

学術論文

磁束集束配列および通常配列を用いた磁気歯車試作機の評価試験と
実用化に向けた検討Evaluation Test on Prototype Surface Magnetic Gears with Magnetic Flux Concentration and
Normal Magnet Arrangement for Practical Use

藤田 智之^{*1,*2} (正員), 安藤 嘉則^{*2} (正員), 長屋 幸助^{*3} (正員),
榎園 正人^{*4} (正員), 戸高 孝^{*4} (正員), 杉浦 和伸^{*1}

Tomoyuki FUJITA (Mem.), Yoshinori ANDO (Mem.), Kosuke NAGAYA (Mem.)
Masato ENOKIZONO (Mem.), Takashi TODAKA (Mem.), Kazunobu SUGIURA

A high performance permanent magnetic gear without contacts, which requires no lubrication, is presented. The gear has a surface permanent magnet structure with special magnet arrangements in which magnetic fluxes are concentrated. No experimental study on magnetic gears having the practical transmission torque with a high speed response and a following capability has been conducted. In this paper, the presented magnetic gear has such properties with the high transmission torque. Magnetic gears with both the concentrated magnetic flux structure and the normal magnet arrangement were produced experimentally. The produced magnetic gears were tested for the transmission torque and stability in high speed rotation, and were examined comparatively.

Key words: magnetic gear, surface permanent magnet type, magnetic flux concentration, torque transmission, high speed

1 緒言

半導体や液晶パネル, 食品を取り扱う工場では潤滑油による汚染, 病院内やオフィスでは騒音が問題となる。近年, 潤滑油を用いない無接触で歯車接触音が無く, 大きな伝達トルクの得られる空間高調波を利用した表面磁石型歯車が注目され, 多くの研究が発表されている。この種の磁気歯車は, Atallah ら[1, 2]により提案され, Chang ら[3], Linni ら[4], 池田ら[5], 平田ら[6, 7]により検討されている。とくに, 平田らは表面磁石型のみならず, ハイブリッド型磁気歯車の提案も行い, 磁気的設計に必要な知見を与えている。しかしこれらはいずれも磁気的な構成に重点が置かれた研究で, 磁界解析による伝達トルクの解析およびそれを立証するための実験がなされているものの, 実用伝達トルク (8~10 Nm 程度) で, かつ実用回転数 (約 3,000 rpm) までの高速応答性と追随性を有する磁気歯車についての実証研究はなされていない。その理由は, 電磁力の作用する複雑な系では, 構造が動的に安定したものでなければ高速回転時の不釣り合いや振動により回転が

不安定になり, 高速回転を達成できないためと考えられる。高速駆動を扱ったものとしては, 唯一 Rasmussen ら[8]による実験があり, 1600 rpm の回転数を実現しているが, 現在必要とされている回転数の半分程度に止まっている。また, この実験では, 剛性増加のため, 静止磁極片歯車をナイロンで固めているため, 高温下でナイロンが溶けるという難点がある。したがって, これらの研究の構成のままで実用回転域の磁気歯車を製造することは難しく, 磁気的構成のみならず動的特性を考慮した設計が必要となるが, このような実用的見地からの研究は皆無である。本研究は, 表面磁石型磁気歯車の実用化をめざしたもので, かつ実用回転域までの高速回転可能な磁気歯車を提案し, 実際に試作して実験を行い, 動的伝達トルク・高速安定性・高速追随性等について検討する。近年著者等の一部は磁束集束型のモータを提案し, 高トルク化に成功している。本研究では, この方式を磁気歯車に応用した磁束集束型の永久磁石配列を用いた磁気歯車をも提案し, 通常磁石配列の磁気歯車との比較検討を行う。

