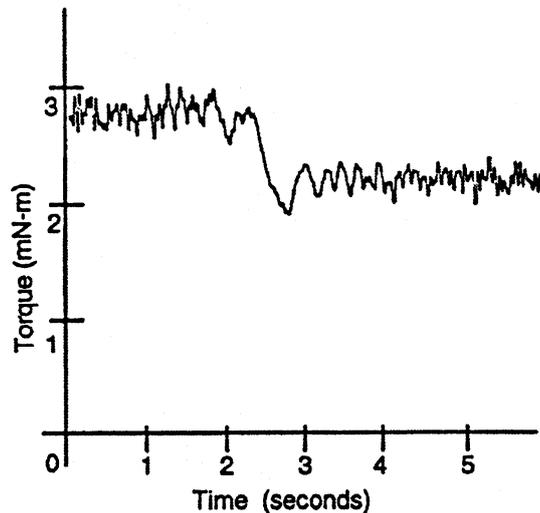


図 4-5 ホイールゼロクロス時の擾乱トルク時間波形例

(h) ランアップ時間

回転数 0 から所定のモータ出力トルクにて加速し決められた回転数に達するまでの時間をいう。

もしくは、角運動量 0 の状態から設定角運動量まで所定のモータ出力トルクにて加速した場合の到達時間をいう。

通常は、最大角運動量まで最大制御トルクにて加速した場合の到達時間で規定することが多い。

(i) コーストダウン時間

モータ電流を 0 としたとき、決められた回転数から減速して回転数 0 に達するまでの時間をいう。

もしくは、最大角運動量がロストルクにより減少していき角運動量がゼロになるまでの時間をいう。回転数 0 あるいは角運動量 0 の判定は難しく、測定誤差が大きくなることを避けて、ある低い回転数もしくは角運動量までの時間で定義することが多い。

ロストルクが、回転数により変化するため、最大ロストルクとコーストダウン時間は、同一傾向にあるといえるが、比例はしない。

通常、モータ回路の漏れ電流等の影響を少なくするために、モータラインをオープンにして測定する。

(j) タコパルス信号

ロータの回転数を外部に出力するための信号で、通常ホイール 1 回転当たり出力されるパルスが定まっている。

タコパルスは、ステータ側にロータの位置検出器を設置し、ロータの位置を検出して出力する方式が一般的である。

速度制御方式で一定時間のパルス計測により、回転数を検出する場合は、1 回転のタコパルス数は、多い方が回転数検出誤差は少ない。

タコパルス検出の主要な方式は、

- ・ ホールセンサ
- ・ フォトセンサ
- ・ Magnetic Pickup
- ・ Eddy current probe

があり、近年はホールセンサを採用しているホイールが多い。

(k) ホイール駆動回路 (WDE) の出力電流

電流スケールファクタと最大電流を規定している。

- ・ 電流スケールファクタ

制御トルク信号に対するホイール駆動回路からホイールモータへの供給電流の係数。

$$(電流スケールファクタ ; A/V) = (駆動回路からのモータ供給電流 ; A) / (駆動回路への制御トルク信号 ; V)$$

$$I_{sf} = I_m / T_c \quad (4-8)$$

ここで、 $I_{sf}$  ; 電流スケールファクタ (A/V)

$I_m$  ; モータ電流 (A)

$T_c$  ; 制御トルク信号 (V)

・最大モータ供給電流

ホイール駆動回路が、ホイールモータに対し出力できる最大電流をいう。  
最大制御トルクを規定することに相当する。

$$T(out) = Kt \cdot Im - T(Loss) \quad (4-9)$$

(最大制御トルク ; Nm) = (モータトルクスケールファクタ ; Nm/A)  
× (ホイール駆動回路出力電流 ; A) — (最大ロストルク ; Nm)

(1) ホイール駆動回路(WDE)の応答 (応答時間)

ホイールは、トルクコマンドを受け、そのコマンドに対応したモータ電流を流し、モータのトルクを発生させる。制御方式はフィードバック制御を用いており、モータに流れる電流を検出し、トルクコマンドと比較することでモータ電流を制御する方式である。

典型的な制御ブロック図を図 4-6(1/2) (2/2)に示す。実際のモータ電流制御では、平滑回路、位相補償回路が制御ループに挿入されている。電流制御回路(直流チョップPAM、PWM制御)からの出力電圧にはスイッチングに伴う高調波の成分が含まれ、トルクリップル、ベアリング電流の原因となることは前述した。この高調波成分を取り除くため、平滑回路(フィルタ)がモータ入力段に挿入される。一方、この平滑化により電流制御ループは、高周波領域でゲインの低下、位相遅れが生じ(電流制御回路の飽和、モータ電気/機械動特性も影響している)、不安定化する。補償回路により位相進ませ、系の安定化が図られる。

従って、ホイール駆動回路(WDE)の応答は正確には制御系としての伝達特性で定義する必要があるが、電流制御回路の応答は姿勢制御系の帯域に比べ十分広くとっているため、通常は、複雑な伝達関数を定義する代わりに応答時間で定義される。

応答時間は、ホイール駆動回路にトルクコマンドが入力されてから、所定のモータ電流が流れるまでの時間をいう(たとえば、規定電流の90%になるまでの時間)。また、加速から減速、減速から加速に切り替わる際に、応答特性が変化することがあるので注意を要する。

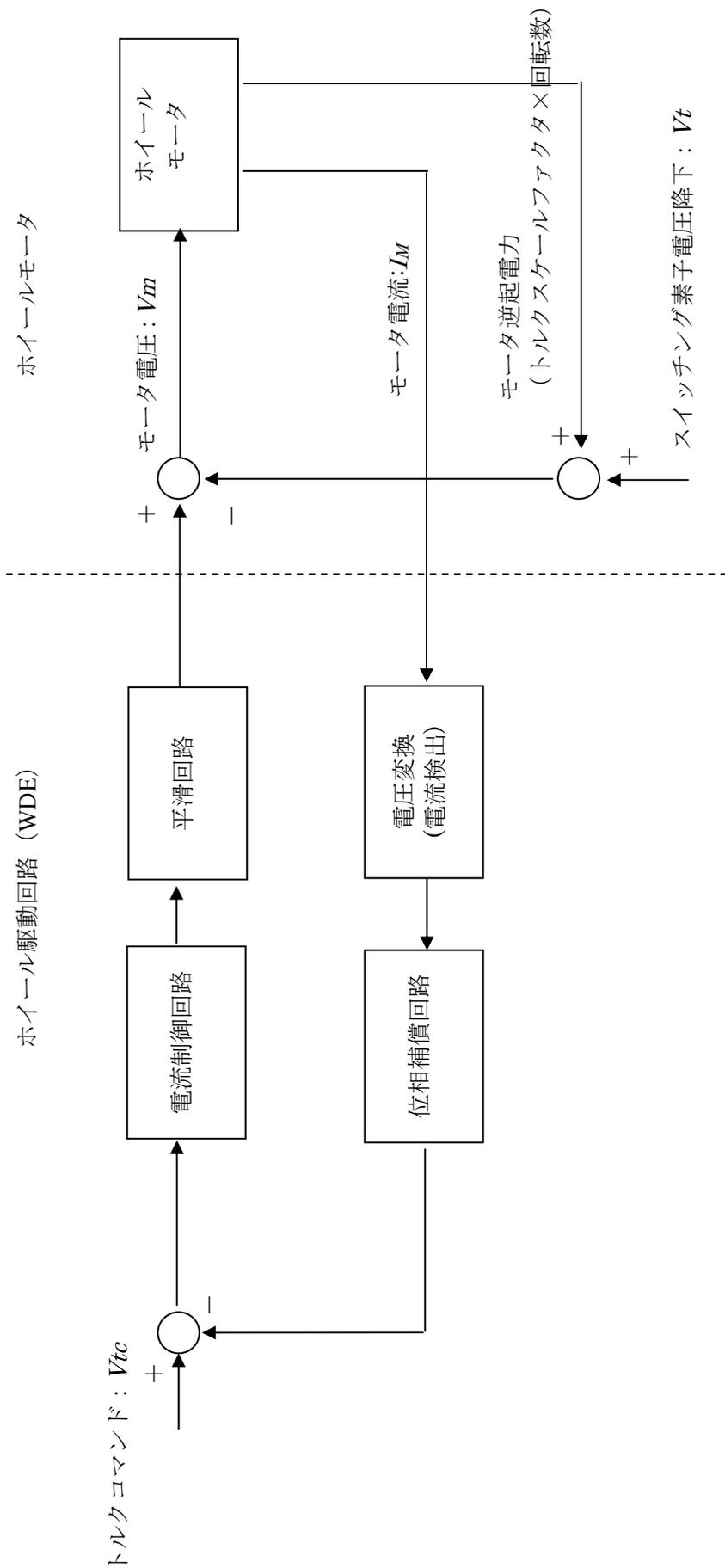
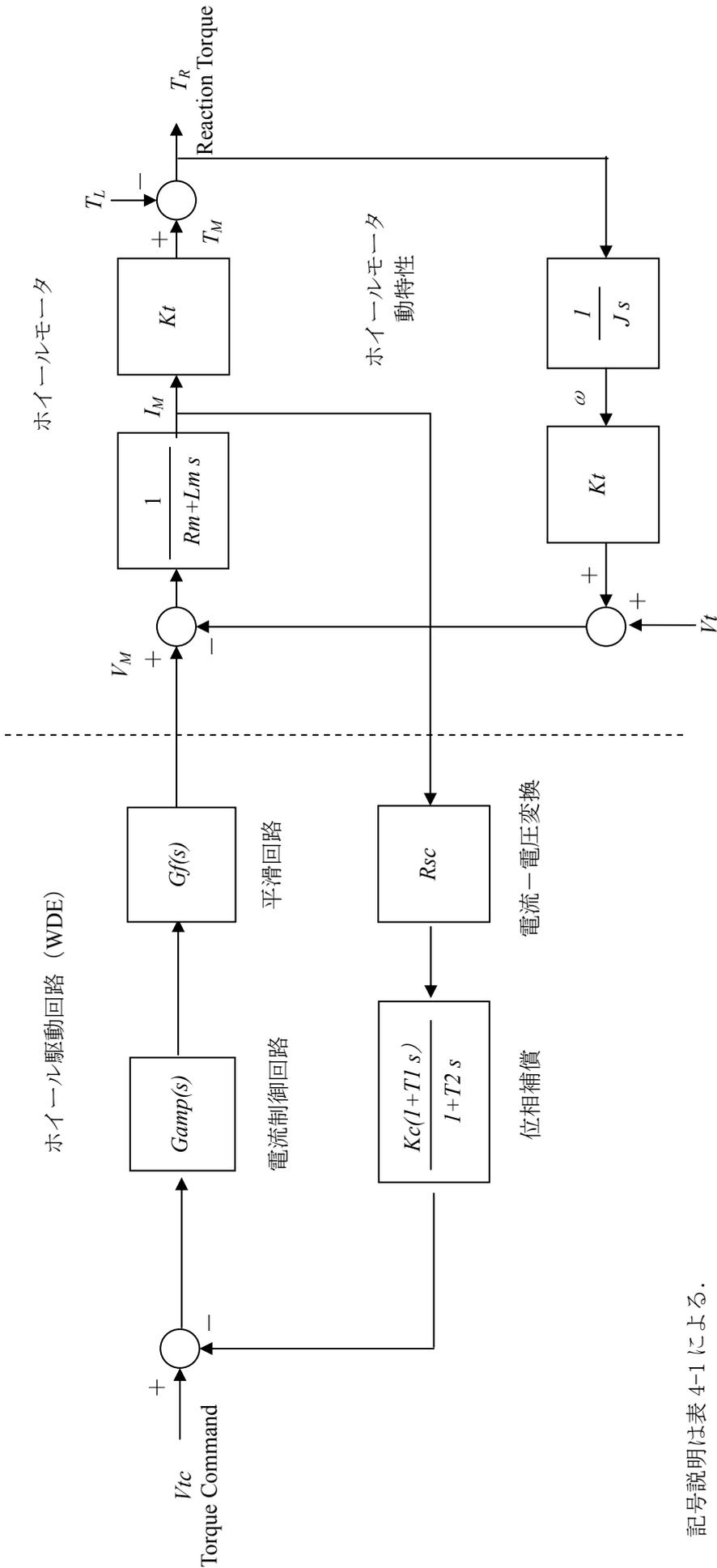


