博士学位論文

確動カム動作を利用した新しい減速原理による減速機の小形化に関する研究

2026 年 6 月

大同大学大学院 大学院研究生

林 秀行

目　次

第１章　緒　言.....1
1.1　研究の背景.....1
1.2　研究の概要・目的.....2
1.3　課題を解決するために提案されている先行研究.....4
1.4　論文の構成.....6

第２章　サイクロイダル遊星歯車減速機.....8
2.1　着　想.....8
2.2　サイクロイダル遊星歯車減速機.....10
2.2.1　全体の構成.....10
2.2.2　出力板.....11
2.2.3　ステータ.....12
2.2.4　減速機の特長.....13
2.3　出力板の曲線.....14
2.3.1　エピトロコイド曲線.....14
2.3.2　滑りエピトロコイド曲線.....15
2.3.3　曲線と減速比.....15
2.4　サイクロイダル遊星歯車減速機の減速動作.....16
2.4.1　１本の伝動ピンの動作.....16
2.4.2　１本の伝動ピンの間欠動作.....18
2.4.3　複数の伝動ピンの協調動作.....19
2.4.4　４本の伝動ピンの溝曲線との接触状態.....21
2.5　類似減速機.....22
2.5.1　ブラトロンゴのトランスミッション.....22
2.5.2　寺田のサイクロイドボール減速機.....23
2.6　サイクロイダル遊星歯車減速機の製作.....24
2.6.1　設　計.....24
2.6.2　製　作.....26
2.7　サイクロイダル遊星歯車減速機のトルク伝達特性.....28
2.7.1　測定装置.....28
2.7.2　測定条件.....29
2.7.3　トルク変動.....30
2.7.4　伝達効率.....32
2.7.5　異なる回転速度におけるトルク伝達効率.....34

2.8　結　言 35
2.9　設計パラメータ 37

第 3 章　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機 38
3.1　出力板の曲線 39
3.1.1　ハイポトロコイド曲線 39
3.1.2　滑りハイポトロコイド曲線 40
3.2　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機の減速動作 40
3.2.1　1 本の伝動ピンの動作 41
3.2.2　1 本の伝動ピンの間欠動作 43
3.2.3　複数の伝動ピンの協調動作 44
3.2.4　4 本の伝動ピンの溝曲線との接触状態 46
3.2.5　ハイポとエピの溝曲線との接触状態の比較 47
3.3　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機のトルク伝達特性 48
3.3.1　トルク変動 48
3.3.2　伝達効率 50
3.4　結　言 52
3.5　設計パラメータ 54

第 4 章　エリアシング式減速機 55
4.1　着　想 56
4.2　エリアシング式減速機 58
4.2.1　全体の構成 58
4.2.2　入力板とステータ 59
4.2.3　回転方向と減速比 59
4.2.4　出力板 60
4.2.5　減速機の特長 60
4.3　エリアシング式減速機の減速動作 61
4.3.1　入力板とステータの曲線 61
4.3.2　曲線溝の一般化 63
4.3.3　幅をもつ曲線溝での動作 65
4.4　類似減速機 66
4.4.1　フランクの変速機 66
4.4.2　梶原のボール減速機 67
4.4.3　本減速機と先行研究との類似点・相違点 67
4.5　エリアシング式減速機の製作 69

4.5.1　設　計 69
4.5.2　製　作 71
4.6　エリアシング式減速機のトルク伝達特性 72
4.6.1　トルク測定装置 72
4.6.2　実験条件 73
4.6.3　トルク変動 73
4.6.4　トルク伝達効率 75
4.6.5　異なる回転速度におけるトルク伝達効率 77
4.7　結　言 78
4.8　設計パラメータ 80

第 5 章　エリアシング現象を利用した減速機 81
5.1　ねらい 81
5.2　スライダ減速機 82
5.2.1　全体の構成 83
5.2.2　入力部とステータ 83
5.2.3　出力部 84
5.2.4　スライダ 84
5.2.5　減速機の特長 84
5.3　スライダ減速機の減速動作 84
5.3.1　減速の原理 85
5.3.2　1 本のスライダの動作 87
5.3.3　複数のスライダの協調動作 88
5.4　スライダ減速機の製作 90
5.5　トルク伝達特性 91
5.5.1　トルク変動 92
5.5.2　トルク伝達効率 93
5.6　結　言 95
5.7　設計パラメータ 96

第 6 章　結　言 97
6.1　まとめ 97
6.2　今後の課題 99

謝　辞 101
参考文献 102

図目次

Fig.1.1 3 DOF spherical joint 1
Fig.1.2 Typical reducers 2
Fig.1.3 E-cyclo reducer 3
Fig.1.4 Reducers of previous research 4