2 表面磁石型差動磁気歯車のモデルと伝達トルク

2.1 通常の永久磁石配列を用いた磁気歯車のモデル

Fig. 1 に空間高調波を利用した通常の表面磁石型磁

連絡先: 藤田 智之, 〒444-1297 安城市和泉町 2-15,
(株)ニッセイ開発部,

e-mail: tfujita@nissei-gtr.co.jp

^{*1}(株)ニッセイ, ^{*2}群馬大学, ^{*3}大分県産業創造機構,

^{*4}大分大学

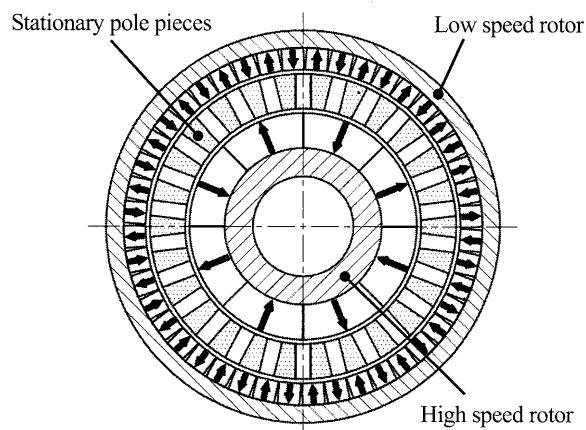


Fig. 1 Surface permanent magnet type magnetic gear.

気歯車のモデルを示す。構成は内側より、外周に永久磁石を貼り付けた高速ロータ、磁性体で構成された静止磁極片、内周に永久磁石を貼り付けた低速ロータが同心円状に配置されたものである。このときの減速比は高速ロータと低速ロータの磁極数の比で決まることから、本例の場合、減速比は高速ロータの磁極数 8、低速ロータの磁極数 44 で減速比 5.5 となり、それぞれのロータは逆方向に回転する[1, 2]。

2.2 磁束集束型永久磁石配列を用いたモデル

Fig. 2 に本研究の特徴である磁束集束型永久磁石配

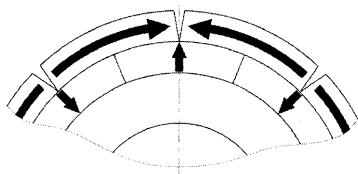


Fig. 2 Concentrating permanent magnet arrangement.

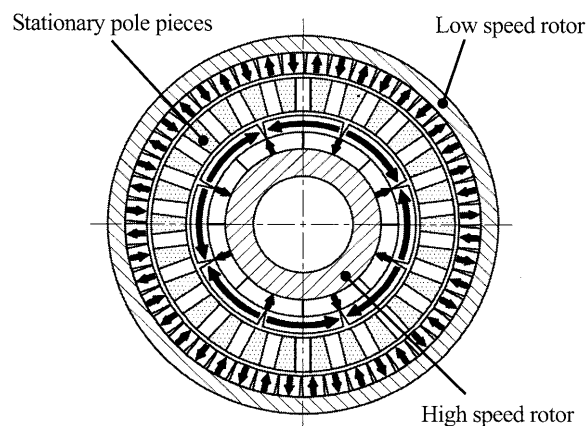


Fig. 3 Surface permanent magnet type magnetic gear with concentrating magnetic fluxes.

Table 1 Dimensions of the magnetic gear.

	SPM 型	CSPM 型
Diameter of the gear(mm)	90	
Length of the gear(mm)	40	
Low speed rotors	Inner Diameter: 72mm No. of magnets: 44 No. of poles: 44	
High speed rotors	Outer Diameter: 52mm No. of poles: 8	
No. of magnets for high speed rotors.	8	16
Yoke rings of rotors	Material: SS400 Number: 8	
Gear ratio	5.5	
Shafts of low speed rotors	Material: SUS304	
Stationary pole pieces	Outer diameter: 68mm Inner diameter: 56mm Material: electromagnetic iron plate	
Permanent magnets	NdFeB (Rare earth magnet)	
Gaps between rotors and stationary pole pieces	2mm	
No. of nodes	54978	55629
No. of elements	109922	111224