図 4-6(1/2) モータ電流制御回路 (機能ブロック図)



記号説明は表 4-1 による.

図 4-6 (2/2) モータ電流制御回路 (伝達関数ブロック図)

表 4-1 制御系パラメータ

記号	パラメータ	単位
$V_{tc}$	トルクコマンド (指令電圧)	V
$G_{amp}(s)$	電流制御回路伝達関数	V/V
$G_f(s)$	平滑回路伝達関数	V/V
$R_m$	ホイールモータ巻線抵抗	$\Omega$
$L_m$	ホイールモータ巻線インダクタンス	H
$R_{sc}$	電流電圧変換係数	V/A
$K_c$	補償回路ゲイン	V/V
$T_1$	補償回路時定数 1	sec
$T_2$	補償回路時定数 2	sec
$K_t$	ホイールモータトルクスケールファクタ	Nm/A
$T_M$	ホイールモータ発生トルク	Nm
$T_L$	ロストルク	Nm
$T_R$	リアクショントルク	Nm
$J$	ロータ慣性モーメント	Nm s <sup>2</sup>
$\omega$	ホイールモータ回転数	rad/sec
$V_t$	スイッチングトランジスタ電圧降下	V

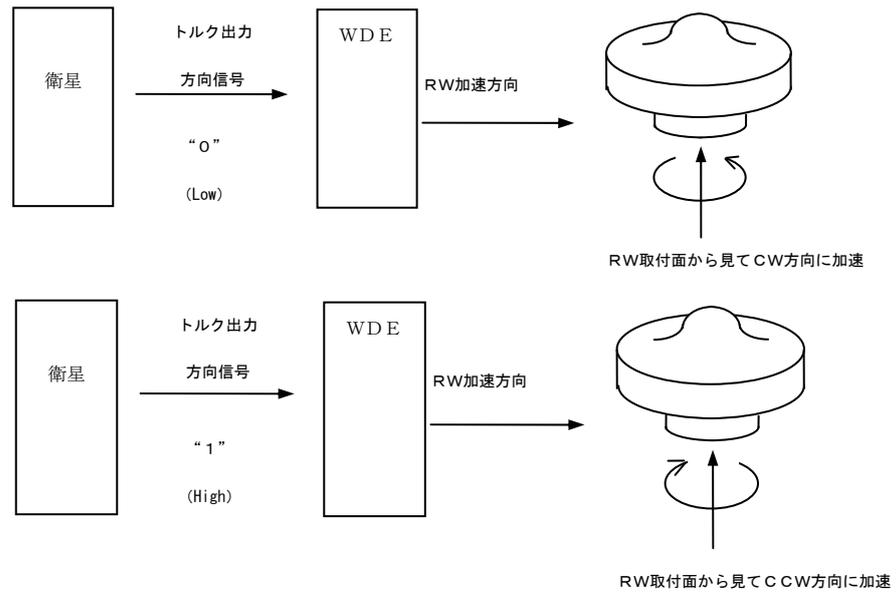
(m) フェージング

フェージングには、下記の極性の規定がある。

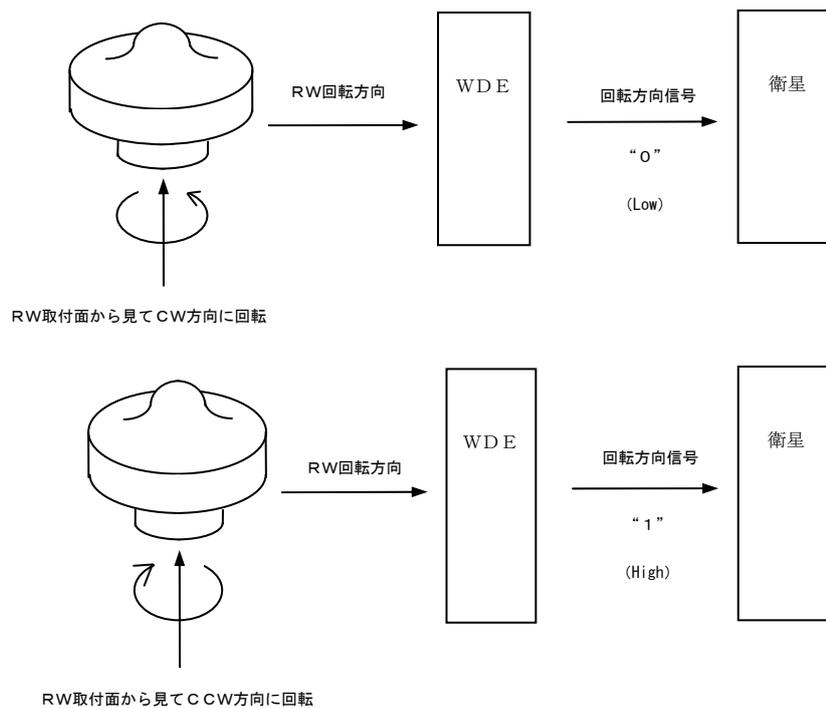
- ・トルク出力方向信号；衛星から受けるトルク方向コマンドに対して、ホイールが衛星側に出  
力するトルク方向を規定している。
- ・回転方向信号；ホイール内部のロータが回転する方向を回転方向信号として衛星に出力する  
極性を規定している。

双方とも、回転方向の定義をホイール取り付け面側から見た方向で定義している。

(i) トルク出力方向信号



(ii) 回転方向信号



## (n) アライメント

角運動量ベクトルとホイール取付面の直交度を規定する。

## (o) 消費電力

消費電力は、最大消費電力、定常消費電力、通常運用電力、スタンバイ時の電力等を規定している。

・ホイールの消費電力の計算式は、下記のように表される。

$$\begin{aligned}
 Prw &= (Kt \cdot \omega + Rm \cdot Im + Vt) \cdot Im + V_E \cdot I_E \\
 &= Kt \cdot \omega \cdot Im + Rm \cdot Im^2 + Vt \cdot Im + V_E \cdot I_E
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} Prw &= (Kt \cdot \omega + Rm \cdot Im + Vt) \cdot Im + V_E \cdot I_E \\ &= Kt \cdot \omega \cdot Im + Rm \cdot Im^2 + Vt \cdot Im + V_E \cdot I_E \end{aligned}} \right\} \quad (4-10)$$

$$Im = (Tr + Tloss) / Kt$$

ここで、

コイル抵抗値	: $Rm$	[ $\Omega$ ]
リアクショントルク	: $Tr$	[Nm]
ロストルク	: $Tloss = T_{Brg}$ (ベアリング摩擦トルク)	
	+ $T_{stator}$ (ステータロストルク)	
	+ $T_{air}$ (風損 $\approx 0$ )	[Nm]
トルクスケールファクタ	: $Kt$	[Nm/A]
スイッチング素子電圧降下	: $Vt$	[V]
回路電源系	$\left\{ \begin{array}{l} : V_E \text{ [V]} \\ : I_E \text{ [A]} \end{array} \right.$	