Fig.2.1 Speed reduction motion with pin and groove inspired by spirograph 9
Fig.2.2 Structure of cycloidal planetary reducer 10
Fig.2.3 Replacement of internal gear by output rotor 10
Fig.2.4 Skid epitrochoid groove on output rotor 11
Fig.2.5 Difference in planetary carrier 12
Fig.2.6 Symmetricalness of shape of rotating parts 13
Fig.2.7 Orbit of transmission pin 14
Fig.2.8 Orbit of transmission pin 15
Fig.2.9 Change in force with which pin pushes out groove wall 16
Fig.2.10 Change in force with which pin pushes out groove wall (grayscale) 17
Fig.2.11 Positional relationship between the groove and the transmission pin when the pin operates intermittently. 18
Fig.2.12 Change in force with which pin pushes out groove wall considering intermittent operation. 18
Fig.2.13 Various phases of rotation 19
Fig.2.14 Presence of power transmission to the wall of the groove of 4 transmission pins during one rotation of the sun gear. 21
Fig.2.15 Similar mechanisms of cam motion by pin and groove 22
Fig.2.16 Drawing of cycloidal planetary reducer components 24
Fig.2.17 Drawing of cycloidal planetary reducer 25
Fig.2.18 Components of cycloidal planetary reducer 26
Fig.2.19 Prototypes of cycloidal planetary reducer 26
Fig.2.20 Experimental setup for torque measuring 28
Fig.2.21 Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 700 rpm and at brake torque of 0.46Nm. 30
Fig.2.22 Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 700 rpm. 32

Fig.2.23 Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in the output torque at motor speed of 700 rpm. 33
Fig.2.25 Skid hypo-trochoidal groove 36

Fig.3.1 Hypo-trochoidal planetary reducer 31
Fig.3.2 Orbit of transmission pin 32
Fig.3.3 Orbit of transmission pin 40
Fig.3.4 Change in force with which pin pushes out groove wall 41
Fig.3.5 Change in force with which pin pushes out groove wall (grayscale) 42
Fig.3.6 Positional relationship between the groove and the transmission pin when the pin operates intermittently. 43
Fig.3.7 Change in force with which pin pushes out groove wall considering intermittent operation. 43
Fig.3.8 Various phases of rotation 44
Fig.3.9 Presence of power transmission to the wall of the groove of 4 transmission pins during one rotation of the sun gear. 46
Fig.3.10 Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 210 rpm and at brake torque of 0.46Nm. 48
Fig.3.11 Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 210 rpm. 50
Fig.3.12 Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in the output torque at motor speed of 210 rpm. 51
Fig.3.13 Skid hypotrochoid of various value of a 52
Fig.3.14 Skid hypotrochoid of various value of n 53

Fig.4.1 Explanation of the sampling theorem 56
Fig.4.2 Speed reduction motion with grooved plates and bearing balls inspired by sampling theorem. 57
Fig.4.3 Aliasing type reducer 58
Fig.4.4 Front view 58
Fig.4.5 Cross-sectional view 59
Fig.4.6 Principle of reducer when fundamental wave plate as stator 59
Fig.4.7 2 types of sinusoidal waves 61
Fig.4.8 Overlapping 2 types of waves 61

Fig.4.9 Movement of the intersections of the two types of waveforms when the aliasing wave is rotated counterclockwise by π rad while restricting the circumferential movement of the intersections. 62
Fig.4.10 Movement of the stator in response to the rotation of the input plate via the bearing balls while restricting the rotation of the of the output plate. 65
Fig.4.11 Reducers with similar mechanisms 66
Fig.4.12 Drawing of aliasing type reducer components 69
Fig.4.13 Drawing of aliasing type reducer 69
Fig.4.14 Components of aliasing type reducer 71
Fig.4.15 Prototype of aliasing type reducer 71
Fig.4.16 Experimental setup for torque measuring 72
Fig.4.17 Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 150 rpm and at brake torque of 0.46Nm. 73
Fig.4.18 Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 150 rpm. The idling torques are almost comparable between 2 types of reducers. 75
Fig.4.19 Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in output torque at motor speed of 150 rpm. 76
Fig.4.20 Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in motor speed at output torque of 0.5Nm. 77
Fig.4.21 Variation in the shape of sinusoidal grooves according to the change in the amplitude ratio. 78
Fig.4.22 Change in the shape of sinusoidal groove according to the change in the reduction ratio. 79

Fig.5.1 Strain wave reducer 81
Fig.5.2 Slider reducer 82
Fig.5.3 Tooth profile and slider shape 83
Fig.5.4 Sinusoidal wave and slider position relationship 85
Fig.5.5 Explanation of reduction operation 86
Fig.5.6 Various phases of rotation 87
Fig.5.7 Various phases of rotation 88
Fig.5.8 Prototype of slider reducer 90
Fig.5.9 Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 300 rpm and at brake torque of 0.46Nm. 92

Fig.5.10 Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 300 rpm. 93
Fig.5.11 Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in output torque at motor speed of 300 rpm. 94

第 1 章　緒　言

1.1　研究の背景

自動車および電気・電子機器製造をはじめとする様々な生産現場において，複数のアクチュエータで構成される多軸ロボットが必要不可欠である[1]．多軸ロボットにおいて任意の目標出力運動を達成するためには，その運動の自由度と同じ数のアクチュエータが求められる．例えば，平面運動の実現には並進 2 自由度と回転 1 自由度の計 3 つ，空間運動の実現には並進 3 自由度と回転 3 自由度の計 6 つのアクチュエータが必要となる[2].

このようなアクチュエータとしては，従来から DC モータをベースにしたサーボモータが重用されている．DC モータは油圧式や空気圧式アクチュエータに比べて扱いが容易で安価であることに加えて構造的に小形化が容易である．ただし，DC モータは単体では回転速度が大きく，出力トルクが小さいため，減速機を組み合わせることが前提となっている．また，位置制御を行うために，ポテンショメータ等のセンサを司るサーボ機構を備えたサーボモータとしての使用が前提である[3].

