

博士学位論文

非接触磁気継手および磁気歯車の高機能化に  
関する研究

Studies on High-Performance Magnetic Couplings and  
Magnetic Gears

2014 年

群馬大学大学院

藤田 智之

# 目次

第 1 章 序論 .....	1
1.1 はじめに.....	1
1.2 継手.....	2
1.2.1 機械式軸継手 .....	3
1.2.2 磁気継手 .....	4
1.3 歯車.....	7
1.3.1 歯車の歴史 .....	7
1.3.2 磁気歯車 .....	9
(1) プラスチック磁石歯車 .....	11
(2) 円筒型磁気歯車 .....	13
(3) 対向型磁気歯車 .....	14
(4) 表面磁石型磁気歯車 .....	15
1.4 本論文の構成.....	19
参考文献 .....	21
第 2 章 磁気継手の基本構造と試作・評価 .....	25
2.1 はじめに.....	25
2.2 磁気継手の構造.....	28
2.3 磁気継手の特性.....	29

2.4	磁気継手の解析結果.....	34
2.5	磁気継手の改良.....	40
2.5.1	改良した磁気継手の構造.....	40
2.5.2	改良した磁気継手の特性.....	41
2.5.3	磁気継手の更なる改良.....	43
2.6	まとめ.....	45
	参考文献.....	46
	<b>第 3 章 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</b> .....	<b>47</b>
3.1	はじめに.....	47
3.2	表面磁石型磁気歯車.....	48
3.2.1	表面磁石型磁気歯車の構造.....	48
3.2.2	表面磁石型磁気歯車の駆動原理.....	50
3.3	磁束集束型永久磁石配列を用いた磁気歯車モデル.....	52
3.4	ステータ歯車の検討.....	54
3.5	ステータ歯車の振動設計.....	55
3.6	表面磁石型磁気歯車の試作.....	58
3.7	実験.....	60
3.7.1	計測システム.....	60
3.7.2	実験結果.....	60

3.8	まとめ	65
	参考文献	66
第 4 章	表面磁石型磁気歯車における磁極片形状および磁石配列の検討	69
4.1	はじめに	69
4.2	表面磁石型磁気歯車の構造	70
4.3	磁極片形状の検討	71
4.3.1	磁極片形状の検討	71
4.3.2	解析モデルおよび解析条件	71
4.3.3	解析結果	75
4.4	高速ロータの磁石配列の検討	82
4.4.1	ハルバッハ型磁石配列の検討	82
4.4.2	解析モデルおよび解析条件	83
4.4.3	解析結果	84
4.5	まとめ	89
	参考文献	91
第 5 章	高減速表面磁石型磁気歯車	93
5.1	はじめに	93
5.2	表面磁石型磁気歯車の渦電流防止磁極片の開発	94
5.2.1	表面磁石型磁気歯車の構造	94

5.2.2	高剛性渦電流防止磁極片 .....	95
5.3	高減速表面磁石型磁気歯車の開発 .....	97
5.3.1	表面磁石型磁気歯車の速比 .....	97
5.3.2	高減速磁気歯車の機構 .....	98
5.4	高減速表面磁石型磁気歯車の伝達トルク .....	102
5.4.1	解析モデルおよび解析条件 .....	102
5.4.2	各部の伝達トルク .....	105
5.4.3	伝達可能トルク .....	106
5.4.4	一段減速高減速比歯車の伝達トルク .....	106
5.5	磁束密度分布を用いた考察 .....	107
5.6	まとめ .....	111
	参考文献 .....	113
	第 6 章 結論 .....	115
	謝辞 .....	121

# 第 1 章 序論

## 1.1 はじめに

2011 年 3 月 11 日に発生した東日本大震災は、地震動と津波の影響により、多くの人的被害と共に東京電力福島第 1 原子力発電所における炉心溶融など一連の放射性物質の放出を伴った事故を引き起こした[1]。その結果、東日本大震災以降の日本のエネルギー事情は大きく変わりつつあり、有限な化石燃料や再生可能かつクリーンなエネルギーを効率的に使う必要が求められている。エネルギー消費の中でもモータは、エアコンや洗濯機、コピー機といった家電製品からパワーウインドやドアミラー等で自動車、エレベータやエスカレータ、自動ドアが使用されるビル、コンベアやロボット、工作機械等の産業用と様々な箇所で使用されており、モータを初めとした発電機、変圧器などの電磁応用製品は更なる高効率化が求められている。

様々な箇所で使用されているモータの電力消費量は、日本における電力消費量の約 53% を占め、「日本全国でモータの電力消費量を 1% 平均的に減らすことで、55 万 kW クラスの中型原子力発電所 1 基を使用しなくてもよくなる計算となる」とも言われている[2]。このような背景の中モータは、米国では 2010 年 12 月、欧州では 2011 年 6 月、日本においても 2015 年より高効率規制が施行される。

モータの効率は向上しているが、モータの出力トルクは小さく、モータ単体で大きいトルクを得るには大出力のモータを用いる、もしくはダイレクトドライブモータと言った低回転速度であるが比較的大きいトルクが得られるモータを用いる。しかし、消費電力等の観点から、一般的にモータのトルクを増幅させたい場合、チェーン・スプロケットやベルト・プーリ、歯車等を用いて、それらの速度比分だけモータの回転速度を減少させてトルクの増幅を図る。歯車等を介した後のトルクは、次式の通りである。

$$T = T_m \times G_r \times \eta \quad (1-1)$$

ここで、 $T_m$ はモータトルク、 $G_r$ は減速比、 $\eta$ は減速部の伝達効率である。なお、減速部の効率には、チェーンとスプロケットや歯車同士のかみ合いによる損失、グリースやオイル等の潤滑油による攪拌損失、シールによる損失、軸受による損失を含み、冷却用のファンなどがある場合には、ファンによる風損も含む。加えて、モータ部と減速部をカップリング等の継手を用いて連結する場合には、継手部の伝達効率も加味する必要がある。

上述の通り、モータの効率は法規制等もあり多くの研究・開発がなされている。一方、モータと直結される継手や減速機については、効率についての活発な議論はされていない。しかしながら、エネルギーの有効利用の観点から考えると継手や減速機の高効率化や高機能化は必用かつ重要である。

継手や歯車の高効率化を考えた場合、損失を小さくすることが非常に重要である。その損失は、歯車同士のかみ合い部や軸とオイルシールの摺動部、歯車に取り付けられた軸を支持する軸受の軌道輪と玉もしくはコロの接触部に発生する摩擦損失とグリースやオイル等の潤滑油による攪拌損失が主である。継手にいたっては、連結する軸同士のずれにより、継手のゴムやバネといったずれを吸収する部分に負荷が生じ、その負荷による伝達損失が考えられる。仮に接触して動力を伝達している機構が、非接触で動力を伝達できた場合、歯車同士のかみ合いによる摩擦損失がなくなる。加えて、かみ合いがなくなるが故に潤滑油も不要となり、軸とオイルシールの摺動部に発生する摩擦損失と潤滑油による攪拌損失もなくなる。その結果、非常に高効率化が望めるものと考えられる。

非接触での動力伝達を考えた場合、電磁石や永久磁石よりの電磁力を利用することが最も有効であると考えられる。そこで本研究では、非接触動力伝達機構として永久磁石を用いた磁気継手および磁気歯車に着目し、それらの高機能化に関する研究を行うものとする。

## 1.2 継手

軸継手とは、電動機で機械を直接動かす場合など両方の軸を連結する際に用いられるものである。また、機械の使用中に、2軸の連結を断続したいときに

は、クラッチを用いるが、クラッチも軸継手の一種である[3]。なお、継手とは一般的に2つの部分を接合する構造の総称を指し、建築における伸縮継手や配管用の管継手、上述した軸を連結する軸継手など多くの継手がある。本稿では、軸継手についてのみ取り上げるものとする。

### 1.2.1 機械式軸継手

本稿で議論する磁気継手に対し、従来より多く使用されてきた軸継手は、連結する両軸端にフランジ形上の部品を取付け、2つのフランジをボルトなどで固定するといった機械的に結合する軸継手である。なお、本稿では後述する磁気継手と容易に区別するため、機械的に結合された軸継手を機械式軸継手と称する。

機械式の軸継手には両軸を完全に結合して、両軸心の狂いを許されないもの（固定軸継手）、結合部にゴムや皮などの弾性体あるいは歯車やチェーンなどを介して、わずかな軸心の狂いを許すもの（たわみ軸継手）および交差する2軸を結合し回転力を伝えることができるもの（自在継手）などがある[4]。

固定軸継手は、2軸の軸線が一致しているときに用いられ、代表的なものにフランジ形固定軸継手がある。フランジ形固定軸継手は、軸の両端にフランジを固定し、これをボルトで締め合わせたものである。固定軸継手は、2軸の軸線が完全に一致している場合には、伝達可能な動力も大きく、他の継手に比べてサイズも小さい利点を有する。しかし、取付け誤差等から2軸の軸線に狂いが生じている場合、継手部は2軸の軸線を半ば強制的に一致させるために、軸を支持する軸受に過大な負荷が生じ、装置全体の効率低下や寿命低下などの問題が発生することが考えられる。

そこで、2軸の中心を正しく一致させることが困難なときに、わずかな軸心のずれがあっても使用できる軸継手として、たわみ軸継手がある。たわみ軸継手は、その利便性から多くの種類のものがあり、上述のフランジ形固定軸継手の軸心にわずかなずれがあっても差し支えないフランジ形たわみ軸継手、オルダム軸継手、歯車形軸継手、ローラチェーン軸継手、ゴム軸継手、金属ばね軸継手などがある。特に近年、一般産業界ではサーボモータが多く使用されていることから、高速・高剛性のサーボモータ用の金属ばね継手が、多くの継手メ

一カより販売されている。わずかな軸心のずれがあっても使用できることから、多くの場面で使用されているたわみ軸継手ではあるが、継手のゴムやバネといったずれを吸収する部分に負荷が生じ、その負荷による伝達損失が考えられる。

自在軸継手は、2軸がある角度で交わる場合に用いられるもので、自動車や工作機械などに用いられる。一方の軸が回転すると十時形のリンクを経てもう一方の軸が回転する。自在継手はその構造上、十時形のリンク部は、各軸の連結部に対し自在に動けるように稼動部を持つ。したがって、稼動部の接触部に摩擦が原因による損失が発生する。

上述した通り、原動軸と従動軸を必要に応じて連結し回転力を伝達するクラッチも軸継手の一種である。2軸の連結と切り離しを行うことができるクラッチには、継手面の摩擦力を利用した摩擦クラッチ、つめなどの継手部をかみあわせるかみあいクラッチなどがある[3]。

摩擦クラッチは、軸方向に押し付ける力によって生じる摩擦を利用して、動力を伝達するようにした軸継手で、回転中に着脱することができる。軸方向に押し付ける力に電磁力を利用した電磁クラッチも摩擦クラッチの一種である。この摩擦クラッチは、一定以上の荷重が従動軸に加わると、接触面に滑りを生じ、原動軸に過大な荷重が加わらない利点がある。しかし、接触面に滑りが生じた際には、磨耗粉が発生する。また、繰返し滑りが起こると、接触面の摩擦係数が変化し、伝達できる動力が変化したり、滑りが発生する動力の大きさが変化したりすることが考えられる。

かみ合いクラッチは、互いにかみ合う“つめ”を持ったフランジを両軸端に取付け、必要に応じて、従動軸側のフランジを軸上で滑らせ、つめをかみ合わせるようにしたもので、つめのかみ合いにより動力を確実に伝達することができる。しかし、かみ合いクラッチは、回転中の着脱は難しく、摩擦クラッチのように過大な荷重が加わらないように滑りを引き起こすことができない。

### 1.2.2 磁気継手

機械式軸継手における伝達損失および磨耗粉の発生といった問題点は、連結される継手同士もしくは継手と軸が接触していることに起因すると考えられる。仮に継手同士が接触せずに動力の伝達が可能である場合、継手同士が接触

していることに起因する動力損失は、回避できる。また、過大な荷重が加わった際、軸上を継手が滑ることなく動力を遮断できれば、継手と軸が接触し滑ることによる磨耗粉の発生は回避できる。これらの問題を回避する手段として、永久磁石を利用した磁気継手が非常に有効であると考えられる。

磁気継手は、相対する永久磁石間に働く引力、斥力もしくは引力と斥力を利用して、磁氣的な噛み合いにより、非接触で駆動側の動力を従動側へと伝達させるものである。非接触で動力伝達できることから、機械式軸継手のような継手同士が接触していることに起因する動力損失は、ないものと考えられる。また、引力や斥力よりの許容伝達能力を超えた場合には、駆動側と従動側に取り付けられた磁気継手の磁氣的な噛み合いが解かれ、同期速度が保てなくなり、同期はずれを起こし、過大な荷重が駆動側に取り付けられた装置に加わらなくなる。したがって、機械式軸継手のような、過大な荷重が加わった際に起こる継手と軸が接触し滑ることによる磨耗粉の発生はない。

以上のように機械式軸継手の問題点を回避できる磁気継手は、非常に有効な継手ではあるが、非接触であるが故に伝達可能な動力が小さいといった問題がある。そこで、堺らは大容量の永久磁石式磁気継手の研究を行っている[5]。堺らによれば、従来の磁気継手は、薬品・食品の製造機械に主に使用されており、低速（1200rpm）・小トルク（10N・m以下）である。従来の磁気継手に対し堺らは、高磁気エネルギー積の希土類磁石（SmCo、Nd-Fe-B）を用いて、高速（5,000～10,000rpm）で大トルク（100N・m）が求められる石油類の流体ポンプやレーザ発信器の送風機などで使用可能な大容量の磁気継手を開発している。堺らの開発した磁気継手は、連結する軸に対し、垂直面に磁気継手の噛みあい面を持たせるアキシヤルギャップ構造ではなく、連結する軸に対し、軸方向に噛みあわせるラジアルギャップ構造の磁気継手である。また、磁気継手同士のすきま（ギャップ）には、気体、流体が満たされた従動側つまり負荷側と駆動側を完全に分離するべく隔壁を設けてある。この磁気継手は、外転ロータの外径は216mm、磁石の軸方向長さは55mm、隔壁が介在するギャップは12.5mmであり、伝達トルクは100N・m程度である。つまり、伝達トルクを継手の体積で除したトルク密度は49.6kN・m/m<sup>3</sup>程度である。これに対し、高速で大トルク用途で使用されることが多いサーボモータ用の一般的な機械式の金属ばね継手は、

継手外径が 210mm、継手長さ 165mm のもので伝達トルクは 4000N・m 程度であり、トルク密度は約  $700\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  である[6]。堺らの開発した磁気継手は、継手内に隔壁を設けることで完全なシール環境のもと、動力を伝達可能であるが、その伝達能力は、機械式磁気継手と比較すると低い。つまり、石油類の流体ポンプやレーザ発信器の送風機などの用途では、磁気継手は有効であるが、一般産業用の中型・大型の搬送機などの  $100\text{N}\cdot\text{m}$  を大きく超える用途には、適さないと思われる。

産業用の搬送機などは、誘導機やサーボモータなどのモータに加えて、歯車からなる減速機が使用されることが多く、中でもギアモータと呼ばれる減速機とモータを一体化した構造のものが多く使われている。ギアモータと装置との連結には継手が使われており、そのほとんどは機械式軸継手であると思われる。その理由は、磁気継手の伝達能力では、ギアモータと装置との連結が十分満足することができないためである。しかしながら、モータと減速機間に継手を取り付けることを考えた場合、伝達トルクはモータよりの動力のみとなり、継手の伝達トルクは数  $\text{N}\cdot\text{m}$  程度である。また、減速機のサイズは伝達トルクに応じて大きくなることから、モータと減速機の間に取り付ける継手サイズの制限は大きくないものと考えられる。つまり、モータと減速機間に取り付ける継手は、磁気継手でも十分に対応可能といえる。

減速機は、歯車を使用していることからオイルやグリースといった潤滑油が封入されており、潤滑油を封止する目的で、入力側と出力側にそれぞれオイルシールが取り付けられている。出力側のオイルシールは、モータよりの回転速度が、減速機内部で減速されて回転する出力軸の潤滑油を封止している。一方、入力側オイルシールは、モータよりの回転速度と同じ回転速度で回転する入力軸の潤滑油を封止している。加えて、モータが発生する熱についても入力側オイルシールは、その大きく影響を受ける。したがって、減速機の入力側オイルシールは、出力側オイルシールに比べて、過酷な環境下で使用され、長期使用によるオイルシールに使用されるゴムの硬化やオイルシールのリップ部や軸の磨耗などによって、入力側オイルシールよりの潤滑油漏れなどが発生することが考えられる。モータと減速機間を磁気継手で連結し、減速機側の継手を減速機内部に配置し、モータよりの動力を減速機の隔壁で分離しつつ伝達可能と

なれば、入力側オイルシールは必要でなくなり、入力側オイルシールよりの潤滑油漏れも発生しなくなる。

磁気継手は、上述の通り、継手に過大な荷重が加わった際に同期はずれを起こし、過大な荷重が駆動側に取り付けられた装置に加わらなくなる利点がある。しかし、同期はずれが起こった後、再同期化させるには装置全体を完全に停止させる必要があり、瞬間的な負荷変動時にも同期はずれが起こり、そのたびに装置全体が停止し、生産性が低下する恐れがある。そこで、再同期化が可能な磁気継手が必要であると考えられる。

以上の背景から、本研究ではモータ軸と減速機の入力軸とを連結する保護機能としての磁気継手を開発する。また、衝撃や過負荷保護に留まらず、保護後の動作についても再同期化できる性能も追及することとする。

### 1.3 歯車

歯車は、一对の軸に取り付けられた車の周辺に設けられた歯をつぎつぎにかみあわせることによって運動を伝達する機械要素である[4]。歯車には、平歯車、はすば歯車、やまば歯車といった平行である2軸の間に運動を伝達する平行軸歯車、すぐばかさ歯車やまがりばかさ歯車、マイタ歯車、冠歯車といった交差する2軸の間に運動を伝達する交差軸歯車、ねじ歯車、円筒もしくは鼓形ウォームギア、ハイポイドギアのように交わらず平行でない2軸の間に運動を伝達する食違い軸歯車と多くの種類が存在する。

#### 1.3.1 歯車の歴史[7]

車にぎざぎざの歯が設けられたものを歯車とすると、人類の最初の使用は機械要素としてではなく、西暦紀元前2000年に装飾や装身具、陶器壺の彩色絵、金属容器の彫刻として用いられた。ついで青銅製の鑄造歯車形盆や車があらわれた。これらは人類による金属の利用の当初より始まり、眼および太陽を表現しているものと思われる。

技術つまり機械要素としての歯車についての確実な最古の記録は、ギリシャの哲学者でもある Aristotle (384~322 B.C.) の著書“機械の問題”と考えられ

る。Aristotle は著書の中で、楔、曲軸、ころ、車輪、滑車などとともに、回転運動を伝達する青銅製や鉄製の歯車を挙げている。しかしながら、Aristotle が歯車を発明したということではなく、当時すでに金属製歯車がある程度使われていたことを示すものである。古代の人々による歯車の最初の利用は、水揚げ車の形によってではないかと考えられている。しかし、水揚げ車のような原始的歯車がいつ、どこで発明されたかは明らかではない。

ギリシャの著名な学者である Archimedes (287~212 B.C.) は、Aristotle が言及していないウォームギア 1 個と 9 個の互いにかみ合う歯車を用いて、130kg の力で 26ton の重量物を持ち上げるという巻上機を製作するという当時としては画期的な業績を残している。なお、Archimedes のウォームギア巻上機の歯車はブロンズ製、軸は鉄製であったと言われている。

古代の歯車は、主に大きい力を得るため、もしくは動力伝達のために用いられた。そして中世にいたって歯車は、時計と結びつけられ、時計用歯車として次第に精巧な歯車がつくられるようになり、今日の歯車の形に近づいたと言われている。歯車付水時計はすでにギリシャ時代に存在していたようであるが、いわゆる機械時計は、西暦 850 年頃にイタリアのヴェローナ地方の副監督 Pacificus および Gerbert (後の法皇 SylbesterII) が発明したと言われている。また、1250 年頃のフランスの建築家 Villard de Honnecourt のアルバム中に歯車の回転を制御する脱進機の図があり、これが時計脱進機に対する最初の記録と言われているようである。

その後、各種の機械時計が製作された。15 世紀には塔時計が広く普及し、著名な Galileo Galilei (1564~1642) については、振子脱進機を持つ時計を考案した。このように機械時計が刻む時間をより正確にするべくなされた工夫改良に伴い、歯車においても正確なものが要求されるようになった。

15 世紀の後半には Leonard da Vinci が現われ、歯車技術史上にも特筆すべき成果を残している。Leonard da Vinci が示した歯車装置は極めて多く、当時使用されていた歯車装置よりも一歩進んだ、今日の形態に近いものを提案している。Leonard da Vinci は、多種の歯車を示し、それらの歯車を縦横に駆使していろいろの巧妙な機械装置を考案している。これらのことから、Leonard da Vinci によって機械要素としての歯車の地位が確立されたものと考えられる。

17 世紀になると歯車の歯形の理論的研究が始まる。18 世紀に達すると機械工業が盛んになり、やがて産業革命がおこり、近代的な、本格的な機械工業の時代となる。その課程の中で、サイクロイドやインボリュートと言った歯形の研究、各種の歯切り方法と歯切り盤の開発等が多くなされ、歯車の性能向上や品質向上、生産性の向上が図られた。

19 世紀の初頭にいたって動力源として蒸気機関が盛んに用いられるようになり、またこの動力によって運転される機械が多量につくられるようになってくると、機械を製作するのに機械を持ってすることが普遍化してきて、工作機械の発達が始まり、これがさらに歯車の需要を高めた。その後、Werner Siemens (1816~1892) が 1879 年にベルリンの商工博覧会で電気鉄道の実例を示し、動力源としての電気が認識され、電動機の時代が始まる。やがて工場の据付蒸気機関も電動機がとって代わり、さらには個々の機械に電動機が取り付けられるようになり、高価な電動機の小型高速化、標準化、多量生産による価格引下げが促進され、これに応じて歯車装置が広く用いられるようになり、一定の高速回転電動機に歯車装置を直結して一体とし、任意の回転速度が直接得られるギアードモータもつくられ、歯車技術は電動機の進歩普及と対応してめざましい発展をとげる。19 世紀後半から 20 世紀初めにかけては、ヨーロッパ諸国の各所や米国で自動車の製作が行われるようになり、自動車は急速な発展をとげ、歯車技術に大きな進歩をもたらした。これらの歯車はすでに今日の形態の歯車といえるが、現代に至るまで更なる研究・改良が施され、歯車は現代社会において必要不可欠な機械要素の一つとなっている。

### 1.3.2 磁気歯車

紀元前 2000 年頃に装飾として用いられてきた歯車は、多くの賢人達の研究活動によって、現代において自動車、家電製品、工作機械、ロボットや各種産業機械と様々な場所で使用されている。現代社会には不可欠である歯車は、機械要素として使用され始めた時代から現在に至るまで、歯と歯が転がり接触のみならず滑り接触を伴いながら動力を伝達してきた。

歯車が接触しながら動力を伝達する際、接触部に摩擦が発生し、それは摩擦負荷となり、伝達効率が低下する。また、接触しながら動力を伝達するため、

歯の磨耗、磨耗粉による発塵、歯車同士のかみ合いによる騒音・振動が発生し、それらを抑制するためのグリースやオイル等の潤滑油が必要となる。潤滑油は、歯車や軸受の摩擦などによって発生する熱を冷却する効果もある。しかし潤滑油は、摩擦防止に必要な油膜を接触面に形成するため、一定以上の粘度を持ち、長期間の使用で粘度が低下した場合や潤滑油が磨耗粉などで汚れた際には交換するなどのメンテナンスを必要とする。そして、潤滑油の粘度は、粘性抵抗となり、歯車の回転時には攪拌損失へと繋がる。変・減速機内部に封入された潤滑油は、Oリングやオイルシールといったシールで封止されている。シールの材質は一般的に、ニトリルやフッ素などの合成ゴムであり、一定期間を使用した後、適切に交換する必要がある、メンテナンスを必要とする。交換を怠った場合、Oリングは、長期使用による変形やゴムの硬化による油漏れ、オイルシールの場合には、オイルシールのリップ部やリップに接触している軸の磨耗による油漏れが起こる。

機械式歯車の接触による種々の問題を軽減する方案の一つとして、従来は金属でつくられた歯車を樹脂でつくった樹脂歯車がある。樹脂歯車には、自己潤滑性を持つMCナイロンなどのポリアミド樹脂やジュラコン（商品名）などのポリアセタール樹脂が用いられることが多い。樹脂歯車は、低回転や低負荷の環境下では無潤滑でも使用でき、軽量で騒音も小さいことから、コピー機などのOA機器やエアコンなどの家電製品で多く使用されている。しかし、歯車が樹脂でつくられているために歯面強度が小さく、潤滑油を用いても大きな動力を伝達できない。また、材料自体の摩擦係数は小さいが、歯車の接触面には摩擦が発生し、伝達効率の低下は否めず、樹脂歯車においても接触による問題回避には、完全に至らない。

以上のように、歯車の接触は、伝達効率の低下をもたらすだけでなく、潤滑油による汚染やメンテナンスを必要とするなどの問題点を有する。

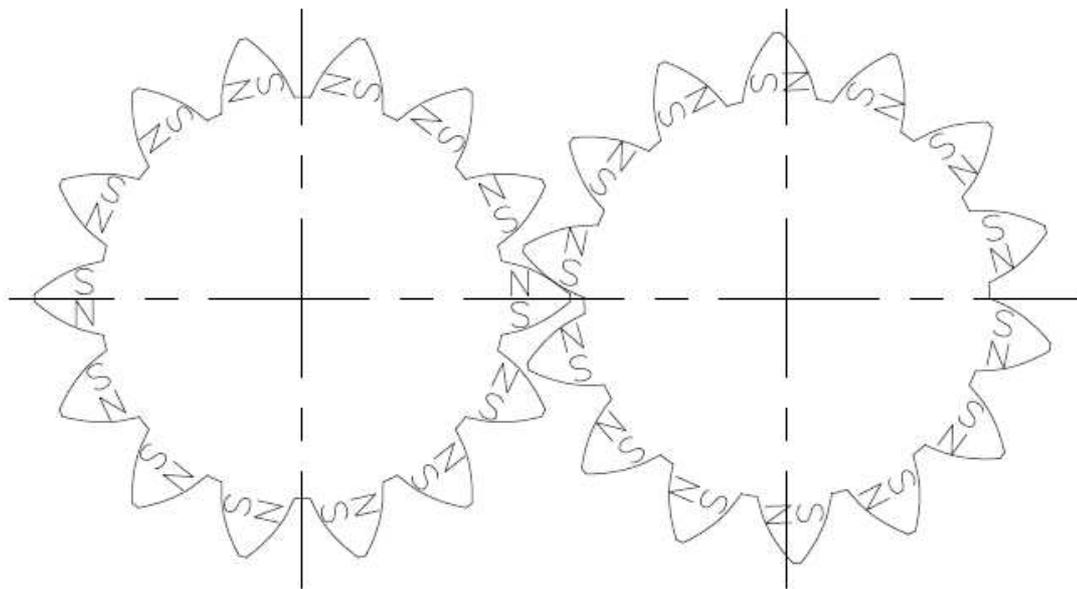
近年、エネルギーの有効利用の観点から、モータを初めとした発電機などの電磁応用製品や自動車エンジンなどの内燃機関の高効率化が求められ、法規制も整備されている。しかしながら、モータや自動車エンジンに直結される歯車を使った変・減速機の効率についての法規制は、整備されていない。エネルギーを有効に利用するには、モータや自動車エンジンのみの効率を向上させるだ

けでなく、システム全体の効率を向上させる必要がある。つまり、各種制御に必要な電子回路や電装部品等の消費電力の低減に加えて、変・減速機の効率向上も非常に重要である。また、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こともある。

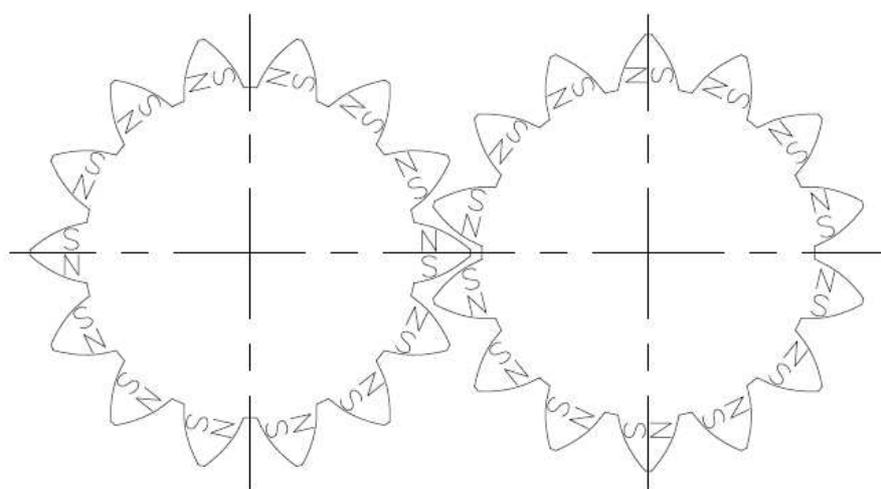
そこで、これらの問題を解決するために歯の接触のない磁気歯車の利用が検討されている。磁気歯車は、相対する永久磁石間に働く引力、斥力もしくは引力と斥力を利用して、磁氣的なかみ合いにより、非接触で動力を伝達させるものである。非接触で動力伝達できることから、従来までの機械式の歯車のような歯車同士が接触していることに起因する伝達効率の低下や潤滑油による汚染、メンテナンスの必要性などの種々の問題はないものと考えられる。また、引力や斥力よりの許容伝達能力を超えた場合には、磁気歯車の磁氣的なかみ合いが解かれ、同期はずれを起こし、過大な荷重が磁気歯車装置を取り付けた装置に加わらなくなる効果も有する。さらに、磁気歯車間の空隙にプラスチック等の樹脂、セラミックス、アルミ板などの非磁性体による隔壁があっても動力を伝達できるといった特徴がある。

### (1) プラスチック磁石歯車

機械式歯車の欠点を補えることが可能である磁気歯車は、多くの研究が活発に行われている。その一つとして、庄司らが開発した樹脂歯車をフェライトボンド磁石に変更した磁気歯車が挙げられる[8]-[10]。ボンド磁石とは、フェライトやNd-Fe-B、Sm-Fe-Nなどの永久磁石磁粉に熱可塑性樹脂などをバインダーとして固化成形した磁石である。バインダーを含む分、焼結磁石と比較して磁気特性は劣るが、寸法精度が高く、形状自由度が高く、金型で成形するために大量生産が容易であるといった特徴を持つ。庄司らの開発した磁気歯車は、図1-1に示すような機械式歯車の歯を持ち、その歯をボンド磁石で成形し着磁した構造である。庄司らの報告によれば、図1-1(a)のかみ合いであれば、歯車を滑らかに回転するために必要な歯車の同士のかみ合いガタイいわゆるバックラッシュをなくして動力を伝達でき、図1-1(b)のかみ合いであれば、非接触で動力を伝達できる。但し、図1-1(b)のかみ合いの場合は、一つの歯形のかみ合い始めから、かみ合い終わりまで同じ表面磁束密度でないと、また、かみ合



(a)ノンバックラッシかみ合い



(b)非接触かみ合い

図 1-1 プラスチック磁石歯車

い始めから、かみ合い終わりまで、同じバックラッシ量でないと回転に脈動が起こる。さらに、着磁が難しいなどの問題点がある。そこで庄司らは、バックラッシがないつまりノンバックラッシを目的として図 1-1 (a) のかみ合いを採用した。しかし、庄司らの報告にもあるが、無潤滑の環境下では、磨耗が始まると、ボンド磁石中のフェライトが摘出され、フェライトを含む磨耗粉は歯形に付着しているため、磨耗促進剤の働きを行う。そのため急激な磨耗が始まる。そこで、磨耗を防止するため、潤滑油を用いている。庄司らの開発した歯車は、磁石を用いた歯車であることから磁気歯車と考えられるが、ノンバックラッシを目的としていることから、回転時には常に歯面が接触しており、上述した磁気歯車の優位性の多くを有していない磁気歯車である。

## (2) 円筒型磁気歯車

非接触で動力を伝達する磁気歯車の基本形とも考えられる磁気歯車は、円筒型の磁気歯車である。円筒型磁気歯車は、平歯車の歯を永久磁石に置き換えたものである[11]。但し、円筒型磁気歯車は、上記の庄司らが開発した歯車の歯の形状をそのまま永久磁石に変更した磁気歯車とは異なり、円筒回転体側面に磁石を N、S、N・・・と極を貼り付け、1組の円筒のお互いの表面にある磁石同士で磁気回路を組み、磁石同士に働く引力と斥力によって動力を伝達する磁気歯車である。速比は、それぞれの磁極数の比で決定される。

図 1-2 に簡単な磁気歯車の原理モデルを示す。2つの歯車が (a) のような位置関係の場合、歯車近傍の磁界は安定となるため、各回転軸にトルクは発生しない。しかし、(b) に示すように入力側磁気歯車を回転させ、安定状態が崩れるとき、(c) のように出力側磁気歯車に、入力側の異極磁石からは引力を、同極磁石からは斥力を受け、安定状態になろうとする向きにトルクが発生する。その結果、(d) のように安定点に落ち着く。これらの運動が連続して起こり、その結果によりトルクの伝達が行われる。

円筒型磁気歯車は、構造が簡単であり、入力側磁気歯車と出力側磁気歯車の距離を変更することで伝達可能トルクが変更可能である。相対する磁石間の距離は、狭いほうが引力と斥力が大きく働くために伝達可能トルクが大きくなり、広いほうが引力と斥力が小さくなり伝達可能トルクは小さくなる。安藤らによ

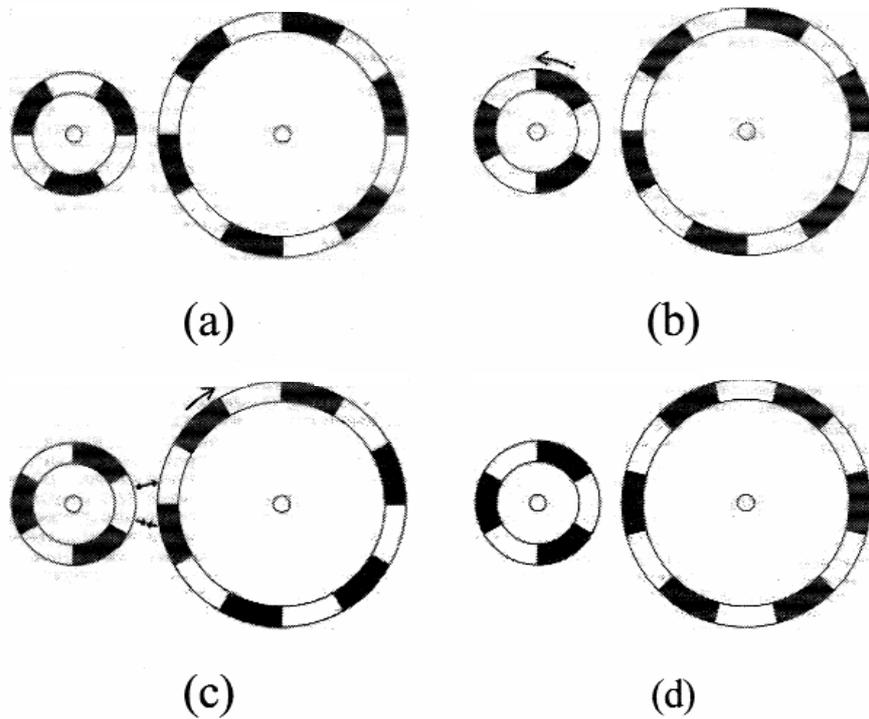


図 1-2 磁気歯車の原理モデル[11]

れば、伝達可能トルクは、(磁石間の距離)<sup>-2</sup> に比例すると報告がなされている。しかし、磁気歯車同士を近づけていくと磁石と磁石を固定させ磁石の引力を増幅させるヨーク間の引力よりも、磁石と磁石間の引力が大きくなり磁石がヨークから剥離する危険性がある。また、磁石間の引力が大きくなると、磁気歯車を保持している軸や軸受にラジアル方向荷重が作用し、軸や軸受の損傷が懸念される。さらに、円筒型磁気歯車の磁石において、動力伝達に寄与する磁石は、相対する磁石のみであり、多くの磁石は動力伝達に寄与せず、大きな伝達トルクを得ることが難しい。

### (3) 対向型磁気歯車

円筒型磁気歯車に対し、伝達トルクに寄与する磁石を多くした磁気歯車として、対向型磁気歯車を鶴本らが提案している[12]。対向型磁気歯車は、円筒型磁気歯車が、軸と平行に歯車間のギャップを持つラジアルギャップ構造の磁気