列のモデルを示す。その構造は径方向に着磁された内側永久磁石と、円周方向に着磁された 2 個の外側永久磁石の磁化方向が 1 点に集中するように配列した構造である。磁束集束型永久磁石配列を用いることにより、局所的に磁束密度が上昇し、磁場勾配が大きくなり、その一箇所においては大きなトルクが発生する。本研究では、Fig. 3 に示す磁束集束型永久磁石配列を高速ロータに適用した構造について検討する。以下では、高速ロータに用いられている磁石構造の違いから、標準的な構造のものを SPM 型、磁束集束型永久磁石配列構造のものを CSPM 型と呼ぶ。なお、磁石量と他の部分構造寸法は両構造共に同じである。

上記二つのモデルに対して著者等は、二次元有限要素法により非線形磁界解析を行い、伝達トルクを算出している[8]。Table 1 に解析に用いたモデルの各部寸法、節点数、要素数、使用材料を示す。解析結果によると、CSPM 型の方が最大伝達トルクは若干小さくなるという結果を得ている。しかし、運動特性などについては明らかにされていない。本研究では、実際に上記二つのモデルを試作し、実験を行い、伝達トルク、追従性、高速応答性、高速安定性、損失および効率について検討した。

3 表面磁石型磁気歯車の構造

空間高調波を利用した表面磁石型磁気歯車では、高速ロータ表面磁石の N 極からでた磁束は、ギャップを

通り静止磁極片に入る。静止磁極片に入った磁束は、静止磁極片内に誘導され反対側のギャップから低速ロータの磁石の S 極へと入る。その磁石の N 極から、低速ロータ磁石支持部であるヨークを通り、隣り合う磁石の S 極へと入り、N 極から再びギャップ中へ放出され、静止磁極片を通り高速ロータ表面磁石の S 極へと入る。このとき静止磁極片には磁束変化による渦電流が発生し、そのジュール熱により静止磁極片は発熱する(後述)。この静止磁極片を通常のような積層板にできれば渦電流を抑制できるが、大きな電磁力が働き、高速回転を行う本歯車では後述するように剛性を大きくする必要があるので、積層板を用いることは構造的に難しく、はり状のものが用いられている[9]。このとき、静止磁極片は構造上スリットの入った片持円筒となるため、製作時にワイヤカットを用いるのが難しく、切削加工とすれば、歯である静止磁極片が構造的に弱い片持ち形状となる。そこで、本試作機の場合、静止磁極片は円筒からの切り出しとし、片持はり形状の静止磁極片の先端部分に段をつけ、その内外周に円環をはめ込んで先端を固定することとする(Fig. 6 参照)。

4 表面磁石型磁気歯車の振動設計

Fig. 4 に示すように、本磁気歯車のロータ、ハウジングなどは十分な剛性を持っているが、静止磁極片は電磁軟鉄で作られた細片であるので、振動については強い構造とはなっていない。この磁極片の支持部は円環になっており、また他端は二つの円環により固定されている。磁極片は、両端弾性支持はりとなっているが、はりの剛性に比べ、固定部の剛性が大きく、両端

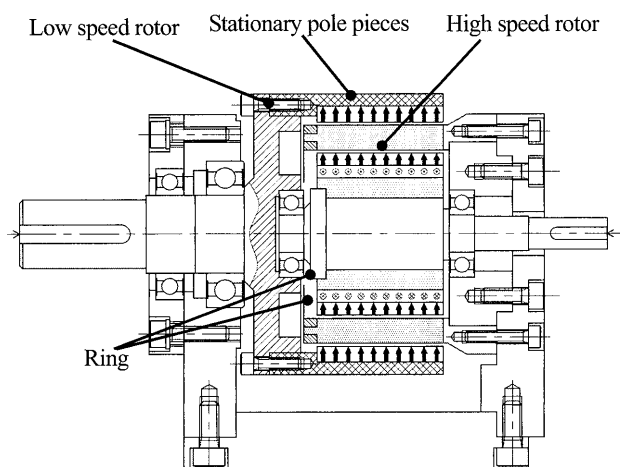


Fig. 4 Geometry of the proposed magnetic gear.