ところで，近年のロボットはより高度な動作を実現させるために，1 関節部に対して，図 1.1 のような 3 自由度構成が求められてきている．これは左右方向へのロール回転自由度と上下方向へのピッチ回転自由度に加えて，軸方向へのヨー回転自由度を立体的に組み上げることにより，離れた駆動部分へ動力を伝達させるための機構（リンク機構や歯車列，ベルト機構等）を必要としない構造となっていることが特長で，関節部の小形化が実現できる．一方で，このような立体的な自由度構成においては，それぞれの回転方向に用いるサーボモータ同士が干渉する可能性も懸念される．そのため，関節部を構成する場合においては，サーボモータ本体のさらなる小径化・薄形化が要求されるが，サーボモータを構成する制御基板に用いる半導体素子（トランジスタ）と永久磁石型モータにおいては，環境問題に後押しされていることもあり小形化への研究が進んでいる[4].

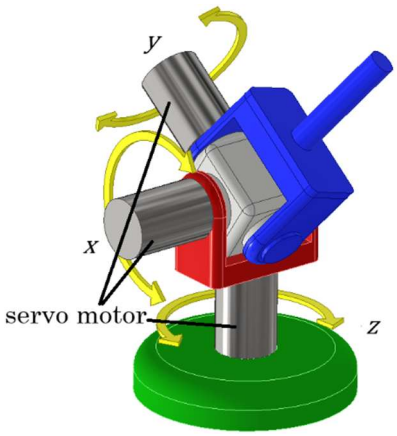
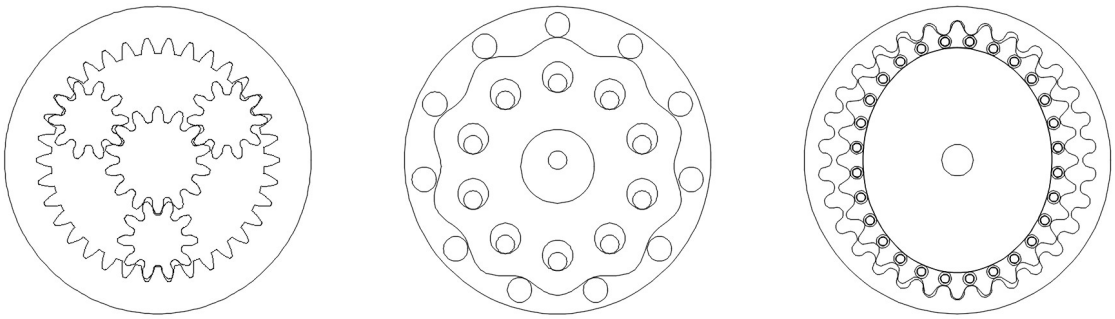


Fig.1.1　3 DOF spherical joint

さらに，一般的なDCモータは駆動軸となるロータに巻かれているコイルの巻き量とステータに取り付けられている磁石の磁力の積によってその出力が規定される．DCモータを今まで以上に小形化しようとする場合，その方策としては，コイルの巻き量を少なくすることでDCモータの径を小さくすることが一般的である．このとき巻き量を少なくした分，磁石の磁力を強めることで出力トルクの低下を防ぐことが多く，大きな磁束密度をもつ磁石の開発が貢献している．しかしながら，DCモータは同じ出力でも小形化に伴って回転速度は増大し，その一方で出力トルクは低下する性質をもつ．したがって，DCモータの小形化にあたっては，これと組み合わせる減速機の筐体の小形化のみならず，さらなる高減速比が求められる[5].

1.2 研究の概要・目的

図1.2に示す遊星歯車減速機，偏心揺動歯車減速機，および波動歯車減速機は従来から種々の減速機構に重用されている代表的な減速機であり，製品としての完成度が高く洗練されている．いずれも入出力が同軸上に存在するため，DCモータと組み合わせてサーボモータを構成する場合にも駆動系全体の小形化に貢献できているが，これらをさらに小形化（小径化・薄形化）および高減速比化する場合に，その問題点を考察し，減速機のさらなる小形化に求められる要件を検討する．



(a) Planetary reducer　(b) Eccentric reducer　(c) Strain wave reducer

Fig.1.2　Typical reducers

図1.2(a)に示す遊星歯車減速機は，本体のケーシングでもありステータでもある内歯車に対して太陽歯車と複数の遊星歯車および遊星キャリアを内歯車の内側に組込む，いわゆる入れ子構造的に組込むことになるため，減速機の径方向の大きさは内歯車の大きさによって規定される．これが減速機本体の小径化を阻む要因となっている．また，単一の減速段（単段）で実現可能な減速比は10倍程度であるが[6]，さらに高い減速比が求められる場合には，複数の歯車列を軸方向へ重ねる形態，いわゆる減速段の多段化を採用する必要がある．このような場合には本体の厚形化が避けられない．

図1.2(b)に示す偏心揺動歯車減速機では，2種類の歯車の歯数差によって実現される差

動減速によって単段で 100 倍を超える高減速比が実現できるが[7]，ステータに対して入力軸と複数のサイクロイド板および出力軸を組込むため，こちらも入れ子構造となる．加えて，入力軸の回転によってサイクロイド板はステータと噛み合いながら揺動運動を行うことで減速動作を実現させるが，この揺動運動によって減速機本体が大きく振動するという本質的な問題がある．これを解決する方法として，1 段目の減速段に組み込まれているサイクロイド板に対して位相を反転させた同一形状のサイクロイド板を 2 段目に組込むことによって，揺動運動による重量バランスの変動を相殺させて振動を軽減させるのが一般的であるが，この場合も減速段が多段化し本体の厚形化が避けられない．