歯車であるのに対し、軸と垂直に歯車間のギャップを持つアキシシャルギャップ型の磁気歯車である。その構造は、大小2つの円盤型の回転体表面に磁石をN、S、N・・・と極を貼り付け、2つの円盤の軸芯をずらして向かい合わせ、円盤同士が重なり合う複数組のお互いの表面にある磁石同士で磁気回路を組み、磁石同士に働く引力と斥力によって動力を伝達する磁気歯車である。速比に関しては、大小2つの円盤に貼り付けられた磁極数で決定される。なお、鶴本らは円盤表面の磁石をインボリュート曲線のような曲線を持つ形状にすることで、複数組の磁石が同時に滑らかに噛み合うように工夫を施している。また、鶴本らは、単純な2組の円形の磁気歯車に加えて、非円形の磁気歯車や2つの円盤の内、片側の永久磁石を電磁石にしたハイブリット型[13],[14]、小さいほうの円盤を遊星歯車装置の遊星歯車もしくは太陽歯車として複数個配置した遊星・差動磁気歯車[15]-[17]など種々の対向型磁気歯車についても提案している。

対向型磁気歯車は、磁石形状は複雑であるが構造自体は比較的簡単であり、相対する円盤型磁気歯車の距離を変更することで伝達可能トルクが変更可能である。上述の円筒型磁気歯車と同様に磁石間の距離は、狭いほうが引力と斥力が大きく働くために伝達可能トルクが大きくなり、広いほうが引力と斥力が小さくなり伝達可能トルクは小さくなる。磁石間の引力が大きくなると、磁気歯車を保持している軸受にアキシシャル方向荷重が作用し、軸受の損傷が懸念される。また、対向型磁気歯車は、磁石形状の工夫や遊星・差動磁気歯車化などにより、円筒型磁気歯車に対して、動力伝達に寄与する磁石は多い。しかしながら、それでも未だ動力伝達に寄与していない磁石が多く、大きな伝達トルクを得ることが難しいと考えられる。

#### (4) 表面磁石型磁気歯車

以上のように磁気歯車は、非接触であるが故に伝達可能な動力が小さいといった問題がある。そこで、表面磁石型磁気歯車と呼ばれる磁気歯車を Atallah らが提案した[18],[19]。表面磁石型磁気歯車は図 1-3 に示す通り、同心軸上に内側より、

高速ロータ : 磁極の N 極と S 極を交互に入れ替えた半径方向に磁化された扇形の永久磁石をヨークに貼り付けたもの

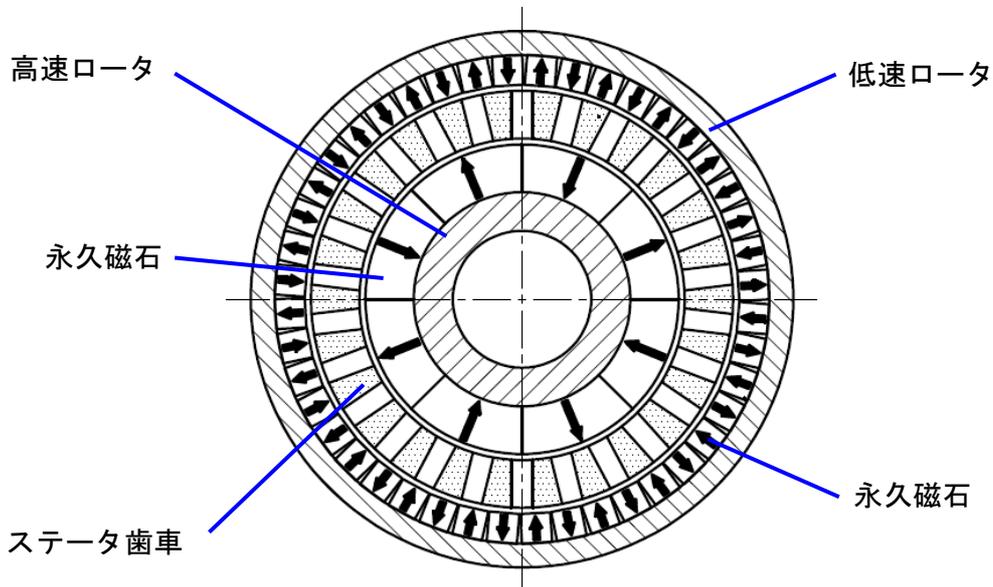


図 1-3 表面磁石型磁気歯車の構造

ステータ歯車: 高速ロータに貼り付けた磁石からの磁束を低速ロータに導くはり状の磁極片を有するもの

低速ロータ : N 極と S 極を交互に入れ替えた厚み方向に磁化された長手方向に一樣な磁束を有する永久磁石をヨークに貼り付けたもの

の 3 つの部品より構成される。なお、図中の矢印は、磁石の着磁方向を示す。

表面磁石型磁気歯車は、高速ロータが回転するとギャップ中に発生する磁束のうち、低速ロータの磁極間隔と等しい空間高調波成分が減速して回転することによってトルクが伝達される。また、高速ロータと低速ロータは、磁極片の集合体であるステータ歯車を介して、全ての磁石が相対しており、動力伝達に寄与する磁石が非常に多く、構造は複雑であるが高い伝達トルクを発生することができる特徴を持つ。なお、表面磁石型磁気歯車は、体積あたりの伝達可能トルクであるトルク密度が  $100\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  程度であると Atallah らによって報告されている。

高い伝達トルクが得られる表面磁石型磁気歯車は、提案した Atallah を初め、

多くの研究がなされている。

一ノ倉らは、解析対象を二次元あるいは三次元の磁気抵抗回路網で表すことで、機器の諸特性を算定する手法であるリラクタンスネットワーク解析を用いて、表面磁石型磁気歯車の動特性を算定し、試作機を製作し、性能評価を行っている[20],[21]。また、一ノ倉らは有限要素法を用いて磁場解析を行い、表面磁石型磁気歯車の永久磁石に発生する渦電流損の低減手法について、磁石の厚みや軸方向の長さの変更、もしくはボンド磁石の使用といった提案を行っている[22],[23]。一ノ倉らは、磁場解析だけではなく、実際に磁気歯車を製作し実験を行っているが、その回転速度は1000rpmまでであり、サーボモータなどの高速で用いられるモータ用の歯車としては、使用が制限される可能性が考えられる。

Rasmussenらは、高速ロータの表面に配置された磁石をロータ内部に埋め込んだ、埋込構造永久磁石同期電動機 (Interior Permanent Magnet Synchronous Motor) いわゆる IPM モータのロータ構造と同じような構造にした表面磁石型磁気歯車を提案している[24]。Rasmussenらについても、実際に磁気歯車を製作し実験を行っているが、その回転速度は1600rpmまでであり、実使用化では、使用用途が制限される可能性が考えられる。Rasmussenらの磁気歯車は、ステータ歯車の磁極片を積層した電磁鋼板で形成し、積層形状の保持と剛性増加のため、磁極片をナイロンで固めており、高温下ではナイロンが溶けるという難点が考えられる。

平田らは、それまで不十分であった表面磁石型磁気歯車の動作原理や高調波磁束の存在について、二次元有限要素解析と理論式を用いて説明すると共に減速比、ステータ歯車の径方向長さおよびギャップ間距離についての設計指針を示している[25]。また、三次元有限要素解析と実機による実験により、表面磁石型磁気歯車のコギングトルクの定式化とコギングトルクに含まれる次数成分を明確化している[26],[27]。平田らにおいては、表面磁石型磁気歯車の動作原理を利用した新たな磁気歯車についても提案している[28]-[31]。平田らが新たに提案した磁気歯車はハイブリット型磁気歯車減速機と呼ばれ、HB (ハイブリット) 型ステッピングモータのロータ構造を表面磁石型磁気歯車の高速ロータと低速ロータに適用し、電磁軟鉄でつくられた突極性を持ったロータ2個

で永久磁石を挟みこみ、永久磁石の磁力でロータの突極部を磁化させている。ハイブリット型磁気歯車は、表面磁石型磁気歯車と同様に高速ロータと低速ロータ間のギャップ中には、等間隔に配置された磁極片で構成されたステータ歯車が配されており、空間高調波を利用して動力を伝達する表面磁石型磁気歯車と同じ動作原理で、動力を伝達する。平田らは、ハイブリット型磁気歯車以外にもハイブリット型磁気歯車のラジアルギャップ構造をアキシヤルギャップ構造にしたアキシヤルギャップ形磁気歯車も提案している[32],[33]。ハイブリット型、アキシヤルギャップ型のいずれも磁石の使用量が非常に少なく、簡単な構造で堅牢性が高いといった特徴を持つが、磁石の使用量が少ないが故に伝達可能トルクが低く、実用化には多くの改良が必要であると思われる。

以上のように表面磁石型磁気歯車は、高い伝達トルクが得られることから、駆動原理の解明、コギングトルクの低減、新機構の提案等の研究が行われ、多くの問題が解決されている。しかし、磁気歯車の実用化はほとんどされておらず、研究開発段階である。その理由として、機械式歯車と比較して、非接触であるが故に伝達トルクが低く、多くの永久磁石を使用するためにコストが高いことが考えられる。

一方、産業界では、数分の1程度の低減速から数千分の1という高減速まで種々の減速比の機械式歯車を使った減速機が使用されている。また、機械式歯車を使った減速機は、減速機の入出力を入れ替えて風力発電機等の増速機としても用いられている。増速機として用いる場合、逆転効率の観点からウォーム歯車やねじ歯車といった歯車を用いることは一般的に少なく、平歯車や傘歯車で多段増速し、高増速比化する必要がある。すなわち、磁気歯車の実使用を考えた場合、高トルク化、低コスト化に加えて、高減速比化は重要な検討項目であると考えられるが、これまでのところ、高減速比化を検討した研究は見受けられない。高トルク化、低コスト化、高減速比化の課題を達成することで、上述の風力発電機等の増速機以外にも電気自動車用の変減速機、クリーンルームや食品工場での搬送装置といった用途が広がるものと考えられる。

これらの観点から本研究では、表面磁石型磁気歯車の実用化を目標に、高トルク化のための磁石配列や磁極片形状について検討し、ついで、高速で使用できるステータ歯車の開発と高減速比化のための構造を検討するものとする。

## 1.4 本論文の構成

昨今のエネルギー事情を鑑みると、産業製品から自動車、家電製品などエネルギーを使用する全ての装置やシステムの効率向上は、必須であると思われる。モータや自動車のエンジンなどにおいては、法規制等で効率は向上しているが、それらに付帯する機械要素である継手や歯車についても高効率化、高機能化は必用かつ重要である。そこで本研究では、継手と歯車の高効率化と高機能化のために、永久磁石を利用した非接触動力伝達機構に着目し、磁気継手および磁気歯車の検討を行う。これらの概略を以下に示す。

まず、第2章では、モータ軸と減速機の入力軸とを連結する保護機能としての磁気継手を開発する。また、開発する磁気継手は、衝撃や過負荷保護に留まらず、保護後の動作についても再同期化できる性能も追及することとする。そこで、モータ軸と減速機の入力軸とが連結可能な磁気継手を開発・製作し、実際にモータ軸と減速機の入力軸を磁気継手で連結した状態で評価を行う。製作する磁気継手は、負荷によって変化する磁気継手の同期状態を確認し、保護機能と保護後の動作について評価検証する。また、試作する磁気継手の磁場解析を行い、実機の試験結果と解析結果の相違を調査する。そして、試験結果や解析結果よりの考察をもとに改良した磁気継手を再度製作し、評価を行うものとする。

第3章から第5章では、表面磁石型磁気歯車について検討する。

特に第3章では、永久磁石の磁束を集束させることで大きな磁束密度が得られる磁束集束型永久磁石配列を高速ロータに適用した高速追従性を有する表面磁石型磁気歯車を提案し、製作および評価する。さらに、通常磁石配列の表面磁石型磁気歯車も製作し、提案した磁気歯車との比較評価を行う。なお、両磁気歯車に用いるステータ歯車については、高速運転が可能な構造および材質について検討し、3,000rpm 高速化でも運転可能なものを用いる。そして、製作する2つの磁気歯車は、50rpm 程度の低速から3,000rpm までの減速比と同期運転が可能かどうかの確認、最大伝達トルク、効率、損失についての評価を行い、提案した表面磁石型磁気歯車の有効性について検証する。

第4章では高トルク化を目的に、第3章で得られた知見をもとに表面磁石型磁気歯車の改良を行う。改良する磁気歯車には、第3章で適用する磁束集束部で大きな磁束密度が得られる磁石配列とは異なる磁石配列として、広い範囲で磁界が形成可能なハルバッハ型磁石配列を高速ロータに適用することを提案する。また、ステータ歯車の磁極片形状についても種々の形状を考案し、より大きな伝達トルクが得られる形状を提案する。提案した高速ロータ、ステータ歯車の構造のそれぞれが、第3章で製作・評価する通常磁石配列の表面磁石型磁気歯車と比較して、伝達トルクにどのような変化をもたらすかを有限要素法による二次元の磁場解析を使い検証する。

磁気歯車の実用化を考えた場合、機械式歯車を用いた減速機の使用状況を考慮すると、第3章および第4章で提案する高トルク化、低コスト化に加えて、低減速比から高減速比まで様々な減速比に対応することが重要である。しかしながら、表面磁石型磁気歯車においては、高減速比化の検討に関する研究は見受けられず、実用化までに検討しておく必要がある。また、磁気歯車の高効率化を考えた場合には、低損失化が重要である。表面磁石型磁気歯車のステータ歯車は、永久磁石が多数貼り付けられた高速ロータと低速ロータ間のギャップ中に磁気回路として配されている。そのためステータ歯車の磁極片には、両ロータよりの磁束が流れ、さらに両ロータが異なる回転速度で回転することから磁場変化が非常に激しく起こり、多大な渦電流による損失が発生し、それらを抑制する必要がある。

そこで、第5章では、まず、渦電流の低減と高速使用を目的に、第3章で得られた知見をもとに、高剛性でかつ渦電流が低減できるステータ歯車を提案する。ついで、表面磁石型磁気歯車の高減速比化について検討し、コンパクトで低コストが実現可能な多段減速による高減速表面磁石型磁気歯車を提案する。提案する磁気歯車は、有限要素法による二次元の磁場解析を用いて伝達可能トルク等の検証を行う。また、1段減速による高減速表面磁石型磁気歯車についても、有限要素法による二次元の磁場解析を用いて伝達可能トルク等の検証を行い、両磁気歯車の比較を行うことで、提案する高減速表面磁石型磁気歯車の有効性について検討する。

末章の第6章では、本研究成果を総括するべく結論を述べる。

## 参考文献

- [1] 東京電力福島原子力発電所事故調査委員会、国会事故調報告書、徳間書店、2012.
- [2] 百目鬼英雄、省エネ、高機能化へ 高効率モータ技術、日刊工業新聞社、2001.
- [3] 林 洋次、機械要素概論 1 力学・材料・機械要素など、実教出版、1998.
- [4] 日本機会学会、機械工学便覧、日本機会学会、1988
- [5] 堺 和人、大石高志、徳増 正、高容量永久磁石式磁気カップリングのトルク解析、電気学会誌 A、Vol.113、No.4、pp.313-320、1993.
- [6] 三木プーリ株式会社カタログ、カップリング サーボフレックス SFH シリーズ、pp.50-57、2010.
- [7] 会田俊夫、歯車の技術史、開発社、1970
- [8] 庄司 彰、川島義一、プラスチック磁石歯車に関する基礎的研究（第1報、プラスチック磁石歯車の原理）、日本機会学会論文集 C 編、Vol.56、No.521、pp.136-141、1990
- [9] 庄司 彰、川島義一、プラスチック磁石歯車に関する基礎的研究（第2報、プラスチック磁石歯車の運転試験）、日本機会学会論文集 C 編、Vol.56、No.526、pp.209-213、1990
- [10] 庄司 彰、川島義一、プラスチック磁石歯車に関する基礎的研究（第3報、小径磁石歯車の設計・製作と性能）、日本機会学会論文集 C 編、Vol.56、No.532、pp.227-232、1990
- [11] 安藤嘉則、M. A. Qurni、伊藤 克、宇賀神隆敏、村上岩範、山田 功、磁気歯車装置の開発 ―円筒型磁気歯車の試作と性能試験―、日本

- AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.81-86、2010.
- [12] 鶴本勝夫、熊坂諭恭、非円形磁気歯車の試作と実用化に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.28、No.3、pp.429-432、2004.
- [13] 鶴本勝夫、電磁石式磁気歯車の試作とその出力ー効率特性試験、日本応用磁気学会誌、Vol.22、No.4-2、pp.821-824、1998.
- [14] 鶴本勝夫、ハイブリッド式磁気歯車のかみ合い性能に関する一考察ーかみ合い領域における荷重負担のメカニズムー、日本応用磁気学会誌、Vol.23、No.4-2、pp.1589-1592、1999.
- [15] 鶴本勝夫、単面板による多段変速型磁気歯車の性能と実用歯車設計に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.24、No.4-2、pp.1007-1010、2000.
- [16] 鶴本勝夫、田中祐二、熊谷篤彦、新型磁気式遊星・差動歯車機構の創出に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.25、No.4-2、pp.1179-1182、2001.
- [17] 鶴本勝夫、田中祐二、新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験、日本応用磁気学会誌、Vol.26、No.4、pp.703-706、2002.
- [18] K. Atallah、D. Howe、A Novel High-Performance Magnetic Gear、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.37、No.4、pp.2844-2846、2001.
- [19] K. Atallah、S. D. Calverley、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.
- [20] 中村健二、田代敏明、一ノ倉 理、リラクタンスネットワーク解析に基づく磁気ギアの動特性算定、日本磁気学会論文誌、Vol.32、No.2-1、pp.78-81、2008.

- [21] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、RNA による表面磁石型磁気ギアの動特性算定と試作試験、マグネティックス研究会資料、MAG-11-010、pp.13-18、2011.
- [22] 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一考察、日本磁気学会論文誌、Vol.33、No.2、pp.130-134、2009.
- [23] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、極異方性ボンド磁石を用いた磁気ギアに関する検討、日本磁気学会論文誌、Vol.36、No.2、pp.123-126、2012.
- [24] P. O. Rasmussen, T. O. Andersen, F. T. Jorgensen, O. Nielsen, Development of a High Performance Magnetic Gear, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol.41, No.3, pp.764-770, 2005.
- [25] 新口 昇、平田勝弘、村松雅理、加藤健太、表面磁石型磁気歯車伝達機構に関する研究、日本 AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.45-50、2010.
- [26] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機のコギングトルク低減に関する研究、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-1、pp.562-567、2010.
- [27] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機の伝達トルクに関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.131、No.3、pp.396-402、2011.
- [28] 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」シンポジウム講演論文集、21A3-5、pp.77-80、2008.
- [29] 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.
- [30] 新口 昇、平田勝弘、山本優文、村松雅理、ハイブリット型磁気伝達機構のコギングトルク低減に関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.130、No.5、pp.692-697、2010.

- [31] 早川佑一、平田勝弘、新口 昇、松村雅理、三次元有限要素法を用いた HB 型磁気伝達減速機構の渦電流解析、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-5、pp.586-591、2010.
- [32] 村松雅理、山本優文、平田勝弘、新構造磁気伝達減速機構の提案、リニアドライブ研究会資料、LD-08-64、pp.73-78、2008.
- [33] 村松雅理、山本優文、平田勝弘、アキシシャルギャップ形磁気減速機、電気学会論文誌 D、Vol.130、No.6、pp.802-807、2010.

## 第 2 章 磁気継手の基本構造と試作・評価

### 2.1 はじめに

動力伝達装置の 1 つである減速機は、各種産業機器や自動車などの輸送機器、電気・電子機器の製造設備に多く使用されている[1]-[3]。この場合、減速機単体よりも減速機とモータを一体化したギアモータが設置し易く、使用されることが多い。このギアモータには、平行軸型と直交軸型がある。平行軸型の構造は平歯車やはすば歯車等を用いて、モータ回転軸の方向と出力軸の方向を平行に動力を伝える方式をとっている。これに対し、直交軸型の構造は、かさ歯車やウォームギア、ハイポイドギアといった食違い軸歯車等を用いて、モータ回転軸の方向を 90 度つまりモータの回転軸に対して直角の向きに変換し、出力軸に動力を伝える方式をとっている。近年、装置の小型化・高効率化の観点から直交軸型のギアモータが多く採用される傾向にある。従来から採用されていた平行軸型は、装置の駆動軸線上に直接取り付けると、全長分が大きくなりコンパクト性が損なわれる。このコンパクト性を改善するために、チェーンとスプロケットやベルトとプーリ等を組み合わせて使用されていた。チェーンとスプロケット等を使用した場合、チェーンとスプロケットのかみ合いによる摩擦損失が発生し、伝達効率の低下が懸念される。これに対し、直交軸型は装置に直接取り付けてもモータの全長分が大きくなることはなく、コンパクト化に有利である。加えて、直交軸型では、出力軸を中空構造にしたギアモータもあり、中空軸に装置の軸を直接挿入することで、ギアモータの出力軸と装置の軸を連結する継手が不要になり、更なるコンパクト化に寄与し、継手のゴムやバネといった連結する軸のずれを吸収する部分に負荷が生じ、その負荷による伝達効率の低下の問題も回避できる。

ここで、伝達装置のチェーンとスプロケット等について考えると、チェーンとスプロケット等の接触による摩擦損失が発生する問題が考えられるが、過大な荷重や衝撃的な荷重を吸収できる利点がある。チェーンとスプロケット等がない場合、過大な荷重や衝撃をギアモータ内部のギアや装置が直接受け、破損

してしまう危険性がある。したがって、チェーンとスプロケット等は保護装置の役割も兼ね備えていることが理解できる。しかしながら、上述した通り、近年の装置の小型化や高効率化の観点より、直交軸型が多く採用され、チェーンとスプロケット等を使用せずに設置するケースが増加している。このため、平行軸型を採用している装置に比べ、ギアが破損するケースが増加している。特に直交軸では、チェーンとスプロケット等に替わる保護装置が求められている。

次に実際の使用状況について考えると、装置の小型化や低コスト化のために、ギアモータの伝達許容トルクに余裕のない状態で使用されることも多くなってきた。伝達許容トルクに余裕がない運転状況下においては、多少の負荷変動によって伝達許容トルクを超えるいわゆる過負荷の状態となり、ギアモータが早期に破損してしまう可能性が高くなる。

以上のような背景より、衝撃や過負荷から装置を保護する目的で保護機能を持ったギアモータを求められるケースが多くなってきている。ここで保護機能について考えると、ボールや摩擦板を用いた機械式の過負荷保護装置であるトルクリミッタやショックリレーやサーキットプロテクタ等の電流検知式の過負荷保護装置がある。機械式のトルクリミッタは、ボールや摩擦板の磨耗の問題、電気式は衝撃的な負荷が吸収できないといった欠点がある。そこで、両者の欠点を補った保護装置として、永久磁石を利用した磁気継手が非常に有効であると考えられる。磁気継手は、相対する永久磁石間に働く引力、斥力もしくは引力と斥力を利用して、磁氣的なかみ合いにより、非接触で駆動側の動力を従動側へと伝達させるものである。非接触で動力伝達できることから、機械式軸継手のような継手同士が接触していることに起因する動力損失は、ないものと考えられる。また、引力や斥力よりの許容伝達能力を超えた場合には、駆動側と従動側に取り付けられた磁気継手の磁氣的なかみ合いが解かれ、同期速度が保てなくなり、同期はずれを起し、過大な荷重が駆動側に取り付けられた装置に加わらなくなるといった利点を持つ。但し、機械式軸継手の問題点を回避できる磁気継手では、非接触であるが故に伝達可能な動力が小さいといった問題がある。磁気継手の同期がはずれるトルクつまり伝達可能トルクを向上させるには、継手同士のすきま（ギャップ）中を高磁束密度化する必要がある。そこで、高磁気エネルギー積の希土類磁石（SmCo、Nd-Fe-B）を用いて、高伝

達トルクの磁気継手の報告がなされているが、その磁気継手の伝達可能トルクは、同程度のサイズの機械式継手と比較すると小さい[4]。また、多くの希土類磁石を入力側および出力側のそれぞれに使用しており、コストが高くなる可能性がある。磁束集束型の磁石配列を用いて、伝達可能トルクの向上に加えて磁石量を低減した磁気継手が報告されている[5]。磁束集束型の磁気継手の伝達可能トルクは比較的大きく、磁石量に関しても少なくなっているが、それでも未だ多くの磁石を必要としている。永久磁石を全く用いず、電磁石と MR 流体を用いた伝達可能トルクを制御できる電磁石型磁気継手が報告されている[6]-[8]。電磁石型磁気継手は、最大伝達可能トルクは大きいですが、電磁石のコイルに電流を印加するために電源を必要とし、省エネルギー化が難しいと思われる。

以上のように磁気継手は、非接触であるが故に伝達できる動力が大きくないため、通常、中空構造となっていないギアモータの出力軸の場合、装置の軸との連結には機械式継手が使われている。しかし、モータと減速機間に継手を取り付けることを考えた場合、伝達トルクはモータよりの動力のみとなり、継手の伝達トルクは数  $N \cdot m$  程度で済むことから、磁気継手でも十分に対応可能といえる。ギアモータには1つのモータ容量に対し、様々な速比の減速機が取り付けられ、速比により出力軸トルクが異なる。継手をギアモータの出力軸に配した場合、出力軸トルクに適した継手がそれぞれ必要となる。しかし、モータと減速機間に継手を配した場合は、出力軸トルクが異なるギアモータにおいても1つのモータの容量に対し、1種類の継手で済む利点がある。また、減速機内部のオイルやグリースといった潤滑油の封止のため、入力軸および出力軸にはオイルシールが取り付けられている。そこで、モータと減速機間を磁気継手で連結し、減速機側の継手を減速機内部に配置することで、モータよりの動力を減速機の隔壁で分離しつつ伝達可能となれば、入力側オイルシールは必要なくなり、入力側オイルシールよりの潤滑油漏れは防止でき、入力側オイルシールと軸との摩擦損失もなくすることが可能である。

以上のような背景より、本研究では機械式継手の欠点を克服し、非接触で長寿命、高伝達効率で磁石の使用量が少ない磁気継手の開発を目指す。この場合、有効な手段としてモータと減速機間に保護機能としての磁気継手を設置することが望ましいと判断した。また、衝撃や過負荷保護に留まらず、保護後の

動作についても再同期化できる性能も追及することとした。

## 2.2 磁気継手の構造

開発対象の磁気継手は、図 2-1 に示すようなモータと減速機間に配するものとする。なお、本研究においては、試験の容易性等を考え、平行軸型の減速機

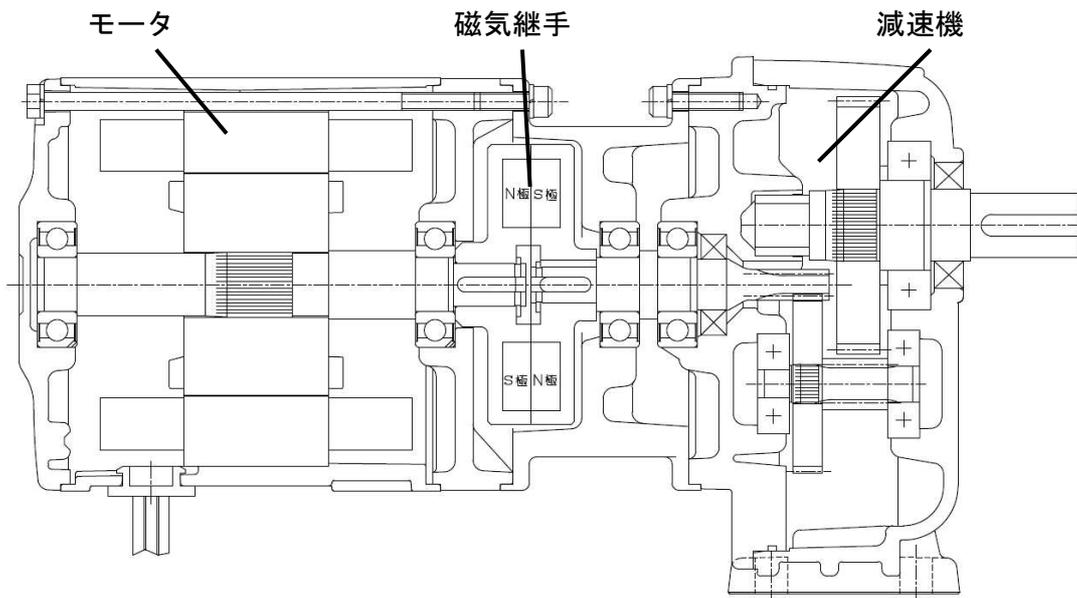


図 2-1 磁気継手の配置図

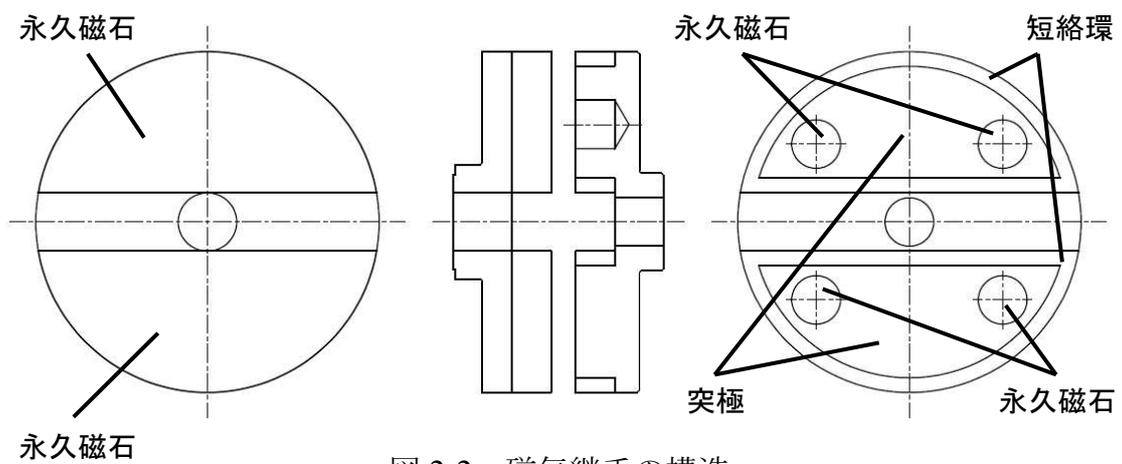


図 2-2 磁気継手の構造

表 2-1 磁気継手の寸法および材質

継手直径	70mm
ヨーク材質	S10C
永久磁石	Nd-Fe-B 希土類磁石 残留磁束密度：1.26T
突極材質	S10C
短絡環材質	タフピッチ銅
磁石サイズ	入力側：R35mm×厚み 8mm 出力側：φ 10mm×厚み 8mm
ギャップ間距離	0.3mm、0.6mm

とモータからなるギアモータを用いた。本研究で試作した磁気継手の構造を図 2-2 に示し、寸法および材質の一覧を表 2-1 に示す。入力側は半月形状をした 2 極の希土類磁石（Nd-Fe-B 焼結磁石）、出力側は鉄製の突極とした。鉄製の突極とした理由は、磁石が無くとも入力側の永久磁石よりの吸引力によって同期運転が可能であり、磁石量を大幅に削減可能であるためである。しかし、本研究では、衝撃や過負荷保護に留まらず、保護後に再同期化が可能な磁気継手とするため、銅でつくられた駆動電流用の短絡環が突極を囲み、同期化用の円柱状の希土類磁石（Nd-Fe-B 焼結磁石）を埋め込んだ構造を新たに提案し、その性能を評価すると共に、さらに修正を加えて最適化を図る。

### 2.3 磁気継手の特性

本研究で試作した磁気継手について、入力軸と出力軸の差動回転速度（相対速度）とトルクとの関係を調べた。測定はモータの回転方向、磁気継手間の空隙距離を種々に変更して行った。試験機は、0.1kW の誘導電動機に速比が 1/30 の減速機が付いた図 2-1 のギアモータを使用し、図 2-3 の測定システムを用いて測定を行った。計測には、モータの入力回転速度にエンコーダ、ギアモータの出力回転速度に速度検出器を使用し、パウダーブレーキを用いてギアモータ

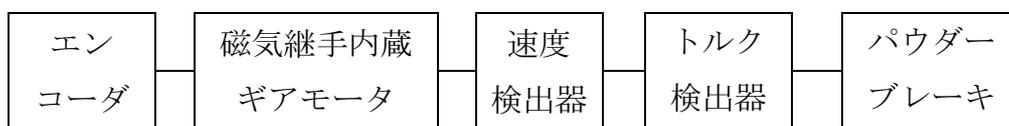


図 2-3 測定システム

に負荷を掛け、その負荷トルク測定用にトルク検出器を用いた。試験は、パウダーブレーキの負荷を  $0\text{N}\cdot\text{m}$  から徐々に大きくしていき、ギアモータの出力軸が停止もしくは回転が非常に遅くなったとき、パウダーブレーキの負荷を徐々に  $0\text{N}\cdot\text{m}$  まで小さくし、その一連の入力回転速度、出力回転速度、負荷トルクおよびモータ電流値を計測することとした。

図 2-4 に試験結果を示す。縦軸は、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度に減速比を乗じた値の差より求めた差動回転速度である。0rpm であれば継手は同期していると考えられる。横軸は減速機に負荷したトルクであり、継手には、そのトルクの約  $1/30$  のトルクが掛かっている。図 2-4 より、ある一定以上のトルクまでは、同期して回転していることが確認できる。一定以上のトルクを超えると継手同士の同期がはずれ、トルクの変化に対して直線的に変化して差動回転速度が増加した。すなわち、出力側継手は停止することなく、入力側の回転速度に対し、滑りを伴って連れ回りしている。その後、トルクを小さくしていくとトルクの変化に対して直線的に変化して差動回転速度は低下し、最終的に差動回転速度は 0rpm となり再同期化に至った。図 2-5 に本試験におけるモータ電流値を測定した結果を示す。図 2-5 より、負荷トルクの増加に伴い、モータ電流値が増加していくことが確認できる。連れ回りしている状態の継手は、トルクを伝達しており、継手が伝達しているトルクは、モータへの負荷となる。その結果、モータの電流値は、連れ回り状態においても増加したと考えられる。この継手を用いることで、衝撃的な負荷は瞬間的に緩和できると考えられる。但し、過大な負荷が加わり続けた場合、回転速度は低下するが、ギアモータおよび装置には、継手が伝達した負荷が加わり続けるものと思われる。つまり、本磁気継手は、継手単体での保護機能としては満足できず、同期がはずれた信