・ホイール駆動回路 (WDE) の消費電力は、ホイール駆動回路電子部品の消費電力とホイールを回転させるためのモータ電流供給による消費電力の総和となる。

消費電力は、ホイールの回転数が高く、出力トルクが大きい場合に大きくなる。

加減速時の消費電力の典型的パターンを図 4-7 に示す。

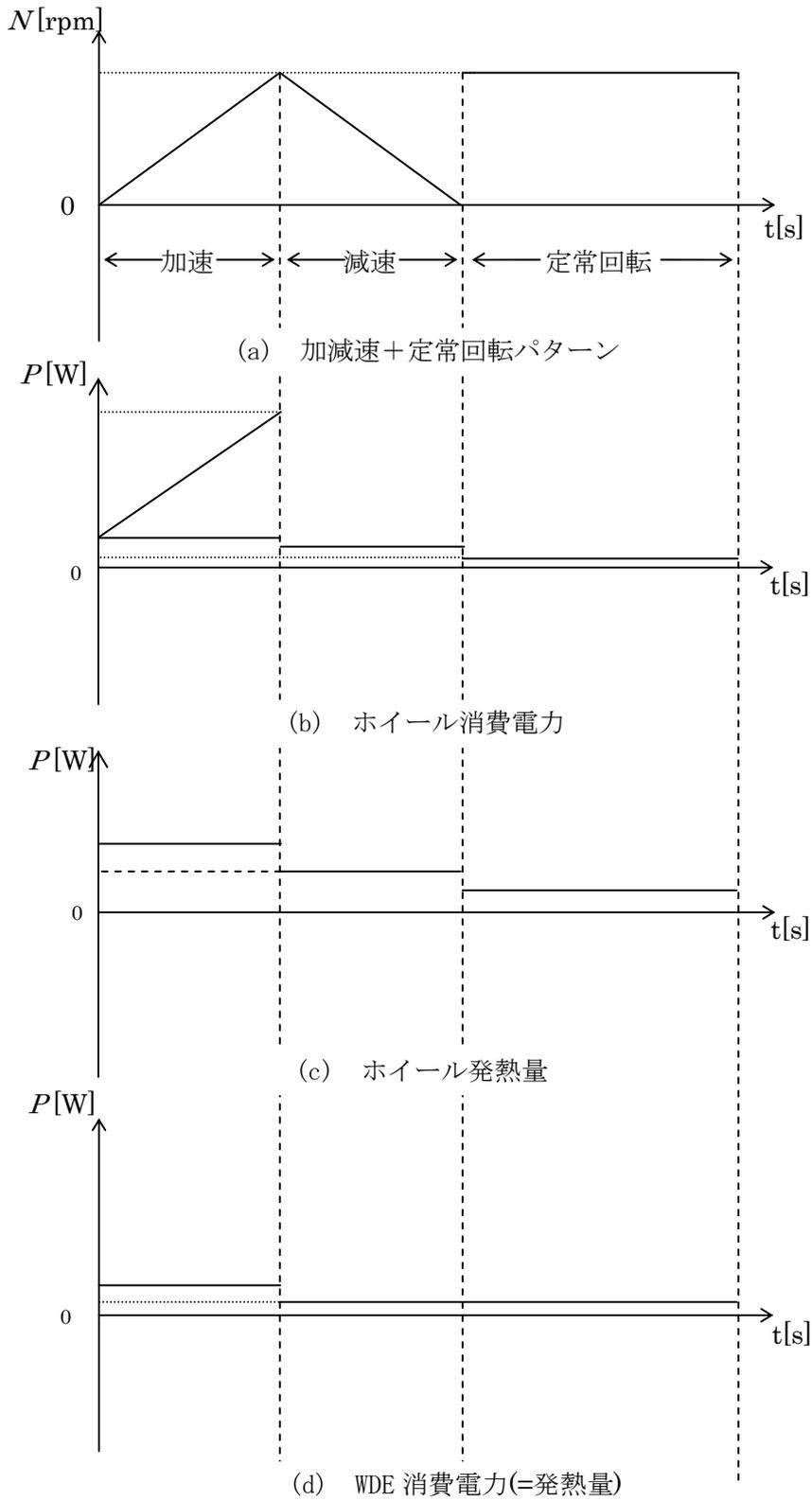


図 4-7 加減速と消費電力・発熱量

(p) 寿命

ホイールの寿命は、構成品であるボールベアリングの寿命にはほぼ支配される。ボールベアリングの寿命は、3.2項「ベアリング設計」(g) 寿命の項を参照のこと。

## 4.2. 使用に当たっての調整事項／注意事項

### 4.2.1. 調整事項

ボール軸受ホイールを使用する場合の調整事項は以下の通りである。

(a) 擾乱特性

ホイールからの発生擾乱が問題となるミッションにおいては、ホイールが発生する擾乱等について把握し、必要に応じて防振台等の対策を施すこと。

また、ホイールの発生擾乱周波数を把握し、共振を起こさない回転数領域でホイールを使用することで回転数制限を設けて運用することも対策として有効である。

(b) 機械的環境条件

ホイールの共振周波数における環境条件に注意すること。

ベアリングに対する過度のストレスは、寿命及び信頼性に影響を及ぼす。

(c) 温度環境条件

軸受の使用温度範囲の制約があるので注意すること。

軸受の使用温度範囲は、軸受に使用しているオイルの粘性特性に依存する。

軸受オイルは、鉱物油より、合成油の方が一般的に使用温度範囲が広い。

(d) 信頼度

他のアクチュエータとの機能冗長も考慮の上、各プログラム毎に冗長構成を決めること。

(e) 寿命

ホイールの運用パターンを考慮の上、寿命要求について調整すること。

運用パターンには、回転数、ゼロクロス回数、急加減速の程度を考慮すること。

必要に応じ個別に寿命評価を行うこと。

### 4.2.2. 注意事項

(a) 極性

トルク出力信号、回転方向に十分注意すること。

(b) 座標系

衛星座標系とコンポーネント座標系の関係を明確にすること。

(c) ゼロクロス

ホイールの回転数が0になると摩擦トルクが増加するとともに、発生するタコパルス数が減少す

るため、回転数の計測精度が落ちる。

また、ゼロクロス回数が多い場合寿命への影響も考慮しなくてはならない。

そのため、ホイールの回転数にバイアスを加えてゼロクロスを避けて運用する場合もある。

(d)極性切換え時の応答（加速／減速切換え時の応答）

極性切換え時の応答（加減速切換え時の応答）において、数十 msec 遅れることがあるので、制御系に影響が発生する場合は、詳細について調整のこと。

## 5. 高速回転ホイール仕様緒元と事例

高速回転ホイールの仕様諸元、外観写真を表 5-1、図 5-1 に示す。また、高速回転ホイールの主要設計項目の概要を表 5-2 に示す。

表 5-3 に国内外のボールベアリングホイール、磁気ベアリングホイールの仕様諸元例を示す。

ホイールメーカーは各社とも搭載衛星のミッションに応じ、それらに対応した角運動量、発生トルクを有する種々のホイールを製作している。そのためにロータの慣性モーメントや回転数、さらに回転数の時間的変化の割合を変えることによって対処している。

表 5-1 (1/2) 高速回転ホイール 仕様諸元

製造業者	高速回転ホイール (株)三菱プレジジョン
最大蓄積角運動量[Nms]	10-30(Type M) 30-80(Type L)
最大回転数[rpm]	6000
最大制御トルク[Nm]	≥0.1
ロストルク[Nm]	≤0.03
起動トルク[Nm]	≤0.014
ランアップ時間[min.]@30Nms	≤5.5
コーストダウン時間[min.]@30Nms	≤14.8
消費電力[W]	Peak: 135@6000rpm,0.1Nm Steady: <33
電源電圧[V]	30~52Unregulated
トルクスケールファクタ(トルク定数)	0.070Nm/A(ノミナル)
質量[kg]	≤10.1(Type M 30Nms) ≤11.0(Type L 40Nms)
寸法[mm]	≤Φ284×155(Type M) ≤Φ370×155(Type L)
機械環境(ランダム振動)	18.7Grms(Axial)
擾乱	<Imbalance> Static: 0.1g·cm以下 Dynamic: 2g·cm <sup>2</sup> 以下 <Force> ≤2×10 <sup>-2</sup> N@0.1~10Hz ≤2×10 <sup>-4</sup> ×f <sup>2</sup> N@10~100Hz ≤2N@100~200Hz <Torque> ≤4×10 <sup>-3</sup> Nm@0.1~10Hz ≤4×10 <sup>-5</sup> ×f <sup>2</sup> Nm@10~100Hz ≤4×10 <sup>-1</sup> Nm@100~200Hz
アライメント(取付け面に対して)	≤5arcmin.
使用温度範囲[°C]	Operation: -5~+60 Non-operation: -30~+70
寿命[yrns]	Ground: >5 Orbit: >10



(a)タイプ M



(b)タイプ L

図 5-1 高速回転ホイール 外観

表 5-2 高速回転ホイール 主要部設計

<b>構造</b>		
	構造方式 最低固有振動数 材質 RW/WDE	軸受内輪回転方式/シャフト両端支持構造 173.6Hz (ロータラジアル周り一次) 構造部材: アルミ合金、ステンレス、Ti合金 一体型
<b>ロータ</b>		
	形状 材質	傘型形状 ステンレス
<b>モータ</b>		
	モータ方式 駆動方式 コイル相数 磁極数 ポジションセンサ 電流センサ	ブラシレスDCモータ ユニポーラ・単相インバータ、ソフトスイッチング採用 3相 16極 ホール素子 (ホールIC・セラミックパッケージ) 検出抵抗
<b>ベアリング</b>		
	形式 材質 寸法 玉数 精度 潤滑剤	組合せアンギュラ玉軸受 (正面組合せ) 内外輪: SUS 440C系ステンレス 玉: 同上 (表面窒化処理) 保持器: コットンベースフェノリック樹脂 外径: $\Phi 32\text{mm}$ 10個 ABEC 9 炭化系合成油 (MAC)
<b>潤滑システム</b>		
	構成	オイルリザーバ (グリース)、バリアフィルム、ラビリンスシール
<b>振動減衰機構</b>		
	方式	粘性減衰方式
<b>電源</b>		
	方式	DC/DCコンバータ

表 5-3(1/2) ホイールアセンブリ諸元例 (ボールベアリングホイール)