図 1.2(c)に示す波動歯車減速機は，遊星歯車減速機で困難である単段での高減速比の実現および偏心揺動歯車減速機で問題となる稼働時の振動がクリアできる減速機構であるが，入力であるウェーブジェネレータと出力であるフレクススプラインをステータに入れ子構造的に組込むことから，上記 2 種類の減速機と同様に減速機本体の小径化には限界がある．また，薄肉カップ形状のフレクススプラインが弾性変形することによる減速構造から，本質的に径方向に対して軸方向の寸法を相対的に大きくする必要があり，減速機本体のさらなる小形化には軸方向にも制約を受けやすい．ただし，波動歯車減速機の代表例であるハーモニック・ドライブでは薄形（扁平形）の商品[8]も提供されている．

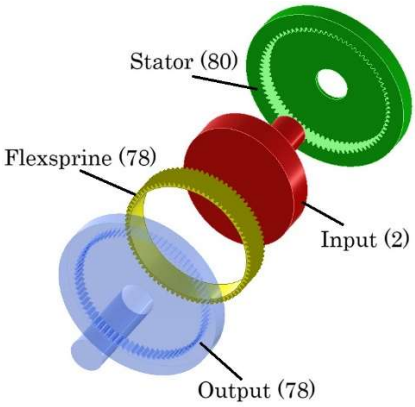


Fig.1.3　E-cyclo reducer

ところで，住友重機械工業株式会社から図 1.3 に示す精密制御用 E サイクロ減速機が製品として販売されている[9]．これは偏心揺動歯車減速機と波動歯車減速機の特長を併せもつ減速機であり，波動歯車減速機をベースに薄肉カップ形状のフレクススプラインをリング形状のものへ変更して，これと噛み合うような内歯車を出力部として備えている．出力部の歯数はステータとは異なるように形成されており，図では 2 歯分の差を設けている．減速動作はステータと出力部のそれぞれの歯に噛み合っているフレックススプラインが弾性変形することにより，ステータと出力部が差動減速することで実現する．このような減速構造であるため，偏心揺動歯車減速機のような稼働時の振動は発生せず，波動歯車減速

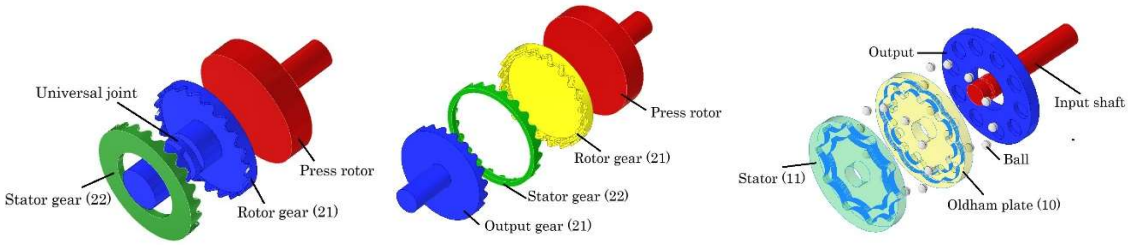
機のような軸方向の寸法に対する制約も無くなっていることが特徴である．ただし，ケーシングである内歯車形状の部品が存在しているため，上記 3 種類の減速機と同様に減速機本体の径方向への制約は解消できていない．

以上のことから，減速機をこれまで以上に小形化するためには，本体のケーシングの寸法を規定するような入れ子構造を必要とせず，単段で高い減速比と振動が発生しにくい構造が実現できる減速機構が求められる．

本論文では，このような条件を満たせる減速機を開発することを目的とする．

1.3　課題を解決するために提案されている先行研究

開発した減速機を紹介する前に，図 1.4 に示すような本論文の減速機とは異なる減速方法（差動減速）に基づいて代表的な減速機に対してさらなる小形化・高減速比を目指している「クラウン減速機」と「クラウンロボックス」，「ボール減速機」を先行研究として紹介する．



(a) Crown gear reducer　　(b) Crown robox gear　　(b) Ball reducer

Fig.1.4　Reducers of previous research

佐々木らは図 1.4(a)に示すような章動減速機であるクラウン減速機を開発している[10]．この減速機は代表的な 3 種類の減速機に対して「薄形・小径化」と「耐衝撃力」，「長寿命」を意識しており，ロータギアとステータギア，プレスロータの 3 種類の要素で構成されている．このうちのロータギアとステータギアは歯数の異なる冠歯車であり，両者が部分的にかみ合うように，ロータギアをステータギアに対してわずかに傾けた状態でプレスロータによって押し付けている．

入力であるプレスロータが回転することによって，ステータギアとかみ合っているロータギアは歳差運動を行いながら差動減速する．このときのロータギアとステータギアは，偏心揺動歯車減速機のサイクロイド板と内歯車の関係に相当するため，偏心揺動減速機と同様に単段で高減速比が実現できる．そして，基本構造が 2 種類の冠歯車を対向させるだけで，内歯車に構成部品を配置するような入れ子構造ではないので，減速機の薄形化および小径化，すなわち小形化に非常に貢献できている．