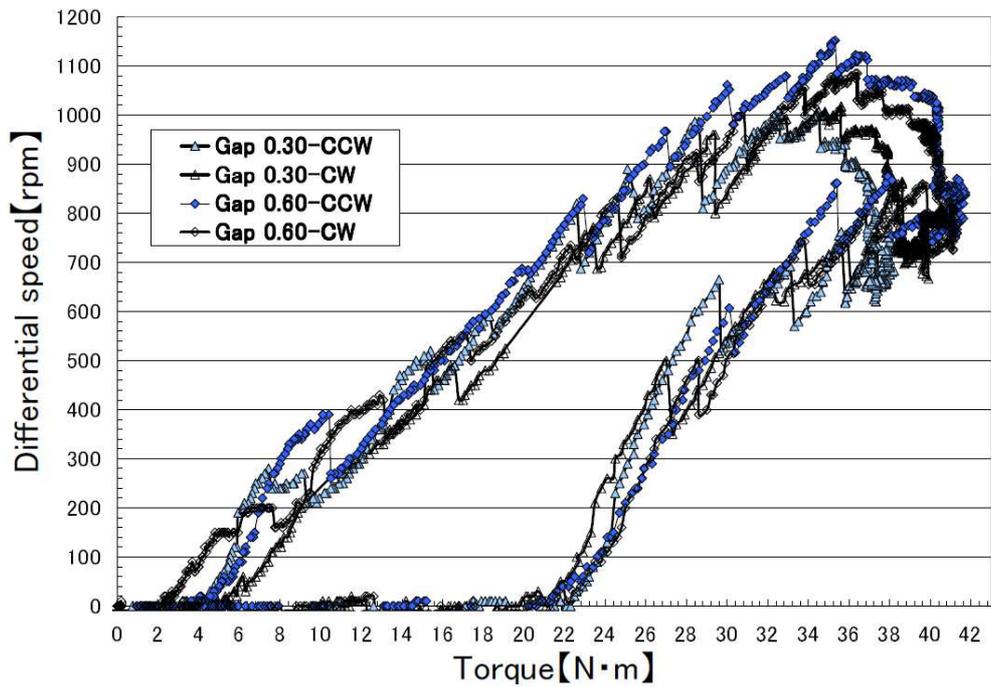


図 2-4 負荷トルクの変化による磁気継手の挙動

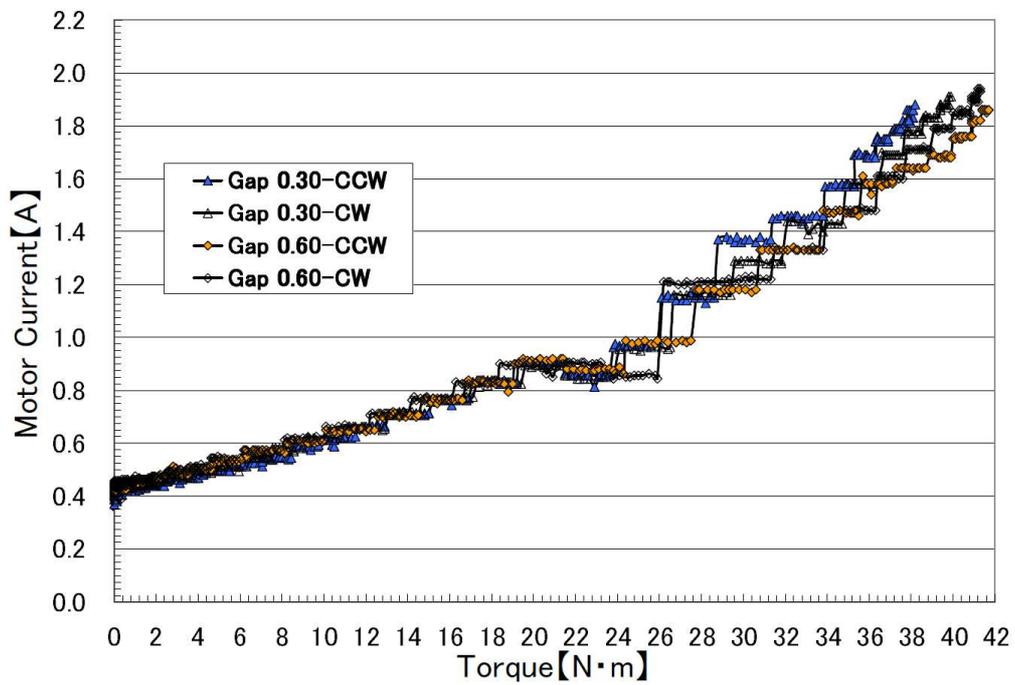


図 2-5 負荷トルクとモータ電流値の関係

号もしくはモータの異常電流を検知する機構が別途必要と考えられる。

次に、突極より短絡環を取り除き、短絡環にどの程度の効果があるかを調査した。その結果を図 2-6 に示す。図 2-6 より、短絡環があるものと同様に、ある大きさのトルクまでは、継手同士が同期して回転しているが、ある大きさのトルクを超えると同期がはずれ、短絡環がある場合とは大きく異なり、差動回転速度が急激に増加することが確認できる。つまり、出力側継手は、入力側継手に対し、顕著な連れ回りが起こらず、停止しているものと考えられる。その後、負荷を小さくしていくと短絡環があるものと同様にトルクの変化に対して直線的に差動回転速度は低下し、最終的に差動回転速度は 0rpm となり再同期化に至った。図 2-7 に本試験におけるモータ電流値を測定した結果を示す。図 2-7 より、ある大きさのトルクまでは、負荷トルクに伴いモータ電流値が増加していき、その後、ある大きさのトルクを超えるとモータ電流値は、急激に低下することが確認できる。短絡環を取り除いた継手では、同期がはずれることで出力側継手の回転が停止し、一定以上のトルクは伝達されず、ギアモータへの負荷が遮断される。その結果、モータの電流値が継手の停止時に低下したものと考えられる。

磁石同士の吸引・反発あるいは磁石と突極の吸引力以上の力が加わると、入力側と出力側の同期がはずれ差動回転速度が増加する。差動回転速度が増加することで入力側継手の磁界は交番磁界となり、短絡環および突極の磁界が変化する。その結果、短絡環および突極内に渦電流が流れる。流れる電流量によって発生する電磁力は異なるが、発生した電磁力が負荷トルクよりも大きければ連れ回りが起こり、負荷トルクよりも小さければ連れ回りが起こらない。したがって、渦電流量を抑制することで連れ回りを抑制することができると考えられる。図 2-8 に示す通り、短絡環の有無での最同期化の顕著な変化は見られない。再同期化は、一定以下のトルクになった際、磁石同士の吸引・反発あるいは磁石と鉄製突極の吸引力により出力側継手が同期に引き入れられ、再同期すると考えられる。

渦電流量を小さくした継手は、同期はずれ後に連れ回りすることがなく、一定以上のトルクを遮断できる。したがって、衝撃的な負荷は瞬間的に緩和でき

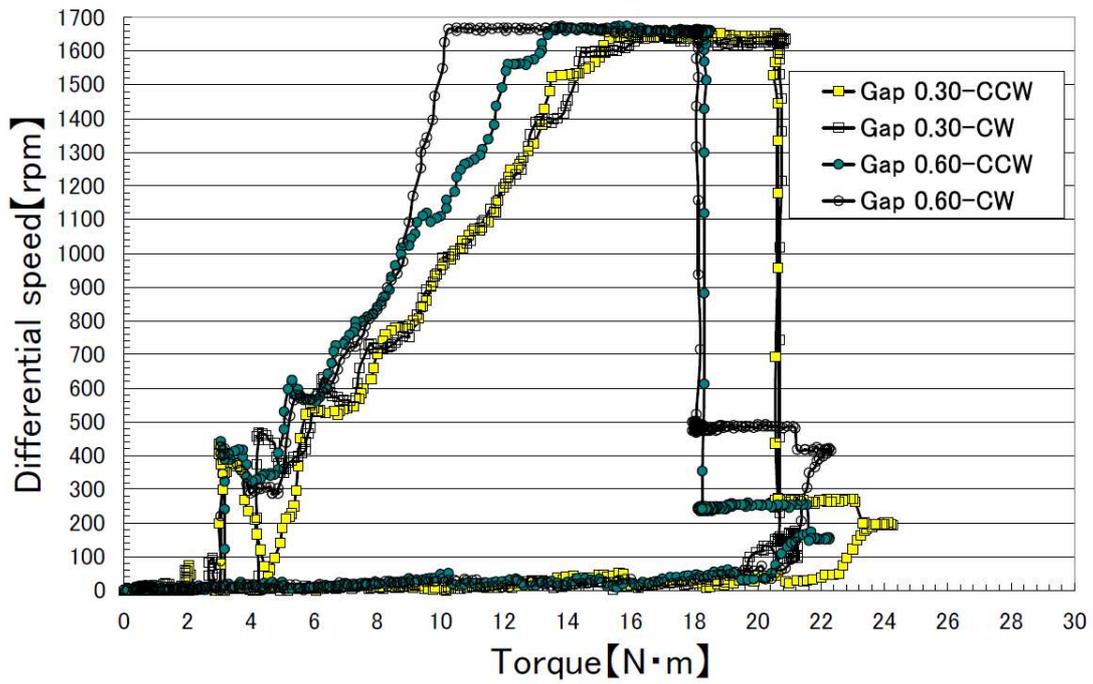


図 2-6 負荷トルクの変化による絡環環を取り除いた磁気継手の挙動

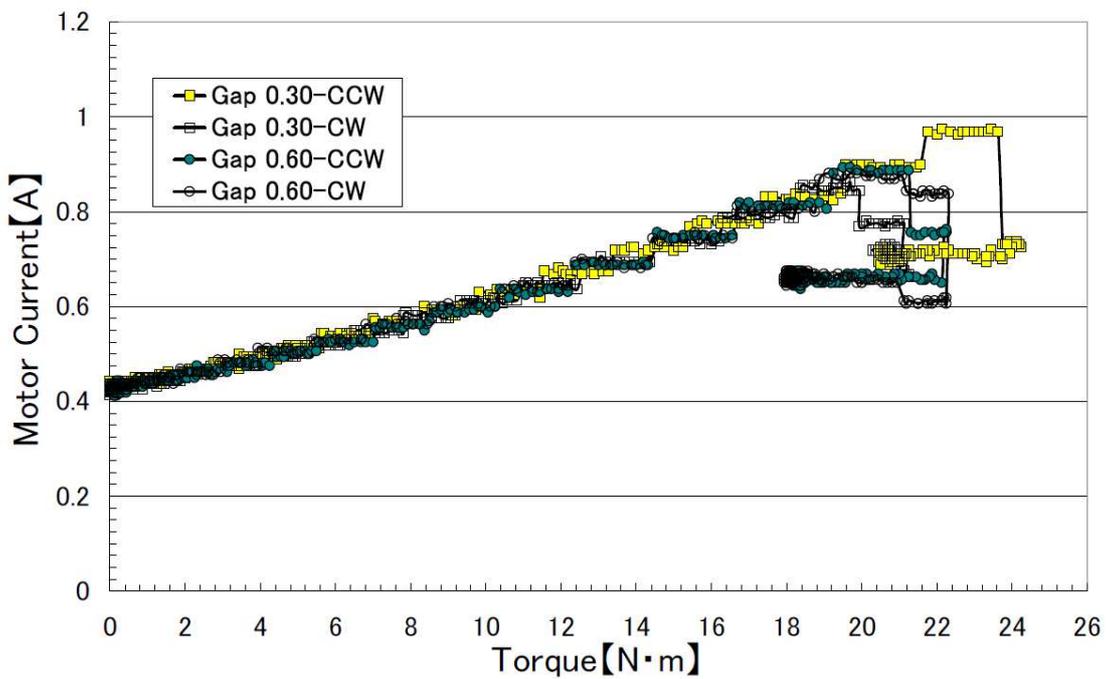


図 2-7 短絡環を取り除いた磁気継手の負荷トルクとモータ電流値の関係

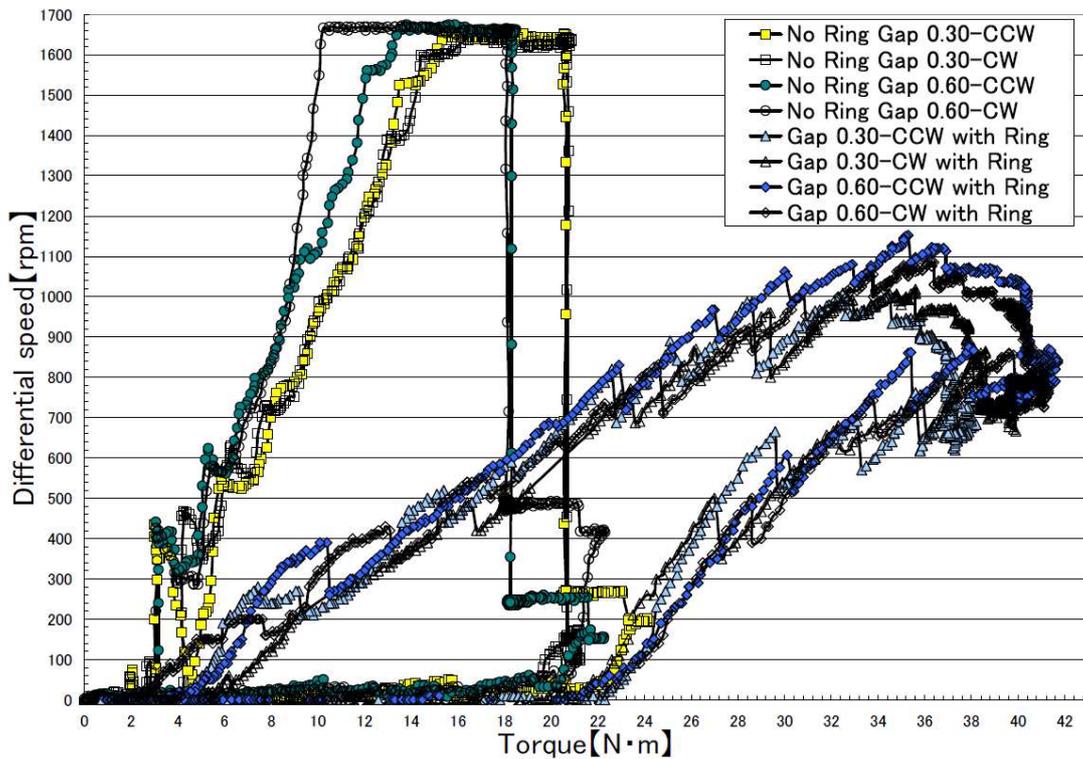


図 2-8 差動回転速度特性の比較

る。さらに、過大な負荷が加わった場合においても、出力側の継手が停止し、ギアモータおよび装置の保護ができることものと考えられる。

## 2.4 磁気継手の解析結果

本研究で試作した継手について、有限要素法による三次元の磁場解析を行い、試験結果と解析結果との相違を調査した。解析は、同期はずれトルク、任意の差動回転速度における伝達トルク、再同期化トルクについて行った。同期はずれトルクの解析では、出力側継手を固定し、入力側継手を0度から180度まで回転させたときのトルクの変化を確認した。本磁気継手は、完全な対称構造であり、0度から180度までを解析すればその反対は同じとなる。また、継手が同期して回転している場合は、磁界の変化は起こらず、短絡環および突極に渦電流は発生していないと思われる。そこで本解析では、短絡環および突極の渦

電流は考慮せずに解析を行った。図 2-9 に同期はずれトルクの解析結果を示す。図 2-9 より、入力側継手が 150 度まで回転した位置で、最大のトルクが発生していることが確認できる。150 度の位置での入力側継手と出力側継手の相対位置は、図 2-10 の通りである。なお、図 2-10 において出力側継手は、理解し易くするため、出力側継手に埋め込んだ 4 個の永久磁石のみを表示してある。試験結果と解析で得られた値の誤差を確認した結果、表 2-2 に示すように、試験結果での値が  $0.71\text{N}\cdot\text{m}$  であったのに対し、解析結果では  $0.66\text{N}\cdot\text{m}$  とその誤差は約 7.6% であり、磁気継手に対して本磁場解析は有効であると考えられる。解析結果より、継手は、負荷が全くない状態では、入出力の継手の角度差が 0 の位置で回転しており、負荷トルクが  $0.55\text{N}\cdot\text{m}$  付近では、22.5 度の角度差の位置で回転していると考えられる。その後、負荷トルクが増大する毎にその負荷トルクに耐えうる角度差の位置で回転し、 $0.66\text{N}\cdot\text{m}$  を超えるトルク時には同期がはずれ、連れ回りもしくは出力側継手が停止する。つまり、磁気継手は、負荷に応じた位相差を持って動力を伝達していると考えられる。

任意の差動回転速度における伝達トルク解析では、同期がはずれた後の任意の差動回転速度において、磁気継手が伝達しているトルクについての解析を行った。解析は、同期はずれトルクの解析時と同様に出力側を固定し、入力側を任意の回転速度で、0 度から 180 度まで回転させたときの伝達トルクの変化を三次元の磁場解析を用いて確認した。継手の同期がはずれ、連れ回りしているとき、入力側継手の回転速度と出力側継手の回転速度に差が生じることから、入力側継手よりの磁界により出力側継手の突極および短絡環では磁界が変化し、渦電流が発生していると思われる。そこで本解析では、出力側継手の突極および短絡環に発生する渦電流を考慮し、解析を行った。図 2-11 に差動回転速度が 900rpm 時の解析結果を示す。解析結果より、入力側継手が 120 度まで回転した位置で、最大トルクが発生していることが確認できる。しかし、差動回転時のトルクは振動的であり、伝達されるトルクは、入力側継手が 1 回転の間に発生するトルクの平均値と考えられる。図 2-11 の伝達トルクを平均化した値は、約  $1.55\text{N}\cdot\text{m}$  であり、試験時に計測される伝達トルクは、この平均化した値であると考えられる。そこで試験結果と解析で得られた値の誤差を確認

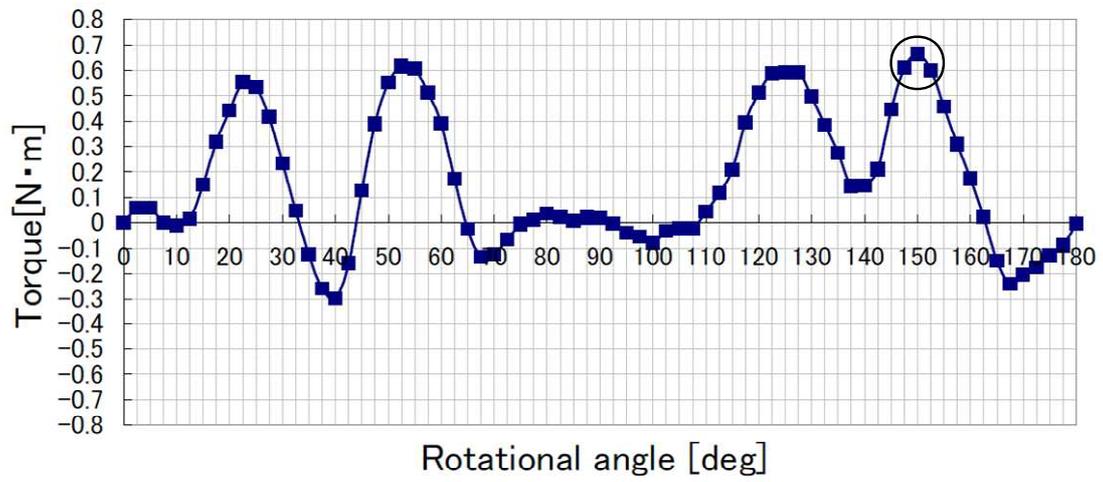


図 2-9 同期はずれトルクの解析結果

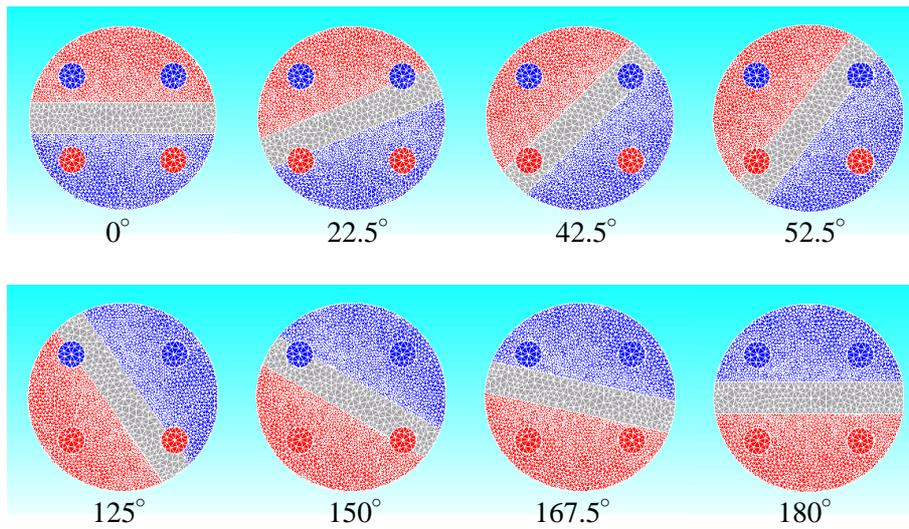


図 2-10 磁気継手の相対位置

表 2-2 試験結果と解析結果の比較

試験結果	0.71 [N·m]
解析結果	0.66 [N·m]
誤差	7.6 %

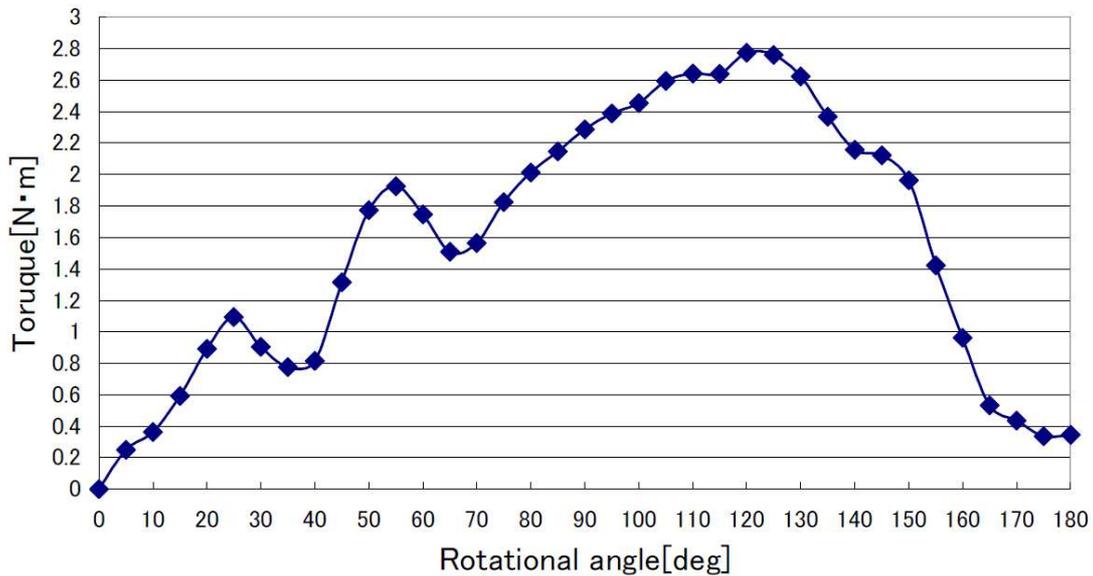


図 2-11 差動回転速度が 900rpm 時の伝達トルク解析結果

表 2-3 試験結果と解析結果の比較

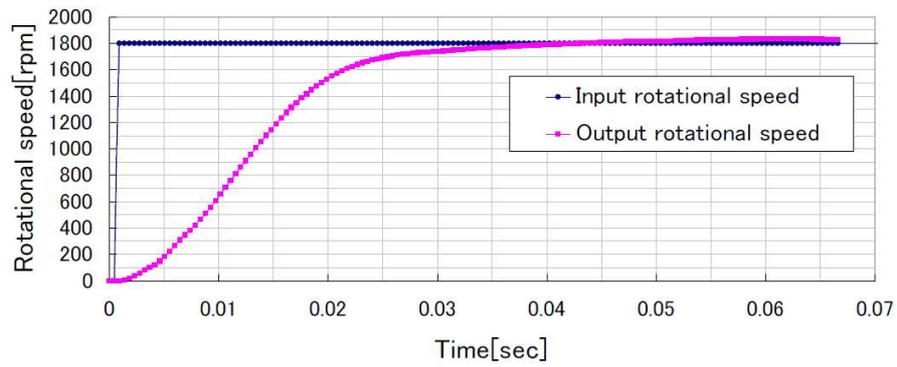
試験結果	1.35 [N·m]
解析結果	1.55 [N·m]
誤差	14.8 %

した結果、表 2-3 に示すように約 14.8%であった。試験結果と解析結果の誤差が、同期外れトルクの解析時よりも大きくなった原因は、試験時の測定誤差に起因していることが考えられる。その理由として、差動回転時のトルクは振動的であることから、試験時においても測定するトルクが振動的となり、測定結果に測定誤差を含み易くなり、その結果、誤差が大きくなったことが挙げられる。なお、任意の差動回転速度における伝達トルク解析は、前述の同期はずれトルクの解析に差動回転速度と出力側継手の短絡環および突極に発生する渦電流を考慮して行う必要があるため、差動回転速度毎に解析を行う必要がある。

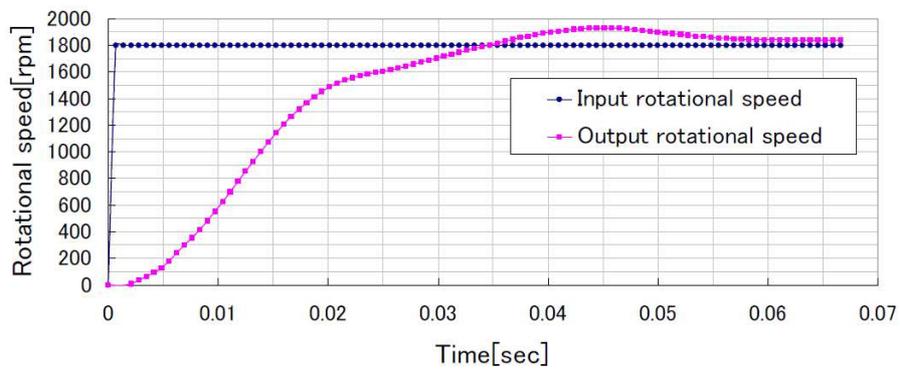
再同期化トルクの解析では、任意の負荷トルクおよび負荷慣性モーメントの条件において、同期はずれをした磁気継手が、再同期化できるかどうかを三次

元の磁場解析を用いて解析を行った。解析は、入力側継手の回転速度および出力側継手に負荷される慣性モーメントを一定とし、出力側の回転速度 (0rpm) が入力側の回転速度 (1800rpm) まで加速できる負荷トルクを確認した。出力側継手は、停止時および加速時、入力側継手の回転速度に対し、速度差が生じていることから、入力側継手よりの磁界により出力側継手の突極および短絡環では磁界が変化し、渦電流が発生していると思われる。そこで本解析では、出力側継手の突極および短絡環に発生する渦電流を考慮し、解析を行った。図 2-12 (a) に負荷トルク  $0.1\text{N}\cdot\text{m}$ 、図 2-12 (b) に負荷トルク  $0.2\text{N}\cdot\text{m}$ 、図 2-12 (c) に負荷トルク  $0.3\text{N}\cdot\text{m}$  のそれぞれのトルクにおける解析結果を示す。解析結果より、 $0.1\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $0.2\text{N}\cdot\text{m}$  では、出力側継手の回転速度は入力側継手の回転速度まで加速しており、再同期化可能であることが確認できた。 $0.3\text{N}\cdot\text{m}$  では、入力側継手の回転速度近傍まで加速するが、その回転速度を超える事はなく再同期化が不可能であることが確認できる。したがって、解析結果による再同期化トルクは、 $0.2\text{N}\cdot\text{m}$  以上  $0.3\text{N}\cdot\text{m}$  以下となる。試験結果と解析で得られた値の誤差を比較した結果を表 2-4 に示す。詳細な再同期化トルクは、上述の任意の差動回転速度における伝達トルク解析と同様、各々のトルクでの解析が必要となるため、詳細な誤差の確認までには至らなかった。

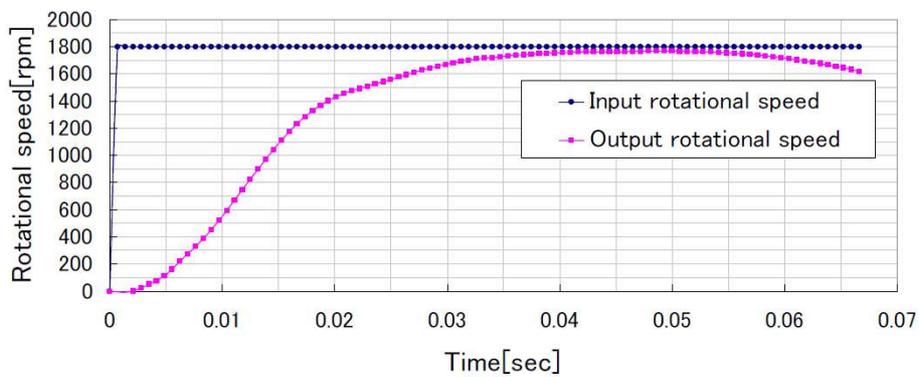
同期はずれトルク、任意の差動回転速度における伝達トルク、再同期化トルクの解析を行った結果、有限要素法による磁場解析は、設計段階で非常に有効な手法であることが確認できた。



(a) 負荷トルク 0.1N・m



(b) 負荷トルク 0.2N・m



(b) 負荷トルク 0.3N・m

図 2-12 再同期化トルクの解析結果

表 2-4 試験結果と解析結果の比較

試験結果	0.19 [N・m]
解析結果	0.2-0.3 [N・m]

## 2.5 磁気継手の改良

### 2.5.1 改良した磁気継手の構造

図 2-1 のギアモータは、0.1kW の誘導電動機に 1/30 の減速機を一体化したギアモータであり、伝達効率を考慮した許容トルクは 15.0N・m である[9]。なお、許容トルクは、歯車の強度や軸受の寿命から設定されたトルクであり、許容トルクを超えたトルクが負荷された場合、歯の折損や軸受の破損等の恐れがある。

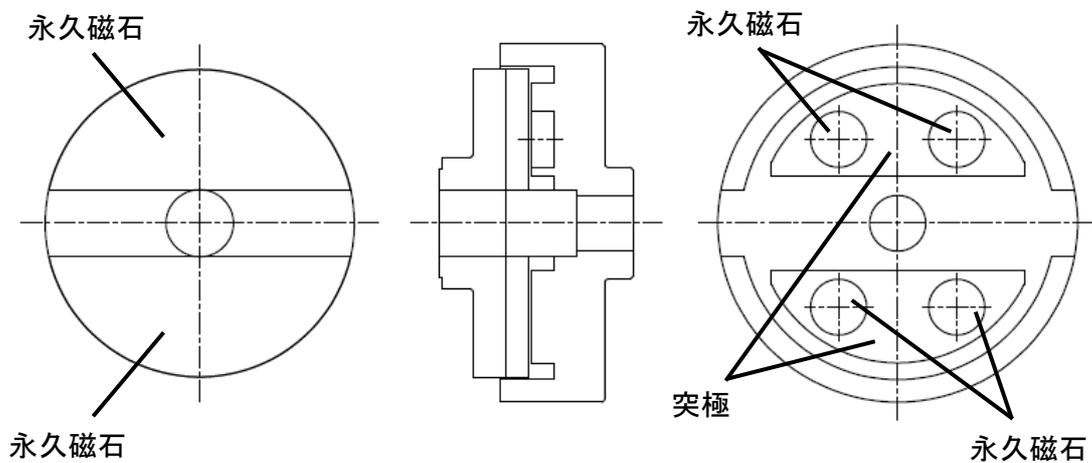


図 2-13 改良した磁気継手の構造

表 2-5 磁気継手の寸法および材質

継手直径	70mm
ヨーク材質	S10C
永久磁石	Nd-Fe-B 希土類磁石 残留磁束密度：1.26T
突極材質	S10C
短絡環材質	無し
磁石サイズ	入力側：R35mm×厚み 4mm 出力側：φ 10mm×厚み 4mm
ギャップ間距離	0.35mm

したがって、ギアモータや装置の保護を考えた場合、ギアモータの許容トルク近傍で保護装置が作動することが望ましい。上述までの磁気継手は、短絡環がある場合には、継手同士の同期がはずれても連れ周りが発生し、衝撃的な負荷は瞬間的に緩和できるが、過大な負荷が加わり続けた場合、ギアモータおよび装置には、継手が伝達した負荷が加わり続けてしまい、継手単体での保護機能としては満足し難い。短絡環を外した場合には、同期はずれ後に連れ回りすることがなく、一定以上のトルクを遮断でき、衝撃的な負荷に加えて過大な負荷に対しても、ギアモータおよび装置の保護ができることものと考えられる。しかし遮断可能なトルクは、図 2-8 より、ギャップ間距離が 0.6mm の場合においても約 18N・m とギアモータの許容トルクを超える値である。

以上のような背景より、ギアモータの許容トルク近傍で保護機能が動作する磁気継手の検討を行った。上述までの仕様は、磁気回路の形成が不十分で、継手外部への漏れ磁束が多く、磁石量、ヨークおよび突極の厚み、形状は、最適であるとは考え難いものであった。そこで、漏れ磁束を防止する目的で、出力側継手に入力側継手を覆うように壁を設けた。また、磁場解析を用いて最適な磁石量とハウジングの厚みを決定し、駆動電流用の銅製の短絡環は、取り外した仕様とした。改良した磁気継手の構造を図 2-13 に示し、寸法および材質を表 2-5 に示す。

### 2.5.2 改良した磁気継手の特性

改良した磁気継手について、入力軸と出力軸の差動回転速度とトルクとの関係を調べた。測定には、上述までの試験と同様に、0.1kW の誘導電動機に速比が 1/30 の減速機が付いたギアモータを使用した。図 2-14 にその測定結果を示す。縦軸は、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度に減速比を乗した値の差より求めた差動回転速度である。0rpm であれば継手は同期していると考えられる。横軸は減速機に負荷したトルクであり、継手には、そのトルクの約 1/30 のトルクが掛かっている。改良後の磁気継手は図 2-14 に示す通り、目標値である 15.0N・m 付近で同期がはずれることが確認できた。また、非常に小さいトルクではあるが再同期化することも確認できた。

上述までの試験は、ギアモータを一定回転で回転させた状態から徐々に負荷

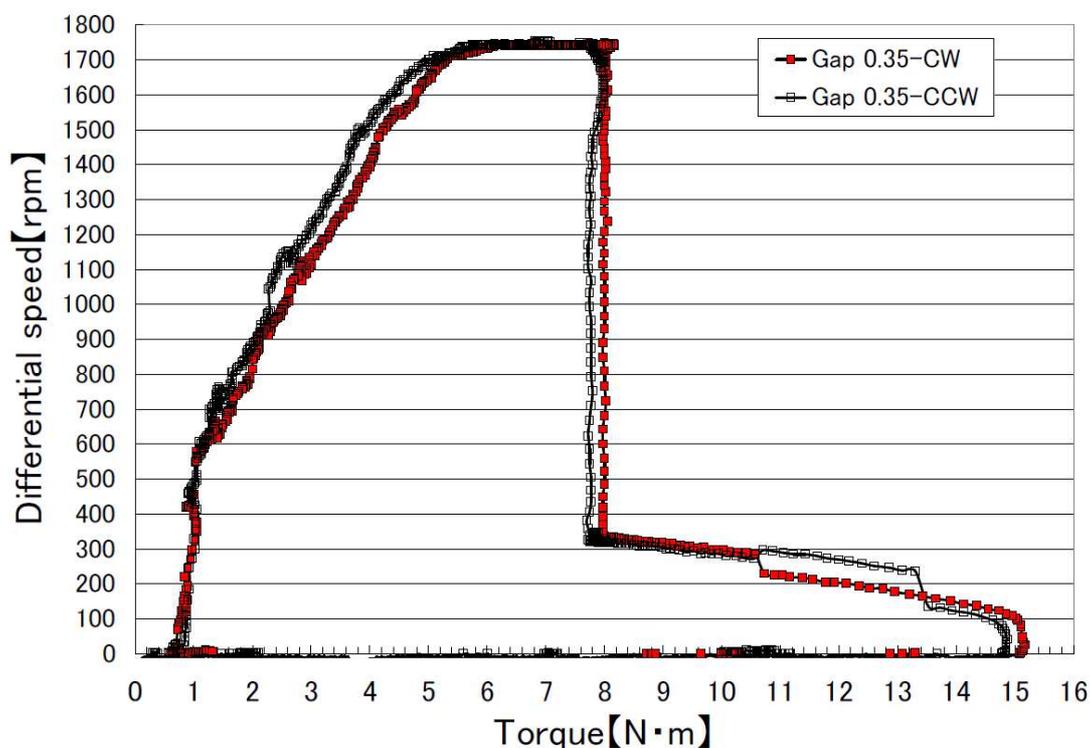


図 2-14 負荷トルクの変化による改良した磁気継手の挙動

表 2-6 同期はずれトルクと起動可能トルク

同期はずれトルク	15.0 [N·m]
起動可能トルク	7.1 [N·m]
同期はずれトルクと 起動可能トルクの差	47.3 %

トルクを変化させ、同期はずれが起こるトルクや再同期化するトルクを測定する試験であった。そこで、モータが停止している状態から、インバータといった電源周波数を制御してモータの加速時間を変化させる装置を用いず、電源にモータを直に接続して全電圧でモータを始動させる直入れ始動で起動できるトルクを確認した。種々のトルクで試験を行った結果、表 2-6 に示すように同期はずれトルクに対して、47%のトルクが掛かった状態で起動できることが分

かった。

### 2.5.3 磁気継手の更なる改良

近年、誘導電動機は、インバータ技術の向上に伴い、加減速時間の調整や速度調整、一定速運転の目的で、インバータを併用して運転されることが多くなっている。しかしながら、未だ直入れ始動で使用されている装置も多くあり、モータと減速機間に配される磁気継手においても、直入れ始動可能な継手が求められるものと考えられる。そこで、起動可能トルクの向上を狙い、上記の改良した磁気継手に銅製の一体構造ではなく、図 2-15 に示すように細い銅線で突局を囲うように何周か巻き、両端を短絡させた短絡環を取り付けた。

起動可能トルク向上を目指した磁気継手を上述までの試験と同様に、0.1kW の誘導電動機に速比が 1/30 の減速機の中に設置し、入力軸と出力軸の差動回転速度とトルクとの関係を調べた。なお、短絡環として設置する銅線は、線径は一定とし、巻線数のみを変更し、巻線数の違いによる変化も併せて確認した。測定した結果を図 2-16 に示す。図 2-16 より、銅の巻線による短絡環を設置した結果、短絡環がない継手に対し、同期はずれ後に継手が保持しているトルクが上がり、再同期化トルクが若干上がることが確認できた。これは、同期はずれ後の磁界の変化により、銅の巻線に渦電流が流れ電磁力が発生しているためと考えられる。但し、いずれの巻線数においても、連れ回りが起こる程の電磁