メーカー 型番	TELDIX (独) DR4	TELDIX (独) DR50	TELDIX (独) RSI 68	HONEYWELL (米) HR14	HONEYWELL (米) HR02	HONEYWELL (米) HM45	IITHACO (米) TW-4A12	IITHACO (米) TW-50E300	L-3 com. RWA-15	三菱アレジ (RWA-20)	三菱アレジ (RWA-50)
主要パラメータ	モータ	モータ	モータ	リアクション	モータ	モータ	リアクション	リアクション	リアクション	リアクション/モータ	リアクション/モータ
(a)方式	モータ	モータ	モータ	リアクション	モータ	モータ	リアクション	リアクション	リアクション	リアクション/モータ	リアクション/モータ
(b)回転数 (rpm)	4600	4600	6000	6000	3500	4500	5100	3850	2200	6000	6000
(c)角運動量 (Nms)	3.6	50	68	20-75	3.1	61	4	50	20	10~30	20~50
(d)制御トルク (Nm)	0.07	0.07	0.075	0.2	0.07	0.135	0.012	0.3	0.68	0.2	0.2
(e)ロストルク (Nm)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.030	0.030
(f)起動トルク (起動電流)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	起動電流 200mA以下	起動電流 200mA以下
(g)擾乱特性	-	-	-	-	-	-	静的不釣り合い 0.5gcm 動的不釣り合い 10gcm <sup>2</sup>	静的不釣り合い 1.8gcm 動的不釣り合い 60gcm <sup>2</sup>	トリリアブル 0.004Nm	静的不釣り合い 0.1gcm 動的不釣り合い 2.0gcm <sup>2</sup>	静的不釣り合い 0.1gcm 動的不釣り合い 2.0gcm <sup>2</sup>
(h)トランスミタクタ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	~0.06Nm/A	~0.06Nm/A
(i)ランアップ時間	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6分	6分
(j)コストダウン時間	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30分以上	30分以上
(k)タコパルス信号	-	-	-	-	-	-	54pulse/rev	72pulse/rev	-	48pulse/rev	48pulse/rev
(l)ホイール駆動出力電流 応答時間	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0~4A	0~4A
(m)アライメント	-	-	-	-	-	-	-	-	-	20ms以下	20ms以下
(n)消費電力 (W)	53 (ホイール アセンブリ)	53 (ホイール アセンブリ)	20(定常) 90(最大トルク)	15-22(定常) 105、 170(@0.2 Nm)	-	35 (ホイール アセンブリ)	25	280 (ホイール アセンブリ)	230	30(定常)以下 30(定常)以下	5min以下 30(定常)以下
(o)寸法 (mm)	φ224×85 (ホイール)	φ347×119 (ホイール) 205×133× 118(駆動回路)	φ347× 119	φ360	φ215.9× 96.5	φ407× 215.9	φ205×64 (ホイール)	φ393×166 (ホイール) 210×180×90 (駆動回路)	φ369×153	φ280×150 (ホイール) (含駆動回路)	φ355×150 (ホイール) (含駆動回路)
(p)質量 (kg)	3.3	7.6(ホイール) 1.9(駆動回路)	8.5	7-10.6	3.2	11.9	2.55(ホイール)	10.6(ホイール) 3.3(駆動回路)	14.9	8.0@20Nm (ホイール+駆動回路)	11.0@50Nm (ホイール+駆動回路)
(r)耐環境性	ETS-V	DFS	図 5-4 参照	図 5-1 参照	12.9Grms	7.9Grms	-	-	-	18Grms	18Grms
(s)搭載実績	TELECOM II EUTELSAT II	TELECOM II EUTELSAT II	図 2-9(a) 参照	図 5-2 参照	-	-	図 5-3 参照	図 2-9(b) 参照	IKONOS QBIRD SWIFT 等	図 5-6	-
備考	図 5-5 参照	図 2-9(a) 参照	図 5-4 参照	図 5-2 参照	-	-	図 5-3 参照	図 2-9(b) 参照	-	図 5-6	-

本表はあくまでも参考情報であり、各製品によって仕様規定条件が異なるので注意が必要である。

表 5-3(2/2) ホイールアセンブリ諸元例 (磁気ベアリングホイール)

メーカー 型番 主要パラメータ	ALCATEL (仏) (磁気ベアリングホイール)	TELDIX (独) (磁気ベアリングホイール)	NAL・三菱電機 (磁気ベアリングホイール)	ISAS・三菱電機・三 菱アビシオン (磁気ベアリングホイール)
(a) 方式	リアクション 1 軸制御型	リアクション 5 軸制御型	リアクション 2 軸制御型	リアクション 5 軸制御型
(b) 回転数 (rpm)	—	7000rpm	1000rpm	8000rpm
(c) 角運動量 (Nms)	20~100	87Nms	3.5Nms@1000rpm	30Nms
(d) 制御トルク (Nm)	0.07~2	0.15Nm シフトトルク 0.6Nm	—	0.05Nm
(e) ロストルク (Nm)	—	—	—	—
(f) 起動トルク (起動 電流)	—	—	—	—
(g) 擾乱特性	静的不釣り合い 1 $\mu$ m 動的不釣り合い 50 $\mu$ rad	<0.02N	—	<0.1N@8000rpm
(h) トルクオフアラート	—	—	—	—
(i) ランアップ時間	—	—	—	—
(j) コーストダウン 時間	—	—	—	—
(k) タコパルス信号	48pulse/rev	—	—	—
(l) ホイール駆動出 力電流	—	—	—	—
(m) ホイール駆動回 路の 応答時間	—	—	—	—
(n) アライメント	—	—	—	—
(o) 消費電力 (W)	45 (定常)	16 (定常) 160@0.15Nm	7 (定常) @1000rpm	25 (定常)
(p) 寸法 (mm)	—	$\Phi$ 358×141mm	$\Phi$ 270×127mm(本体) 200×252×151 (制御 回路)	$\Phi$ 350×141mm
(q) 質量 (kg)	—	14.4kg	7.23kg (本体) 5.10kg (制御回路)	9kg
(r) 耐環境性	13Grms	13Grms	—	—
(s) 搭載実績	ERS、SPOT 等	なし	H-1 ロケット 相乗り実証試験	なし
備考	図 2-12 参照	図 5-7 参照	図 2-13 参照	図 2-14、 図 5-8 参照



図 5-4 RSI-68 外観図及び内部構造



図 5-5 DR4 外観図及び内部構造

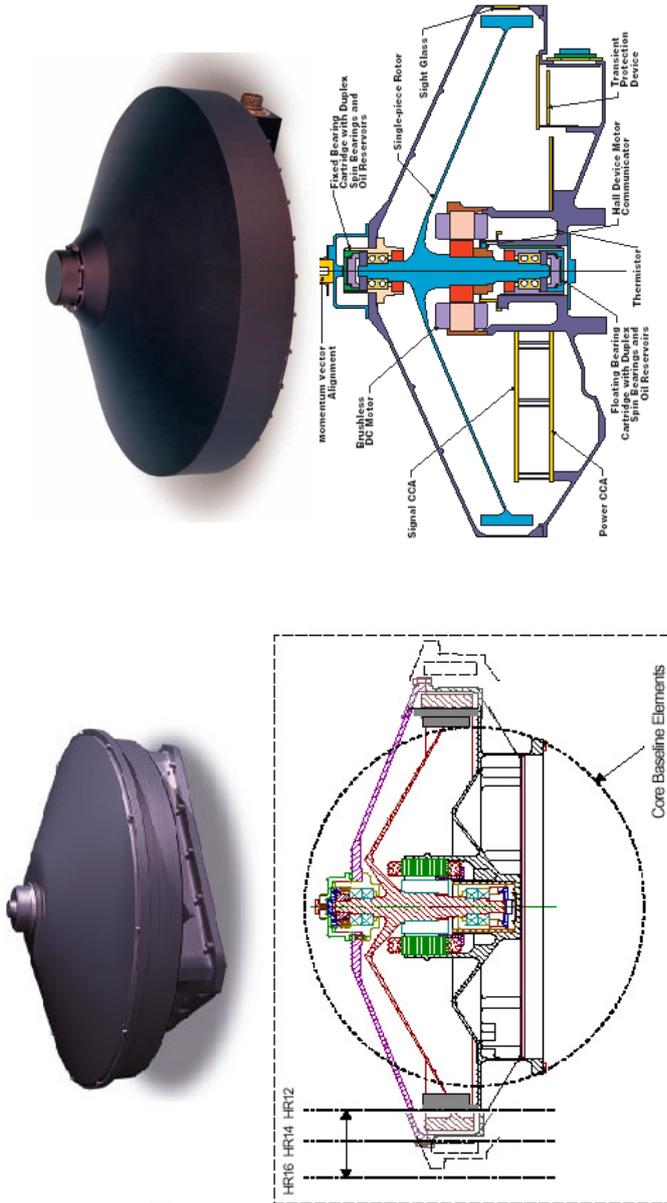


図 5-2 HM45 外観図及び内部構造

図 5-1 HR14 外観図及び内部構造

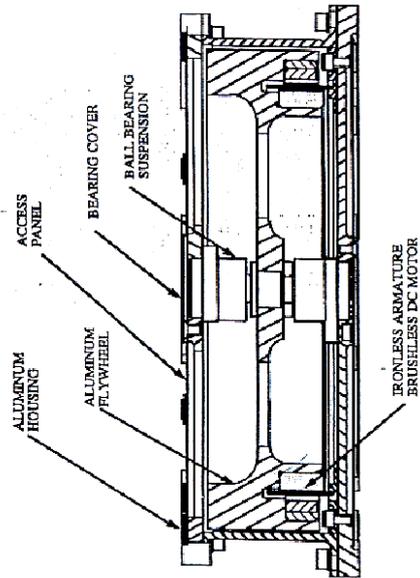


図 5-3 Type-A 外観図及び内部構造



図 5-7 MWX (TELDIX) 外観図



図 5-6 三菱ブレイジョン RWA-20



図 5-8 地上試験モデル (ISAS/MELCO/MPC) 外観図

## [参考文献]

全般 JAXA 技術要求・ガイドライン文書 JERG-2-014 「人工衛星姿勢制御系コンポーネント解説書」

[1]磁気軸受とその応用、 中島、磁気応用技術シンポジウム、1993

[2]Development of Magnetic Bearing Momentum Wheel for Ultra-precision Spacecraft Attitude Control、  
Y.Horiuchi、 N.Sato and T.Hashimoto、 Seventh International Symp. On Magnetic Bearings、 August  
23-25、 2000、 ETH Zurich.