一方で，減速された動力をロータギアから取り出すためにはユニバーサルジョイントの

ような 3 次元的な動きを許す部品が必須となるため，減速機本体の複雑化が懸念されていた[11]．しかしながら，近年この対応方法を検討したクラウンロボックスギアが株式会社ミューラボから販売されている[12]．

図 1.4(b)に示すようなクラウンロボックスギアはクラウン減速機の構成要部品であるロータギアとステータギア，プレスロータに加えて，ロータギアと同一の歯数を有するアウトプットギアを備えたものとなっている．ここでのロータギアはオリジナルのそれに対して歯幅が大きくなっており，その外側ではステータギアが，内側ではアウトプットギアがそれぞれかみ合っている．このアウトプットギアはロータギアとの間では減速動作を行わないが，ロータギアとステータギアで行われる 3 次元的な歳差運動で生じる差動減速を 2 次元的な回転運動として取り出す役割を果たしている．

このように，クラウンロボックスギアでは，クラウン減速機で懸念されていた 3 次元的な減速動力を取り出す方法を，アウトプットギアを追加することで解決できている．そして，クラウン減速機と同様に冠歯車を対向させるだけの部品構成なので，減速機の小形化に非常に貢献できている．

また，上記の 2 種類の減速機以外に「薄形・小径化」が実現できている減速機としてボール減速機が株式会社加茂精工から販売されている[13]．この減速機は一般的なインボリュート歯車を用いた減速機における動力伝達時に生じる「バックラッシ」を低減させることを目的としている．

図 1.4(c)に示す同名のボール減速機は，入力軸とオルダム板に加えて，ステータ，複数のボール，出力軸で構成されている[14]．オルダム板とステータには，それぞれエピトロコイド曲線とハイポトロコイド曲線形状の溝が彫られており，このときのハイポトロコイド曲線はエピトロコイド曲線より 1 周期分多くなっている．

オルダム板とステータの溝が彫られている面を対向させて，これらの溝の重複部分に嵌るように複数のボールを配置する．クランク形状の入力軸の回転によって，オルダム板は揺動運動しながら差動減速するが，オルダム機構が備わった出力軸によってこの揺動運動から公転運動のみを取り出すことができる．

このときオルダム板とステータは，偏心揺動歯車減速機におけるサイクロイド板と内歯車との関係に相当しているため，偏心揺動減速機と同様に単段で高減速比が実現できる．

このように，ボール減速機もまた上記 2 種類の減速機と同様に部品を重ねるだけの構成であることに加えて，入れ子構造ではないので減速機の小形化に非常に貢献できている．

本論文では，これらの先行研究とは異なるアイデアに基づいた減速原理を有する減速機として，サイクロイダル遊星歯車減速機およびエリアシング式減速機を提案する．

これら 2 種類の減速機については，第 2 章以降で詳説するが，減速動作に確動カム運動を利用したもので，単段で高減速比を実現することができ，本体の小径化を妨げるような入れ子構造を持たないことが特長である．これに加えて，各層の構成部品の厚さを薄くすることが容易なため本体の小径化・薄形化つまり「小形化」が実現できる．

1.4　論文の構成

本論文は全 6 章から構成されており，各章の概要は以下の通りである．

第 1 章は緒言で，第 6 章が結言であり，第 2 章から第 5 章の 4 つの章は大きく 2 つに分けることができる．第 2 章と第 3 章では知育玩具（スピログラフ）からヒントを得た「サイクロイダル遊星歯車減速機」について述べている．

第 4 章と第 5 章では周期関数のエリアシング現象からヒントを得た「エリアシング式減速機」について述べている．

第 1 章では，今日の減速機が求められている要件について述べている．

近年のロボットはより高度な動作を実現させるために，小型なサーボモータが求められている．この要求を満たす遊星歯車減速機，偏心揺動歯車減速機および波動歯車減速機はいずれも入出力が同軸上に存在するため，サーボモータを構成する場合にも駆動系全体の小形化に貢献できている．

この章では，これら 3 種類の減速機がもつ固有の問題点を考察し，減速機のさらなる小形化に求められる要件を検討している．

第 2 章では，知育玩具であるスピログラフから減速動作の着想を得たサイクロイダル遊星歯車減速機について述べている．

この減速機は，その減速原理を遊星歯車減速機の構造に適用したもので，遊星歯車に設けた伝動ピンが，これに対向する出力板に彫られたエピトロコイド系曲線溝の壁面を押し出すという確動カム動作により減速動作を実現する．このような減速動作を採用することによって現存の減速機に対して本体のさらなる小形化が実現できることを説明している．

本章は「ねらい」,「着想」,「構造」,「減速の原理」,「設計・製作」,「性能評価」,「結言」の順で紹介しており,「ねらい」から「減速の原理」までは特許出願書類[15]を,「設計・製作」以降は学術論文[16]を基にしている．

第 3 章では，サイクロイダル遊星歯車減速機の発展型としてのハイポトロコイダル遊星歯車減速機について述べている．

サイクロイダル遊星歯車減速機の減速動作はエピトロコイド系曲線溝と伝動ピンとの確動カム動作によって実現しているため，トルク伝達特性は曲線溝の形状に大きく依存することが予測される．