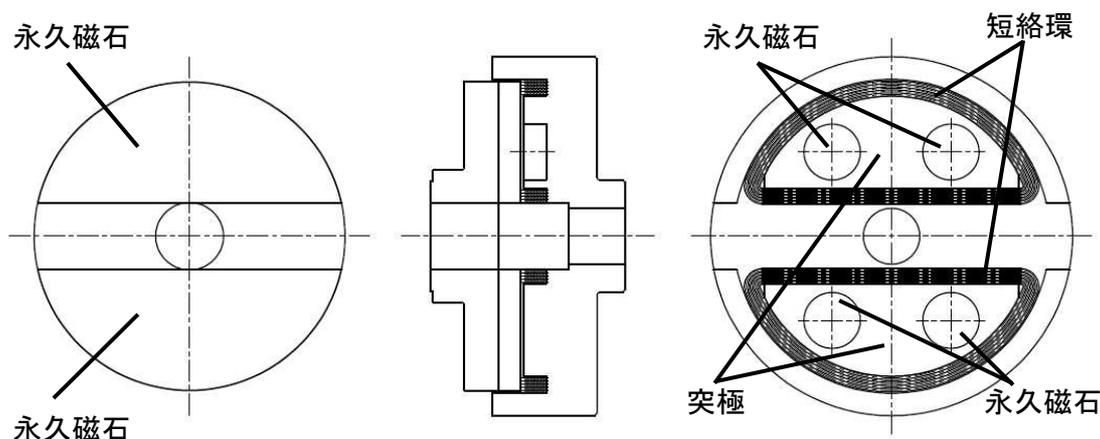


図 2-15 起動可能トルク向上を目的とした磁気継手

力の発生は見られなかった。

ついで、改良した磁気継手に銅線の短絡環を設置した磁気継手の起動可能トルクを確認した結果を表 2-7 に示す。銅の巻線がある場合、銅の巻線がないものに対し、起動可能トルクが上昇した。その理由としては、モータ始動時にお

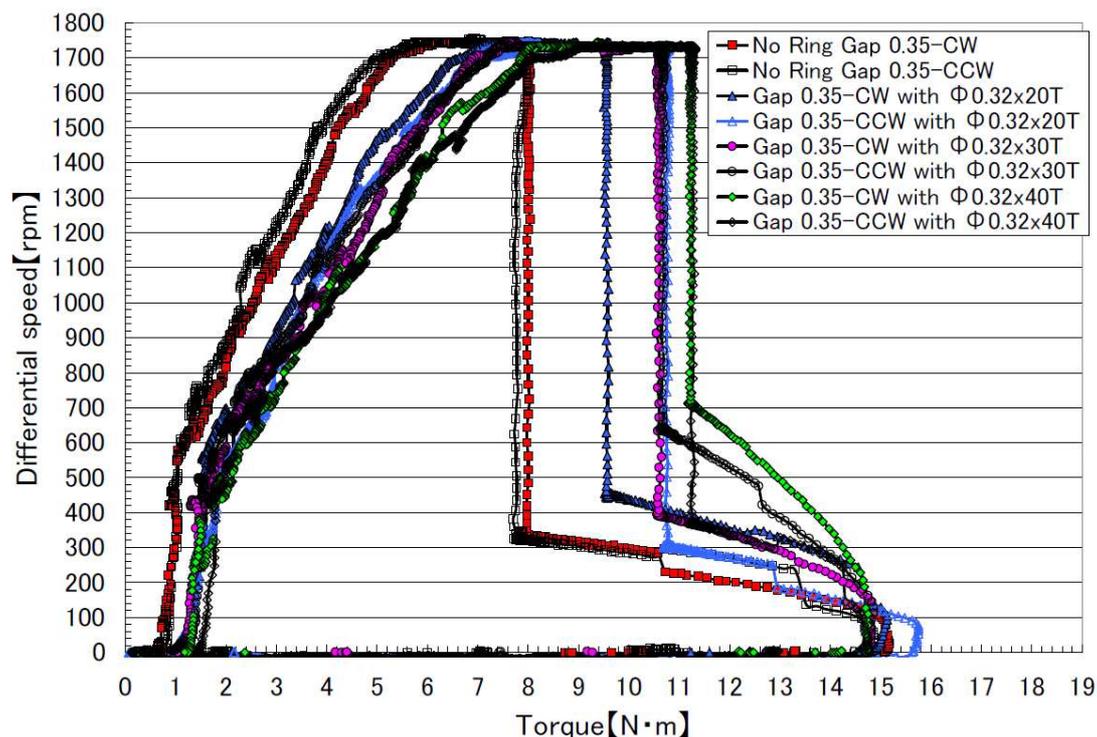


図 2-16 負荷トルクの変化による銅線の短絡環付き磁気継手の挙動

表 2-7 同期はずれトルクと起動可能トルク

		同期はずれ トルク	起動可能 トルク	両トルクの差
短絡環なし		15.0 [N·m]	7.1 [N·m]	47.3 %
短絡環 有り	$\phi 0.32 \times 20T$	15.0 [N·m]	8.2 [N·m]	53.9 %
	$\phi 0.32 \times 30T$	15.0 [N·m]	8.5 [N·m]	57.8 %
	$\phi 0.32 \times 40T$	15.0 [N·m]	8.5 [N·m]	57.8 %

いても継手同士が差動回転し、磁界の変化により銅の巻線に渦電流が流れ、渦電流により発生した電磁力が起動時にも寄与していることが考えられる。しかし、銅線を設置した継手の起動可能トルクは、同期はずれトルクに対し、巻線数を多くした場合においても 60%以下と実使用上には低く、更なる改良が必要である。

## 2.6 まとめ

本章では、非接触で長寿命、高伝達効率で環境に優しい保護機能を持った継手の開発を目標に基本構造設計し、試作および評価を行った。得られた知見を以下に要約する。

- (1) 磁気継手の出力側形状を鉄製突極とした場合、短絡環の有無に係らず、再同期化ができることが確認できた。
- (2) 渦電流量を抑制することにより、連れ回りを抑制できることが確認できた。また、連れ回りが起こらないその特性はモータ、減速機、装置の保護機能としても有効であることが確認できた。
- (3) 磁気継手の設計において磁場解析の有効性が確認できた。
- (4) 磁石の厚みを変更し、さらに最適な磁気回路を形成することでギアモータの許容トルク近傍で動作する磁気継手が得られた。
- (5) 磁気継手の短絡環に銅線を用いた場合、起動可能トルクが上昇することが確認できた。
- (6) 現状では起動可能トルクが低く、改良の必要があることが確認できた。

## 参考文献

- [1] 富樫仁夫、池上和男、豊嶋昌志、佐野正和、乾克己、家電製品の省エネルギー化と低騒音化を支えるモータ技術、三洋電機技報、Vol.36、No.2、pp.80-85、2003.
- [2] 横谷和展、富樫仁夫、数原寿宏、電動ハイブリッド自転車、三洋電機技報、Vol.35、No.1、pp.106-114、2003.
- [3] 清水 浩、多目的高性能電気自動車の開発、FED レビュー、Vol.2、No.8、pp.1-10、2002.
- [4] 堺 和人、大石高志、徳増 正、高容量永久磁石式磁気カップリングのトルク解析、電気学会誌 A、Vol.113、No.4、pp.313-320、1993.
- [5] 平川拓也、戸高 孝、榎園正人、3次元磁界解析による磁気カップリングの高伝達トルク化の検討、マグネティックス研究会資料、MAG-12-56、pp.41-46、2012.
- [6] 長屋幸助、田井教雄、董風 迎、村上岩範、MR 流体を用いた差動制限継手の開発、日本機会学会論文集 C 編、Vol.67、No.658、pp.1973-1979、2001.
- [7] 長屋幸助、須田明寿、吉田英生、大橋保夫、萩原治夫、若松良治、MR 流体を用いた 4 輪駆動用トルク制御カップリングの開発、日本機会学会論文集 C 編、Vol.68、No.669、pp.1503-1511、2002.
- [8] K. Nagaya, A. Suda, H. Yoshida, Y. Ohashi, H. Ogiwara, R. Wakamatsu, MR fluid viscous coupling and its torque delivery control、Tribology International、Vol.40、No.40、pp.88-97、2007.
- [9] 株式会社ニッセイカタログ、GTR MIDI SERIES 0.1kW-2.2kW、 pp.A8、2012.

# 第3章 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

## 3.1 はじめに

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、潤滑油を用いない非接触で歯車接触音がなく、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磁気歯車が注目され、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、Chauら[3],[4]、一ノ倉ら[5]-[8]、平田ら[9]-[11]により検討されている。特に、平田らは表面磁石型磁気歯車の駆動原理を利用したハイブリッド型磁気歯車[12]-[15]やアキシヤルギャップ型磁気歯車[16],[17]の提案をも行い、磁氣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氣的な構成に重点が置かれた研究で、磁場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、実用サイズで実用伝達トルク（8～10 N・m程度）を有し、かつ実用回転速度（約3,000rpm）までの高速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、高速追随性と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[18]による実験があり、1,600rpmの回転速度を実現しているが、現在必要とされている回転速度の半分程度に止まっている。したがって、これらの研究の構成のまま実用回転域の磁気歯車を製造することは難しく、磁氣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目指したもので、実用サイズで実用伝達トルクを有し、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、その評価を行う。近年、高磁束密度が得られる磁束集束型磁石配列を適用したモータが提案され、高トルク化に成功している[19],[20]。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。

## 3.2 表面磁石型磁気歯車

### 3.2.1 表面磁石型磁気歯車の構造

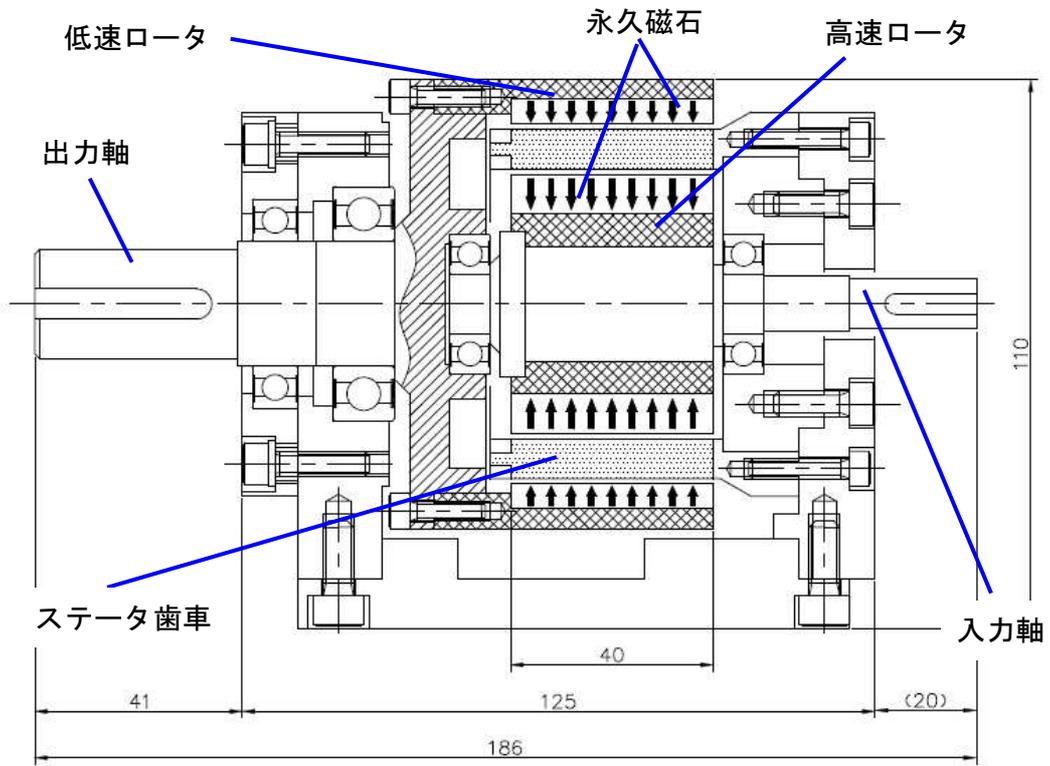
図 3-1 に標準的な表面磁石型磁気歯車の構造を示す。なお、図中の矢印は永久磁石の磁化方向を示している。本磁気歯車は、第 1 章の 1.4.2 (4) 節で述べた通り、同心軸上に内側より、高速ロータ、ステータ歯車、低速ロータの順に構成されており、高速ロータが入力軸、低速ロータが出力軸と接続されている。ステータ歯車は高速ロータと低速ロータの間にわずかな空隙をおいて配置され、歯車の歯のように円周方向に磁極片と空隙が交互に配置されている。また、四つの軸受を用いて安定な回転を実現している。

この機構で、高速ロータが回転するとギャップ中に発生する磁束のうち、低速ロータの磁極間隔と等しい空間高調波成分が回転することによってトルクが低速ロータに伝達される。このとき、図 3-1 の磁気歯車では入力軸、出力軸、固定軸の各磁極数の関係は次式で表され、

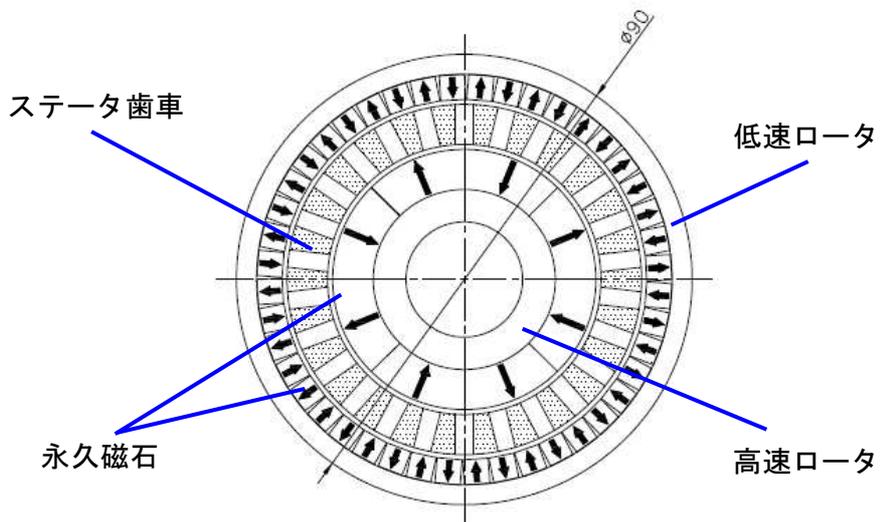
$$P_s = P_{out} + P_{in} \quad (3-1)$$

速比は以下のように求めることができる。

$$G_r = -\frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (3-2)$$



(a) 表面磁石型磁気歯車の断面図



(b) 表面磁石型磁気歯車の磁氣的構成図

図 3-1 表面磁石型磁気歯車の構造

ここに  $P_s$  はステータ歯車の磁極片数、 $P_{in}$  は高速ロータの極対数、 $P_{out}$  は低速ロータの極対数、 $G_r$  は速比である。表面磁石型磁気歯車では、上述の低速ロータである外側磁石を固定し、ステータ歯車を低速側の出力軸とする機構も可能である。この場合には、式 (3-1) と式 (3-2) のかわりに以下の式が成り立つ。

$$P_s = P_{out} - P_{in} \quad (3-3)$$

$$G_r = + \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (3-4)$$

但し、 $P_s$  は固定した外側磁石の磁極対数、 $P_{in}$  は高速ロータの極対数、 $P_{out}$  は（上記ではステータ歯車と呼んだ）低速側の出力軸の極対片数、 $G_r$  は速比である。式 (3-2) や式 (3-4) において、速比が正であることは、高速ロータと低速ロータの回転方向が同じであることを示し、速比が負であることは、高速ロータと低速ロータの回転方向が逆であることを表す。したがって、本磁気歯車では、固定する部分を選択することにより高速ロータと低速ロータの回転方向を同方向にも逆方向にも任意に選択可能である。

表面磁石型磁気歯車を増速機として使用する場合には、上記のいずれの場合も入力軸と出力軸を入れ替えればよい。このように表面磁石型磁気歯車は、固定する箇所を外側磁石やステータ歯車を入れ替えることにより、同じ極対数、磁極片数の構成でも速比を変えたりたり回転方向を変更したりすることが可能な機構である。

### 3.2.2 表面磁石型磁気歯車の駆動原理

図 3-2 に表面磁石型磁気歯車の高速ロータの永久磁石、ステータ歯車の磁極片、低速ロータの磁極を展開した図を示す。以下では、ステータ歯車を固定し、外側磁石を低速ロータとした場合の表面磁石型磁気歯車として説明する。なお、表面磁石型磁気歯車の詳細な動作原理についての解説は、平田[10],[11]によっ

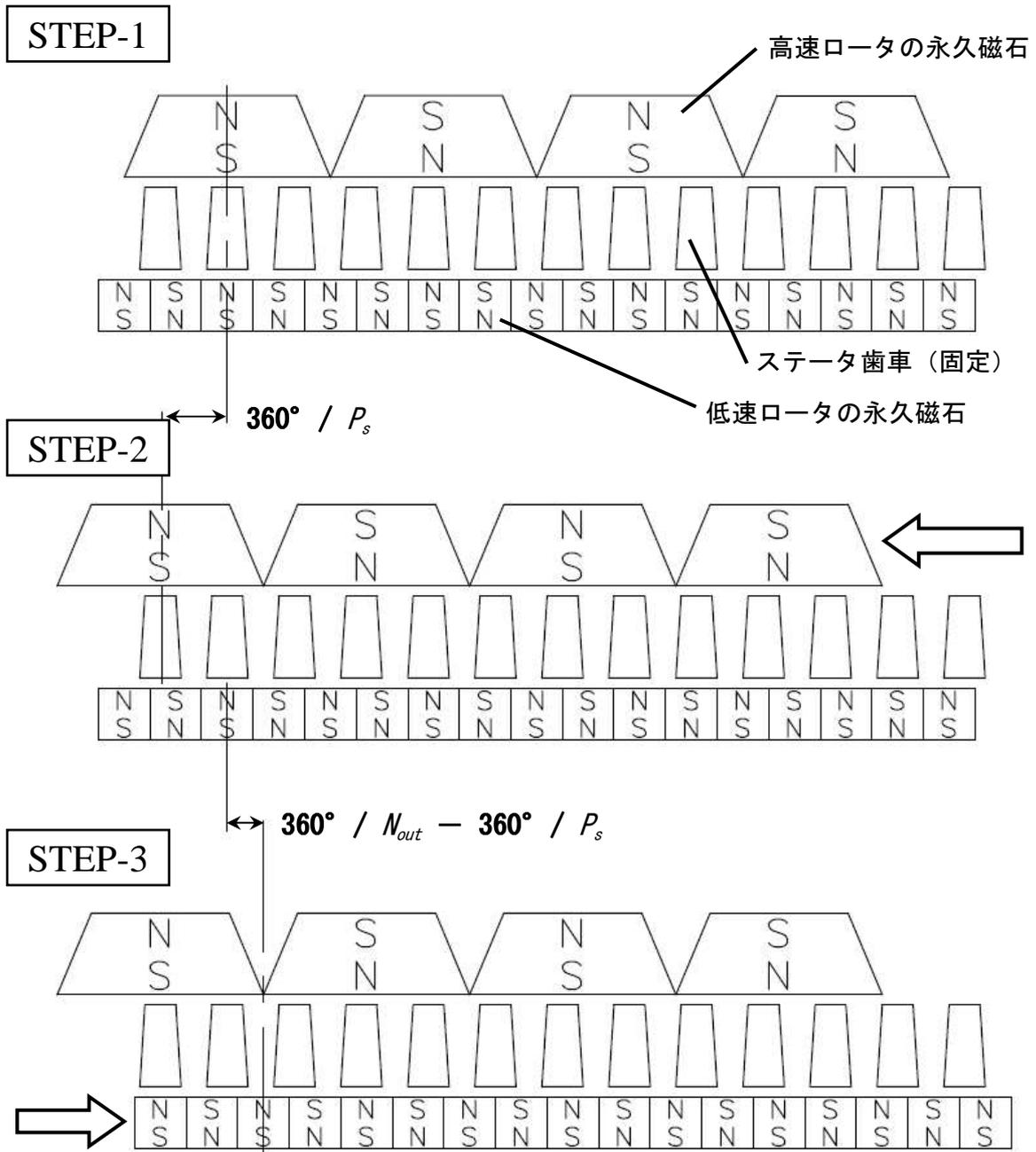


図 3-2 表面磁石型磁気歯車の駆動原理

て報告されているので、ここでは図 3-2 を用いた簡単な動作原理についてのみ説明する。

図 3-2 において、外部よりの力が加えられていない状態では、STEP-1 のように高速ロータの N 極、ステータ歯車の磁極片、低速ロータの S 極の中心が直線状に並び、磁氣的に安定な状態をとる。ついで、STEP-2 のように、低速ロータを固定したまま、高速ロータをステータ歯車の 1 磁極片分だけ、回転させると、磁氣的な安定状態が崩れる。そこで、STEP-3 のように、低速ロータの固定を解除すると、低速ロータは磁氣的な安定な位置まで回転する。以上の動作における高速ロータと低速ロータの回転速度比が、表面磁石型磁気歯車の減速比となり、トルクは減速比にしたがって増加する[21]。そして、これらの一連の動作が連続的に起こることで、表面磁石型磁気歯車は動力伝達機構として駆動している。

### 3.3 磁束集束型永久磁石配列を用いた磁気歯車モデル

図 3-3 に本研究の特徴である円筒表面における磁束集束型永久磁石配列のモデルを示す。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、図 3-4 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。

また、磁束集束型永久磁石配列の磁気歯車との比較ために、図 3-1 に示す径方向に着磁された磁石のみを複数個ロータ表面に貼り付けた通常の永久磁石配列を適用した磁気歯車についても併せて検討を行う。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、図 3-1 の構造を SPM (Surface Permanent Magnet) 型、磁束集束型永久磁石配列構造のものを CSPM (Concentrate Surface Permanent Magnet) 型と呼ぶ。なお、2 つのモデルは磁極数、速比、構造寸法は同じとし、両モデルの相違は、高速ロータの磁石配列のみである。ここで、SPM 型と CSPM 型の高速ロータに用いる磁石の数は異なるが、CSPM 型では、

磁束を集束させた部分が、SPM型の1極分と同じとなる。

上記2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[22]。表3-1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型のほう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。そこで本研究では、実際に上記2つのモデルを試作し、実験を行い、伝達トルク、高速追従性、高速安定性、損失

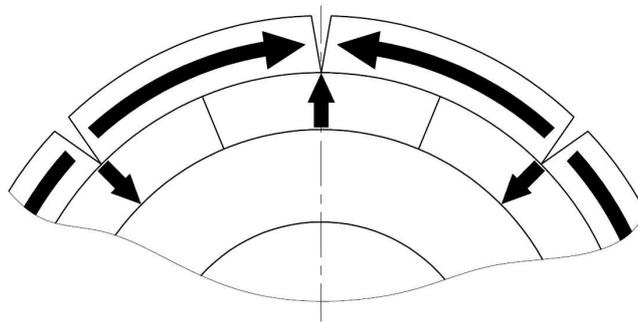


図 3-3 磁束集束型永久磁石配列

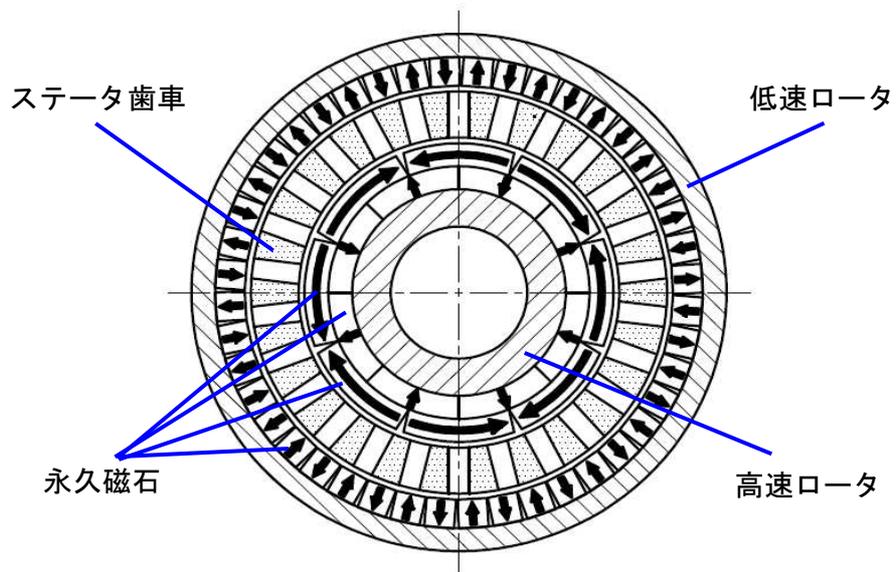


図 3-4 磁束集束型永久磁石配列を適用した表面磁石型磁気歯車

表 3-1 表面磁石型磁気歯車の解析緒言

	SPM 型	CSPM 型
磁気歯車直径 (mm)	90	
磁気歯車長さ (mm)	40	
低速ロータ	内径：72mm 磁石数：44 個 磁極数：44 極	
高速ロータ	外径：52mm 磁極数：8 極	
高速ロータの磁石数	8	16
各ロータのヨーク	材質：SS400	
減速比	5.5	
軸	材質：SUS304	
ステータ歯車	外径：68mm 内径：56mm 磁極片数：26 材質：電磁鋼板	
永久磁石	NdFeB 希土類磁石	
ステータ歯車と各ロータのギャップ距離	2mm	
節点数	54978	55629
要素数	109922	111224

および効率について検討した。

### 3.4 ステータ歯車の検討

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 極から出た磁束は、ギャップを通りステータ歯車の磁極片に入る。磁極片に入った磁束は、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、磁極片を通り高速ロータ表面磁石の S 極へと入る。この時、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磁極片は発熱する（後述）。この磁極片を通常のモータの固定子のように電磁鋼板の積層構造とすれば渦電流を抑制できるが、高速ロータおよび低速ロータよりの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。そのため、磁極片を電磁鋼板の積層構造とす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[18]。この時、磁極片は構造上スリットの入った片持円筒となるため、ワイヤ放電加工で製作することは難しく、切削加工とすれば、ステータ歯車の歯である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、磁極片は円筒からの切り出しとし、片持ちはり形状の磁極片の先端部分に段を設け、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（図 3-6 参照）。

### 3.5 ステータ歯車の振動設計

図 3-1 (a) 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、磁極片は電磁軟鉄製の細片であるので、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 2 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、両端固定はりとして仮定できる。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  $9.5\text{N}\cdot\text{m}$ 、高速側で約  $2\text{N}\cdot\text{m}$  と得られた。磁極片の総数は図 3-1 (b) および図 3-4 に示すように 26 個であるので、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、 $R$  は磁極片の平均半径を表し、 $l$  は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。この時の運動方程式は次式となる。

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q_1 \sin \omega t - q_2 \sin(5.5\omega t - \gamma) \quad (3-5)$$

ここに  $E$  は磁極片の縦弾性係数、 $I$  は断面 2 次モーメント、 $\rho$  は密度、 $A$  は断面積、 $\omega$  は低速側ロータより磁極片に与えられる電磁力の角振動数、 $\gamma$  は低速ロータと高速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、

$$X_n \cong d_n [\cosh \xi_n x - \cos \xi_n x - \alpha_n (\sinh \xi_n x - \sin \xi_n x)] \quad (3-6)$$

となる。ここで

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

$$\xi_1 l = 4.73, \quad \xi_2 l = 7.85, \quad \xi_3 l = 1.996, \quad \xi_4 l = 14.14$$

$$\alpha_1 = 0.983, \quad \alpha_2 = 1.001, \quad \alpha_3 = 1.000, \quad \alpha_n \cong 1 (n \geq 4)$$

ロータの回転による電磁力によるはりの変位を

$$w = \sum_{n=1}^{\infty} X_n f_n(t) \quad (3-7)$$

と仮定し、これを式 (3-6) に代入し、固有関数展開法を用いて変位を求めると

$$w = w_1 \sin \omega t - w_2 \sin(5.5\omega t - \gamma) \quad (3-8)$$

となる。ここで

$$w_j = \frac{2l^3 q_j}{EI} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{X_n(x)}{(\xi_n l)^4 - \Omega^2} \right\} \quad (j=1,2) \quad (3-9)$$

であり、数値計算に用いる諸量は下記に示す通りである。

$$l=40\text{mm}, \quad h=3.74\text{mm}, \quad b=6\text{mm},$$

$$R=31\text{mm}, \quad \rho = 7.83 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

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分かる。

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 (3-8) 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

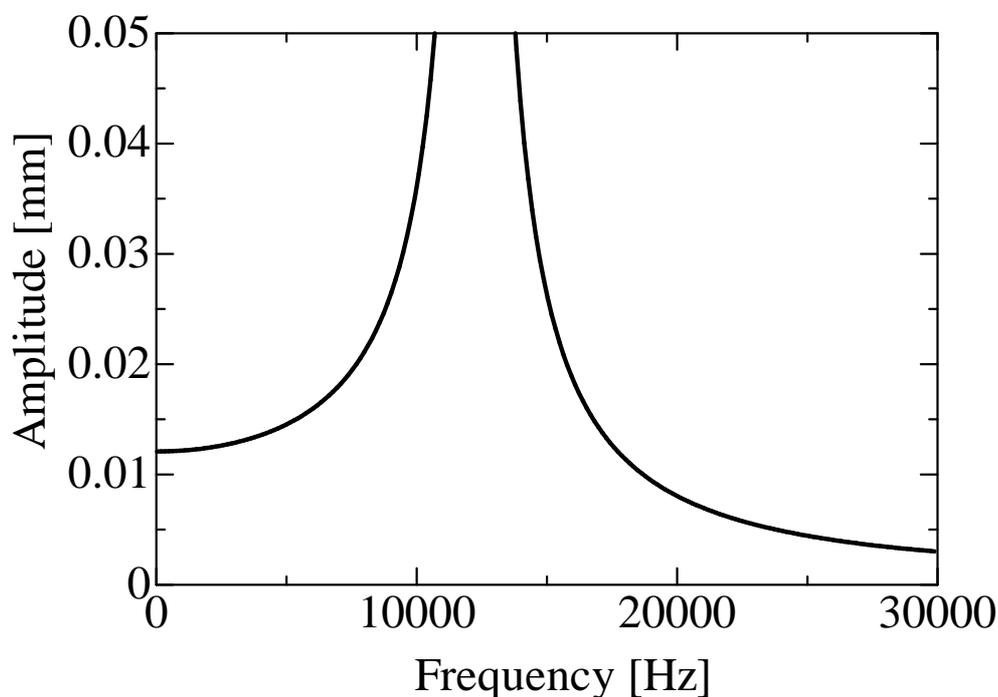


図 3-5 磁極片の周波数応答特性

せる方向に作用する。そこで、安全側の値を与える式 (3-8) 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。その結果を図 3-5 に示す。本歯車の場合、設計最高回転数は 3,000rpm であるので、磁極片に作用する振動荷重の最大振動数は 1,300Hz ( $50 \times 26$ ) 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。

### 3.6 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、かつ追随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もと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なくしている。また、高速ロータおよび低速ロータを有する軸は玉軸受で2端支持されており、ピッチングをなくしている。ステータ歯車については、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。軸材料やステータ歯車については、表3-1に示す通りである。本機構では、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図3-6に示す。

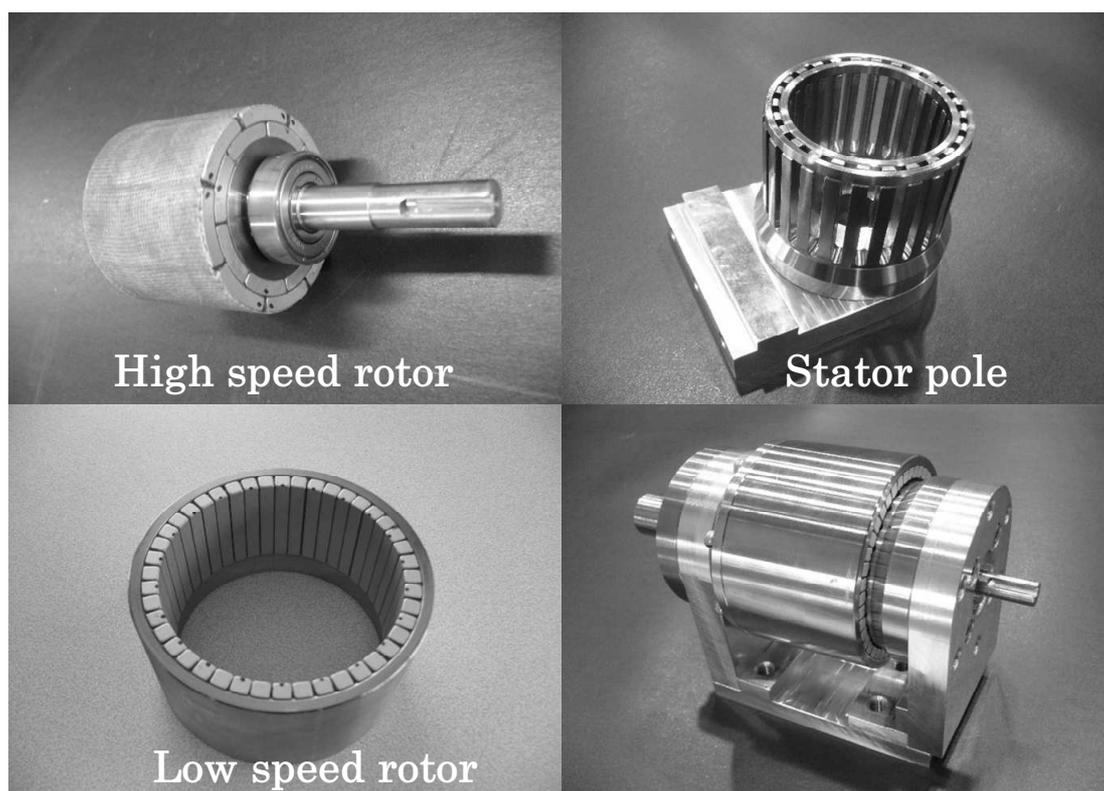


図 3-6 製作した表面磁石型磁気歯車

## 3.7 実験

### 3.7.1 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、図 3-7 のような計測システムを用いた。右端の定格出力 2.0kW、定格トルク 6.36N・m、定格回転速度 3,000rpm 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・回転速度検出器・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、出力軸を回転させる。出力軸端に付けられた定格トルク 25N・m 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。

### 3.7.2 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。結果を図 3-8 に示す。SPM 型、CSPM 型の両モデルで 3,000rpm まで回転可能であることが確認できた。また図 3-9 より、入力・出力回転速度の比

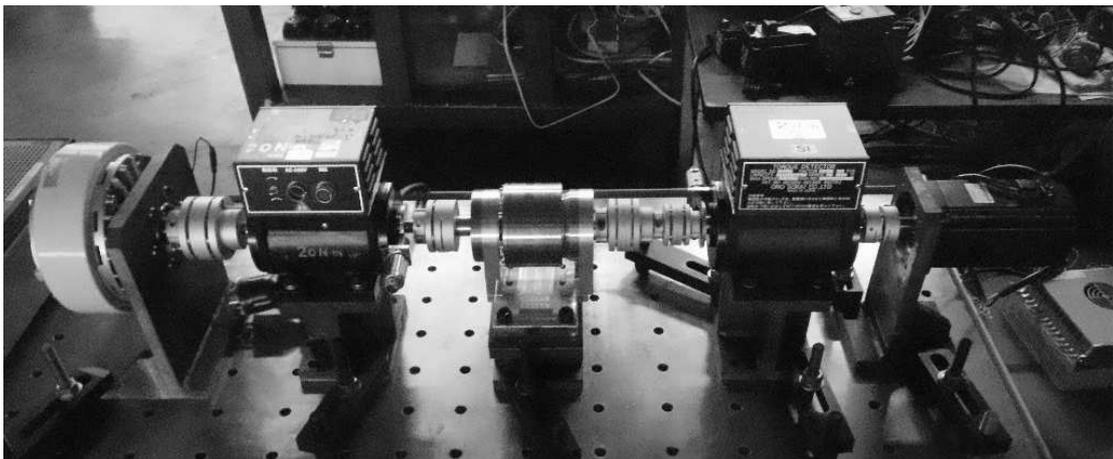


図 3-7 計測システム

である減速比は、3,000rpm までの高速回転域まで一定であり、減速比の変動等は見られない。つまり、高速ロータの運動に対し、低速ロータが高回転域まで安定して追従していると言える。したがって、本装置が高速追従性と高速安定性を有していることを確認できた。