[3]衛星姿勢制御用リアクションホイールの内部擾乱解析、谷脇、狼、応用数学会、2002

[4]転がり軸受マニュアル、綿林 英一、日本規格協会、1999

[5]転がり軸受の寿命と信頼性、高田・相原、日刊工業新聞社、2005

[6]トライボロジーハンドブック、(社) 日本トライボロジー学会編、養賢堂

[7] ブラシレスDCモータの使い方、荻野弘司、オーム社

## 付録 A

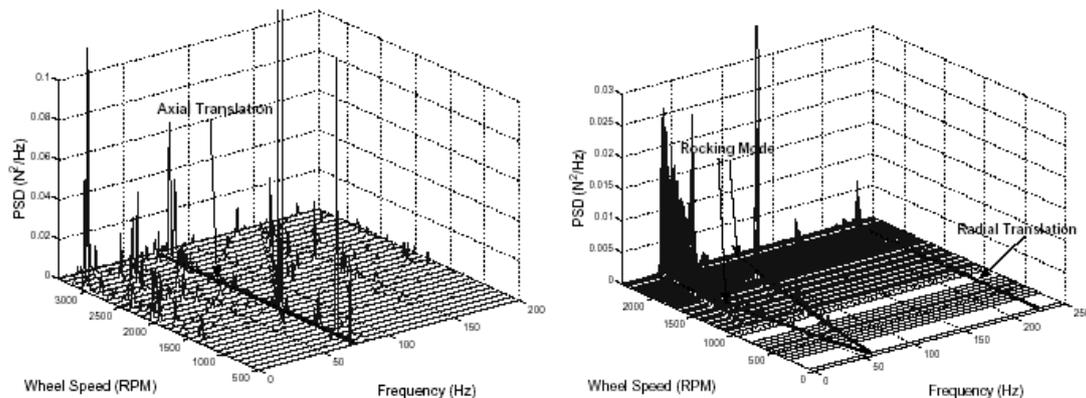
### ホイール擾乱モデルと擾乱

ホイール発生する擾乱内以下のものについてモデル化する。

- ロータの不釣り合
- ベアリング発生擾乱
- モータ発生擾乱
- 構造共振
- ホイールゼロクロス

不釣り合い等により発生する擾乱は構造と共振し、共振周波数の変化を引き起こす。本項では不釣り合い及びその他の擾乱と構造共振を考慮したモデルを示す。

構造共振がある場合の擾乱特性は、ホイールの回転数ごとの FFT 解析結果を Waterfall 形式で表示することが多い。図 A-1 にホイール擾乱の waterfall の示す [A-1]。



軸方向の並進 (Ithaco Type-B)

半径方向の回転 (Ithaco Type-E)

図 A-1 ホイール擾乱の Waterfall プロット [A-3]

#### (a) 静的、動的不釣り合い

ロータバランスによる擾乱周波数は、

- ・ダイミナックバランス → トルク擾乱周波数 = (回転周波数) × 1 倍
- ・スタティックバランス → 並進擾乱周波数 = (回転周波数) × 1 倍

の周波数に現れる。

静不釣り合いと動不釣り合いは、図4-2に示すように、1個の不釣り合い質量または1組の点対称位置に存在する不釣り合い質量によりモデル化できる。

ただし、これらの不釣り合い量は実際にその位置に不釣り合い質量  $m$  が存在するのではなく、次の量が物理的に意味を持つ。

$$Us = m r$$

$$Ud = m r d$$

構造共振がない場合の静的、動的不釣り合いの発生する擾乱は、回転数の 2 乗に比例する。

#### (b) ベアリング発生擾乱

ベアリングが発生する擾乱は、次の2種類に分類することができる。

- ベアリングノイズ
- トルクノイズ

ベアリングノイズはベアリングの不規則性により発生する擾乱で、次の4構成品の不規則性により生じる。そして、それぞれ固有の擾乱周波数をもつ<sup>[A-1]</sup>。

一方、トルクノイズは、ベアリング部の潤滑油のダイナミクスに関係し、回転に伴って油膜の非一様性が現れ、その状態が時間とともに変化することによって生じる。

オイルジョグと称され、ベアリングオイルによるトルク変動であり、回転には同期しない。

ベアリング発生擾乱は、前述のようにベアリングノイズとトルクノイズに大別できる。このうち、ベアリングノイズは、ベアリング構成品の不規則性によるものである。

- ・ 保持器 (リテーナ (Retainer) またはケージ (Cage) と呼ぶ)
- ・ ボール (Ball)
- ・ インナーレース (Inner Race)
- ・ アウターレース (Outer Race)

これにより発生する擾乱の周波数は、それぞれの部分の公転周期に起因するもので、ホイール回転数の半分から数倍程度の領域に存在し、ホイール回転数の非整数倍になるのが特徴である。各部の1箇所不完全性 (質量や寸法の誤差等) を仮定したとき、予測される周波数の計算式を示す。

- ・ リテーナ (公転) に起因する周波数 ;  $n_c$

リテーナ (= ボール) が変心している場合、リテーナの偏心アンバランス量により、トルク変動が公転周波数で発生する。

リテーナの回転数 ( $n_c$  ; 内輪回転のベアリングの公転数) は、次のように現される。

$$n_c = (1 - \gamma) \cdot n_I / 2 = (1 - \gamma) \cdot \omega / 2 \quad (\text{A-1})$$

ここで、  $n_c$  ; 公転周期 (保持器回転数)

$n_I$  ; 内輪回転速度 (=  $\omega$ )

$\gamma$  ;  $\gamma = (D_w \times \cos \alpha) / D_p \omega$

$D_{pw}$  ; 転動体ピッチ径 (mm)

$D_w$  ; 転動体直径 (mm)

$\alpha$  ; 接触角 ( $^\circ$ )

- ・ ボールに起因する周波数 ;  $S_b$

ボールに欠陥があった場合は、ボールの自転周波数に一致した振動が発生する。

$$\begin{aligned} S_b &= n_a \cdot 2 \\ &= (1 / \gamma - \gamma) \cdot n_I / 2 \cdot \cos \alpha \cdot 2 \\ &= (1 / \gamma - \gamma) \cdot \omega / 2 \cdot \cos \alpha \cdot 2 \end{aligned} \quad (\text{A-2})$$

- ・ 外輪に起因する周波数 ;  $S_o$

外輪に欠陥がある場合には、ボールが欠陥部を通過する時に振動が発生するために、リテーナ公転周波数 (= ボールの公転周波数) のボール数 ( $Z$ ) 倍の周波数で振動が発生する。

$$\begin{aligned} S_o &= n_c \cdot Z \\ &= \omega \cdot Z \end{aligned} \quad (\text{A-3})$$

- ・ 内輪に起因する周波数 ;  $S_I$

内輪に欠陥がある場合には、ボールが欠陥部を通過する時に振動が発生するために、振動が発生する。

$$\begin{aligned} S_I &= (1 - n_c) \cdot Z \\ &= (1 - \omega) \cdot Z \end{aligned} \quad (\text{A-4})$$

擾乱の成分としては、回転軸に直交する2軸の擾乱力 ( $F_x$ ,  $F_y$ ) と3軸の擾乱トルク ( $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ) が発生する。

### (c) モータ発生擾乱

モータが発生する擾乱には、次の3つの擾乱が含まれる。

- トルクリップル (Torque Ripple)
- コギングトルク (Cogging Torque)
- モータ駆動回路誤差

トルクリップルは、モータの整流 (Commutation) と逆起電力に起因して発生するトルク変動で (図A-2参照)、擾乱周波数はモータ極数と相数の積になる。

一方、コギングトルク (別名、Detent Torqueとも言う) は、ステータリラクタンスの周方向の非一様性によるもので、擾乱周波数はモータ極数に等しい。コギングトルクは、モータの回転によって発生するトルクリップルと異なり、モータが静止していても存在する。

また、ホイールによっては、構造上、コギングトルクが存在しないとしているものもある。

モータ駆動回路の誤差としては、タコメータ誤差や量子化誤差が含まれる。

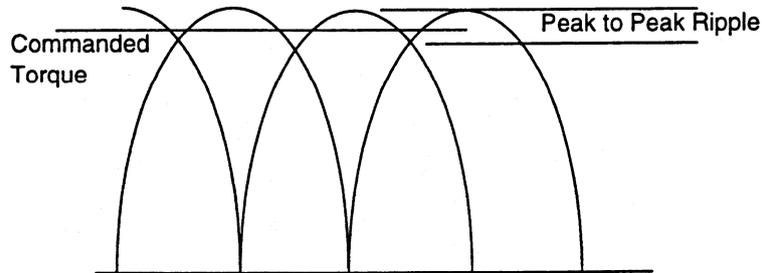


図 A-2 姿勢制御用ホイールのトルクリップル

### (d) 構造共振<sup>[A-1][A-2][A-3]</sup>

姿勢制御用ホイールの代表的な3つの構造共振モードを表A-1に示す。

構造共振による擾乱は、ホイールの回転に伴って発生する(i)~(iii)の擾乱が構造共振を励起することによって発生する。

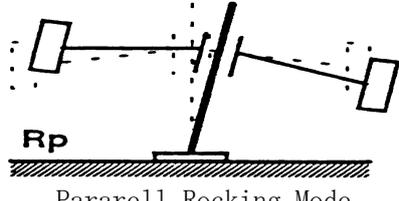
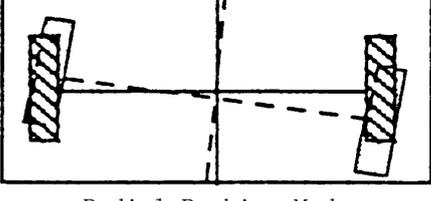
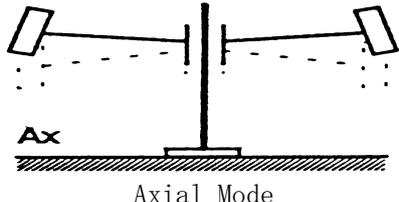
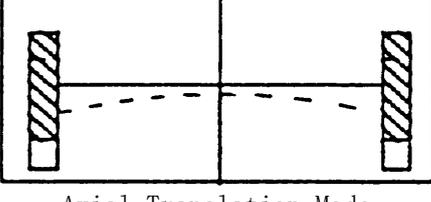
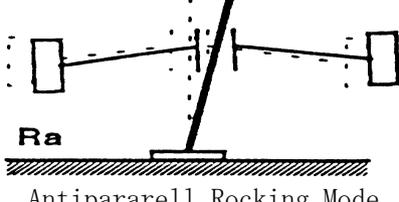
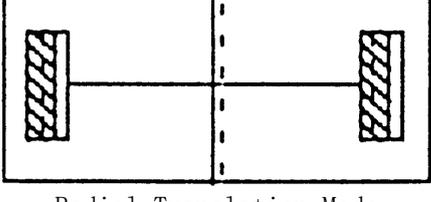
したがって、構造共振による擾乱は、それ自身が擾乱源ではなく、他の擾乱源と複合することによって励起される擾乱である。