そこで，出力板に彫られている曲線溝の形状をエピトロコイド系からハイポトロコイダル系に変更したハイポトロコイダル遊星歯車減速機についてその性能を評価し，トルク伝達特性の向上ができることを説明している．

本章は「ねらい」,「減速の原理」,「性能評価」,「結言」の順で紹介しており，サイクロイダル遊星歯車減速機の特許出願書類における変形例を基にしている．

第 4 章では，標本化定理におけるエリアシング現象から減速動作の着想を得たエリアシング式減速機について述べている．

この減速機は，2 枚の円板状部品のそれぞれに彫られている周期数の異なる正弦波形状の溝に複数のベアリングボールを挟みこむことで構成される．一方の円板状部品を回転させることによって溝の壁面がベアリングボールを押し出し，そのベアリングボールがもう一方の円板状部品の溝の壁面を押し出すという板カム動作により減速動作を実現する．このような減速動作を採用することによって現存の減速機に対して本体のさらなる小形化が実現できることを説明している．

本章は「ねらい」,「着想」,「構造」,「減速の原理」,「設計・製作」,「性能評価」,「結言」の順で紹介しており,「ねらい」から「減速の原理」までは特許出願書類[17]を,「設計・製作」以降は学術論文[18]を基にしている．

第 5 章では，エリアシング式減速機のバリエーションとして，波動歯車減速機を意識したスライダ減速機について述べている．

この減速機は入力部，ステータおよび出力部の 3 種類の部品と複数のスライダと呼ぶ棒状部品から構成されており，波動歯車減速機のウェーブジェネレータが入力部に，フレクススプラインが複数のスライダおよびそれらを保持する出力部に，サーキュラスプラインがステータにそれぞれ置き換わったものと考えてよい．このような構造を採用することで，波動歯車減速機に対して本体のさらなる薄型化が実現できることを説明している．

本章は「ねらい」と「構造」,「減速の原理」そして「設計・製作」と「性能評価」および「結言」の順で紹介しており，特許出願書類[19]を基にしている．

第 6 章「結言」では，本研究で述べた減速機についてまとめるとともに，今後の課題と展望について述べている．

第 2 章　サイクロイダル遊星歯車減速機

サイクロイダル遊星歯車減速機は代表的な減速機に対してさらなる本体の小形化を目指している減速機であり，遊星歯車減速機と偏心揺動歯車減速機をより意識している．

前述のように遊星歯車減速機は，単段で高減速比の実現が困難であり，偏心揺動歯車減速機は，駆動時に減速機本体が大きく振動してしまう．これらを解決する方策として，減速段の多段化が挙げられるが，これにより減速機が厚形化してしまう．また，これらの減速機は入れ子構造であるため，本体の大径化も避けられない．

すなわち，サイクロイダル遊星歯車減速機は，単段での高減速比と低振動が実現できる，いわば両減速機の「いいとこどり」を目指している．

2.1　着　想

サイクロイダル遊星歯車減速機の減速原理にはスピログラフという知育玩具からヒントを得ている．

これは図 2.1(a)に示すように大径の内歯車が刻まれた板と，中心から離れた位置に筆記具の先端が挿入できる孔が施された小径の遊星歯車で構成されており，遊星歯車を内歯車に噛み合わせながら回転させると，筆記具の先端がハイポトロコイド曲線の軌跡となるため，幾何学模様が描けるものである[20]．図 2.1(a)は内歯車と遊星歯車の径の比率を 3:1 としたときの模様である．遊星歯車は内歯車の内周を 1 回公転する間に 3 回自転するため，3 周期分のハイポトロコイド曲線が描かれる．

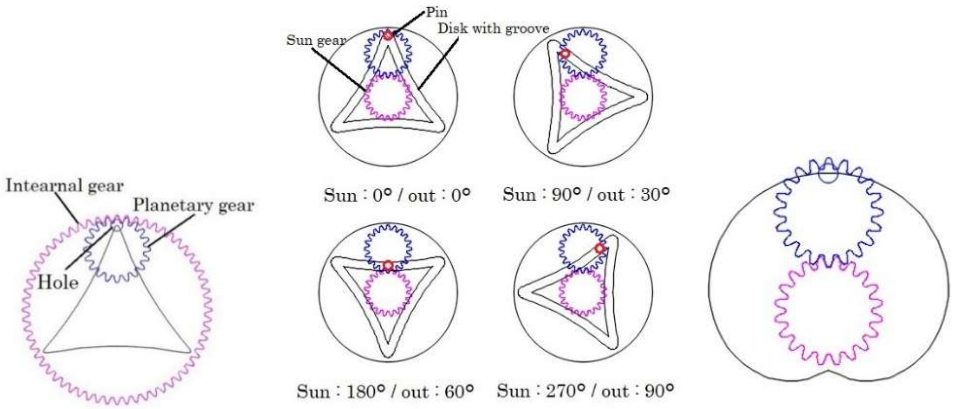
ここで，この 3 周期分のハイポトロコイド曲線を溝として円板に彫り，この溝にはまるようなピンを遊星歯車の孔の位置に設けることで，確動カムのような運動関係を持たせることを考えた．このとき，円板はその中心軸で自由に回転することができるとし，遊星歯車は内歯車の内周に沿って公転させずに，遊星歯車の中心位置を固定することで自転のみを許した状態にしておく．この状態で内歯車をその中心軸まわりに回転させると，遊星歯車が 1 回自転する間にピンも 1 回転し，これに応じて曲線溝の 1 周期分を移動することになるため，円板は 1/3 回転する．内歯車に対しては等速回転であるが，遊星歯車に対しては 3 倍の減速となる．