本装置の最大伝達トルクを測定した結果を図 3-10 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。図 3-10 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小さいことがわかる。最大伝達トルクは、SPM 型で約  $9.4\text{N}\cdot\text{m}$ 、CSPM 型では約  $8.7\text{N}\cdot\text{m}$  であり、実用化に必要なトルク  $8\text{N}\cdot\text{m}$  を満たしている。文献[22]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、磁束を集束させていない周囲の磁束密度は低い。SPM 型では、ロータ表面全体が CSPM 型の磁束集束部の磁束密度よりは小さいものの、CSPM 型の磁束を集束させていない部分より大きな磁束密度分布となる。本磁気歯車では、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図 3-11 に示す。50rpm での損失は、SPM 型で 1.8W、CSPM 型では 1.4W であった。速度の増加に伴い損失は増加し、3,000rpm では SPM 型で 1,230W、CSPM 型では 1,050W の損失が確認できた。CSPM 型の損失は、SPM 型の約 84%である。

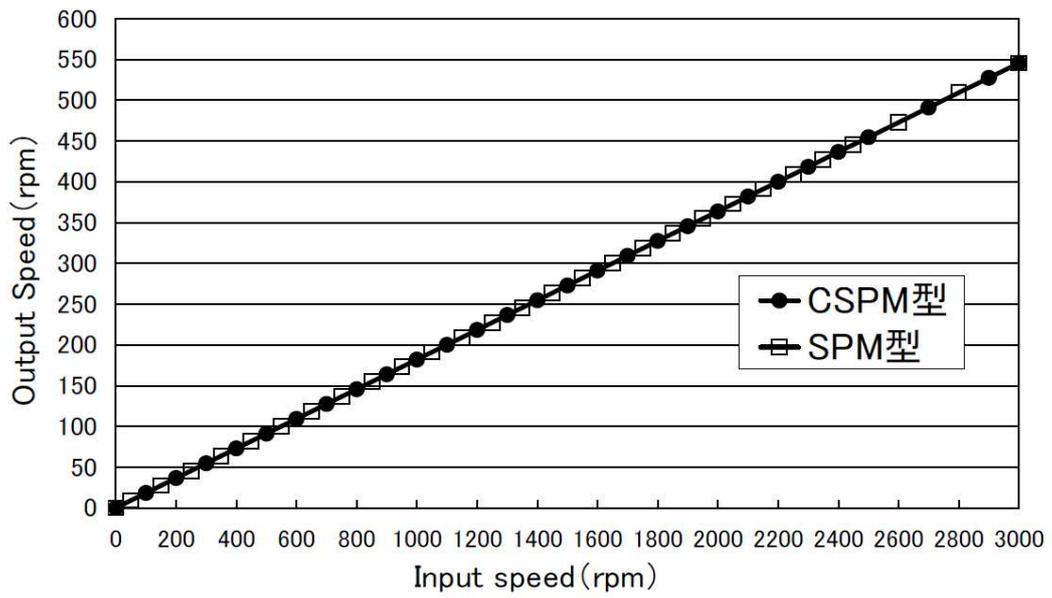


図 3-8 入力回転速度および出力回転速度

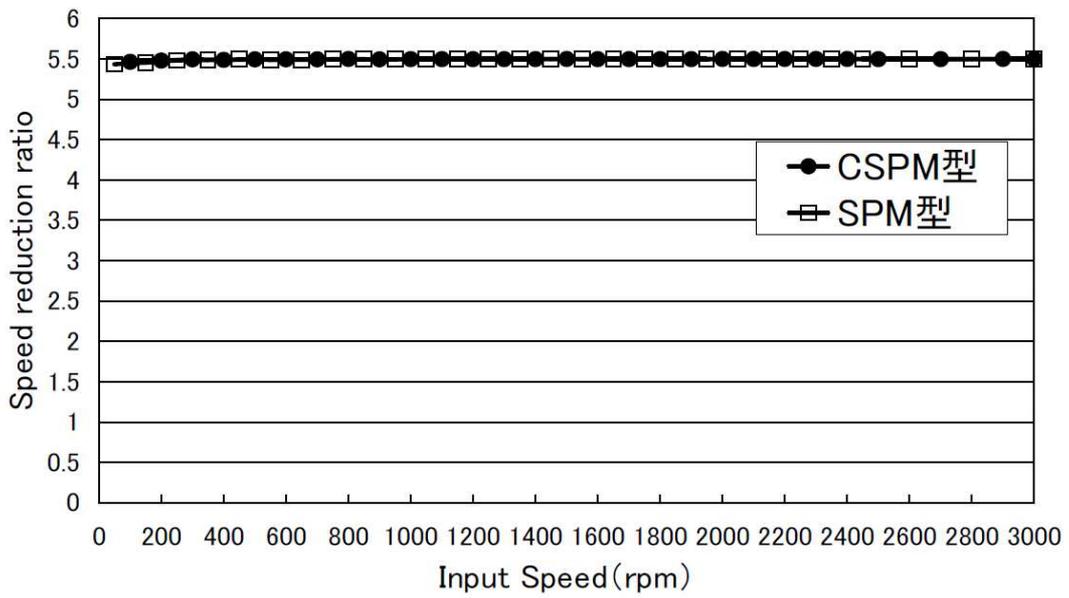


図 3-9 減速比

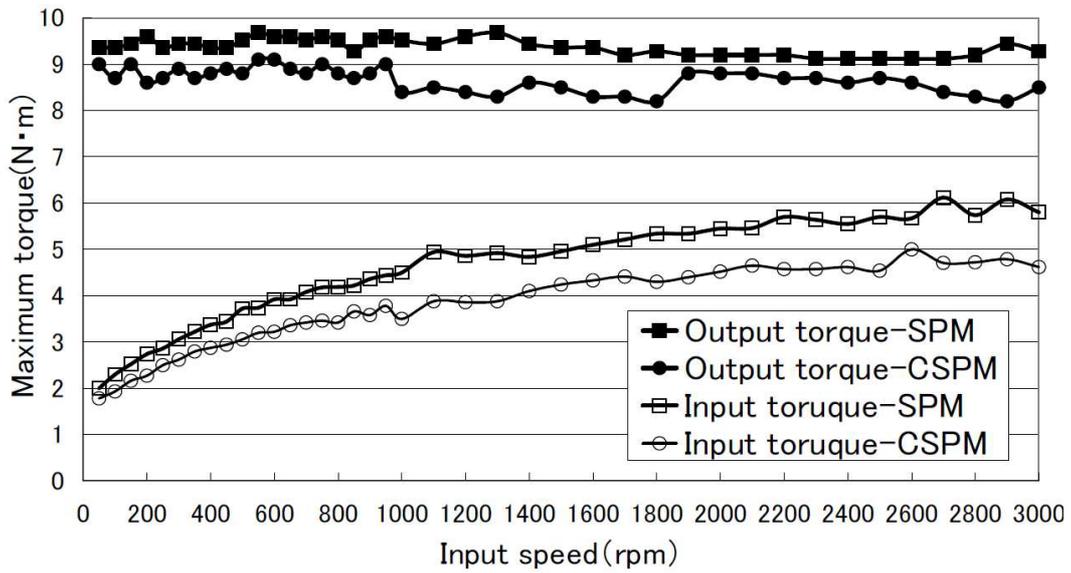


図 3-10 最大伝達トルク

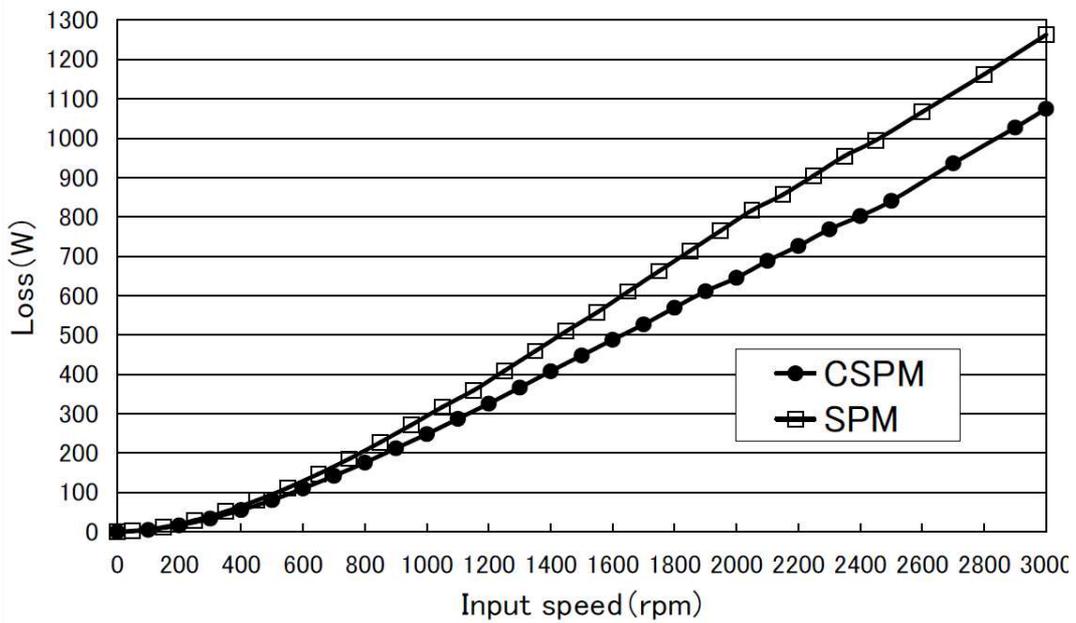


図 3-11 無負荷損失

図 3-12 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 3-12 より、50rpm 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、3,000rpm 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、ステータ歯車、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、磁極片の温度上昇が顕著であった。CSPM 型磁気歯車に  $5\text{N}\cdot\text{m}$  の負荷をかけて、500rpm で連続回転させたときのステータ歯車の温度は、1,020 秒で  $40^\circ\text{C}$  程度の一定温度に収束するが、3,000rpm で連続回転させると、約 60 秒で  $100^\circ\text{C}$  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磁極片の渦電流と考えて良い。すなわち、図 3-11 および図 3-12 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、ロータ表面全体から CSPM 型の磁束集束部の磁束密度よりは小さいものの、CSPM 型の磁束を集束させていない部分より大きく均一な磁束が出る。す

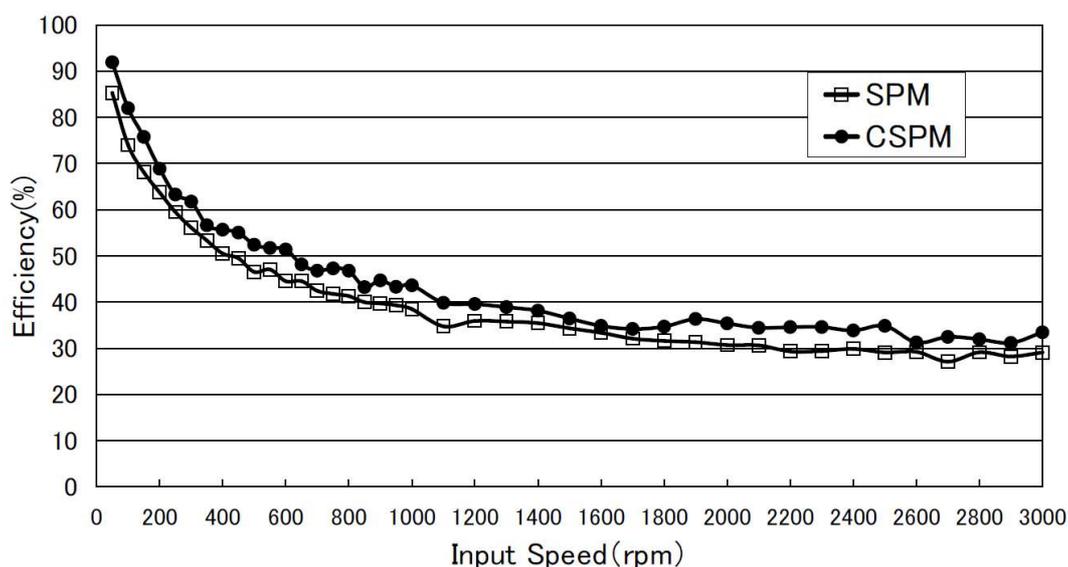


図 3-12 伝達効率

なわち、高速ロータ回転時に磁界の変化の影響を受けるステータ歯車の磁極片の数が、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、高速安定性と追随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、磁極片の剛性を確保し、かつ渦電流を低減する構造の磁極片の開発が今後の課題である。

### 3.8 まとめ

本研究では、伝達トルクが実用領域にあり高速追随性を有する磁束集束型永久磁石配列を用いた表面磁石型磁気歯車を提案し、さらに通常磁石配列の磁気歯車の2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のようなになる。

- (1) 無負荷状態のみならず最大伝達トルク近傍の負荷をかけた状態においても3,000rpmまで安定な同期運転ができた。
- (2) 歯車のサイズが10cm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8.5N・m以上であり、実用化可能な性能を有していることが分かった。
- (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) 磁気歯車を実用化するには、ステータ歯車の剛性を確保し、かつ渦電流を低減する構造の磁極片の開発が必要である。

## 参考文献

- [1] K. Atallah、D. Howe、A Novel High-Performance Magnetic Gear、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.37、No.4、pp.2844-2846、2001.
- [2] K. Atallah、S. D. Calverley、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. Chau、D. Zhang、J. Z. Jiang、C. Liu、Y. Zhang、Design of a Magnetic-Gear Outer-Rotor Permanent-Magnet Brushless Motor for Electric Vehicles、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.43、No.6、pp.2504-2506、2007.
- [4] L. Jian、K. T. Chau、Y. Gong、J. Z. Jiang、C. Yu、W. Li、Comparison of Coaxial Magnetic Gears with Different Topologies、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.45、No.10、pp.4526-4529、2009.
- [5] 中村健二、田代敏明、一ノ倉 理、リラクタンスネットワーク解析に基づく磁気ギアの動特性算定、日本磁気学会論文誌、Vol.32、No.2-1、pp.78-81、2008.
- [6] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、RNA による表面磁石型磁気ギアの動特性算定と試作試験、マグネティックス研究会資料、MAG-11-010、pp.13-18、2011.
- [7] 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一考察、日本磁気学会論文誌、Vol.33、No.2、pp.130-134、2009.
- [8] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、極異方性ボンド磁石を用いた磁気ギアに関する検討、日本磁気学会論文誌、Vol.36、No.2、pp.123-126、2012.
- [9] 新口 昇、平田勝弘、村松雅理、加藤健太、表面磁石型磁気歯車伝達機

- 構に関する研究、日本 AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.45-50、2010.
- [10] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機のコギングトルク低減に関する研究、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-1、pp.562-567、2010.
- [11] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機の伝達トルクに関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.131、No.3、pp.396-402、2011.
- [12] 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」シンポジウム講演論文集、21A3-5、pp.77-80、2008.
- [13] 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.
- [14] 新口 昇、平田勝弘、山本優文、村松雅理、ハイブリット型磁気伝達機構のコギングトルク低減に関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.130、No.5、pp.692-697、2010.
- [15] 早川佑一、平田勝弘、新口 昇、松村雅理、三次元有限要素法を用いた HB 型磁気伝達減速機構の渦電流解析、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-5、pp.586-591、2010.
- [16] 村松雅理、山本優文、平田勝弘、新構造磁気伝達減速機構の提案、リニアドライブ研究会資料、LD-08-64、pp.73-78、2008.
- [17] 村松雅理、山本優文、平田勝弘、アキシシャルギャップ形磁気減速機、電気学会論文誌 D、Vol.130、No.6、pp.802-807、2010.
- [18] P. O. Rasmussen、T. O. Andersen、F. T. Jorgensen、O. Nielsen、Development of a High Performance Magnetic Gear、IEEE Transactions on Industry Applications、Vol.41、No.3、pp.764-770、2005.

- [19] 石川 亨、碓賀 厚、下地広泰、戸高 孝、榎園正人、磁束集束型磁石配列を用いた永久磁石モータの三次元解析、マグネティックス研究会資料、MAG-06-120、pp.19-22、2006.
- [20] 江口慶祐、瀬々真吾、戸高 孝、榎園正人、磁束集束型ハイブリッドモータの磁界解析、電気学会論文誌 A、Vol.130、No.7、pp.698-703、2010.
- [21] 平田勝弘、次世代アクチュエータ原理と設計法、科学技術出版、pp.15-62、2013.
- [22] 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.

# 第 4 章 表面磁石型磁気歯車における磁極 片形状および磁石配列の検討

## 4.1 はじめに

歯車はトルクを伝達する機械要素であり、自動車、家電製品、産業用ロボットや搬送用コンベア等の各種産業機器と様々な機械に組み込まれている。現代社会には不可欠とも考えられる歯車は、歯と歯が転がり接触のみならず滑り接触しながらトルクを伝達する。歯車が接触しながら動力を伝達する際、接触部に摩擦が発生し、それは摩擦負荷となり、伝達効率が低下する。また、歯の磨耗・発塵・騒音・振動が発生し、それらを抑制するための潤滑が必要である。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、これらの問題を解決するために歯の接触のない磁気歯車の利用が検討されている。磁気歯車は、相対する永久磁石間に働く引力と斥力により、非接触でトルクを伝達する機構である。非接触でトルクが伝達されることにより、接触により発生する問題を回避できる。

現在提案されている磁気歯車の構造は、ふたつの円筒形回転体の表面に磁石を N、S と交互に配列し、向かい合わせる円筒型[1]、直径の異なるふたつの円板表面の円周に沿って磁石を N、S 交互に配列し、ふたつを対向させる対向型[2]-[7]、同心軸上に内側より、表面に磁石を N、S と交互に配列した高速ロータ、磁性体のステータ歯車、内側表面に磁石を N、S と交互に配列した低速ロータを配した表面磁石型磁気歯車[8]-[16]などがある。これらの磁気歯車の中でも大きな伝達トルクが得られる表面磁石型磁気歯車は、多くの研究が発表されているが、それらは磁氣的な構成に重点を置いた研究が多い。

以上の背景より、本研究では表面磁石型磁気歯車に着目し、まず第 3 章において、高速追従性を有し、かつ高トルク化を目指した表面磁石型磁気歯車を提案した。提案した磁気歯車は、高速追従性は有するものの、高トルク化を成し

得ることができなかった。そこで本章では、表面磁石型磁気歯車の高トルク化を目指し、第3章で得られた知見をもとに磁気歯車の改良を行う。改良する磁気歯車は、磁石配列およびステータ歯車の磁極片形状についての検討を行い、より大きな伝達トルクが得られる構造を提案する。そして、提案した表面磁石型磁気歯車が、第3章で製作・評価した SPM 型の磁気歯車と比較して、伝達トルクにどのような変化をもたらすかを有限要素法による二次元の磁場解析を使い検証することとする。

## 4.2 表面磁石型磁気歯車の構造

図 4-1 に標準的な表面磁石型磁気歯車の構造を示す。なお、図中の矢印は永久磁石の磁化方向を示している。表面磁石型磁気歯車は、高速ロータが回転するとギャップ中に発生する磁束のうち、低速ロータの磁極間隔と等しい空間高調波成分が減速して回転することによってトルクが伝達される。また減速比は、第3章の 3.2.1 項で述べたように、高速ロータと低速ロータの極対数の比で決まることから、図 4-1 の場合、減速比は高速ロータの極対数 4、低速ロータの

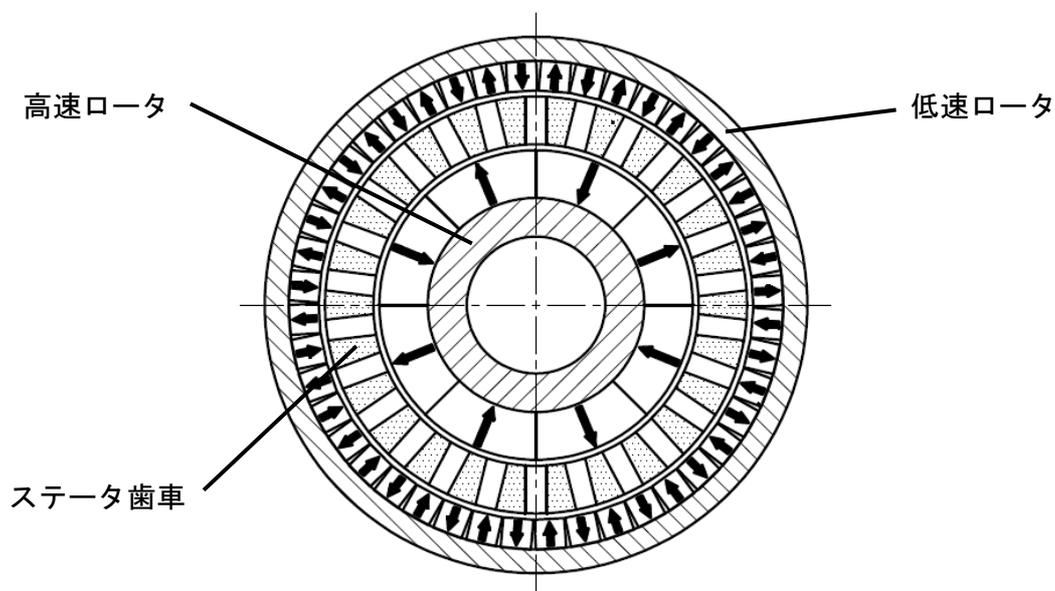


図 4-1 表面磁石型磁気歯車の構造

極対数 22 で速比 1/5.5 となり、それぞれのロータは逆方向に回転する。

### 4.3 磁極片形状の検討

#### 4.3.1 磁極片形状の検討

表面磁石型磁気歯車は、磁性体である磁極片と永久磁石を組み合わせること  
で生じる磁束密度の高調波成分をトルク伝達に利用することが特徴である。磁  
気歯車を形成する磁気回路において、磁気歯車内部の永久磁石のみが伝達トル  
クに寄与することは考え難く、ステータ歯車の磁極片においても伝達トルクに  
寄与する因子の一つと考えるのは容易である。これまでに、磁極片の径方向長  
さが伝達トルクに与える影響についての研究はなされているが、磁極片の形状  
についての研究は行われていない[14]。本研究では、磁極片の形状に着目し、  
二次元有限要素法により磁界解析を行い、より高い伝達トルクを発揮できる磁  
極片の形状について検討を行った。

#### 4.3.2 解析モデルおよび解析条件

図 4-2 に図 4-1 の磁極片の拡大図を示す。なお、ステータ歯車とは、第 3 章

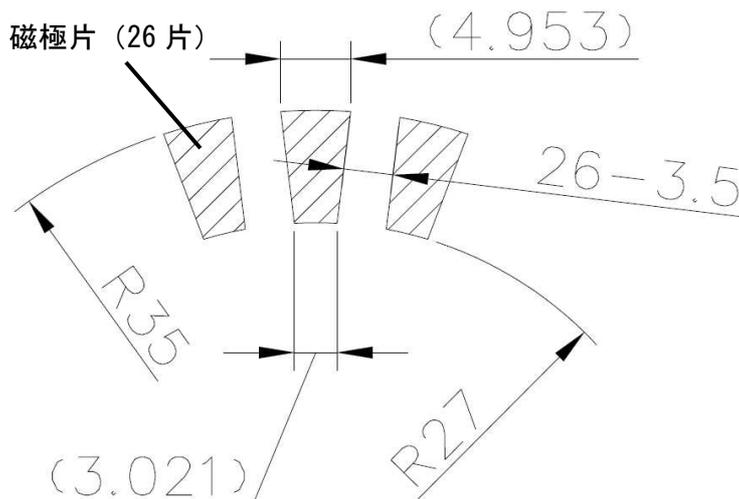


図 4-2 磁極片形状

の 3.2.1 項の式 (3-2) や式 (3-4) 図 4-2 により求められた個数の磁極片 (図 4-1 の場合、26 片) で構成される。

図 4-3 および図 4-4 に磁界解析に用いた各種磁極片の形状を示す。なお、図 4-2 の磁極片を標準形状として ST-1 と呼び、全ての磁極片は、外形、内径および磁極片数は ST-1 と同じとした。ST-2~ST-4 は、隣り合う磁極片同士を磁極片の中央、内径側、外径側をそれぞれ繋いだ形状である。なお、磁極片同士を繋いだ部分は、隣り合う磁極に流れ込む磁束の通り道ともなるため、以下ではフラックスパスと呼ぶ。ST-5~ST-8 は、磁極片の大きさを変更した形状である。ST-9~ST-14 は、磁極片の角を円弧形状で面取りしたもので、面取りの円弧を種々に変更した形状である。ST15 および ST-16 は、磁極片の中央を丸く穴空けたもので、ST-17 および ST-18 は、磁極片の中央を台形に穴空け

表 4-1 表面磁石型磁気歯車の解析緒言

	標準モデル	提案モデル
磁気歯車直径 (mm)	90	
磁気歯車長さ (mm)	40	
低速ロータ	内径：72mm 磁石数：44 個 磁極数：44 極	
高速ロータ	外径：52mm 磁石数：8 個 磁極数：8 極	
各ロータのヨーク	材質：SS400	
減速比	5.5	
軸	材質：SUS304	
ステータ歯車	外径：70mm 内径：54mm 磁極片数：26 材質：電磁鋼板	
永久磁石	NdFeB 希土類磁石	
ステータ歯車と各ロータのギャップ距離	1mm	
磁極片形状	ST-1	ST-2~ST-25

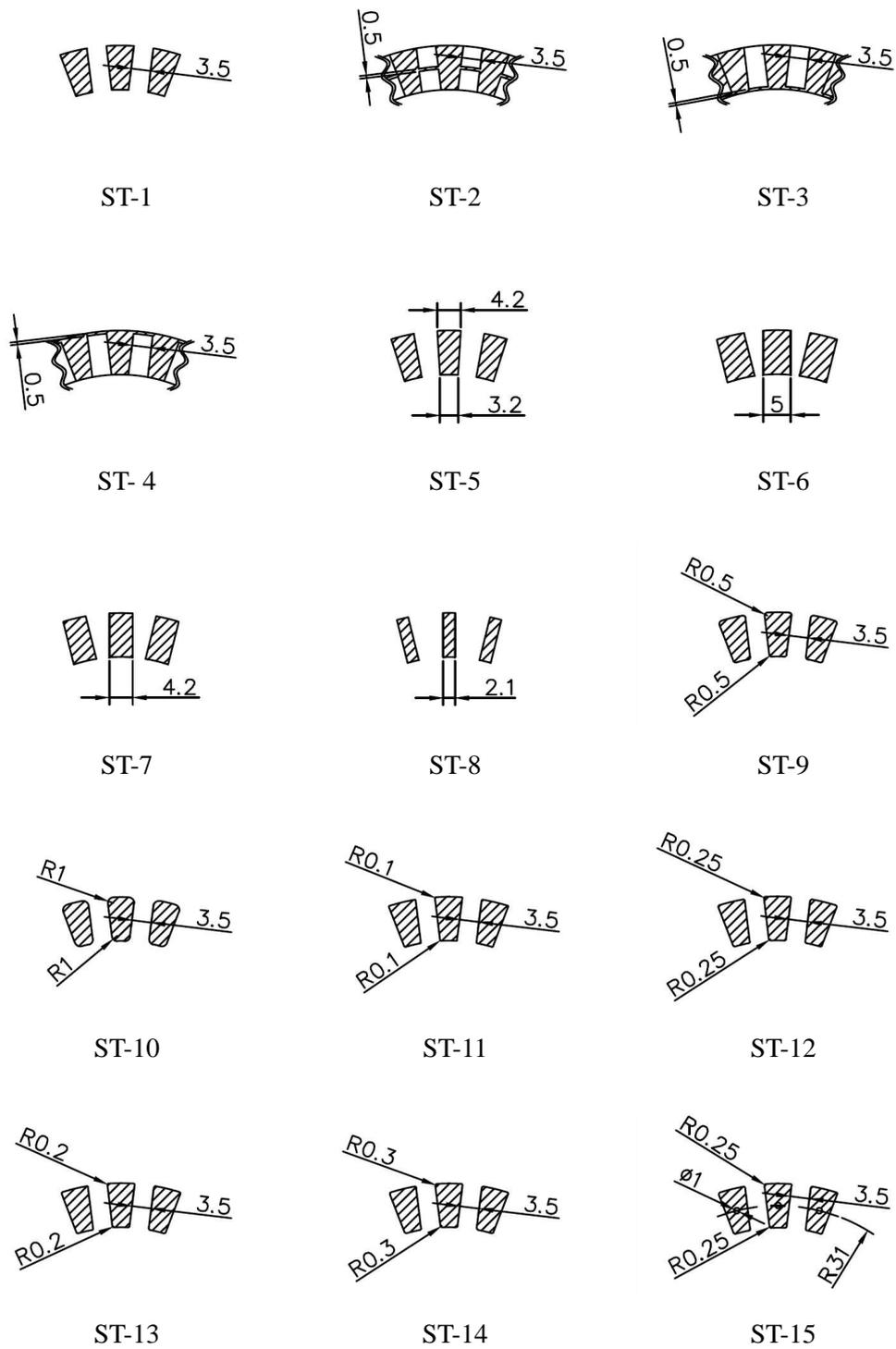


図 4-3 解析した磁極片形状

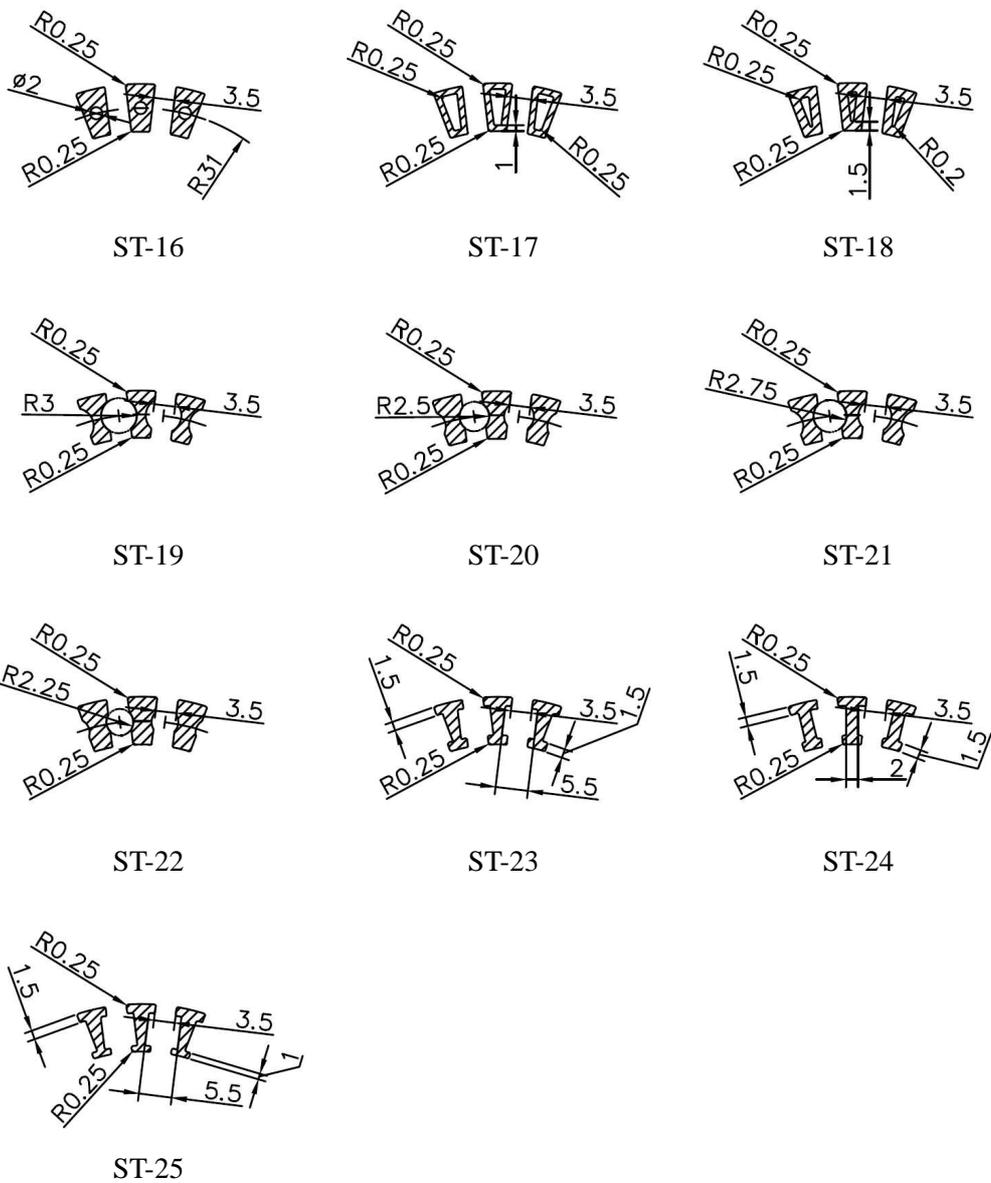


図 4-4 解析した磁極片形状-2

した形状である。ST-19～ST-22 は、磁極片の中央部を円弧状に肉抜きしたもので、肉抜きする円弧の大きさを変更した形状である。ST-23～ST-25 は、磁極片の中央部を直線状に肉抜きしたもので、肉抜きの大きさを変更した形状である。

表 4-1 に解析に用いたモデルの各部寸法、使用材料を示す。なお、磁極片の

形状以外は、磁石量と他の部分構造寸法は全て同じである。

### 4.3.3 解析結果

上記の ST-1～ST-25 までのモデルに対し、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た結果を図 4-5 に示す。また、図 4-5 の一部を拡大したものを図 4-6 に示す。解析では低速ロータを固定した状態で、高速ロータの回転角度を変化させたときに発生する低速ロータの静的な伝達トルクを計算しており、低速ロータにより発生する最大伝達トルクが、対象の磁気歯車の伝達できる最大トルクとなる。そこで、表 4-2 に磁極片の形状を変えた ST-2～ST-26 の最大伝達トルクと標準モデルである ST-1 の最大伝達トルクの比率を示す。表 4-2 より、磁極片同士をフラックスパスで繋いだ ST-2～ST-4 および磁極片の大きさを変更した ST-5～ST-8 の最大伝達トルクは、ST-1 に対して、全ての形状で低下することが確認できる。磁極片の角を円弧形状で面取りした ST-9～ST-14 の最大伝達トルクは、ST-12 および ST-13 を除いて、低下することが確認できる。磁極片の中央を丸くもしくは台形に穴空けした ST-15～ST-18 の最大伝達トルクは、全ての形状で低下することが確認できる。磁極片の中央部を円弧状に肉抜きした ST-19～ST-22 の最大伝達トルクは、ST-1 に対して、全ての形状で向上することが確認できる。また、磁極片の中央部を直線状に肉抜きした ST-23～ST-25 の最大伝達トルクにおいても、全ての形状で向上することが確認できる。なお、最大伝達トルクが最も低い値となった形状は ST-4、最大伝達トルクが最も高い値となった形状は ST-21 であった。

上記の通り、フラックスパスで繋いだ形状では、最大伝達トルクが低下し、磁極片の中央部を肉抜きした形状では、最大伝達トルクは向上するといったそれぞれの形状による伝達トルクの変化に一定の傾向が見られる。この理由について、磁束密度ベクトル図（図 4-7～図 4-10）を用いて以下に検討を行う。

図 4-7～図 4-10 より、磁極片同士をフラックスパスで繋いだ ST-2～ST-4 の伝達トルクが低下した原因は、フラックスパスにより磁極片同士を繋ぐことでフラックスパスを通して磁束が短絡し、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクが低下したと考えられる。