あるいは、構造共振は、他の擾乱源の周波数が一致したとき、この擾乱を増幅する働きをすることもよい。

このため、ホイールの回転数が増えると、構造共振による擾乱成分は現れたり消えたりする。

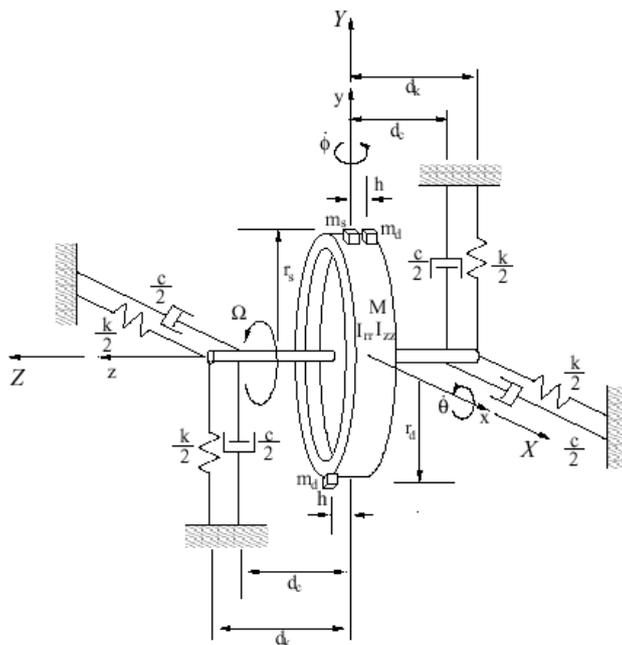
構造共振の周波数は、ホイール固有のもので、構造解析や試験により確認することができる。

表 A-1 姿勢制御用ホイールの固有モード形状と名称

	Teldix 社ホイール	Ithaco 社ホイール
軸直交回り 回転 (首振り)	 Rp Pararell Rocking Mode	 Radial Rocking Mode
軸方向並進	 Ax Axial Mode	 Axial Translation Mode
半径方向 並進	 Ra Antipararell Rocking Mode	 Radial Translation Mode

(e) 静的及び動的不釣り合いと構造共振

動的、静的不釣り合いがある場合の構造共振を含むホイールの力学モデルを図 A-3 に示す。



- $M$ : ロータ質量
- $m_s$ : 静不釣り合い質量
- $m_d$ : 動不釣り合い質量
- $r_s$ : 静不釣り合い質量の半径方向位置
- $r_d$ : 動不釣り合い質量の半径方向位置
- $h$ : 動不釣り合い質量の軸方向位置
- $k$ : バネ剛性
- $c$ : ダンピング係数
- $d_k$ : ホイール質量中心からバネまでの距離
- $d_c$ : ホイール質量中心からダッシュポットまでの距離
- $\phi$ :  $X$ 軸周りの回転角
- $\theta$ :  $Y$ 軸周りの回転角
- $x$ :  $x$ 軸周りの変位
- $y$ :  $y$ 軸周りの変位

図 A-3 不釣り合いのあるホイールの力学モデル<sup>[A-1]</sup>

図 A-3 のモデルで発生する擾乱は、ホイールの構造特性及び動的、静的不釣り合いがわかれば解析的に派生する擾乱を知ることができる。

図 A-3 のモデルで静的な不釣り合いに対する運動方程式を以下に示す。

$$\begin{bmatrix} M_t & 0 \\ 0 & M_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = u_s \Omega^2 \begin{Bmatrix} -\sin(\Omega t) \\ \cos(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad (\text{A-5})$$

ここで、

- $U_s$  : 静的不釣り合い量 ( $m_s r_s$ )
- $M$  : ロータ質量
- $m_s$  : 静不釣り合い質量
- $m_d$  : 動不釣り合い質量
- $M_t$  : ロータの全質量 (ロータ質量  $M+m_d+m_s$ )
- $\Omega$  : 回転数
- $c$  : ダンピング係数
- $x$  :  $x$  軸周りの変位
- $y$  :  $y$  軸周りの変位

回転と構造の共振は、

$$\Omega = (k/M_t)^{1/2} \quad (\text{A-6})$$

で発生する。

#### ・解析モデル・回転運動方程式及び回転擾乱

動的不釣り合いに関する回転の運動方程式は以下のようなになる。

$$\begin{bmatrix} I_\theta & \frac{1}{2} \bar{I}s(2\Omega t) \\ \frac{1}{2} \bar{I}s(2\Omega t) & I_\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} \frac{c_\theta}{\Omega} - \bar{I}s(2\Omega t) & I_{zz} + 2\bar{I}c^2(2\Omega t) \\ -I_{zz} - 2\bar{I}c^2(2\Omega t) & \frac{c_\theta}{\Omega} + \bar{I}s(2\Omega t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_\theta & 0 \\ 0 & k_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = u_d \Omega^2 \begin{Bmatrix} c(\Omega t) \\ s(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad (\text{A-7})$$

$$\left. \begin{aligned} I_\theta &= I_{rr} + 2m_d h^2 + I_{cc} \cos^2(\Omega t) \\ I_\phi &= I_{rr} + 2m_d h^2 + I_{cc} \sin^2(\Omega t) \\ \bar{I} &= 2m_d r_d^2 + m_s r_s^2 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-8})$$

- $U_d$  : 動的不釣り合い量 ( $m_s r_s$ )
- $I_{zz}$  : 回転軸周りの慣性能率
- $I_{rr}$  : 回転軸と直交する軸周りの慣性能率
- $m_s$  : 静不釣り合い質量
- $\Omega$  : 回転数
- $c_\theta$  : 回転のダンピング係数
- $\phi$  :  $X$  軸周りの回転角
- $\theta$  :  $Y$  軸周りの回転角
- $m_d$  : 動不釣り合い質量
- $r_s$  : 静不釣り合い質量の半径方向位置
- $r_d$  : 動不釣り合い質量の半径方向位置
- $h$  : 動不釣り合い質量の軸方向位置

c()、s()はそれぞれ cos()、sin()

ロッキングモードにたいしては(A-7) (A-8)式を単純化し ( $m_s=m_d=0$ )

$$\begin{bmatrix} I_{rr} & 0 \\ 0 & I_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & I_{zz} \\ -I_{zz} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{\theta} & 0 \\ 0 & k_{\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = F \begin{Bmatrix} \cos \Omega t \\ \sin \Omega t \end{Bmatrix} \quad (A-9)$$

ここで  $F$ は  $U_d \Omega^2$ 、 $k_{\theta}$ :回転方向バネ剛性

ホイールを回転させると、ロータ部に発生する大きな角運動量の影響を受けて、特に回転軸に直交する方向回りの回転モードであるロッキング(首振り)モードが、回転数の増加に伴って上下2つの共振周波数に分離する(図A-4参照)。

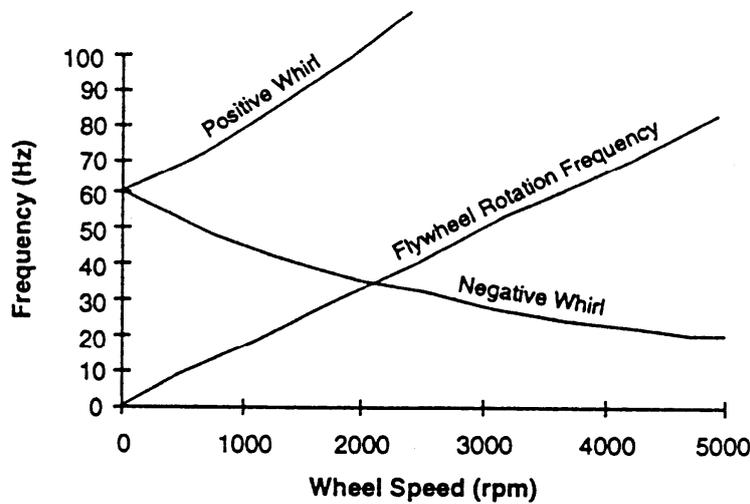


図 A-4 姿勢制御用ホイールの固有振動数と回転数の関係

この回転に起因する周波数は、ジャイロモーメントによる振れまわり振動であり、回転体の運動方程式と振れまわり振動から次の解が得られる。以下にロッキングモードが固有振動数の分離について考察する。自由振動において、動不釣合がない場合の運動方程式は、(A-9)式で  $F=0$ としたもので、

$$\begin{bmatrix} I_{rr} & 0 \\ 0 & I_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & I_{zz} \\ -I_{zz} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{\theta} & 0 \\ 0 & k_{\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = 0 \quad (A-10)$$

上式をLaplace変換し固有値を求める、

$$\begin{bmatrix} s^2 I_{rr} + k_{\theta} & s \Omega I_{zz} \\ -s \Omega I_{zz} & s^2 I_{rr} + k_{\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = 0 \quad (A-11)$$

上式の特性方程式は、

$$(s^2 I_{rr} - s \Omega I_{zz} + k_{\theta})(s^2 I_{rr} + s \Omega I_{zz} + k_{\theta}) = 0 \quad (A-12)$$

従って、正の固有振動数のみを選ぶと、ロッキングモードの固有振動数は、

$$\omega_p = \pm I_{zz} / (2 I_{rr}) \Omega + \sqrt{((I_{zz} \Omega / (2 I_{rr}))^2 + k_\theta / I_{rr}} \quad (\text{A-13})$$

ここで、 $\Omega$  ; 回転数

回転数0の時のロッキングモードの固有振動数を、 $\omega_0^2 = k_\theta / I_{zz}$ 、 $I_{zz} / I_{rr} \doteq 2$ とすると