固定はりと仮定できる。このはりに電磁力が作用し、トルクが発生する訳であるが、その最大トルクは予備的実験により、低速側で約 9.5 Nm, 高速側で約 2 Nm と得られた。静止磁極片の総数は Fig. 1 および Fig. 3 に示すように 26 個であるので、静止磁極片に作用する分布電磁力は低速側の磁石によるものが $q_1 = 9.5/(26lR)$ であり、高速側の磁石によるものが $q_2 = 2/(26lR)$ となる。すなわち、はりの単位長さあたり $q_1 = 0.37/(lR)$, $q_2 = 0.077/(lR)$ と表される。ここに、 R は静止磁極片の平均半径を表し、 l は静止磁極片の長さである。この問題を単純化して考えると、両端固定はりに分布振動荷重が作用する振動問題と近似的に仮定できる。このときの運動方程式は次式となる。

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q_1 \sin \omega t - q_2 \sin(5.5\omega t - \gamma) \quad (1)$$

ここに E は静止磁極片の縦弾性係数、 I は断面 2 次モーメント、 ρ は密度、 A は断面積、 ω は低速側ロータより静止磁極片に与えられる電磁力の角振動数、 γ は低速側と高速側ロータの電磁力の初位相、 w は変位であり、 t は時間である。両端固定はりの境界条件は両端で変位とたわみ角が零であるので、その条件を用いて固有関数を求めると、

$$X_n \cong d_n [\cosh \xi_n x - \cos \xi_n x - \alpha_n (\sinh \xi_n x - \sin \xi_n x)] \quad (2)$$

となる。ここで

$$d_n = 1/\sqrt{2}$$

$$\xi_1 l = 4.73004, \quad \xi_2 l = 7.85321$$

$$\xi_3 l = 1.9956, \quad \xi_4 l = 14.1372$$

$$\alpha_1 = 0.982502, \quad \alpha_2 = 1.000777$$

$$\alpha_3 = 0.999966, \quad \alpha_n \cong 1 (n \geq 4)$$

ロータの回転による電磁力によるはりの変位を

$$w = \sum_{n=1}^{\infty} X_n f_n(t) \quad (3)$$

と仮定し、これを式(1)に代入し、固有関数展開法を用いて変位を求めると

$$w = w_1 \sin \omega t - w_2 \sin(5.5\omega t - \gamma) \quad (4)$$

となる。ここで

$$w_j = \frac{2l^3 q_j}{EI} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{X_n(x)}{\{(\xi_n l)^4 - \Omega^2\}} \quad (j=1,2) \quad (5)$$

$$\Omega^2 = \rho A l^4 \omega^2 / (EI)$$

であり、数値計算に用いる諸量は下記に示すとおりである。

$$l=40\text{mm}, \quad h=3.74\text{mm}, \quad b=6\text{mm}, \\ R=31\text{mm}, \quad \rho=7.83 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

ここに h は静止磁極片の周方向の厚さ、 b は半径方向の厚さを表す。これらの諸量を用いて固有振動数を求めると、 $f_1 = 12.3 \text{ KHz}$ (周方向の固有振動数)、 $f_2 = 19.8 \text{ KHz}$ (半径方向の固有振動数) が得られた。ちなみに静止磁極片 (はり) 先端を固定しない片持ちはりのままとすると、第 1 次固有振動数は $1,930 \text{ Hz}$ となり、極端に剛性が低いことがわかる。