そこで，遊星歯車と円板の動作に対する拘束条件を維持したまま，図 2.1(b)に示すように内歯車の代わりに遊星歯車と同じ径をもつ太陽歯車を適用すれば，太陽歯車を入力，円板を出力とする減速比 3 倍の減速機が実現できる．この減速機構を遊星歯車減速機に代表される 2K-H 型減速機と対比させると，太陽歯車と遊星歯車はそのままであり，円板が内歯車に，遊星歯車の中心軸を保持し自転のみを行わせる要素がキャリアに相当する．内歯車を太陽歯車に置き換えることによって，減速機本体の小形化が期待できる．

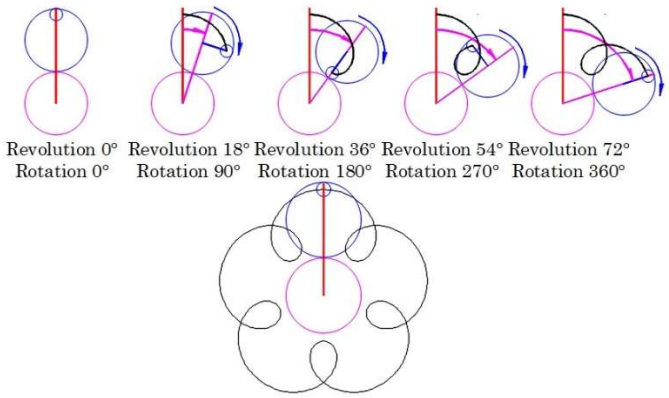
ところで，遊星歯車をこれと同径の太陽歯車の周囲を 1 回転させるようなスピログラフでは，図 2.1(c)のような 1 周期分のエピトロコイド曲線が描かれる．この曲線溝が彫られ

た円板を上述の減速機構に適用しても減速機動作は実現できないが，3 周期分のハイポトロコイド曲線の溝が彫られた円板なら減速動作が実現できる．このことから，同じ太陽歯車と遊星歯車の構成であっても，円板に彫られた溝の形状によって減速比が調整可能でないかと考えた．

歯を持たない転がり円をそれと同径の固定円の周りに公転角度に比べて自転角度が大きくなるように一定の割合で滑らせながら回転させると，図 2.1(d)に示すような滑りエピトロコイド曲線が描かれる．これは，自転角度を公転角度の 5 倍に設定したときの曲線であるが，溝の 1 周分が遊星歯車の自転 5 周分に相当するため，このような曲線溝を彫った円板を上述の減速機構に適用すれば，5 倍の減速比が実現できる．すなわち，曲線溝に滑りエピトロコイド曲線を用いれば転がり円を滑らせる割合に応じた減速動作が可能となることを思いついた．



(a) Spirograph　　(b) Evolution to reducer　　(c) Epitrochoid



(d) Skid epitrochoid

Fig.2.1　Speed reduction motion with pin and groove inspired by spirograph

2.2　サイクロイダル遊星歯車減速機

前節の着想に基づいたサイクロイダル遊星歯車減速機を構成する要素を図 2.2 に示す分解図を用いて説明する．

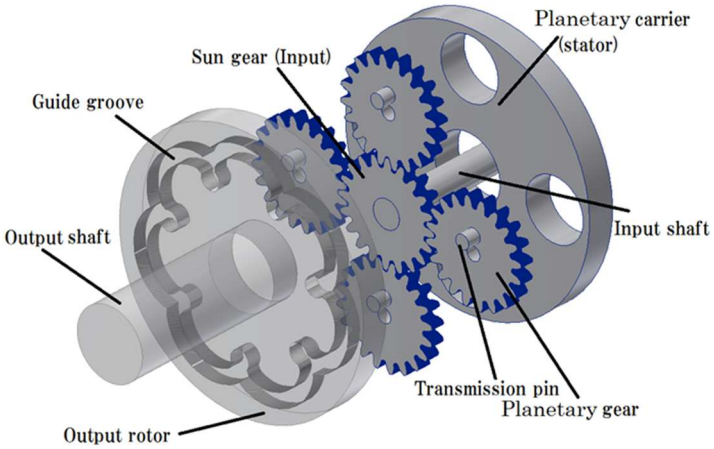
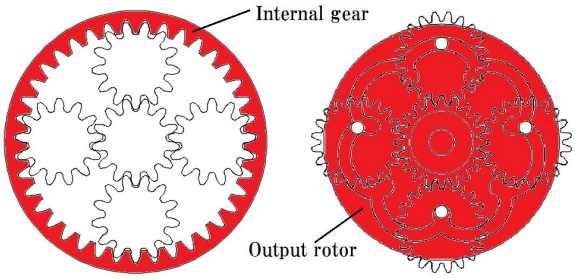


Fig.2.2　Structure of cycloidal planetary reducer

2.2.1　全体の構成

サイクロイダル遊星歯車減速機は遊星キャリア，太陽歯車，2 枚以上の遊星歯車および出力板のわずか 4 種類の要素で構成されている．これは，単段の遊星歯車減速機や偏心揺動歯車減速機の要素数と同一である．