・周方向の前進ロッキングモード (forward precession

またはpositive whirl) 周波数

$$\omega_{pf} = + \Omega + \sqrt{\Omega^2 + \omega_0^2}$$

・周方向の後退ロッキングモード (backward precession

またはnegative whirl) 周波数

$$\omega_{pb} = - \Omega + \sqrt{\Omega^2 + \omega_0^2}$$

(A-14)

教科書によっては、負の固有振動数を定義し $\omega_{pb}$ と鏡像関係にある以下のモードを後退のロッキングモードとしている。

$$\omega_{pb} = + \Omega - \sqrt{\Omega^2 + \omega_0^2}$$

(A-14)式は回転数が0の時、固有振動数が $\omega_0$ となり、回転数が大きくなるとpositive whirlのモードの固有振動数が増加し、negative whirlの固有振動数は減少する。

#### (f) 構造共振の一般的な扱い

ベアリングノイズ等の発生する擾乱は、不釣り合い等のように大きさを直接測定することは難しい。しかしながらこれらの擾乱についても、構造共振は発生する。ここでは、ベアリングノイズ等も、不釣り合いによる擾乱と同様、回転数の2乗に比例し、回転数の $h_i$ 倍の周波数の擾乱を発生すると仮定し、以下のようなモデルを設定した。

$$m(t) = \sum_{i=1}^n C_i \Omega^2 \sin(h_i \Omega t)$$

ここで、 $\Omega$ はホイール回転数。 $h_i$ はホイール回転数の倍数(回転数のハーモニクス数)、 $C_i$ は擾乱の大きさへの係数である。

それぞれの $h_i$ に対する $C_i$ の値は、実測等により決定される。また、

$h_i=1$ のとき、 $C_i$ は静的及び動的な不釣り合い量になる。

これらの擾乱が回転する構造体への外力として作用すると仮定すると、運動方程式は以下のようになる。

(ラジアル並進変位 $x$ 、回転変位 $\theta$ に関する運動方程式。 $y$ 、 $\phi$ に関する運動方程式は省略)

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= -U_s \Omega^2 \sin(\Omega t) - \sum_{i=2}^n C_i \Omega^2 \sin(h_i \Omega t) \\ I_{rr} \ddot{\theta} + cd^2 \dot{\theta} + \Omega \dot{\phi} + kd^2 \theta &= U_d \Omega^2 \cos(\Omega t) + \sum_{i=2}^n C_i \Omega^2 \cos(h_i \Omega t) \end{aligned} \quad (\text{A-15})$$

上式で、 $h_i=1$  の時は、 $C_i=U_s$ 、または  $U_d$  とする。 $\omega_i=h_i\Omega$  として、 $x$ 、 $y$ 、 $\phi$ 、 $\theta$  について解くと、以下のようになる。

i) 並進

$h_i\Omega=\omega_i$  に対する特解を以下のようにおく(減衰項を有する一般解も存在するが、定常状態では減衰しているとし、 $\omega_i$  なる周波数で励振される特解のみに着目する)。

$$\begin{aligned} x_{pi}(t) &= \bar{A}_i \sin(h_i\Omega t) + \bar{B}_i \cos(h_i\Omega t) \\ y_{pi}(t) &= \bar{C}_i \sin(h_i\Omega t) + \bar{D}_i \cos(h_i\Omega t) \end{aligned} \quad (A-16)$$

(A-15) 式の並進の運動方程式に (A-16) を代入し、以下の特性方程式をえる。

$$\begin{bmatrix} k - (h_i\Omega)^2 M_t & -h_i\Omega c & 0 & 0 \\ h_i\Omega c & k - (h_i\Omega)^2 M_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k - (h_i\Omega)^2 M_t & -h_i\Omega c \\ 0 & 0 & h_i\Omega c & k - (h_i\Omega)^2 M_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{A}_i \\ \bar{B}_i \\ \bar{C}_i \\ \bar{D}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -C_i\Omega^2 \\ 0 \\ 0 \\ C_i\Omega^2 \end{bmatrix} \quad (A-17)$$

上式を解いて、(A-17) 式の係数  $A_i \sim D_i$  を求めると、

$$\begin{aligned} x_{pi}(t) &= \frac{C_i\Omega^2 / M_t}{(\varpi_i^2 - \omega_T^2) + (2\varpi_i\xi_T\omega_T)^2} \left[ (\varpi_i^2 - \omega_T^2) \sin(\varpi_i t) + 2\varpi_i\omega_T\xi_T \cos(\varpi_i t) \right] \\ y_{pi}(t) &= \frac{C_i\Omega^2 / M_t}{(\varpi_i^2 - \omega_T^2) + (2\varpi_i\xi_T\omega_T)^2} \left[ 2\varpi_i\omega_T\xi_T \sin(\varpi_i t) - (\varpi_i^2 - \omega_T^2) \cos(\varpi_i t) \right] \end{aligned} \quad (A-18)$$

$x_{pi}$ 、 $y_{pi}$  はそれぞれ  $i$  番目のハーモニクスに対応する X、Y 方向の並進変位である。

$$\omega_T^2 = k/M_t$$

$$\xi_T = c/(2\omega_T)$$

共振が発生する回転数は以下となる。

$$\varpi_i^2 = \omega_T^2(1 - 2\xi_T^2) \pm 2\xi_T\omega_T\sqrt{\xi_T^2 - 1} \quad (A-19)$$

上式の符号の負は後退のロッキングモードに、また正は前進のロッキングモードに対応する。

並進の振幅は以下となる。

$$\begin{aligned} x(t) &= x_h(t) + \sum_{i=1}^n x_{pi}(t) \\ y(t) &= y_h(t) + \sum_{i=1}^n y_{pi}(t) \end{aligned} \quad (A-20)$$

上式で減衰項を有する一般解は定常状態で  $x_h(t)=y_h(t) \rightarrow 0$  とする。また、並進擾乱は変位にバネ剛性をかけて、以下で求められる。

$$F_x(t) = kx(t)$$

$$F_y(t) = ky(t)$$

$$(A-21)$$

## ii) 回転

$h_i \Omega = \omega_i$  に対する特解を以下のようにおく (減衰項を有する一般解も存在するが、定常状態では減衰しているとし、 $\omega_i$  なる周波数で励振される特解のみに着目する)。

$$\begin{aligned}\theta_{pi}(t) &= \bar{A}_i \sin(h_i \Omega t) + \bar{B}_i \cos(h_i \Omega t) \\ \phi_{pi}(t) &= \bar{C}_i \sin(h_i \Omega t) + \bar{D}_i \cos(h_i \Omega t)\end{aligned}\tag{A-22}$$

$\theta_{pi}$ 、 $\phi_{pi}$  は  $i$  番目のハーモニクスに対応する角変位、  
並進と同様に (A-15) 式の回転の運動方程式に代入し、以下の特性方程式を得る。

$$\begin{bmatrix} k_\theta - (h_i \Omega)^2 I_{rr} & -h_i \Omega c_\theta & 0 & -h_i \Omega^2 I_{zz} \\ h_i \Omega c_\theta & k_\theta - (h_i \Omega)^2 I_{rr} & h_i \Omega^2 I_{zz} & 0 \\ 0 & h_i \Omega^2 I_{zz} & k_\theta - (h_i \Omega)^2 I_{rr} & -h_i \Omega c_\theta \\ -h_i \Omega^2 I_{zz} & 0 & h_i \Omega c_\theta & k_\theta - (h_i \Omega)^2 I_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{A}_i \\ \bar{B}_i \\ \bar{C}_i \\ \bar{D}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -C_i \Omega^2 \\ C_i \Omega^2 \\ C_0 \end{bmatrix}\tag{A-23}$$

(A-23) 式は以下のような固有値を持ち、それぞれ前進、後退のロッキングモードの固有振動数に対応する。

$$\omega_{ri} = h_i \Omega = \mp \frac{\Omega I_{zz}}{2I_{rr}} + \sqrt{\left(\frac{\Omega I_{zz}}{2I_{rr}}\right)^2 + \frac{kd_k^2}{I_{rr}}}\tag{A-24}$$

上式の関係から後退、前進のロッキングモードの固有振動数はハーモニクスの関数となり以下のように表せる。

$$\begin{aligned}(\omega_{ri}^-)^2 &= \frac{h_i k_\theta}{h_i I_{rr} + I_{zz}} \\ (\omega_{ri}^+)^2 &= \frac{h_i k_\theta}{h_i I_{rr} - I_{zz}}\end{aligned}\tag{A-25}$$

ここで、 $\omega_{ri}^+$ 、 $\omega_{ri}^-$  はそれぞれ前進、後退のロッキングモード固有振動数である。  
同様にそれぞれのモードのダンピング比を以下のように定義する。

$$\begin{aligned}\xi_{ri}^- &= \frac{h_i c_\theta}{2\omega_{ri}^- (h_i I_{rr} + I_{zz})} \\ \xi_{ri}^+ &= \frac{h_i c_\theta}{2\omega_{ri}^+ (h_i I_{rr} - I_{zz})}\end{aligned}\tag{A-26}$$

ここで、 $\xi_{ri}^+$ 、 $\xi_{ri}^-$  はそれぞれ前進、後退のロッキングモードのダンピング係数としている。

上記のような関係を利用し、前進、後退のロッキングモードについて (A-23) 式の係数を求め、それぞれのモードの各変位を求めると、以下となる。

$$\begin{aligned}\theta_{oi}^+(t) &= \frac{h_i C_i \Omega^2 / (h_i I_{rr} - I_{zz})}{\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^+)^2\}^2 + (2\varpi_i \xi_{ri}^+ \omega_{ri}^+)^2} \left[ 2\varpi_i \xi_{ri}^+ \omega_{ri}^+ \sin(\varpi_i t) - \{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^+)^2\} \cos(\varpi_i t) \right] \\ \phi_{oi}^+(t) &= \frac{h_i C_i \Omega^2 / (h_i I_{rr} - I_{zz})}{\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^+)^2\}^2 + (2\varpi_i \xi_{ri}^+ \omega_{ri}^+)^2} \left[ 2\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^+)^2\} \sin(\varpi_i t) - \varpi_i \xi_{ri}^+ \omega_{ri}^+ \cos(\varpi_i t) \right]\end{aligned}\tag{A-27}$$

$$\begin{aligned}\theta_{oi}^-(t) &= \frac{h_i C_i \Omega^2 / (h_i I_{rr} - I_{zz})}{\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^-)^2\}^2 + (2\varpi_i \xi_{ri}^- \omega_{ri}^-)^2} \left[ 2\varpi_i \xi_{ri}^- \omega_{ri}^- \sin(\varpi_i t) - \{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^-)^2\} \cos(\varpi_i t) \right] \\ \phi_{oi}^-(t) &= \frac{h_i C_i \Omega^2 / (h_i I_{rr} - I_{zz})}{\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^-)^2\}^2 + (2\varpi_i \xi_{ri}^- \omega_{ri}^-)^2} \left[ 2\{\varpi_i^2 - (\omega_{ri}^-)^2\} \sin(\varpi_i t) - \varpi_i \xi_{ri}^- \omega_{ri}^- \cos(\varpi_i t) \right]\end{aligned}\tag{A-28}$$