本例の場合、磁極片の周方向の厚みが半径方向より薄いため、周方向の振動が支配的となる構造となっている。電磁力による応答は式(4)を計算することで求められるが、この式の右辺第 1 項が支配的となっており、第 2 項は高速側磁石による逆方向電磁力であるため、磁極片の曲げモーメントを減少させる方向に作用する。そこで、安全側の値を与える式(4)の第 1 項の強制振動荷重を受ける場合について周波数応答を計算した。その結果を Fig. 5 に示す。本歯車の場合、設計最高回転数は $3,000 \text{ rpm}$ であるので、磁極片に作用する振動荷重の最大振動数は $1,300 \text{ Hz}$ (50×26) で、共振振動数の約 $1/10$ である。また、その振動数までの最大変位は約 $15 \mu\text{m}$ となっている。前述の電磁力は片振幅であり、両振幅で計算した本解析結果は安全側を与えるので、本系は振動に対して安定であると言える。

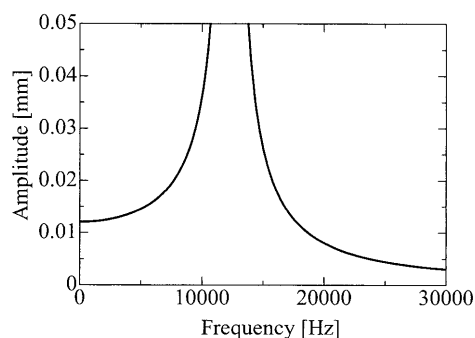


Fig. 5 Vibration response of the magnetic pole piece.

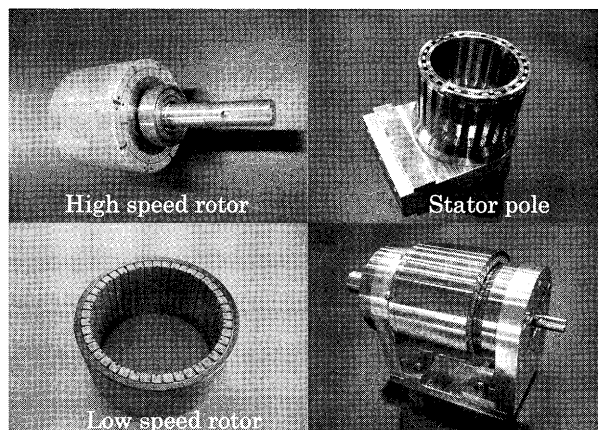


Fig. 6 Produced magnetic gear.

5 表面磁石型磁気歯車の試作

前述のように本研究では、大トルクで実用的な高速回転数域まで安定に回転でき、かつ追従性のある磁気歯車を開発することを第一の目標とする。また、著者等の提案する磁束集束配列磁石の場合と通常配列磁石の場合の 2 例について、伝達トルク、渦電流による発熱、効率などについて検討し、今後の実用開発のための知見を得ようとするものである。したがって、試作機は上記の磁場解析と振動解析の結果を基に寸法と材料を選定した。すなわち、安定な高速回転を得るため、磁石配置は 180 度の軸に対称とし、不釣り合いの電磁力と遠心力を無くしている。また、ロータを有する軸は玉軸受けで 2 端支持されており、ピッチングを無くしている。静止磁極片については、前述のように先端の内周と外周を環で支持して剛性を増加させている。軸材料、静止磁極片については、Table 1 に示すとおりである。本機構では、静止磁極片に熱が発生しやすいと考えられるので、その固定部には熱伝導性の良いアルミニウムを用い、アルミニウムの枠に固定した。製作した磁気歯車の写真を Fig. 6 に示す。

6 実験

6.1 計測システム

本研究では表面磁石型磁気歯車の特性計測のため、Fig. 7 のような計測システムを用いた。右端の定格出力 2.0 kW 、定格トルク 6.36 Nm 、定格回転速度 3000 rpm の AC サーボモータからトルクを入力し、磁気歯車の高速ロータを駆動する。出力側は、低速ロータ・トルク検出器・回転数検出器・パウダーブレーキ (左端) が接続され出力軸となっている。高速ロータから伝達されたトルクは低速ロータに伝達され、出力軸を回転

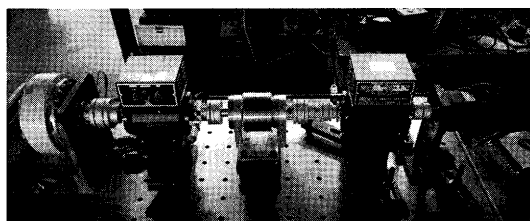


Fig. 7 Experimental set up.