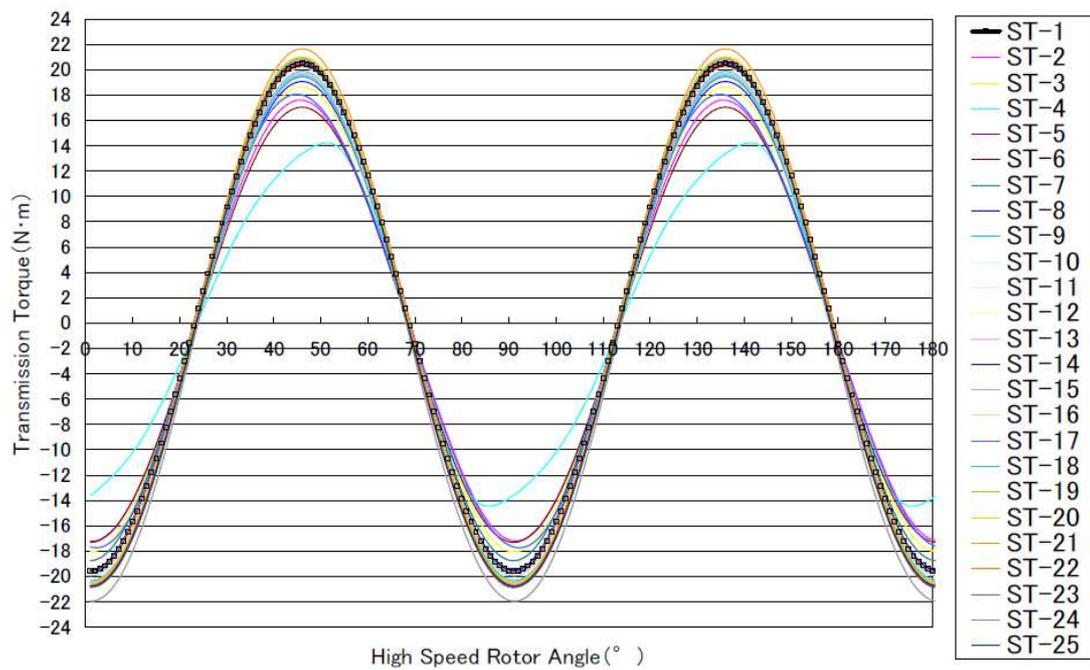


図 4-5 磁極片形状変更時の伝達トルク

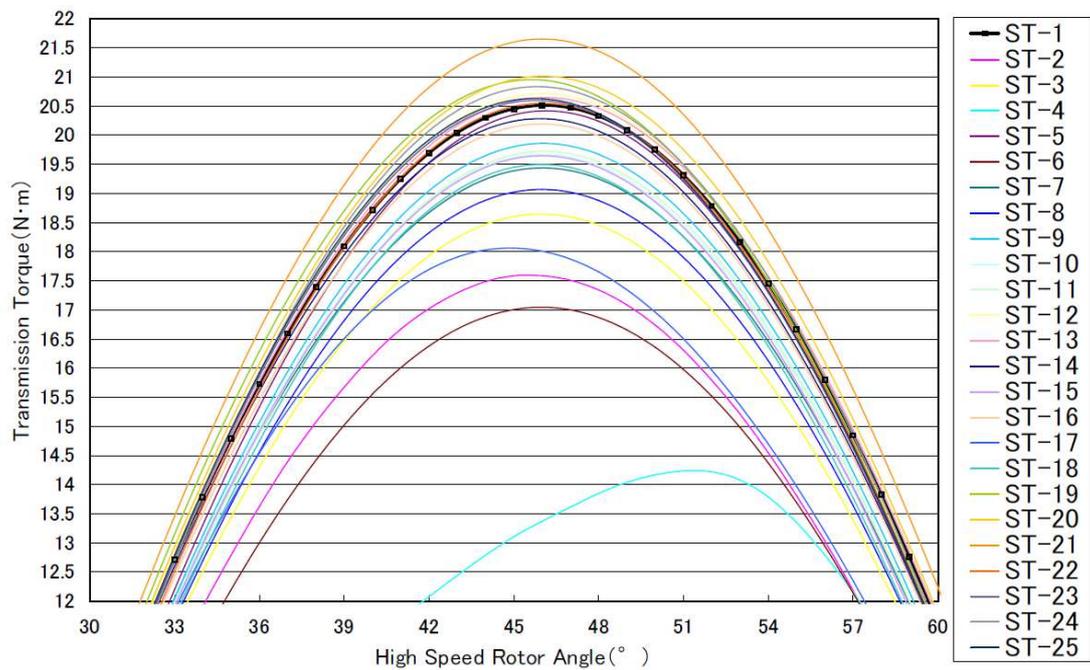
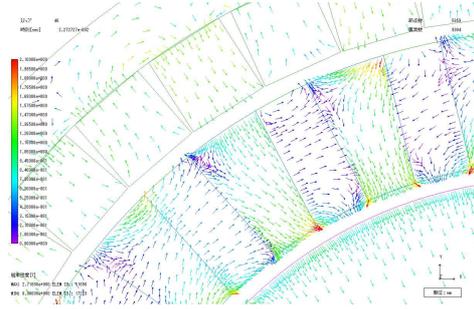


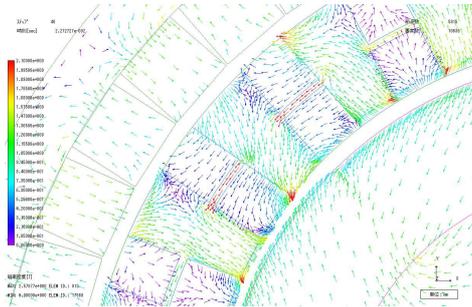
図 4-6 磁極片形状変更時の伝達トルクの一部拡大図

表 4-2 各磁極片の最大伝達トルクと ST-1 との比較

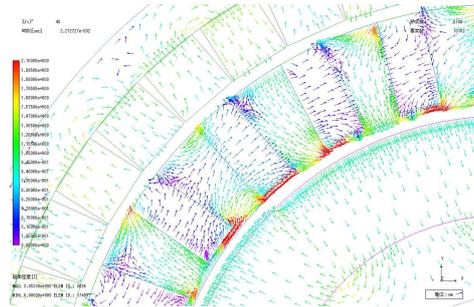
	最大伝達トルク [N・m]	ST-1 との比較
ST-1	20.512	100%
ST-2	17.588	85.74%
ST-3	18.646	90.90%
ST-4	14.235	69.40%
ST-5	20.417	99.54%
ST-6	17.047	83.11%
ST-7	19.439	94.77%
ST-8	19.070	92.97%
ST-9	19.860	96.82%
ST-10	19.675	95.92%
ST-11	19.724	96.16%
ST-12	20.717	101.0%
ST-13	20.647	100.66%
ST-14	20.284	98.89%
ST-15	19.647	95.78%
ST-16	20.193	98.44%
ST-17	18.060	88.05%
ST-18	19.497	95.05%
ST-19	20.946	102.12%
ST-20	21.013	102.44%
ST-21	21.652	105.56%
ST-22	20.549	100.18%
ST-23	20.596	100.41%
ST-24	20.843	101.57%
ST-25	20.628	100.56%



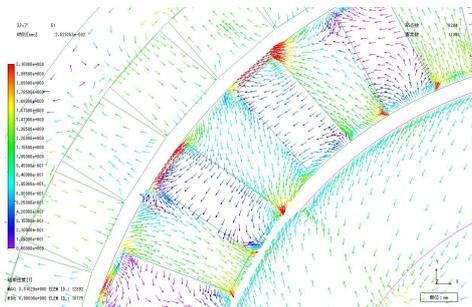
ST-1



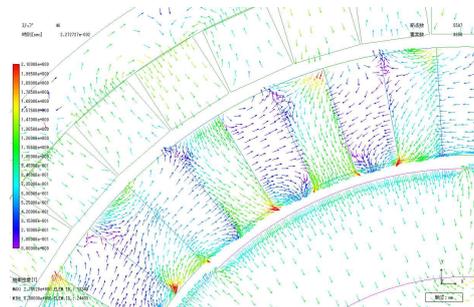
ST-2



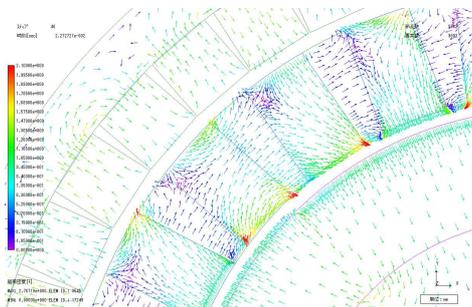
ST-3



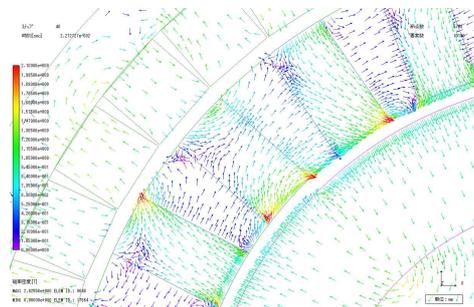
ST-4



ST-5

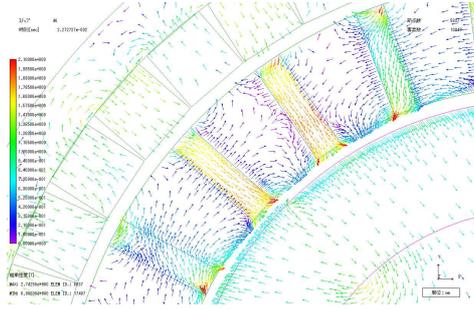


ST-6

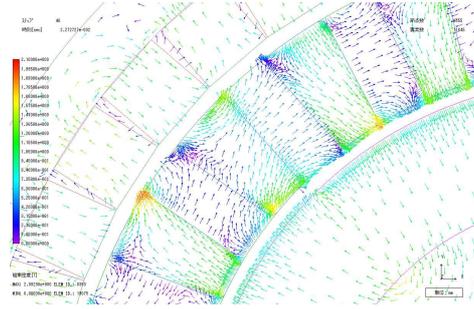


ST-7

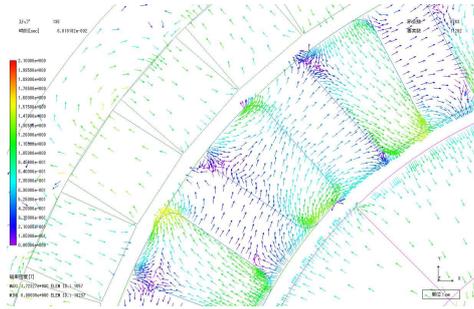
図 4-7 各磁極片の磁束密度ベクトル図-1



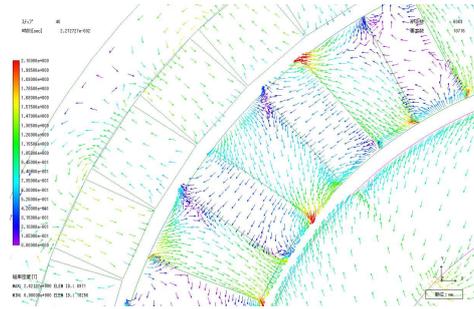
ST-8



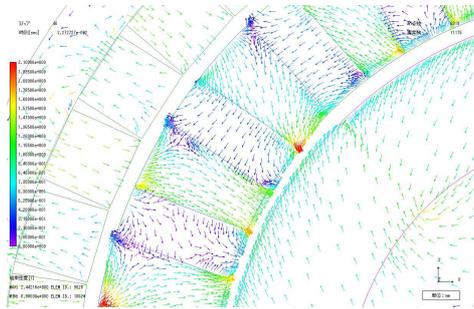
ST-9



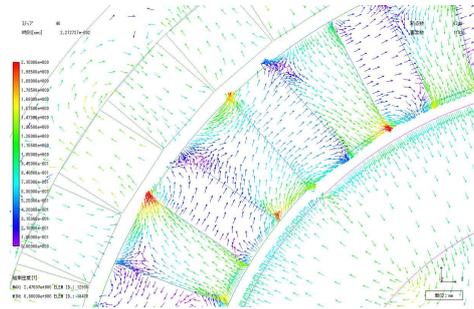
ST-10



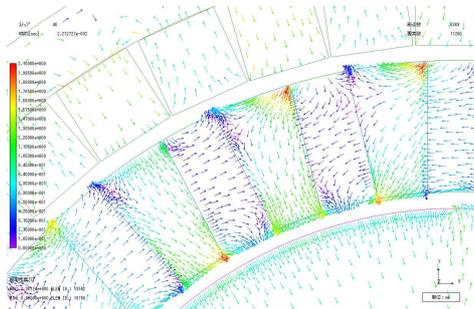
ST-11



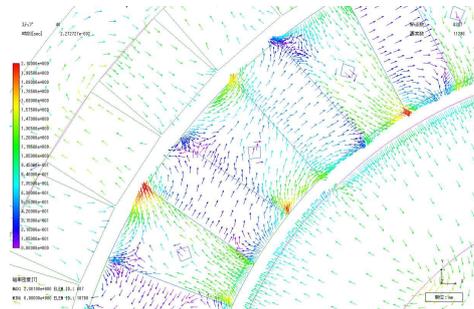
ST-12



ST-13

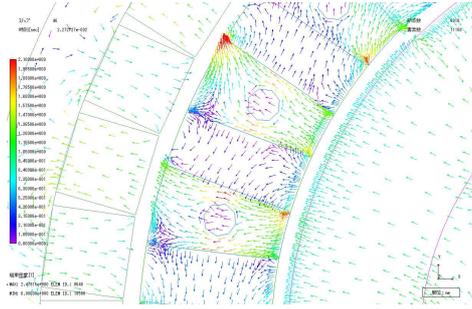


ST-14

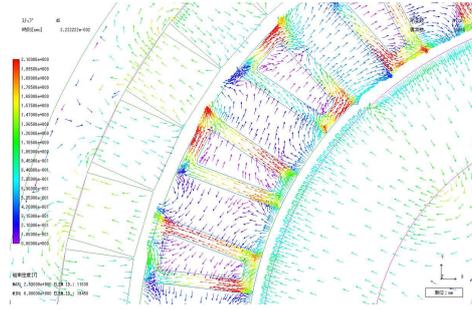


ST-15

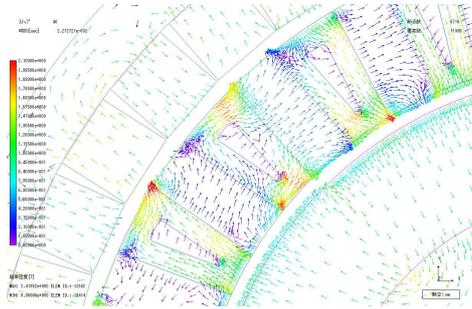
図 4-8 各磁極片の磁束密度ベクトル図-2



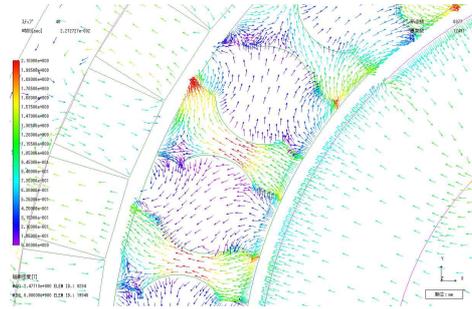
ST-16



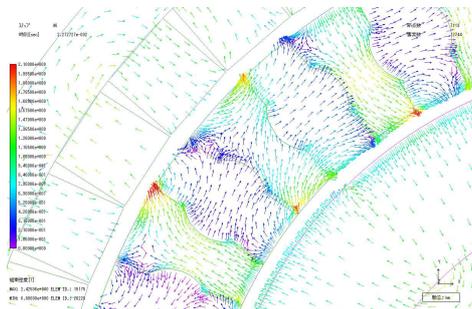
ST-17



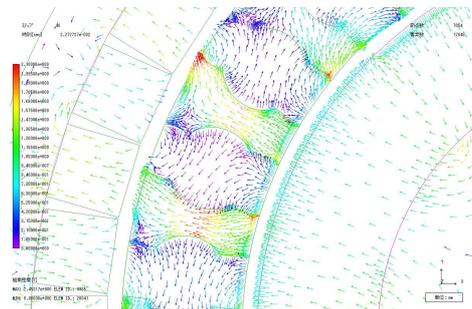
ST-18



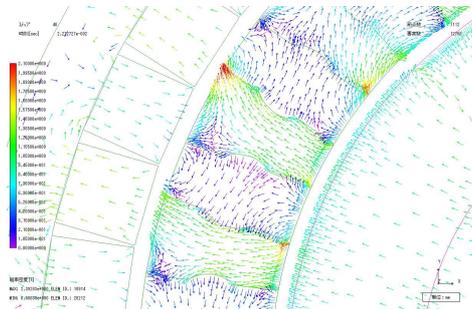
ST-19



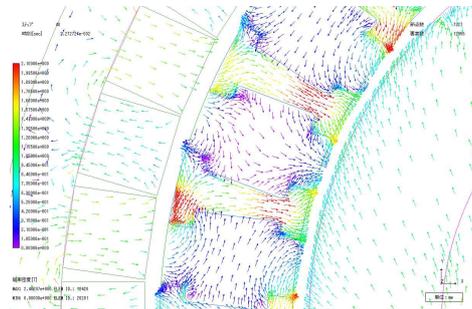
ST-20



ST-21

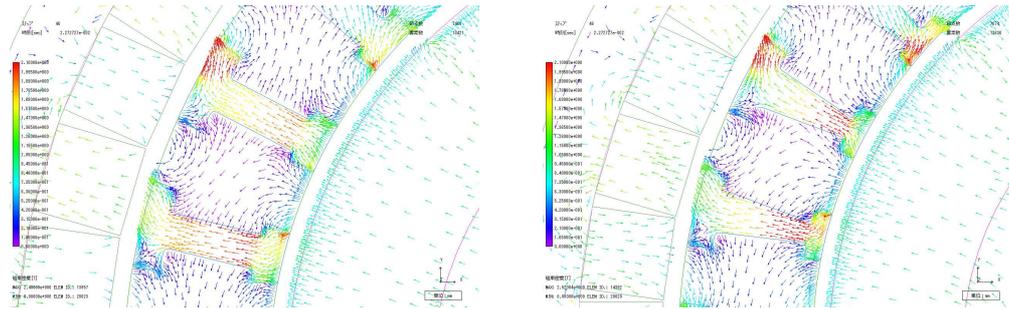


ST-22



ST-23

図 4-9 各磁極片の磁束密度ベクトル図-3



ST-24

ST-25

図 4-10 各磁極片の磁束密度ベクトル図-4

磁極片の大きさをわずかに変更した ST-5 の磁束密度分布は、ST-1 に対してほとんど変化は見られず、最大伝達トルクもほとんど変化していない。しかし、磁極片を大きくした ST-6～ST-7 では、隣合う磁極片間の空間（空気層）中にある磁束が ST-1 と比較して多い。磁極片間の空間中にある磁束は、磁極片に流れる磁束が短絡していることを示す。ST-6～ST-7 は、磁極片を大きくしたために隣合う磁極片間の空間が狭くなり、その空間を通して磁束が短絡する量が多くなり、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、ST-1 と比較して伝達トルクが低下したと考えられる。一方、磁極片を小さくした ST-8 は、磁極片の面積が小さくなったために磁極片を流れる磁束が磁極片内部で飽和状態となり、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクが低下したと考えられる。

ST-1 の磁極片の角部が、磁束が集中しているのに対し、円弧形状で磁極片の角部を面取りした ST-9～ST-14 は、磁束の集中が緩和されている。しかしながら、ST-9～ST-11 および ST-14 のように円弧形状の面取りを大きくすると高速ロータおよび低速ロータと対向する磁極片の面が小さくなり、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクは低下する。一方、ST-12 および ST-13 では、高速ロータおよび低速ロータと対向する磁極片の面が小さくなり過ぎず、かつ角部の磁束の集中が緩和されているため、ST-1 と比較して伝達トルクが向上したと思われる。

磁極片の中央を丸くもしくは台形に穴空けした ST-15～ST-18 では、磁極片の面積が小さくなったために磁極片内部を流れる磁束が減少することでトルク

伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクが低下したと考えられる。

磁極片の中央部を円弧状もしくは直線状に肉抜きした ST-19～ST-25 では、磁極片側面の中央部を肉抜きをした事により、ST-1 に対して、隣り合う磁極片間の空間を通過して短絡する磁束が減少している。その結果、磁束が有効にトルクの伝達に寄与し伝達トルクが向上したと考えられる。しかし、ST-19 や ST-23、ST-25 のように肉抜きが多い形状の場合、磁束が磁極片内で磁気飽和状態となる。飽和磁束は磁極間の空気を通り、隣り合う磁極へ短絡する。その結果、ST-1 と同等程度の伝達トルクとなったと考えられる。一方、ST-22 のように肉抜きが少ない形状の場合、肉抜きの効果が得られず、肉抜きしていない ST-1 と同等程度の伝達トルクとなったものと考えられる。

以上の結果より、磁極片の形状は、磁極片内部で磁気飽和が起こらず、かつ隣り合う磁極片へ磁束が短絡し難い形状とすることが伝達トルクの向上に繋がるものと考えられる。

## 4.4 高速ロータの磁石配列の検討

### 4.4.1 ハルバツハ型磁石配列の検討

第3章で報告した通り、磁気歯車の高伝達トルク化を目的として、磁束集束型表面永久磁石配列 (Concentration Surface Permanent Magnet arrangement) を用いた CSPM 型表面磁石型磁気歯車を提案し、その性能の検討を行った。CSPM 構造を高速ロータに用いて解析、実機評価を行った結果、同体格の通常配列である SPM (Surface Permanent Magnet arrangement) 型に対し、伝達トルクを向上させることができなかった。表面磁石型磁気歯車は、ステータ歯車の磁極片の磁極全体がトルクに寄与する。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 型における磁束集束部の磁束密度よりは小さいものの、CSPM 型の磁束集束部以外の部分より大きな磁束密度分布となる。高速ロータに CSPM 型を適用した場合、SPM 型に対し、トルクに寄与する磁極片の数が少なくなり、最大伝達トルクが低くなったものと考えられる。そこで、CSPM 型に対し、広い範囲で強い磁界が形成可能なハルバツハ型磁石配列 (Halbach Permanent Magnet

arrangement) [17]を高速ロータに適用した HPM 型表面磁石型磁気歯車を考案した。HPM 型磁石配列は、永久磁石の起磁力の方向を連続的に変えて着磁することで、磁石の片側には強力な正弦波磁界をつくり、他の面には磁界をつくらないという性質を持つ。本研究では HPM 型磁石配列を高速ロータに適用し、二次元有限要素法を用いて、より高い伝達トルクを発揮できる構造について検討を行った。

#### 4.4.2 解析モデルおよび解析条件

図 4-11 に磁界解析に用いた、HPM 型の解析モデルを、表 4-3 に解析に用いたモデルの各部寸法、使用材料を示す。なお、高速ロータの磁石配列以外は磁極片形状を検討したものと同じとし、磁極片の形状は標準形状である ST-1 を用いた。高速ロータに HPM 型を用いる場合、図 4-11 に示す径方向に着磁された磁石の角度は、最大伝達トルクに影響を及ぼすと考えられる。そこで、磁石

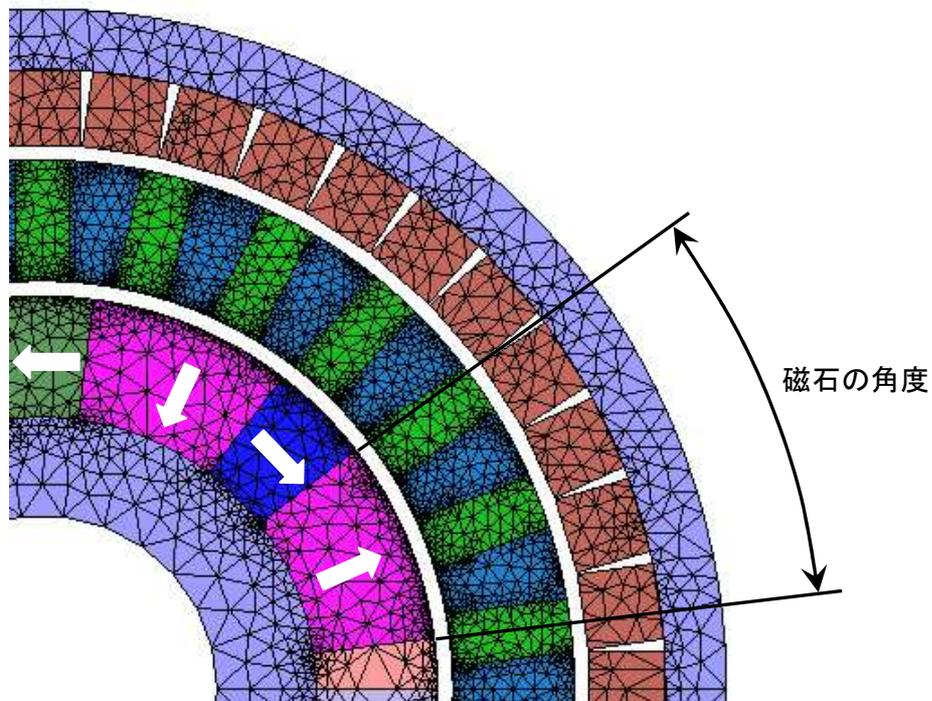


図 4-11 HPM 型の解析モデル

表 4-3 表面磁石型磁気歯車の解析緒言

	SPM 型	HPM 型
磁気歯車直径 (mm)	90	
磁気歯車長さ (mm)	40	
低速ロータ	内径：72mm 磁石数：44 個 磁極数：44 極 (22 極対)	
高速ロータ	外径：52mm 磁極数：8 極 (4 極対)	
高速ロータの磁石数	8 個	16 個
各ロータのヨーク	材質：SS400	
減速比	5.5	
ステータ歯車	外径：70mm 内径：54mm 磁極片数：26 材質：電磁鋼板 形状：ST-1	
永久磁石	NdFeB 希土類磁石 残留磁束密度：1.31T	
ステータ歯車と各ロータのギャップ距離	1mm	
磁石の角度	—	20、25、30 35、40 度

の角度を 20、25、30、35、40 度と変化させ、それぞれの最大伝達トルクについて解析を行った。

#### 4.4.3 解析結果

磁石の角度を種々に変更した HPM 型および SPM 型のモデルに対し、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た結果を図 4-12 に示す。また、図 4-12 の一部を拡大したものを図 4-13 に示す。解析では低速ロータを固定した状態で、高速ロータの回転角度を変化させたときに発生する低速ロータの静的な伝達トルクを計算しており、低速ロータにより発生する最

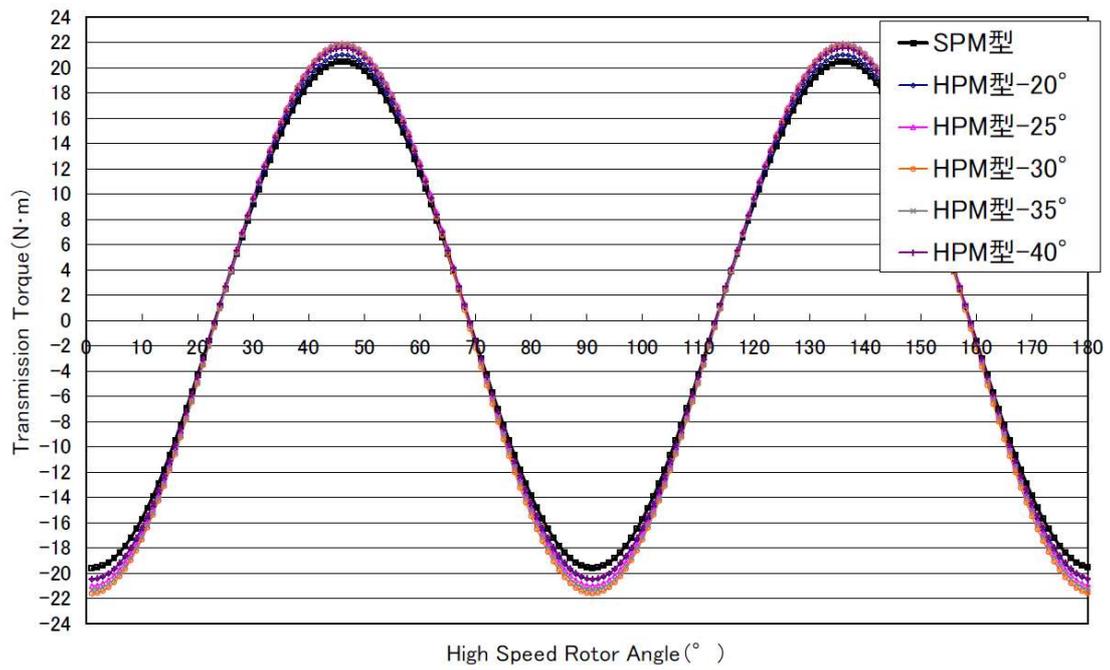


図 4-12 HPM 型の伝達トルク

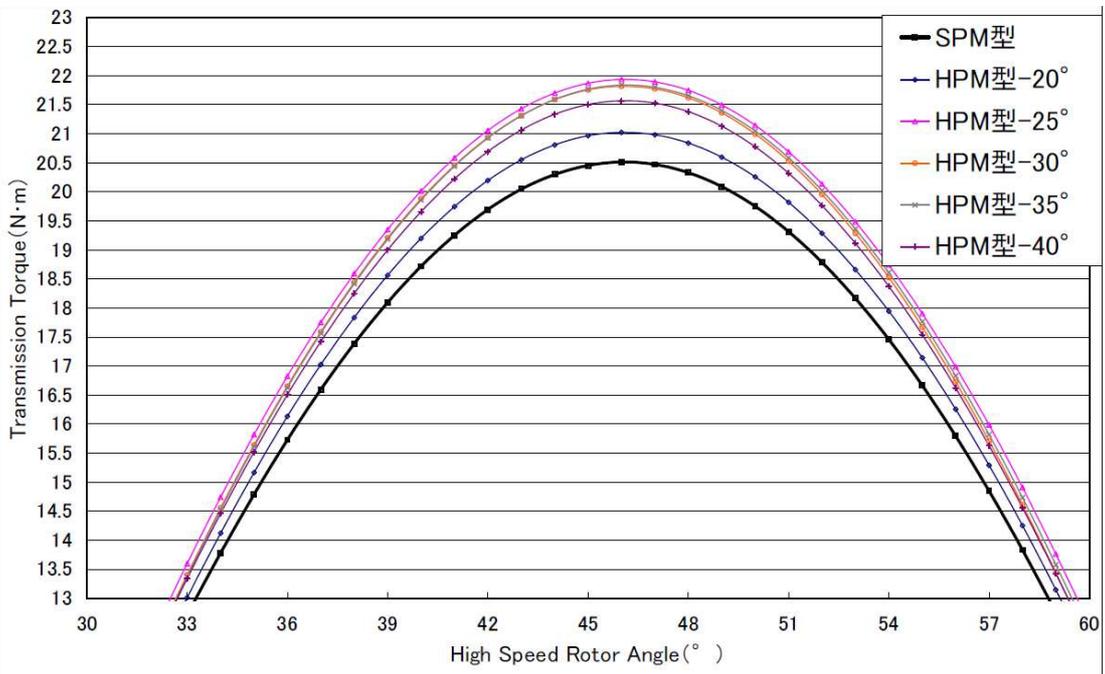


図 4-13 HPM 型の伝達トルクの一部拡大図

大伝達トルクが、対象の磁気歯車の伝達できる最大トルクとなる。そこで、図 4-14 に磁石の角度を変えた HPM 型の最大伝達トルクと標準モデルである SPM 型の最大伝達トルクの比率を示す。図 4-14 より、HPM 型の磁石角度が 25 度のとき最大伝達トルクは、SPM 型と比較して 6.9%向上することが確認できる。他の角度の場合においても、SPM 型よりも最大伝達トルクが高くなっていることから、高速ロータ側に HPM 型の構造を用いることは磁気歯車の高伝達トルク化に有効であると考えられる。この理由について、以下に検討を行う。

図 4-15 および図 4-16 に角度を種々に変更した HPM 型および SPM 型それぞれの高速ロータとステータ歯車間のエアギャップ中の磁束密度を比較した結果を示す。図 4-16 より、全ての角度における HPM 型の高速ロータとステータ歯車間のエアギャップ中の磁束密度は、SPM 型と比較して、高いことが確認できた。また、図 4-17 に最大伝達トルクが最大であった磁石角度 25 度の HPM 型および SPM 型の各磁束密度ベクトル分布を示す。図 4-17 より、HPM 型は、CSPM 型のように磁束収束部で大きな磁束密度となる突極性を持ったよ

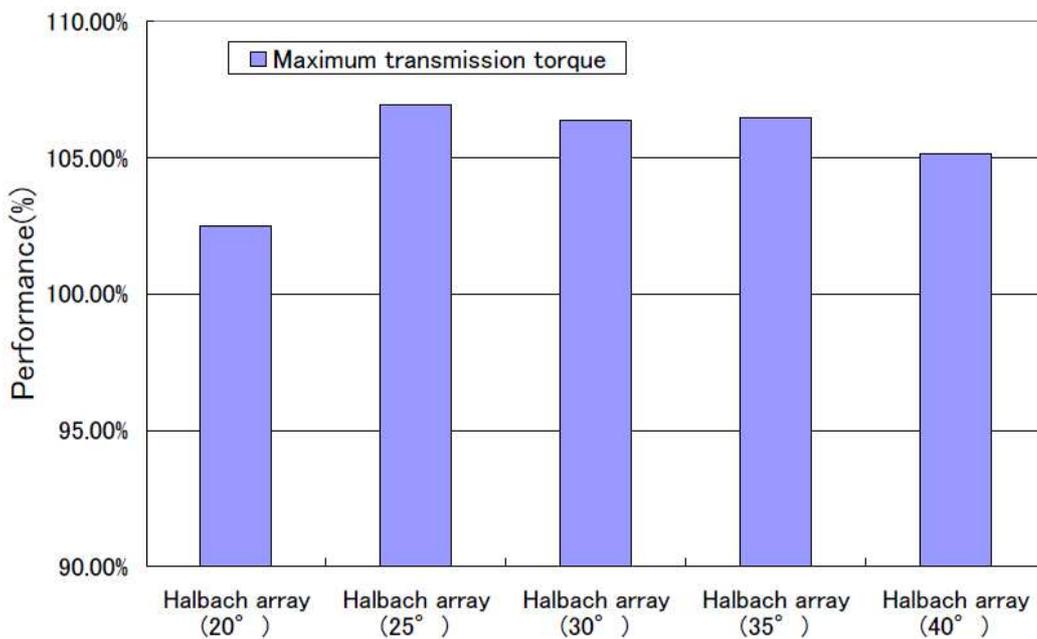


図 4-14 HPM 型の最大伝達トルク解析結果

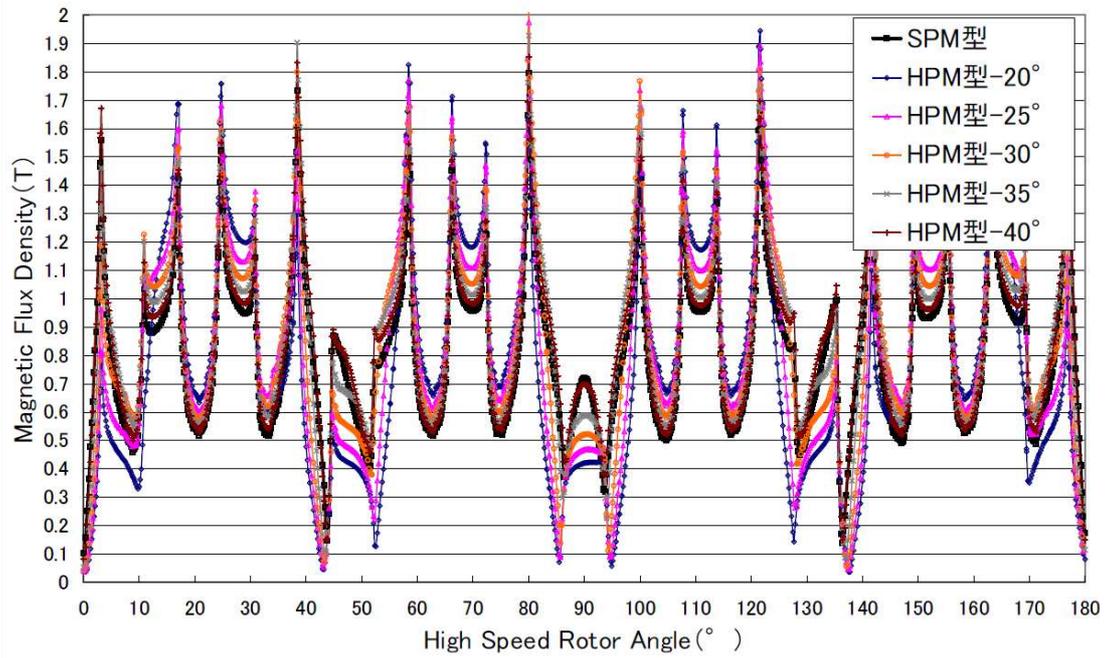


図 4-15 エアークリップ中の磁束密度

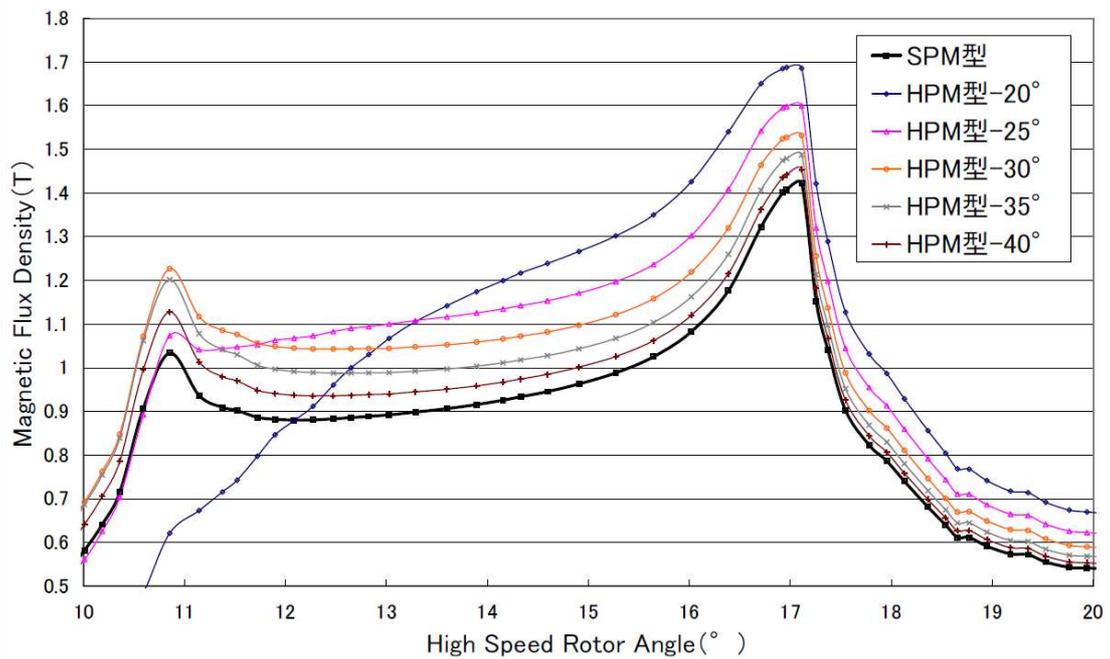
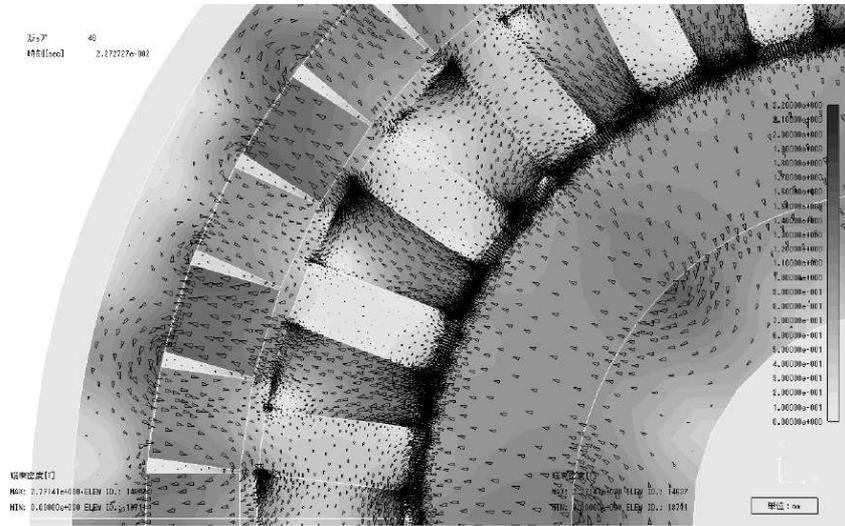
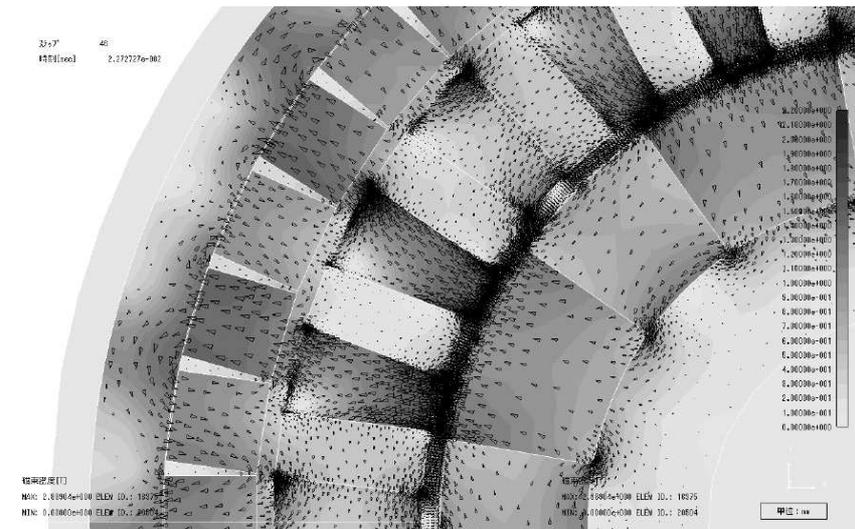