ここで、 $\theta_{pi}^+$ 、 $\theta_{pi}^-$ 、 $\phi_{pi}^+$ 、 $\phi_{pi}^-$  は i 番目のハーモニクスに対応する前進、後退のロッキングモードに対応する角変位  $\theta$ 、 $\phi$  である。

減衰項を有する一般解  $\theta_h(t)$  等を含めて、角変位に対する完全解は以下となる。

$$\begin{aligned}\theta(t) &= \theta_h(t) + \sum_{i=1}^n (\theta_{pi}^-(t) + \theta_{pi}^+(t)) \\ \phi(t) &= \phi_h(t) + \sum_{i=1}^n (\phi_{pi}^-(t) + \phi_{pi}^+(t))\end{aligned}\tag{A-29}$$

減衰項を有する一般解  $\theta_h(t)$ 、 $\phi_h(t)$  は定常段階では、 $\theta_h(t)$ 、 $\phi_h(t) \rightarrow 0$  とし、回転擾乱は以下で求められる。

$$\begin{aligned}T_x(t) &= k_\theta \theta(t) \\ T_y(t) &= k_\theta \phi(t)\end{aligned}\tag{A-30}$$

#### [参考文献]

[A-1] Development of Empirical and Analytical Reaction wheel Disturbance Model、Rebecca A. Masterson and David W. Miller、40<sup>th</sup> AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures、Structural Dynamics and Materials Conference、AIAA99-1204、April 1999.

[A-2] SERC#4-99 Development and Validation of Empirical and Analytical Reaction wheel Disturbance Model、Rebecca A. Masterson and David W. Miller、June 1999.

[A-3] GSFC Contract Review Development and Validation of Empirical and Analytical Reaction wheel Disturbance Model、Rebecca A. Masterson and David W. Miller、May 27、1999.

## 付録 B

### ロストルクモデル

実際のホイールには、摩擦によるロス (Friction)、ゼロクロス (回転速度が 0 となる) 時の静止摩擦によるロス (Stiction) などがある。これらを上手く表現するモデルはいくつか、提案されており、静的なモデル (Static Model) と動的なモデル (Dynamic Model) に分類される。

数値シミュレーション等での解析・設計時に際しては、Friction、Stiction を取り込んだモデルを使用して、より詳細な解析を行うことが望ましい。

このようなモデルは、静的なモデルとしては、Karnopp モデルがある。動的なモデルとしては、Dahl モデル、その派生である LuGre モデルなどがある。

#### ① Karnopp モデル

Karnopp モデルは、摩擦力  $F_r$  を次のように表す。 $v$  は接触面の相対的な速度である。

$$F_r = \begin{cases} F_{stick} & |v| \leq \varepsilon \\ F_{slip} & |v| > \varepsilon \end{cases} \quad (\text{B-1})$$

$F_{stick}$  が前述の stiction であり、止まった状態での摩擦である。 $F_{stick}$  は物体に作用する力  $F_e$  によって異なり、

$$F_{stick}(F_e) = \begin{cases} F_s & F_e \geq F_s \\ F_e & |F_e| < F_s \\ -F_s & F_e \leq -F_s \end{cases} \quad (\text{B-2})$$

と表せる。ここで  $F_s$  のことを、stiction force という。

$F_{slip}$  は、通常一定力項 (stiction  $F_s$  または、Coulomb 力  $F_c$ ) と粘性摩擦力項 (viscous force) の和として表される。次のようなモデルが一般的である。

$$\left. \begin{aligned} \text{(i)} \quad & F_{slip} = F_s \operatorname{sgn}(v) + kv \\ \text{(ii)} \quad & F_{slip} = F_c \operatorname{sgn}(v) + kv \\ \text{(iii)} \quad & F_{slip} = \left\{ F_s + (F_c - F_s) \left( 1 - e^{-\frac{|v|}{v_0}} \right) \right\} \operatorname{sgn}(v) + kv \end{aligned} \right\} \quad (\text{B-3})$$

これらを  $v$  の関数として図示すると、図 B-1 のようになる。

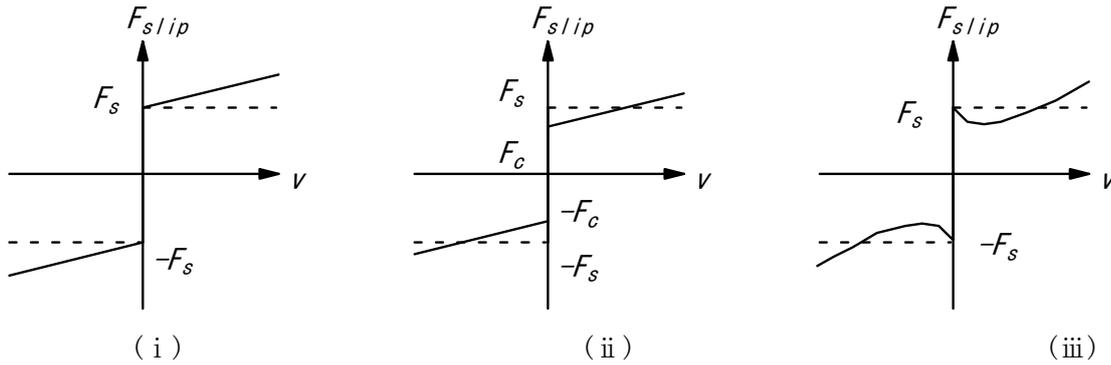


図 B-1 Karnopp ロストルクモデル

このような静的モデルの場合、計算機シミュレーションで実現しようとする、 $\epsilon$ の決め方、時間刻みと摩擦力の飛び等の関係であり適していない。

非常に簡略なモデルとしては、図 B-1(i)に相当するモデルとして、図 B-2 のようなモデルが考えられる。

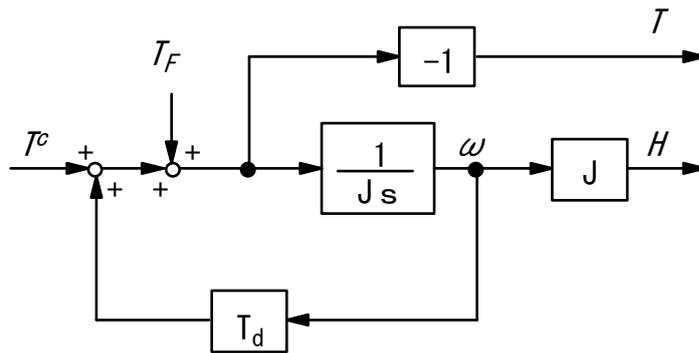


図 B-2 簡略化した Karnopp ロストルクモデルのブロックダイアグラム

ここで、 $T_f$ は図 B-1 の  $F_s$ に相当する。また  $T_d$ は図の傾きに相当することになる。図 B-2 の  $J$ はホイールの慣性モーメントである。 $\omega$ は回転レート、 $T$ が発生トルク、 $H$ が発生角運動量である。

簡単な解析には図 B-2 を用いれば良い。ただし、前述のように詳細なシミュレーション等を行う場合など静的なモデルでは難しい為、いくつかの動的モデルが考えられている。

② Dahl モデル

Dahl モデルは、シミュレーションに適した形として考えられ、摩擦力  $F_r$  を摩擦面の相対距離  $x$  ( $v = \dot{x}$ ) の関数として与えるものである。ただし、ここでの  $F_r$  は  $F_{slip}$  のみ考慮しており、粘性摩擦項も別途加えて全体のモデルが出来る。

$$\frac{dF_r}{dx} = \sigma \left( 1 - \frac{F_r}{F_c} \operatorname{sgn}(v) \right)^\alpha \tag{B-4}$$

$\sigma$ は剛性係数、 $\alpha$ はパラメータである。文献によれば、 $\alpha=1$  がもっとも良く用いられると記述されている。シミュレーションでは、以下のモデルを用いれば良い。

$$\frac{dF_r}{dt} = \frac{dF_r}{dx} v = \sigma v \left( 1 - \frac{F_r}{F_c} \operatorname{sgn}(v) \right)^\alpha \quad (\text{B-5})$$

この Dahl モデルからの拡張として、Bliman-Sorine モデル、LuGre モデルなどがある。詳細は、参考文献[B-1]を参照。

全体的なシミュレーションでの確認の際には、Dahl モデルなどを組み込んだダイナミクスモデルを用いてシミュレーションを行えば良い。

[参考文献]

[B-1] Åström, K. J., "Control of Systems with Friction", MOVIC'98, Zurich, Switzerland, 1998, vol. 1

宇宙航空研究開発機構研究開発報告 JAXA-RR-07-025

---

発行日 2008年2月29日  
編集・発行 宇宙航空研究開発機構  
〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1  
URL: <http://www.jaxa.jp/>  
印刷・製本 ケーティエス情報(株)

---

本書及び内容についてのお問い合わせは、下記にお願いいたします。

宇宙航空研究開発機構 情報システム部 研究開発情報センター

〒305-8505 茨城県つくば市千現2-1-1

TEL:029-868-2079 FAX:029-868-2956

---

© 2008 宇宙航空研究開発機構

※本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等に加工することを禁じます。

この用紙は地球環境・森林資源のため再生紙を使用しています。