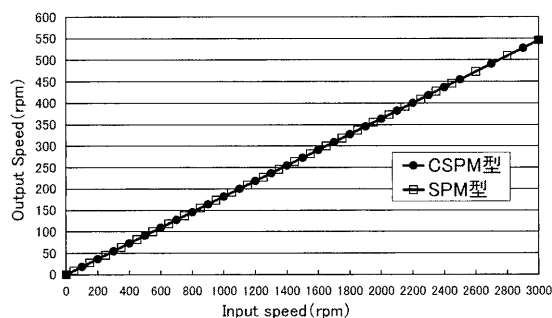


Fig. 8 Input and output speeds.

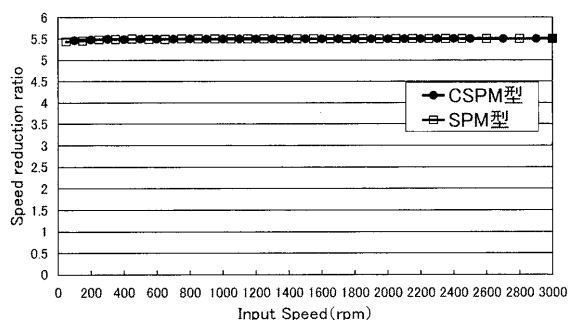


Fig. 9 Rotation speed reduction ratio.

させる。出力軸端に付けられた定格トルク 25 Nm のパウダーブレーキにより負荷を与えることで、入力軸・出力軸にトルクを発生させる。入力側検出器は、入力軸の回転数とモータと高速ロータ間に発生するトルクを検出する。出力側検出器は、出力軸の回転数と低速ロータとパウダーブレーキ間に発生するトルクを検出する。

6.2 実験結果

まず、出力軸に負荷を与えない無負荷状態での入力・出力回転速度の測定を行った。結果を Fig. 8 に示す。SPM 型、CSPM 型の両モデルで 3000 rpm まで回転可能であることが確認できた。また、入力・出力回転速度の差である減速比は Fig. 9 に示す通り、5.5 で一定であり、3000 rpm まで同期して回転可能であることが確認できた。

本装置の最大伝達トルクを測定した結果を Fig. 10

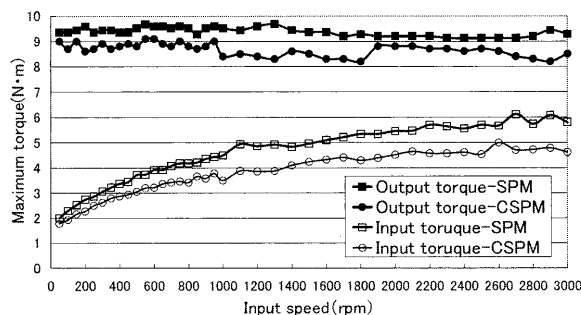


Fig. 10 Maximum torque.

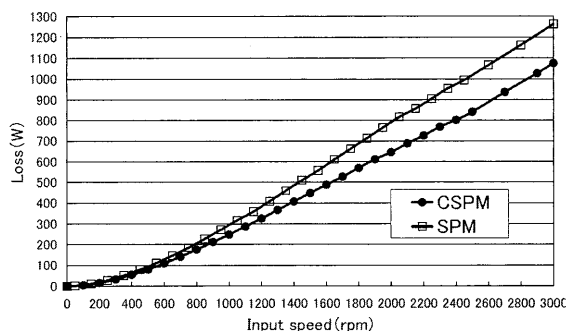


Fig. 11 Losses versus rotation speed without load.