図 4-16 エアークリップ中の磁束密度の一部拡大図



(a) SPM 型



(b) HPM 型

図 4-17 磁束密度ベクトル分布

うな磁場分布ではなく、SPM 型に近い磁場分布となっていることが確認できる。HPM 型の磁場分布が SPM 型に近い磁場分布となっていることから、HPM 型の高速ロータよりの磁束が、複数の磁極片に通っている。その結果、SPM 型に対し、HPM 型は磁極片と低速ロータの間に働くトルクが上昇し、最大伝達トルクが上昇したと考えられる。HPM 型では、磁石の角度により磁場分布が変わり、角度が小さいほど磁束集束効果の高い急峻な分布になるのに対して、角度が大きいと磁束密度の最大値は下がるものの、広い範囲で高い磁束密度を發揮できる。磁束集束効果と対向する磁極片の数との関係により、各角度における伝達トルクに変化があったと考えられる。

#### 4.5 まとめ

本研究では、表面磁石型磁気歯車の高トルク化を目指し、第3章で得られた知見をもとに高速ロータの磁石配列およびステータ歯車の磁極片形状について、二次元の磁場解析を用いて検討を行い、より大きな伝達トルクが得られる構造を提案した。得られた結果を要約すると以下のようなになる。

- (1) 隣り合う磁極片にフラックスパスもしくは磁極片間の空気層を通して短絡する磁束の量が増加すると、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクが低下することが分かった。
- (2) 磁極片の中央部を肉抜きした場合、磁極片間の空気層を通して短絡する磁束の量が低下し、トルク伝達に寄与する磁束が増加し、伝達トルクが向上することが分かった。
- (3) 磁極片の形状は隣り合う磁極片へ磁束が短絡し難い形状とすることが伝達トルクの向上に繋がることが分かった。
- (4) 高速ロータの磁石配列を HPM 型とした場合、高速ロータよりの磁束が複数の磁極片を通る SPM 型に近い磁場分布を形成でき、かつ SPM 型に比

べて高い磁束密度を有することが分かった。

- (5) HPM 型の最大伝達トルクは、SPM 型と比較して、最大で 6.9% 向上し、高速ロータの磁石配列にハルバッハ型磁石配列を適用することが、伝達トルク向上に有効であることが分かった。

## 参考文献

- [1] 安藤嘉則、M. A. Qurni、伊藤 克、宇賀神隆敏、村上岩範、山田 功、磁気歯車装置の開発 ―円筒型磁気歯車の試作と性能試験―、日本AEM学会誌、Vol.18、No.3、pp.81-86、2010.
- [2] 鶴本勝夫、熊坂諭恭、非円形磁気歯車の試作と実用化に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.28、No.3、pp.429-432、2004.
- [3] 鶴本勝夫、電磁石式磁気歯車の試作とその出力―効率特性試験、日本応用磁気学会誌、Vol.22、No.4-2、pp.821-824、1998.
- [4] 鶴本勝夫、ハイブリッド式磁気歯車のかみ合い性能に関する一考察―かみ合い領域における荷重負担のメカニズム―、日本応用磁気学会誌、Vol.23、No.4-2、pp.1589-1592、1999.
- [5] 鶴本勝夫、単面板による多段変速型磁気歯車の性能と実用歯車設計に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.24、No.4-2、pp.1007-1010、2000.
- [6] 鶴本勝夫、田中祐二、熊谷篤彦、新型磁気式遊星・差動歯車機構の創出に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.25、No.4-2、pp.1179-1182、2001.
- [7] 鶴本勝夫、田中祐二、新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験、日本応用磁気学会誌、Vol.26、No.4、pp.703-706、2002.
- [8] K. Atallah、D. Howe、A Novel High-Performance Magnetic Gear、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.37、No.4、pp.2844-2846、2001.
- [9] K. Atallah、S. D. Calverley、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.

- [10] P. O. Rasmussen, T. O. Andersen, F. T. Jorgensen, O. Nielsen, Development of a High Performance Magnetic Gear, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol.41, No.3, pp.764-770, 2005.
- [11] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、RNA による表面磁石型磁気ギアの動特性算定と試作試験、マグネティックス研究会資料、MAG-11-010、pp.13-18、2011.
- [12] 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一考察、日本磁気学会論文誌、Vol.33、No.2、pp.130-134、2009.
- [13] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、極異方性ボンド磁石を用いた磁気ギアに関する検討、日本磁気学会論文誌、Vol.36、No.2、pp.123-126、2012.
- [14] 新口 昇、平田勝弘、村松雅理、加藤健太、表面磁石型磁気歯車伝達機構に関する研究、日本 AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.45-50、2010.
- [15] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機のコギングトルク低減に関する研究、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-1、pp.562-567、2010.
- [16] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機の伝達トルクに関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.131、No.3、pp.396-402、2011.
- [17] K.Halbach, Design of permanent multipole magnets with oriented rare earth cobalt materials, Nuclear Instruments Methods, Vol.169、pp.1-10、1980.

## 第 5 章 高減速表面磁石型磁気歯車

### 5.1 はじめに

磁気歯車は、相対する永久磁石間に働く吸引・反発力により、非接触でトルクを伝達する機構である。非接触でトルクが伝達されることにより、接触により発生する問題を回避できる。現在提案されている磁気歯車の構造は、ふたつの円筒形回転体の表面に磁石を N、S と交互に配列し、向かい合わせる円筒型 [1]、直径の異なるふたつの円板表面の円周に沿って磁石を N、S 交互に配列し、ふたつを対向させる対向型 [2]-[7] が一般的に知られているが、これらはトルク伝達時にトルク伝達に寄与する磁石が少ない。つまり磁石の利用効率が低く、高伝達トルクには大型化、高コスト化するという問題点がある。

磁石の利用効率が高く、コンパクトで磁気歯車の体積あたりのトルク（トルク密度）が  $100\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  以上の高伝達トルクが可能な磁気歯車として近年、同心軸上に内側より、表面に磁石を N、S と交互に配列した高速ロータ、磁性体で形成された磁極片の集合体であるステータ歯車、内側表面に磁石を N、S と交互に配列した低速ロータを配した表面磁石型磁気歯車が研究されている [8]-[17]。本論文の第 3 章および第 4 章で報告した内容を含めて、これまでに報告されている表面磁石型磁気歯車の研究では、駆動原理の解明、コギングトルクの低減、伝達トルクの向上などの研究が行われており、多くの問題が解決されている。しかし、ステータ歯車を形成する磁極片に通常のはり状構造物を用いたときは、渦電流損失が大きく、また渦電流を抑制するため電磁鋼板を積層した方式では、磁極片の剛性が小さく高速化が困難である等の問題点も指摘されている。このように種々の磁気歯車に関する研究が行われているが、磁気歯車の実用化はほとんどされておらず、研究開発段階である。その理由として、機械式歯車と比較して、非接触であるが故に伝達トルクが低く、多くの永久磁石を使用するためにコストが高いことが考えられる。

一方、産業界では、数分の 1 程度の低減速から数千分の 1 という高減速まで種々の減速比の機械式歯車を使った減速機が使用されている。また、機械式歯

車を使った減速機は、減速機の入出力を入れ替えて風力発電機等の増速機としても用いられている。増速機として用いる場合、逆転効率の観点からウォーム歯車やねじ歯車といった歯車を用いることは一般的に少なく、平歯車や傘歯車で多段増速し、高増速比化する必要がある。すなわち、磁気歯車の実使用を考えた場合、高トルク化、低コスト化に加えて、高減速比化は重要な検討項目であると考えられるが、これまでのところ、高減速比化を検討した研究は見受けられない。高トルク化、低コスト化、高減速比化の課題を達成することで、上述の風力発電機等の増速機以外にも電気自動車用の変減速機、クリーンルームや食品工場での搬送装置といった用途が広がるものと考えられる。

これらの観点から本章では、まず、渦電流を低減し、かつ高速で使用できるステータ歯車の開発を行い、ついで、トルク密度が  $100\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  以上でコンパクト、低コストな新しい高減速磁気歯車機構を提案し、二次元有限要素法による磁場解析を用いてその有効性を明らかにする。

## 5.2 表面磁石型磁気歯車の渦電流防止磁極片の開発

### 5.2.1 表面磁石型磁気歯車の構造

図 5-1 に標準的な表面磁石型磁気歯車の構造を示す。なお、図中の矢印は永久磁石の磁化方向を示している。表面磁石型磁気歯車は、高速ロータが回転するとギャップ中に発生する磁束のうち、低速ロータの磁極間隔と等しい空間高調波成分が減速して回転することによってトルクが伝達される。また減速比は、本論文の第 3 章の 3.2.1 項で述べたように、高速ロータと低速ロータの極対数の比で決まることから、図 5-1 (a) の場合、減速比は高速ロータの極対数 4、低速ロータの極対数 22 で速比  $1/5.5$  となり、それぞれのロータは逆方向に回転する。一方、図 5-1 (a) において低速ロータとした外側磁石を固定し、固定していたステータ歯車を低速ロータとした図 5-1 (b) の場合、減速比は高速ロータの極対数 4、低速ロータとしたステータ歯車の磁極片数 26 で速比  $1/6.5$  となり、それぞれのロータは同じ方向に回転する。

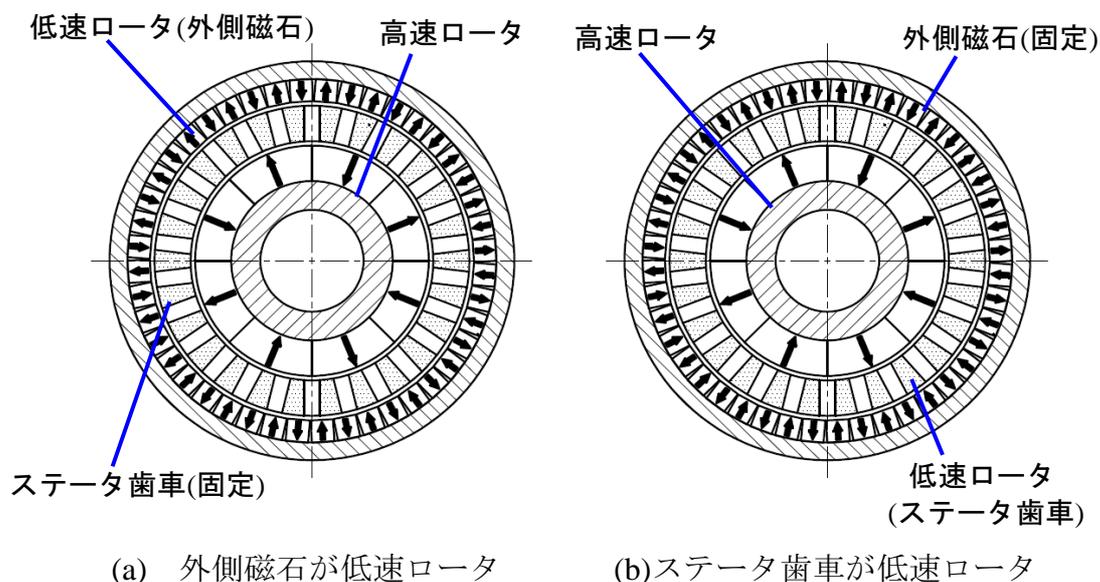


図 5-1 表面磁石型磁気歯車の構造

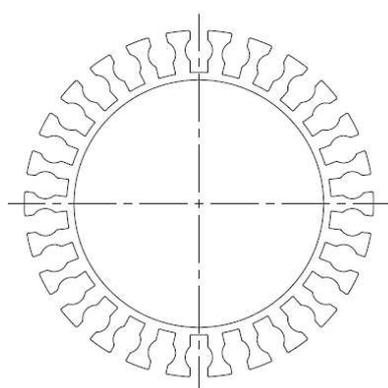
### 5.2.2 高剛性渦電流防止磁極片

本論文の第 3 章では、ステータ歯車の磁極片を電磁軟鉄製のはり状構造としていた。そのため、ステータ歯車に大きな渦電流が発生し、3000rpm での高速回転下では、ステータ歯車は約 60 秒程度で室温から 100°C にまで達するほどに渦電流による損失が大きく、この構造のまま実用化するのは難しい。渦電流を低減する磁極片として、平田ら[14]は、歯を切った薄い電磁鋼板を積層する方法を提案している。しかし、磁極片の剛性が小さく共振振動数が低いため、高速安定性を確保できず、最高回転数は 500rpm 程度に止まっている。また、隣り合う磁極片同士の内周あるいは外周を繋いだ形の電磁鋼板を積層しており、この形状では磁極片が短絡された形となり、本論分の第 4 章でも報告したように短絡部よりの磁束の漏洩が発生し、伝達トルクが低下するという欠点もある。

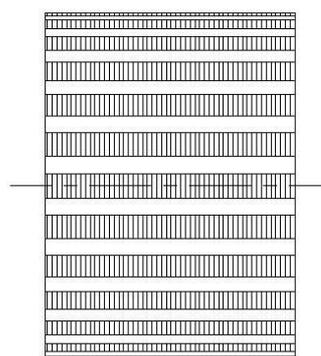
本研究では、ステータ歯車を構成する複数の磁極片に短絡部を設けず、それぞれの磁極片が切り離された状態で薄い電磁鋼板を積層して形成し、それを樹脂で固めることでステータ歯車を製造する方法を提案する。図 5-2 は、本章で提案するステータ歯車の製造を含めた概要を示したものである。このステータ

歯車は、電磁鋼板を積層して形成された磁極片が所定の間隔を開けて複数配置されており、その磁極片間に埋めた磁極片を補強する樹脂とで構成されている。

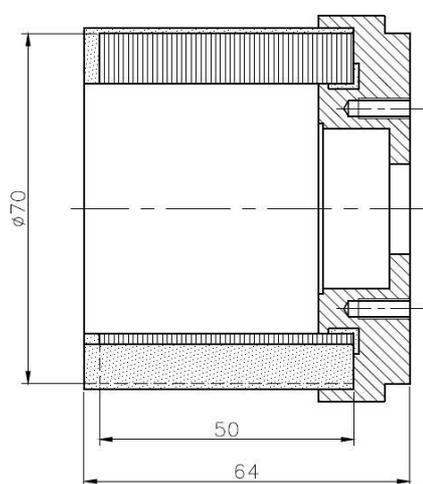
このような構造では、実際に製造可能であることが重要であるので、以下にステータ歯車の製造方法について詳述する。



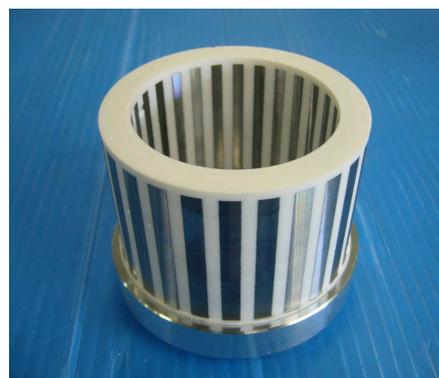
(a) 電磁鋼板の成形



(b) 電磁鋼板の積層



(c) 樹脂成形



(d) 不要部の切削除去

図 5-2 高剛性渦電流防止ステータ歯車の製作方法

- (1) 電磁鋼板を磁極片の内径側を繋いだ状態で、プレスもしくはワイヤーカット等で形成 (図 5-2 (a))
- (2) 形成された電磁鋼板を積層 (図 5-2 (b))
- (3) 積層した電磁鋼板とステータ歯車の非磁性材でつくられた保持器とを樹脂で一体成型 (図 5-2 (c))
- (4) 磁極片を繋いだ内径部とステータ歯車外径の不要な樹脂部を切削除去 (図 5-2 (d))

電磁鋼板を積層すれば、絶縁被覆した鋼板間のわずかな空隙で渦電流を遮断できるので、モータや変圧器の鉄心は積層電磁鋼板で作られている。渦電流は板厚に比例し、渦電流による損失は板厚の二乗に比例する。そのため積層した電磁鋼板を用いたステータ歯車は、積層していないものに比べ、渦電流による損失を 1/50000 程度まで抑えることができ、低速回転時には渦電流による温度上昇をほとんど無くすることができる。但し、渦電流は周波数の二乗に比例して上昇するので、5000rpm を超えるような高速回転する場合には、さらに板厚を薄くするなどの改良が必要となる。

### 5.3 高減速表面磁石型磁気歯車の開発

#### 5.3.1 表面磁石型磁気歯車の速比

表面磁石型磁気歯車は高い伝達トルクが得られるが、実用化を考えた場合の最大速比は 1/10 程度と考えられる[14]。速比を大きくするには、本論文の第 3 章の 3.2.1 項で述べたように、低速ロータの極対数を多くする必要がある。またステータ歯車の磁極片の数は、低速ロータの極対数を多くした数だけ増加する。ステータ歯車は、高速ロータから低速ロータへ流れる磁束の通り道であるので、磁極片の数が多くなると、隣り合う磁極片同士の間隔が狭くなり、磁極片同士の磁束の短絡が増加する。磁束の短絡が増加することで、トルクの伝達に寄与する磁束が減少し、1/10 以上の速比では、速比の増加に比例した伝達トルクが得られないと考えられる(後述の一段減速磁気歯車参照)。したがって、

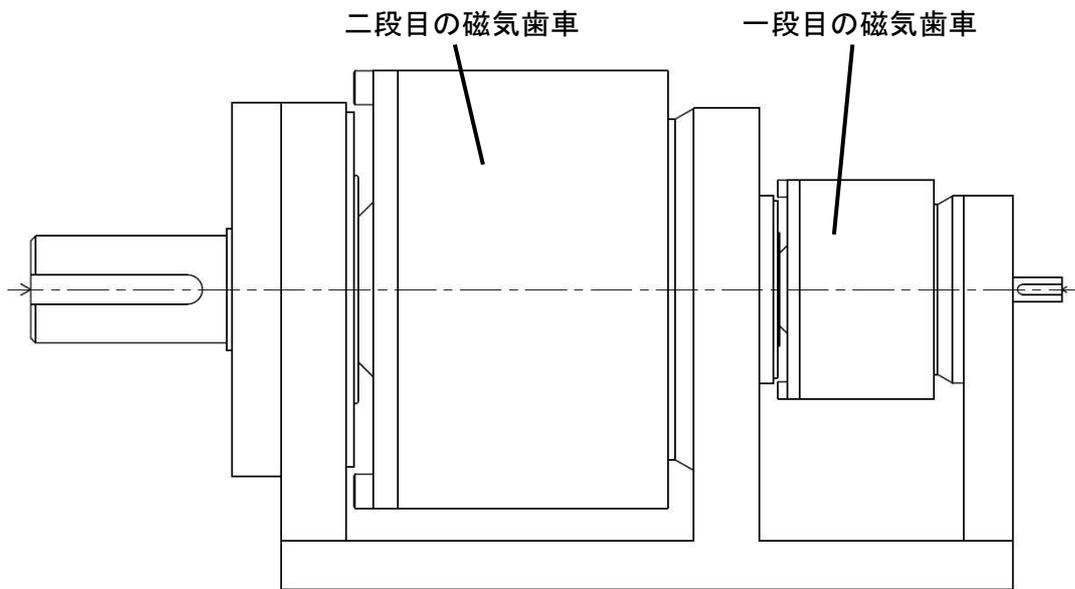


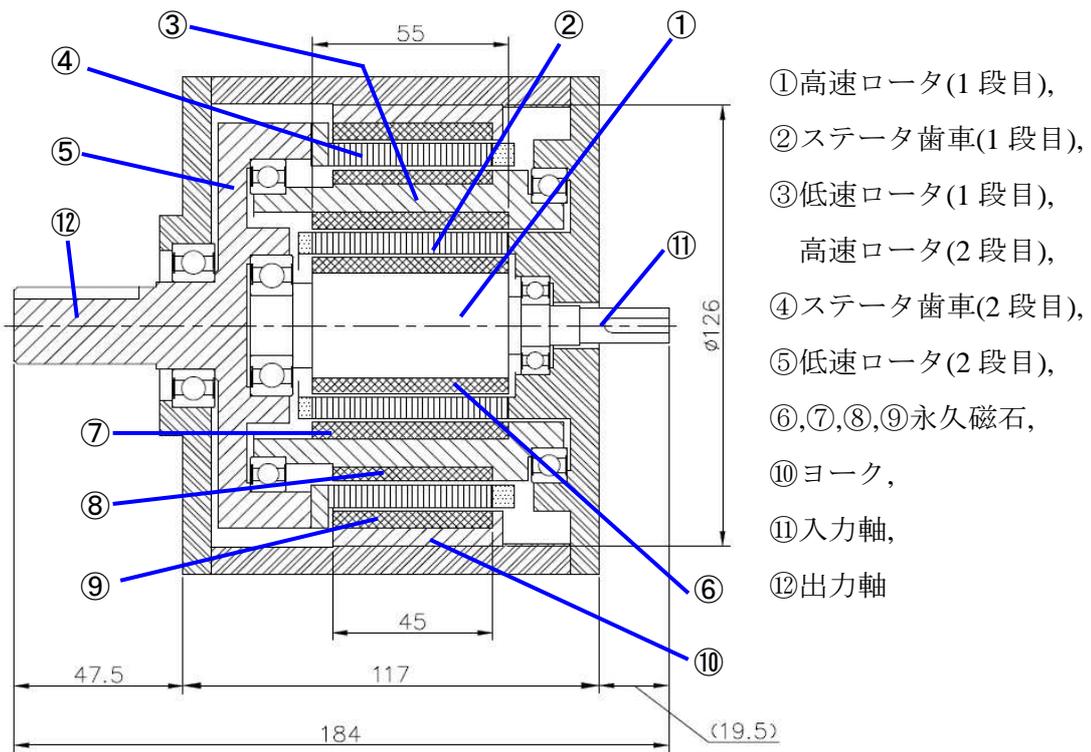
図 5-3 軸方向に多段化した表面磁石型磁気歯車

1/10 以上の速比の減速機では磁気歯車を多段で減速した機構が必要となる。多段減速を考えた場合、図 5-3 に示すような磁気歯車を軸方向に並べた多段式の減速機構が考えられる。この機構は、目的の減速比が得られるものの、減速機自体が軸方向に大きくなり、コンパクト性に欠けるという欠点がある。

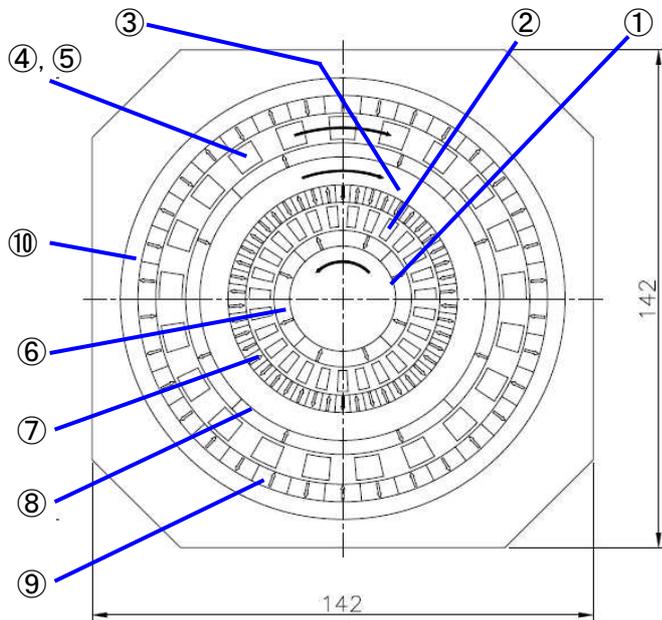
機械式歯車を用いた減速機では、ベベルギアやウォームギア、ハイポイドギアといった動力伝達軸を直行させ、軸方向の長さを極力抑えた機構が多く採用されている。磁気歯車においても軸方向の長さを抑えた減速機機構が求められるが、そのような磁気歯車の提案は未だなされていない。そこで、本研究では、軸方向の長さを極力抑えた減速機機構を提案し、二次元有限要素法による磁場解析を用いて、最大伝達トルク等の性能についての検討を行う。

### 5.3.2 高減速磁気歯車の機構

図 5-4 に本研究で提案する高減速磁気歯車の構造を示す。構成は、通常表面磁石型歯車を第一段とし、その外側に第二段の磁気歯車をかぶせたものとなっている。すなわち、同心軸上に内側より



(a) 表面磁石型磁気歯車の断面図



(b) 表面磁石型磁気歯車の磁氣的構成図

図 5-4 提案した高減速表面磁石型磁気歯車の構造

- (1) 第一段高速ロータ①
- (2) 磁極片の集合体である第一段ステータ歯車②
- (3) 第一段低速ロータかつ第二段高速ロータ③
- (4) 磁極片の集合体④と出力軸⑫に結合された第二段低速ロータ⑤
- (5) 第二段外側磁石⑨が並べて貼り付けられてケースに固定されたヨーク⑩

より成る。

本磁気歯車の動作原理は、

- (a) サーボモータ等の外部動力の出力軸と連結された第一段高速ロータに結合された入力軸⑪が回転すると、
- (b) 第一段高速ロータに貼り付けられた磁石⑥よりの磁束がケースに固定された第一段ステータ歯車を構成する磁極片を通過し、
- (c) 磁極片を通過した磁束は、第一段低速ロータの内側の磁石⑦へと流れ
- (d) その円周方向成分によりトルクが与えられ、第一段低速ロータが回転する[8]。

その結果、第一段低速ロータが減速比分減速された回転数で第一段高速ロータと逆方向に回転し、減速比分トルクが増加する。

ここまでの、通常の表面磁石型磁気歯車の機構である。しかし、本提案の磁気歯車では、第一段低速ロータの外側に第二段高速ロータ用の磁石⑧が貼り付けられている。また、その外側に出力軸に取り付けられた磁極片の集合体を有する第二段低速ロータが配置されている。さらに第二段低速ロータの外側、つまり最外周部にはケースに固定されたヨークの内側に第二段外側磁石が貼り付けられている。すなわち、第一段低速ロータと第二段高速ロータが同一部品であることから、

- (e) 第一段目の回転およびトルクは第二段にロスなく伝達される。
- (f) そして、第二段高速ロータに貼り付けられた磁石からの磁束が第二段低速ロータの磁極片を通して、第二段外側磁石に作用するとき、
- (g) 第二段低速ロータに作用する磁気吸引力の円周方向成分によりトルクが与えられて出力軸が回転する。

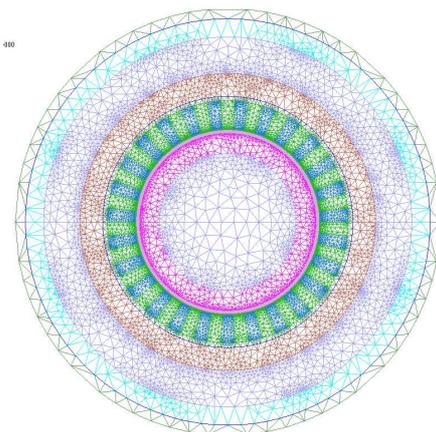
その結果、第二段低速ロータは、第二段高速ロータに対し、減速比分減速した回転数と減速比分増加したトルクが伝達される。

本機構は、第一段の磁気歯車を第二段の磁気歯車の内径部に挿入した径方向に磁気歯車を多段化した構造となっている。磁気歯車の最大伝達トルクは、磁気歯車の直径と磁気歯車部の噛合い長さに大きく依存する。つまり多段減速機構の磁気歯車では、最終段の磁気歯車の直径と噛合い長さから生まれる伝達トルクが最大伝達トルクとなる。軸方向に多段とした減速機構と径方向に多段化した減速機構の第二段磁気歯車の直径を同等とすると、両者の最大伝達トルクは同等であると考えられる。軸方向に多段化した場合、第一段磁気歯車部は第二段磁気歯車部よりも軸方向の外側に配置され、軸方向に長くなる。一方、径方向に多段化した本構造では、第二段磁気歯車の内径部に第一段磁気歯車が挿入されており、軸方向の長さは第二段磁気歯車の幅程度に抑えられる。また、第一段低速ロータと第二段高速ロータを一体構造としたことで軸受や軸、磁石のヨーク部分の部品点数が削減されている。加えて、第二段はステータ歯車を低速側の出力軸とする方式を採用し、外側磁石の最外周部を固定とすることで、外側磁石のヨークをケーシングとして兼用し、部品点数を削減した機構となっている。なお、軸受が磁化された場合に軸受への異物混入による不具合も想定されるが、本装置の軸受として潤滑油が封入されたゴムシール付きの軸受もしくはステンレス鋼やセラミックといった非磁性材料でかつ無潤滑で運転可能な軸受を使用することで回避が可能と考える。

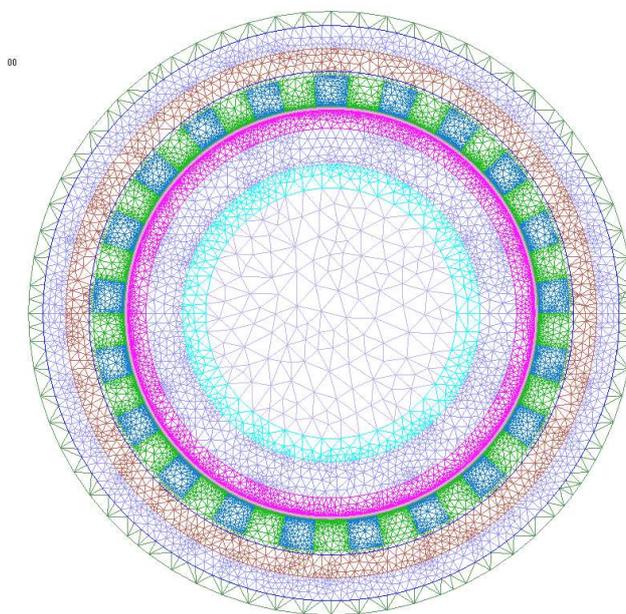
## 5.4 高減速表面磁石型磁気歯車の伝達トルク

### 5.4.1 解析モデルおよび解析条件

図 5-5 に磁場解析に用いた第一段、第二段の解析モデルをそれぞれ示す。解析モデルは、図 5-4 の磁気歯車と同様に第一段目は外側磁石を出力軸とし、高



(a) 第一段磁気歯車



(b) 第二段磁気歯車

図 5-5 提案した高減速表面磁石型磁気歯車の解析モデル

速ロータの磁石数を 8 個、低速ロータの磁石数を 46 個、ステータ歯車中の磁極片の数が 27 片の速比が 1/5.75 の構成である。第二段目はステータ歯車を出力軸とし、高速ロータの磁石数を 8 個、低速ロータであるステータ歯車中の磁極片の数が 21 片、外側磁石の磁石数が 34 個の速比が 1/5.25 の構成とした。減速機全体の総速比が 1/30.1875 の表面磁石型磁気歯車である。

表面磁石型歯車の場合、単純に考えると、高速ロータと低速ロータの磁石数の比で速比が決まるのであるから、低速ロータの磁石数を多くして大きな速比を構成できるように思われるが、前述のように磁束の漏洩の影響で所用のトルクを得ることが難しいように考えられる。そこで、図 5-6 に示すように一段で 1/30 の表面磁石型磁気歯車についても計算し、本歯車との比較検討を行った。図 5-6 の磁気歯車は、ステータ歯車を出力軸とし、高速ロータの磁石数を 4 個、低速ロータであるステータ歯車中の磁極片の数が 60 片、外側磁石の磁石数が 116 個の速比が本歯車とほぼ同じ 1/30 の構成である。この場合、磁気歯車に使用する磁石体積が伝達トルクに影響を与えることが考えられるため、双方の磁

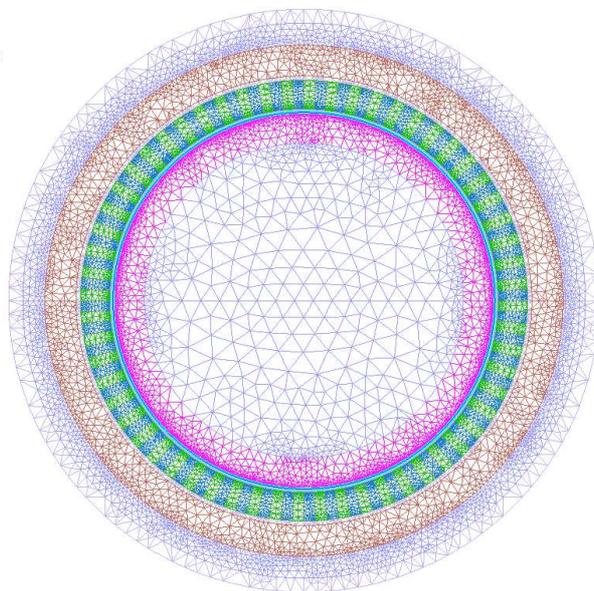


図 5-6 1 段減速の高減速表面磁石型磁気歯車の解析モデル

表 5-1 高減速表面磁石型磁気歯車の解析緒言

	提案した磁気歯車		1 段減速 磁気歯車
	第一段	第二段	
磁気歯車直径 (mm)	89	126	126
磁気歯車長さ (mm)	55	45	50.5
内側磁石数	8	8	4
内側磁石の極対数	4	4	2
磁極片数	27	21	60
外側磁石数	46	34	116
外側磁石の極対数	23	17	58
高速ロータ	内側磁石 外径：39mm	内側磁石 外径：89mm	内側磁石 外径：85mm
低速ロータ	外側磁石 内径：55mm 外径：89mm	ステータ歯車 内径：91mm 外径：104mm	ステータ歯車 内径：87mm 外径：100mm
固定部	ステータ歯車 内径：41mm 外径：53mm	外側磁石 内径：106mm	外側磁石 内径：102mm
速比	1/5.75	1/5.25	1/30
総速比	1/30.1875		
各ロータのギャップ 距離	1 mm		
各ロータのヨーク材質	SS400		
ステータ歯車の材質	電磁鋼板		
永久磁石	NdFeB 希土類磁石 残留磁束密度：1.31T		
重量 (kg)	3.82		4.12

石体積をほぼ同じとしてある。表 5-1 に解析に用いた各モデルの各部寸法、使用材料を示す。なお、表中の重量は解析に用いた磁気歯車部のみの重量を示す。

### 5.4.2 各部の伝達トルク

図 5-7 に提案した高減速磁気歯車の第一段、第二段磁気歯車それぞれの解析結果を示す。結果は低速ロータを固定した状態で、高速ロータの回転角度を変化させた時に発生する高速ロータ、低速ロータの静的な伝達トルクを示しており、低速ロータにより発生する最大伝達トルクが対象の磁気歯車の伝達できる最大トルクとなる。図 5-7 より、第一段低速ロータと第二段高速ロータのトルク波形は近似していることが確認できる。一方、第二段高速ロータの伝達できるトルクは、第一段低速ロータのそれよりも大きく計算されている。すなわちこの機構で第一段のトルクを十分に伝達できることを示している。もちろん、第一段目と第二段目は同期して動作するため、第二段高速ロータには第一段低速ロータが発生するトルク以上の伝達は行われぬ。

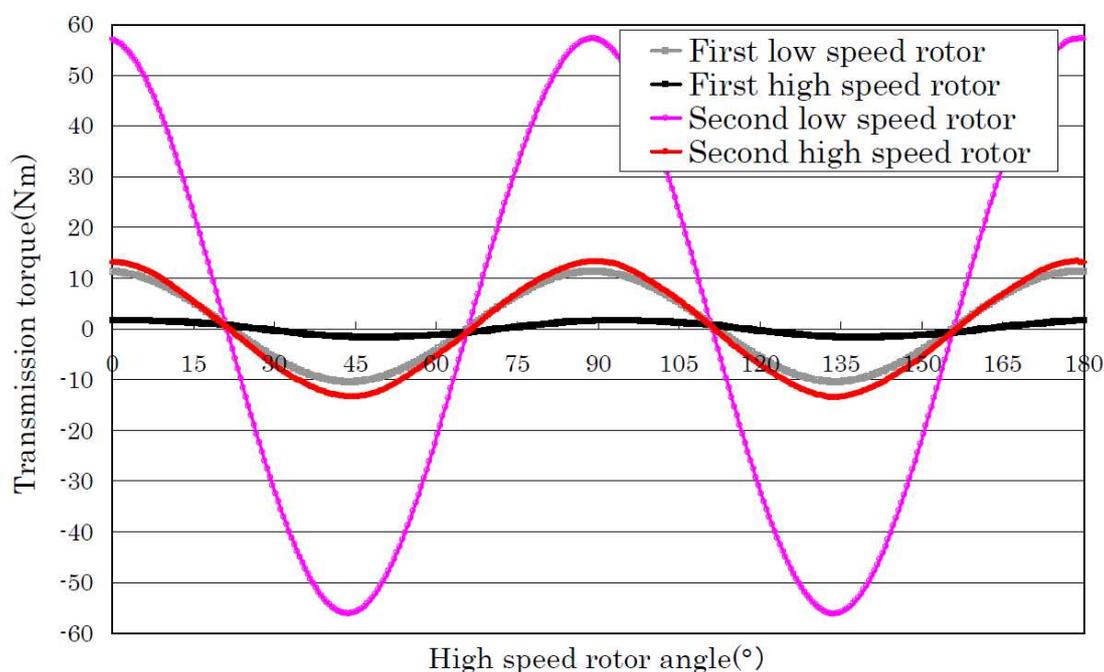


図 5-7 提案した高減速表面磁石型磁気歯車の伝達トルクの解析結果

本例の場合、第一段、第二段磁気歯車それぞれの計算上の最大伝達トルクは、第一段で約 11.4N・m、第二段で約 57.3N・m となっている。

### 5.4.3 伝達可能トルク

図 5-7 より、第二段の最大伝達トルク（約 57.3N・m）発生時の第二段高速ロータのトルクは約 13.1N・m であることが確認できる。上述の通り、第二段高速ロータと第一段低速ロータは一体構造となっており、第一段低速ロータのトルク以上を第二段高速ロータに伝達することはできない。図 5-7 より、高速ロータの角度が 83.5 度の時、第二段高速ロータのトルクは約 11.4N・m であり、第二段低速ロータのトルクは、約 50.8N・m である。したがって、本磁気歯車機構の最大伝達可能トルクは 50.8N・m となる。また、本機構における磁気歯車の体積あたりのトルクであるトルク密度は、 $101.7\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  となり、目標値である  $100\text{kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$  を満足することが確認できた。しかし、第一段磁気歯車の寸法や磁気回路を見直し、第一段目の最大伝達トルクを引き上げることが可能である場合、本磁気歯車機構の最大伝達可能トルクを第二段目が発生可能な最大伝達トルク近傍まで引き上げることが可能であると考えられる。

### 5.4.4 一段減速高減速比歯車の伝達トルク

単純な高減速比歯車として、一段で 1/30 の速比を有する表面磁石型磁気歯車も取り上げ計算を行った。その結果を図 5-8 に示す。この結果は、上記の解析と同様に低速ロータを固定した状態で、高速ロータの回転角度を変化させた時に発生する高速ロータ、低速ロータの静的な伝達トルクを示している。図 5-8 より、最大伝達トルクは 35.5N・m となっており、提案した多段減速磁気歯車の伝達トルクの約 62.0%であった。すなわち、一段で高減速比化した構造では、大きな伝達トルクが得ることが難しく、表面磁石型磁気歯車の高減速機構には、本提案の多段型が望ましいと言える。

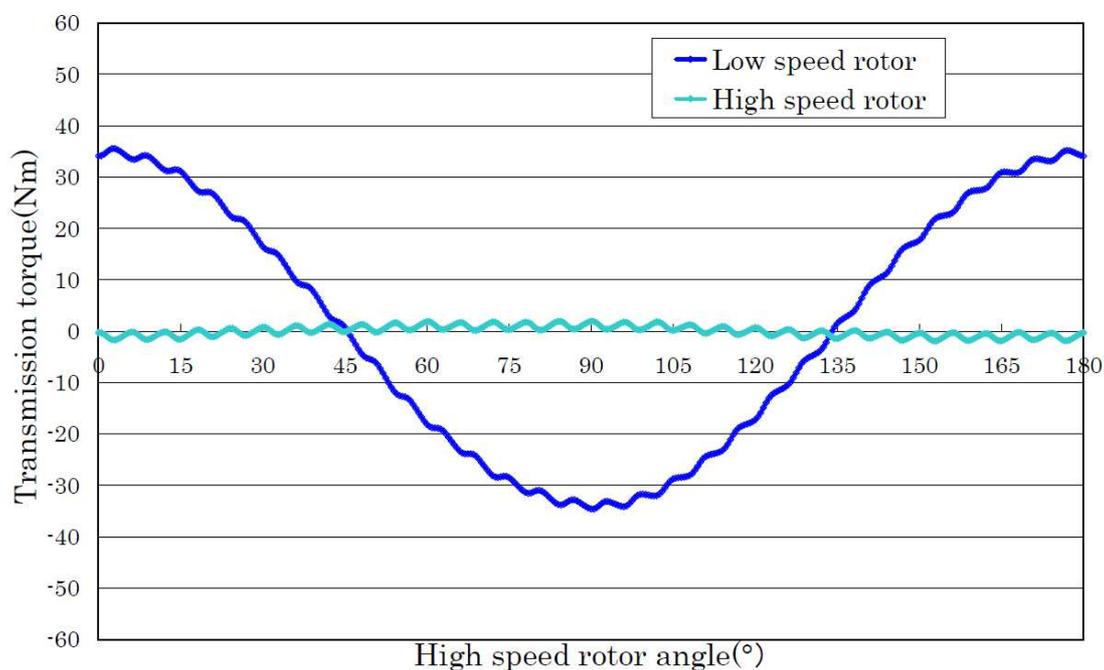
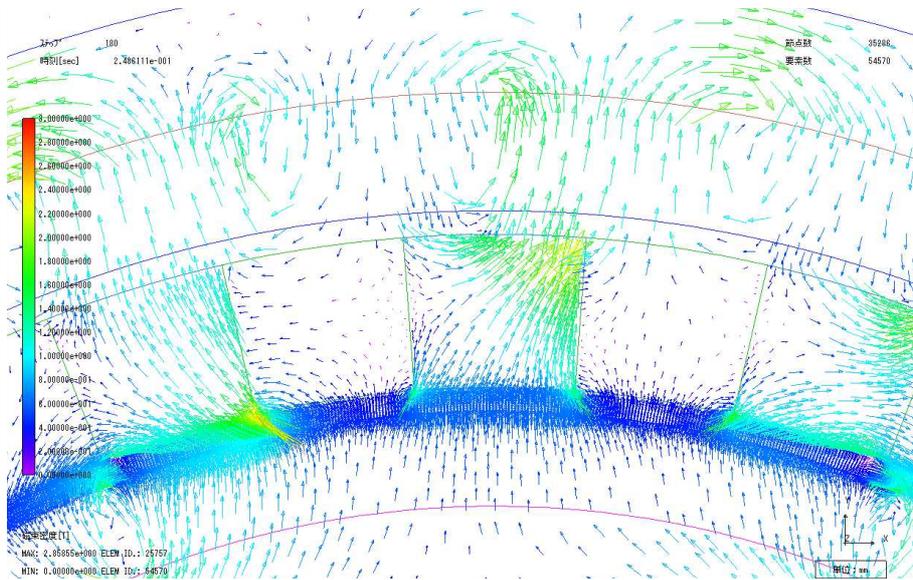


図 5-8 1 段減速の高減速表面磁石型磁気歯車の伝達トルクの解析結果

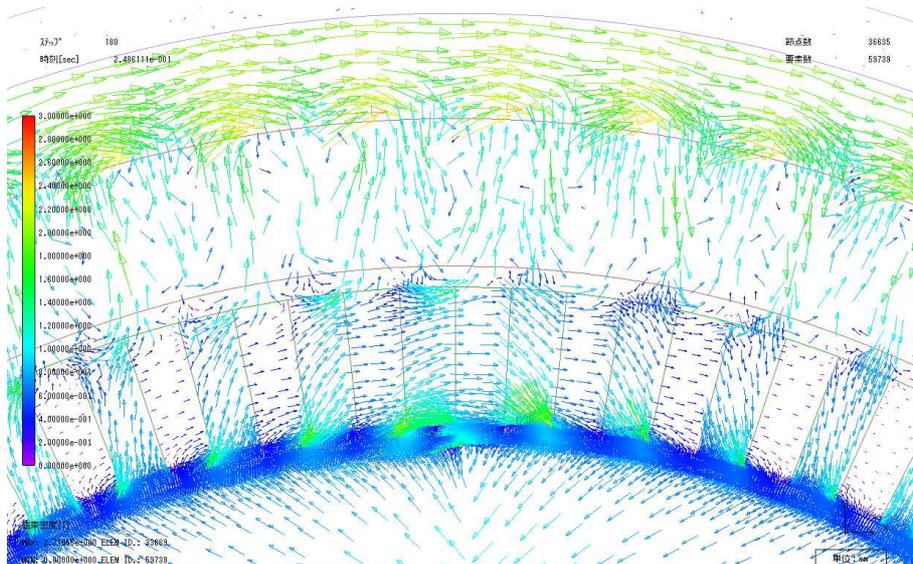
## 5.5 磁束密度分布を用いた考察

本多段減速磁気歯車の第二段低速ロータと一段減速磁気歯車の低速ロータに対し、それぞれの最大伝達トルク時の磁束密度分布を図 5-9 に示す。図 5-9 より、多段減速磁気歯車の磁極片を通過する磁束の多くは、高速ロータもしくは外側磁石に向かって流れていることが確認できる。一方、一段減速磁気歯車の磁極片間に存在する磁束の多くは、隣り合う磁極片に漏洩し、磁極片間で磁束が短絡していることが確認できる。一段で 1/30 の高減速化したために磁極片の数が多くなり、多段減速磁気歯車に対し、隣り合う磁極片同士の間隔が極端に狭くなり、磁極片同士の磁束の短絡が多く、トルクの伝達に寄与する磁束が減少したものと考えられる。その結果、一段減速磁気歯車は多段減速磁気歯車よりもトルクが減少したものと考えられる。

本多段減速磁気歯車は、第一段低速ロータと第二段高速ロータを一体化した



(a) 提案した高減速表面磁石型磁気歯車の第二段低速ロータ

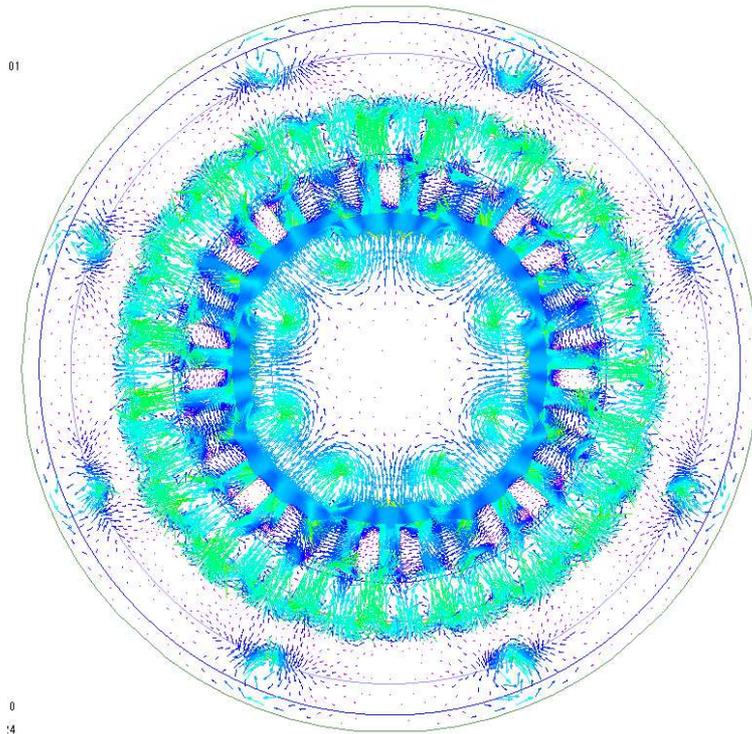


(b) 1段減速の高減速表面磁石型磁気歯車の低速ロータ

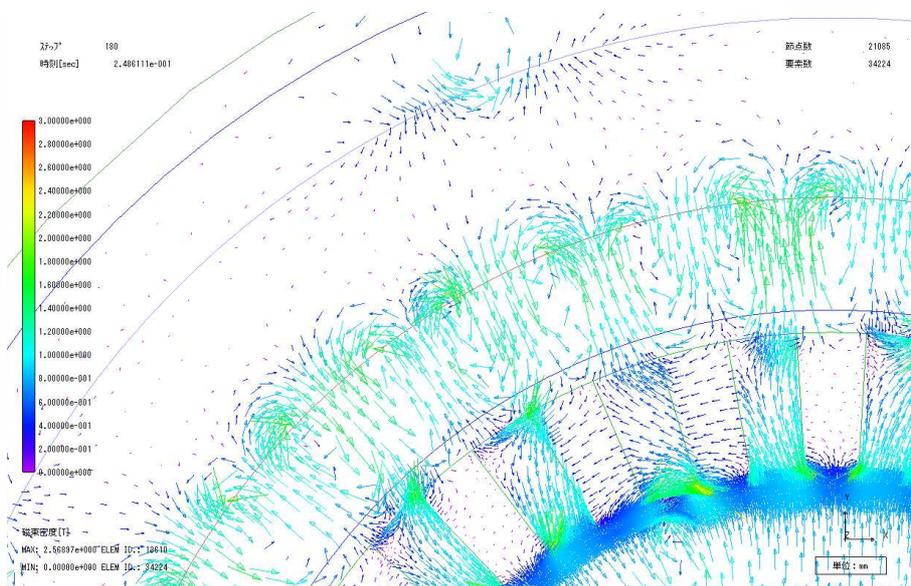
図 5-9 各低速ロータの磁束密度分布

構造であり、一体化した影響を検討する必要がある。そこで、図 5-10 に最大伝達トルク時の第一段磁気歯車の磁束密度分布を示す。図 5-10 より、第一段低速ロータの磁石と第二段高速ロータの磁石を保持するヨーク部において、第一段低速ロータ側の磁束が第二段高速ロータ側へと流れる量が少ないことが確認できる。

図 5-5 (a) の第一段磁気歯車の解析モデルに対し、第二段高速ロータ用の磁石を省いた解析モデルを用いた最大伝達トルクの解析結果の比較を図 5-11 に示す。結果は、上記の解析と同様に低速ロータを固定した状態で、高速ロータの回転角度を変化させた時に発生する高速ロータ、低速ロータの静的な伝達トルクを示している。図 5-11 より、第二段高速ロータ用の磁石を省いたモデルの最大伝達トルクは約  $11.1\text{N}\cdot\text{m}$  であることが確認できた。一方、本多段減速磁気歯車の本来の形状である第二段高速ロータ用の磁石を省かないモデルの最大伝達トルクは約  $11.4\text{N}\cdot\text{m}$  であり、第二段高速ロータ用の磁石の有無による最大伝達トルクへの影響は、約 2.6%程度であった。以上より、本多段減速磁気歯車の特徴でもある一段低速ロータと第二段高速ロータを一体化したことによる一段側磁石と二段側磁石の相互干渉による影響を無視しても差し支えないと言える。



(a) 全体図



(b) 拡大図

図 5-10 提案した磁気歯車の第一段低速ロータの磁束密度分布

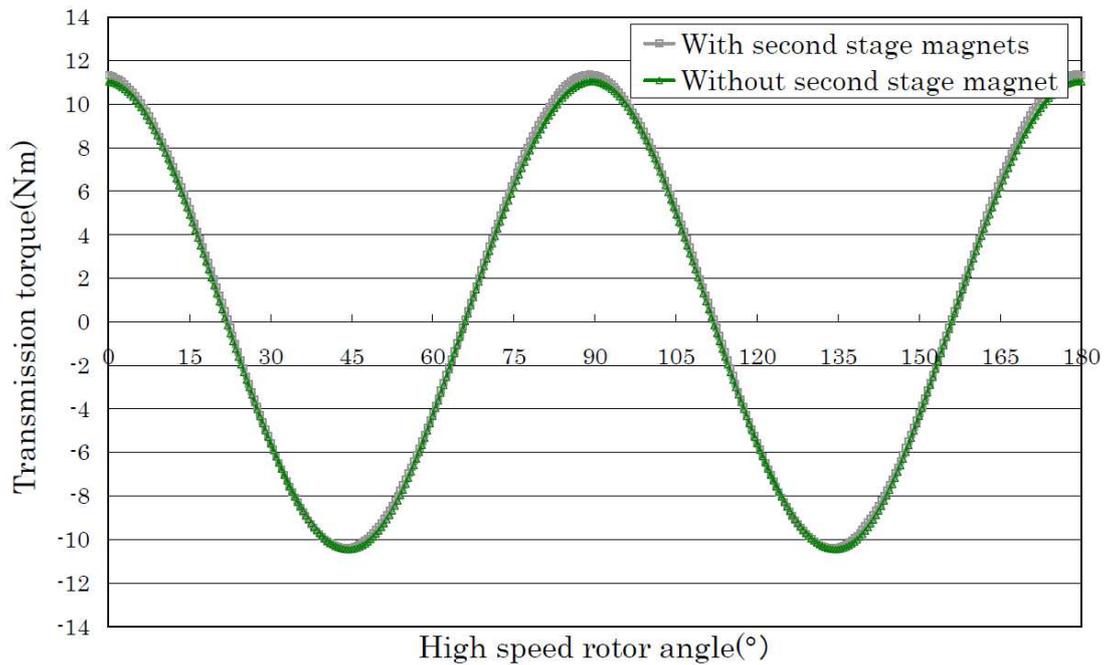


図 5-11 提案した磁気歯車の高速ロータの伝達トルク比較

## 5.6 まとめ

渦電流を低減し、かつ高速で使用できるステータ歯車の開発を行い、それを組み込んだ高減速比を有する表面磁石型磁気歯車を新たに提案し、その特性について検討を行った。得られた知見を以下に要約する。

- (1) 渦電流を低減し、かつ剛性の高いステータ歯車を開発した。
- (2) 一段減速で大きな速比の表面磁石型磁気歯車を構成するにあたっての問題点を示し、新たに多段型の高減速表面磁石型磁気歯車を提案した。
- (3) 表面磁石型磁気歯車の高減速化を考えた場合、径方向に多段化した機構は、軸方向に多段化した機構と比較して、省スペース化や部品点数の削減に有効であることを確認した。

- (4) 歯車の直径が 13cm 程度、長さが 5.5cm 程度で重量が 4kg 程度のコンパクトな磁気歯車で、 $50\text{N}\cdot\text{m}$  程度の大きな伝達トルクが得られることを確認した。
  
- (5) 高減速磁気歯車の基本的な設計仕様を明らかにできた。

## 参考文献

- [1] 安藤嘉則、M. A. Qurni、伊藤 克、宇賀神隆敏、村上岩範、山田 功、磁気歯車装置の開発 —円筒型磁気歯車の試作と性能試験—、日本 AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.81-86、2010.
- [2] 鶴本勝夫、熊坂諭恭、非円形磁気歯車の試作と実用化に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.28、No.3、pp.429-432、2004.
- [3] 鶴本勝夫、電磁石式磁気歯車の試作とその出力—効率特性試験、日本応用磁気学会誌、Vol.22、No.4-2、pp.821-824、1998.
- [4] 鶴本勝夫、ハイブリッド式磁気歯車のかみ合い性能に関する一考察—かみ合い領域における荷重負担のメカニズム—、日本応用磁気学会誌、Vol.23、No.4-2、pp.1589-1592、1999.
- [5] 鶴本勝夫、単面板による多段変速型磁気歯車の性能と実用歯車設計に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.24、No.4-2、pp.1007-1010、2000.
- [6] 鶴本勝夫、田中祐二、熊谷篤彦、新型磁気式遊星・差動歯車機構の創出に関する一考察、日本応用磁気学会誌、Vol.25、No.4-2、pp.1179-1182、2001.
- [7] 鶴本勝夫、田中祐二、新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験、日本応用磁気学会誌、Vol.26、No.4、pp.703-706、2002.
- [8] K. Atallah、D. Howe、A Novel High-Performance Magnetic Gear、IEEE Transactions on Magnetics、Vol.37、No.4、pp.2844-2846、2001.
- [9] K. Atallah、S. D. Calverley、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.

- [10] P. O. Rasmussen, T. O. Andersen, F. T. Jorgensen, O. Nielsen, Development of a High Performance Magnetic Gear, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol.41, No.3, pp.764-770, 2005.
- [11] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、RNA による表面磁石型磁気ギアの動特性算定と試作試験、マグネティックス研究会資料、MAG-11-010、pp.13-18、2011.
- [12] 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一考察、日本磁気学会論文誌、Vol.33、No.2、pp.130-134、2009.
- [13] 福岡道成、中村健二、一ノ倉 理、極異方性ボンド磁石を用いた磁気ギアに関する検討、日本磁気学会論文誌、Vol.36、No.2、pp.123-126、2012.
- [14] 新口 昇、平田勝弘、村松雅理、加藤健太、表面磁石型磁気歯車伝達機構に関する研究、日本 AEM 学会誌、Vol.18、No.3、pp.45-50、2010.
- [15] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機のコギングトルク低減に関する研究、第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集、21B1-1、pp.562-567、2010.
- [16] 新口 昇、平田勝弘、早川佑一、表面磁石型磁気減速機の伝達トルクに関する研究、電気学会論文誌 D、Vol.131、No.3、pp.396-402、2011.
- [17] 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.

## 第 6 章 結論

近年、エネルギーの有効利用の観点から、各種装置や機器の高効率化が求められている。このような背景の中、各種装置や機器において様々な箇所で使用されているモータは、米国や欧州に続いて、日本においても 2015 年より高効率規制が施行される。モータの効率は向上しているが、モータの出力トルクは小さく、モータ単体で大きいトルクを得るには大出力のモータを用いる、もしくはダイレクトドライブモータと言った低回転速度であるが比較的大きいトルクが得られるモータを用いる。しかし、消費電力等の観点から、一般的にモータのトルクを増幅させたい場合、チェーン・スプロケットやベルト・プーリ、歯車等を用いて、それらの速度比分だけモータの回転速度を減少させてトルクの増幅を図る。上記の通り、モータの効率は法規制等もあり多くの研究・開発がなされている。一方、モータと直結される継手や減速機については、効率についての活発な議論はされていない。しかしながら、エネルギーの有効利用の観点から考えると継手や減速機の高効率化や高機能化は必用かつ重要である。

継手や歯車の高効率化を考えた場合、損失を小さくすることが非常に重要である。その損失の多くは、歯車同士のかみ合いといった接触による摩擦損失である。そこで仮に接触して動力を伝達している機構が、非接触で動力を伝達できた場合、摩擦損失がなくなり高効率化が望めるものと考えられる。加えて、かみ合いがなくなるが故に潤滑油も不要となり、また、振動や騒音も無くすることができる。非接触での動力伝達を考えた場合、電磁石や永久磁石よりの電磁力を利用することが最も有効であると考えられる。

以上のような背景より、本研究では、非接触動力伝達機構として永久磁石を用いた磁気継手および磁気歯車に着目し、第 2 章では磁気継手についての報告、第 3 章から第 5 章では磁気歯車についての報告をしている。

第 2 章では、モータ軸と減速機の入力軸とを連結する保護機能としての磁気継手の開発を目標に基本構造設計し、試作および評価を行った。なお、開発する磁気継手は、衝撃や過負荷保護に留まらず、保護後の動作についても再同期化できる性能も追及することとした。試作した磁気継手は、入力側を 2 個の半月形状の希土類磁石、出力側を磁石量削減の目的で入力側と同形状の鉄製の突

極とした。出力側の鉄製突極には、再同期化用の銅製の短絡環を突極を囲むように取付け、さらに円柱状の小径な希土類磁石を埋め込んだ。試作した磁気継手を評価した結果、磁気継手の出力側形状を鉄製突極とした場合、短絡環の有無に係らず、再同期化ができることが確認できた。また、短絡環に発生する渦電流量を抑制することにより、磁気継手が同期外れした際に発生する連れ回りを抑制できることが確認できた。このように連れ回りが起こらないその特性は、モータや減速機、装置の保護機能としても有効であると考えられる。ついで、試作した磁気継手について、有限要素法による三次元の磁場解析を行い、試験結果と解析結果との相違を調査した。その結果、同期はずれトルク、任意の差動回転速度における伝達トルク、再同期化トルクの解析のそれぞれの解析結果と試験結果との誤差は小さく、設計段階で非常に有効な手法であることが確認できた。試作した磁気継手の同期が外れて遮断可能なトルクは、試験に用いたギアモータの許容トルクを超える値であった。そこで、磁場解析を用いて磁気継手の改良を試みた。改良した磁気継手は、磁石の厚みを変更し、さらに最適な磁気回路を形成したことで、ギアモータの許容トルク近傍で動作した。また、改良した磁気継手の突極部に銅の巻線による短絡環を取り付けた場合、起動可能トルクが上昇することが確認できた。

第3章から第5章で報告した磁気歯車は、種々ある磁気歯車の中でも大きな伝達トルクが得られる表面磁石型磁気歯車に着目した。

第3章では、永久磁石の磁束を集束させることで大きな磁束密度が得られる磁束集束型永久磁石配列を高速ロータに適用した高速追従性を有する表面磁石型磁気歯車を提案し、さらに通常磁石配列の表面磁石型磁気歯車の2つの磁気歯車を試作し、比較評価を行った。なお、両磁気歯車に用いるステータ歯車については、高速運転が可能な構造および材質について検討し、3,000rpm高速化でも運転可能なものを用いた。試作した表面磁石型磁気歯車を評価した結果、両磁気歯車共に無負荷状態のみならず、最大伝達トルク近傍の負荷をかけた状態においても3,000rpmまで安定な同期運転ができた。また、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確認できた。試作した両磁気歯車は、サイズが10cm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 $8.5\text{N}\cdot\text{m}$ 以上であり、実用

化可能な性能を有していることが確認できた。但し、磁気歯車を実用化するには、磁極片の剛性を確保し、かつ渦電流を低減する構造の磁極片の開発が必要であることが分かった。

第4章では、第3章で得られた知見をもとに表面磁石型磁気歯車の高トルク化を目指した。そこで、第3章で提案した磁束集束型永久磁石配列とは異なる磁石配列として、高速ロータに広い範囲で強い磁界が形成可能なハルバッハ型磁石配列を適用することやステータ歯車の磁極片形状の最適化について検討し、より大きな伝達トルクが得られる構造を提案した。そして、提案した高速磁気歯車が、第3章で試作・評価した通常磁石配列の表面磁石型磁気歯車と比較して、伝達トルクにどのような変化をもたらすかを有限要素法による二次元の磁場解析を使い検証した。提案した磁気歯車を評価した結果、隣り合う磁極片にフラックスパスもしくは磁極片間の空気層を通して短絡する磁束の量が増加すると、トルク伝達に寄与する磁束が減少し、伝達トルクが低下することが確認できた。しかし、磁極片の中央部を肉抜きした形状にした場合、磁極片間の空気層を通して短絡する磁束の量が低下し、トルク伝達に寄与する磁束が増加し、伝達トルクが向上することが確認できた。つまり、表面磁石型磁気歯車の磁極片形状は、隣り合う磁極片へ磁束が短絡し難い形状とすることが伝達トルクの向上に繋がることが明らかとなった。一方、表面磁石型磁気歯車の高速ロータの磁石配列にハルバッハ型磁石配列を適用することで、高速ロータよりの磁束密度分布は、複数の磁極片通る通常磁石配列に近く、かつ磁束密度を高めることに成功した。その結果、ハルバッハ型磁石配列を高速ロータに適用した表面磁石型磁気歯車の最大伝達トルクは、通常磁石配列の面磁石型磁気歯車に対し、最大で6.9%向上した。したがって、表面磁石型磁気歯車の高速ロータの磁石配列にハルバッハ型磁石配列を適用することが、伝達トルク向上に有効であることが明らかになった。

第5章では、まず、渦電流の低減と高速使用を目的に、第3章で得られた知見をもとに、高剛性でかつ渦電流が低減できるステータ歯車の開発を行った。ついで、表面磁石型磁気歯車の高減速比について検討し、コンパクトで低コストが実現可能な多段減速による高減速表面磁石型磁気歯車を新たに提案した。そして、提案した高減速表面磁石型磁気歯車の特性を、一段減速で大きな速比

の表面磁石型磁気歯車との比較を交えて、有限要素法による二次元の磁場解析を使い検証した。その結果、渦電流を低減し、かつ剛性の高いステータ歯車を開発できた。その後、一段減速で大きな速比の表面磁石型磁気歯車を構成する場合の問題点を示し、新たに径方向に多段化した表面磁石型磁気歯車を提案した。なお、表面磁石型磁気歯車の高減速化を考えた場合、径方向に多段化した機構は、軸方向に多段化した機構と比較して、省スペース化や部品点数の削減に有効であることが分かった。提案した高減速表面磁石型磁気歯車を評価した結果、歯車の直径が 13cm 程度、長さが 5.5cm 程度で重量が 4kg 程度のコンパクトな磁気歯車で、 $50\text{N}\cdot\text{m}$  程度の大きな伝達トルクが得られることを確認した。以上より、高減速表面磁石型磁気歯車の基本的な設計仕様を明らかにできた。

以上より、本研究が、エネルギーの有効利用の観点から必要かつ重要な継手や歯車の高効率化や高機能化を目的とする手段の 1 つとして、非接触で動力を伝達可能な磁気継手および磁気歯車が有益であると結論できる。

今後は、本研究で報告した内容をもとに磁気継手並びに磁気歯車の実用化を目指すべく製造面を中心に検討していく所存である。

## 発表論文（学会誌等）

- [1] 藤田智之、池田佳史、榎島一彰、榎園正人、戸高 孝、磁気カップリングの基本構造設計と試作・評価、日本 AEM 学会誌、Vol.17、No.4、pp.551-556、2009.（特集論文）
- [2] 藤田智之、安藤嘉則、長屋幸助、榎園正人、戸高 孝、杉浦和伸、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、日本 AEM 学会誌、Vol.20、No.1、pp.9-14、2012.（査読論文）
- [3] T. Fujita, Y. Ando, K. Nagaya, M. Oka, T. Todaka, M. Enokizono, K. Sugiura, Surface Magnet Gears with a New Magnet Arrangement and Optimal Shape of Stationary Pole Pieces, Journal of Electromagnetic Analysis and Applications, Vol.5, No.6, pp.243-249, 2013.（査読論文）
- [4] 藤田智之、安藤嘉則、長屋幸助、榎園正人、戸高 孝、杉浦和伸、高減速表面磁石型磁気歯車、日本機械学会論文集 C 編、Vol.79、No.807、pp.4452-4463、2013.（査読論文）

[1]は第 2 章、[2]は第 3 章、[3]は第 4 章、[4]は第 5 章の内容にそれぞれ関連する。

## 研究発表（学会発表）

- [1] ○藤田智之、安藤嘉則、長屋幸助、榎園正人、戸高 孝、杉浦和伸、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、第 23 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム、日本 AEM 学会、愛知、2011 年 5 月。

- [2] ○藤田智之、安藤嘉則、長屋幸助、榎園正人、戸高 孝、岡 克、杉浦和伸、表面磁石型磁気歯車における静止磁極片形状および磁石配列の検討、第 24 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム、電気学会（産業応用部門）、富山、2012 年 5 月.
- [3] ○T. Fujita、Y. Ando、K. Nagaya、M. Oka、T. Todaka、M. Enokizono、K. Sugiura、Development on Surface Magnet Gears with New Magnet Arrangement and Optimal Shape of Stationary Pole Pieces、The Fourteenth Biennial IEEE Conference on Electromagnetic Field Computation、IEEE、Oita Japan、2012 年 11 月.

## 関連発表

- [1] ○藤田智之、高機能・高駆動伝達力磁気歯車の開発、2012BM シンポジウム、日本ボンド磁性材料協会、東京、2012 年 12 月.
- [2] ○藤田智之、安藤嘉則、長屋幸助、戸高 孝、榎園正人、和田栗伸彦、稲垣光明、磁気アクチュエータ（磁気歯車）の開発、第 37 回 日本磁気学会学術講演会 Symposium "The Challenge of Magnetic to Improve Energy Efficiency"、日本磁気学会、北海道、2013 年 9 月.

## 謝辞

本研究のまとめに臨み、長年にわたり懇篤なる御指導を賜りました、長屋幸助群馬大学名誉教授、並びに、安藤嘉則群馬大学准教授に深甚なる謝意を表します。また、榎園正人大分大学教授、並びに、戸高 孝大分大学教授には、研究内容につきまして有意義な御検討と御助言を賜り、ここに深謝の意を表します。

山口誉夫群馬大学教授、並びに、村上岩範群馬大学准教授には、審査、並びに、本論文の細部にわたり、御指導、御助言を賜り、心から御礼申し上げます。

また、進学のお機会を与えて頂くと共に、本論文の執筆と研究の御指導、貴重な御意見と励ましを頂きました株式会社ニッセイ 代表取締役社長 藤井 明氏、同社執行役員 設計本部長 兼 開発部長 和田栗伸彦氏、並びに、本研究の御協力と御助言を頂きました、同社開発部 課長 佐藤幸司氏、同社社長室長 杉浦和伸氏、同社開発部 榎島一彰氏、同社開発部 稲垣光明氏、同社開発部の方々および同社従業員の方々に心より御礼申し上げます。

最後に、研究生生活を様々な面で支えて頂いた多くの先輩、友人、知人、そして家族に心より御礼申し上げます。

2013年11月29日

(株)ニッセイ 開発部にて

藤田 智之