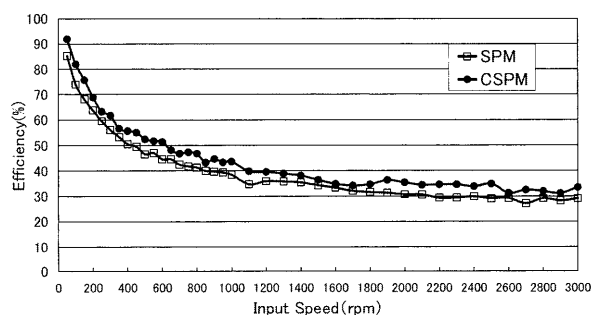


Fig. 12 Transmission efficiencies.

に示す。最大伝達トルクの測定は、モータの回転速度を一定に保ちながら、パウダーブレーキの負荷を大きくしていき、磁気歯車内部のかみ合いがはずれ、空回りしたときの入力・出力トルクを測定した。Fig. 10 より、低速ロータの回転数が低いため渦電流による影響は小さく、両モデルともに最大伝達トルクの回転速度に対する依存性は高速側に比べ極端に少ないことがわかる。最大伝達トルクは SPM 型で約 9.4 Nm, CSPM 型では約 8.7 Nm であり、実用化に必要なトルク 8 Nm を満たしている。文献[8]にも示されているが、CSPM 型は磁束集束部で大きな磁束密度となるが、他の部分の磁束密度は小さくなる。SPM 型では、ロータ表面全体が CSPM 型の磁束密度よりは小さいものの、CSPM 型の他の部分より大きな磁束密度分布となる。本磁気歯車では、静止磁極片の磁極全体がトルクに寄与する

ので, CSPM 型に比べ, SPM 型の最大伝達トルクが大きくなったものと考えられる。

無負荷状態における入力回転速度に対する損失の関係を Fig. 11 に示す。50 rpm での損失は SPM 型で 1.8 W, CSPM 型では 1.4 W であった。速度の増加に伴い損失は増加し, 3,000 rpm では SPM 型で 1,230 W, CSPM 型では 1,050 W の損失が確認できた。CSPM 型の損失は SPM 型の約 84 % である。

Fig. 12 は伝達効率について計測した結果を示したものである。図で 50 rpm での伝達効率は SPM 型で 85.3 %, CSPM 型では 91.9 % となっている。しかし, 3,000 rpm では SPM 型で 29.0 %, CSPM 型では 33.5 % の伝達効率となっている。以上のように, 高速回転時に本歯車の損失は大きく, 効率が低下したので, その原因を調べるため, 静止磁極片, 入力軸および出力軸の温度を測定した。その結果, 軸の温度上昇に対し, 静止磁極片の温度上昇が顕著であった。CSPM 型磁気歯車に 5 Nm の負荷をかけて 500 rpm で連続回転させたときの静止磁極片は, 1,020 秒で 40°C 程度の一定温度に収束するが, 3,000 rpm で連続回転させると, 約 60 秒で 100°C に達する。渦電流の大きさは回転数に比例するので, 上記の損失の支配原因は静止磁極片の渦電流と考えて良い。すなわち, Fig. 11, Fig. 12 で CSPM 型の損失が小さく伝達効率が良い理由は, CSPM 型では, 磁束を 1 点に集束させて局所的に磁束密度を高くした構造であるので, 磁束を集束させていない周囲の磁束密度は低い。これに対し, SPM 型は磁石表面全体から磁束集中型の磁束集中部よりは小さいが磁束集中部以外の部分よりかなり大きい均一の磁束が出る。すなわち, 高速ロータ回転時に磁界の変化の影響を受ける静止磁極片の数が, CSPM 型は SPM と比較して少ないため, CSPM 型は SPM 型に比べて発生する渦電流量が低く, 損失が小さくなったものと考えられる。

本研究では, 高速安定性と追従性に重点を置いたため, 渦電流損失に対する考慮が十分でなく, 効率に対しては不十分な結果となっている。本歯車を実用化するには, 静止磁極片の剛性を確保し, かつ渦電流を遮断する構造の静止磁極片の開発が今後の課題である。

7 結言

本研究では, 伝達トルクが実用領域にあり高速応答性と高速追従性を有する磁束集束型永久磁石配列を用いた磁気歯車を提案し, さらに通常磁石配列の磁気歯車の二つの磁気歯車を試作してその評価を行った。

得られた結果を要約すると以下ようになる。

- (1) 無負荷状態のみならず最大伝達トルク近傍の負荷を掛けた状態においても 3,000 rpm まで安定な同期運転ができた。
- (2) 歯車のサイズが 10 cm 程度で, 伝達トルクは磁束集束型, 通常型のいずれの歯車でも 8.5 Nm 以上であり, 実用化可能な範囲であることが分かった。
- (3) 提案した磁束集束配列の磁気歯車は通常磁石配列の歯車より伝達トルクは若干低下するが, 効率が高くなることが分かった。
- (4) 本歯車を実用化するには, 静止磁極片の剛性を確保し, かつ渦電流を遮断する構造の静止磁極片の開発が必要である。

なお本研究は, JST, 大分県地域結集型研究開発プログラム「次世代電磁力応用機器開発技術の構築」のサブテーマとして行われた結果を含んでいる。関係各位に厚く謝意を表する。

(2011 年 4 月 1 日受付, 2011 年 9 月 8 日再受付)

参考文献

- [1] K.Atallah and D.Howe, A novel high-performance magnetic gear, *IEEE Trans. Magnetics*, Vol. 37, No. 4, pp. 2844-2846, 2001.
- [2] K.Atallah, S.D.Calverley, and D.Howe, Design analysis and realization of a high-performance magnetic gear, *IEE Proceedings: Electric Power Applications*, Vol. 151, No. 2, pp. 135-143, 2004.
- [3] K.T.Chang, Dong Zhang, J.Z.Jiang, Chunhua Liu, Yuejin Zhang, Design of a Magnetic-Geard Outer-Rotor Permanent-Magnet Brushless Motor for Electric Vehicles, *IEEE Trans. Magnetics*, Vol. 43, No. 6, pp. 2504-2506, 2007.
- [4] Linni Jian, K.T.Chau, Yu Cong, J.Z. Jiang, Chuang Yu, and Wenlong Li, Comparison of Coaxial Magnetic Gears with Different Topologies, *IEEE Trans. Magnetics*, Vol. 45, No. 10, pp. 4526-4529, 2009.
- [5] 池田哲也, 中村健二, 一ノ倉理, 永久磁石式磁気ギアの効率向上に関する考察, *Journal of the Magnetic Society of Japan*, Vol. 33, No. 2, pp. 130-134, 2009.
- [6] 松村雅理, 山本優文, 平田勝弘, HB 型磁気伝達減速機構に関する研究, 第 20 回『電磁力関連のダイナミクス』シンポジウム, 21A3-5, pp. 77-80, 2008.
- [7] 山本優文, 平田勝弘, 松村雅理, 新しい磁気伝達減速機構に関する研究, 日本 AEM 学会誌, Vol. 17, No. 2, pp. 188-193, 2009.
- [8] 岡克, 戸高孝, 榎園正人, 長屋幸助, 藤田智之, 二次元有限要素法による表面磁石型磁気歯車の磁界解析, 第 19 回 MAGDA コンファレンス講演論文集, pp. 623-628, 2010.
- [9] P.O.Rasmussen, T.O.Andersen, F.T.Jorgensen and O.Nielsen, Development of a High-Performance Magnetic Gear, *IEEE Trans. Ind.*, Vol. 41, No. 3, pp. 764-770, 2005.