この減速機は図 2.3(a)に示す遊星歯車減速機における内歯車の替わりに図 2.3(b)示す出力板が備わったと考えると理解しやすい．図 2.2 では遊星歯車の数を 4 とし，太陽歯車と同じ基準円直径および歯数(20)としている．遊星歯車にはその中心から離れた位置に歯車に垂直に円柱形状の伝動ピンが取り付けられている．太陽歯車には動力を入力するための入力軸が，出力板には減速された動力を取り出すための出力軸がそれぞれの中心に接続されており，これらは同軸上に存在する．



(a) Planetary reducer　(b) Cycloidal planetary reducer

Fig.2.3　Replacement of internal gear by output rotor

2.2.2　出力板

図 2.4 に示す出力板には，トロコイド曲線系の一種である滑りエピトロコイド曲線状の溝が複数周期分（図では 7 周期分）彫られている．その曲線に関する説明は次節に譲るが，この溝の幅および深さは伝動ピンの直径および高さとそれぞれ等しく，伝動ピンはこの溝にはまるようになっている．溝と 4 本の伝動ピンとの位置関係は図示のとおりである．なお，滑りエピトロコイド曲線が交差して小さなループを形成する部分では，伝動ピンが掃く領域に重なりが生じ，この重複部分においては溝の幅が伝動ピンの直径よりも大きくなっている．

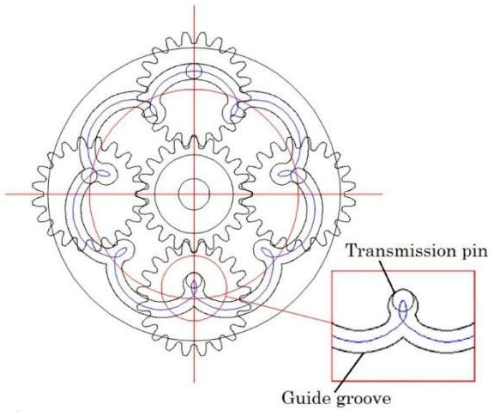
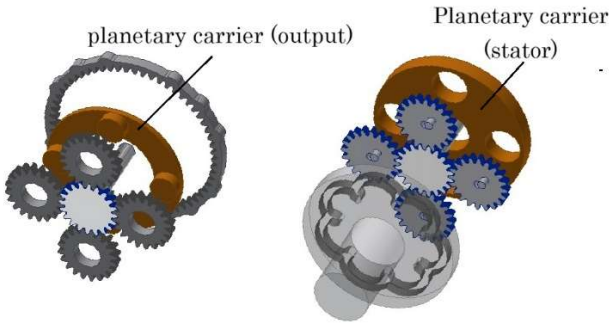


Fig.2.4　Skid epitrochoid groove on output rotor

2.2.3　ステータ

図 2.5 に遊星歯車減速機およびサイクロイダル遊星歯車減速機を対比したものを示す．ここでは，遊星キャリアを橙色で示している．一般的に図 2.5(a)に示すような 2K-H 型の遊星歯車減速機では遊星キャリアは出力部となるため，遊星歯車は太陽歯車の周囲を自転しながら公転するが，図 2.5(b)に示すサイクロイダル遊星歯車減速機では，遊星キャリアは出力部としてではなく，太陽歯車と遊星歯車を支持するステータとしての役割を果たすため，入力部である太陽歯車が回転するとき，遊星歯車は太陽歯車の周囲を公転することなく自転のみ行う．このとき遊星歯車の伝動ピンは遊星歯車の回転に合わせて円運動を行う．この円運動に応じて伝動ピンから出力板に彫られた溝の壁面に動力が伝達され，その結果，出力板が減速回転する．

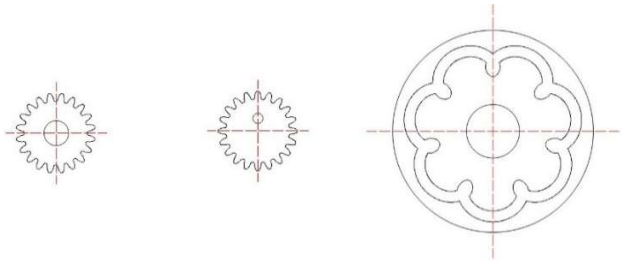


(a) Planetary reducer　　(b) Cycloidal planetary reducer

Fig.2.5　Difference in planetary carrier

2.2.4　減速機の特長

図 2.2 に示したように，本減速機は，減速構造はスター型となるが，内歯車に相当する出力板は遊星キャリアと歯車列（太陽歯車と遊星歯車）に重ねるだけの単純な 3 層構造となるため，入れ子構造を回避できている．加えて，各要素はいずれもその厚みを薄く設定することが容易なため，減速機本体の厚みを十分に薄くすることが可能である．また，図 2.6 に示すように個々の回転部品はその回転中心に対する形状の対称性が高く，これらを減速機として組上げた場合にも，減速機の回転中心である入出力軸に対する重量バランスが良好なため，回転動力を減速して伝達する際に振動が発生しにくい構造となっている．



(a) Sun gear　(b) Planetary gear　(c) Output rotor

Fig.2.6　Symmetricalness of shape of rotating parts

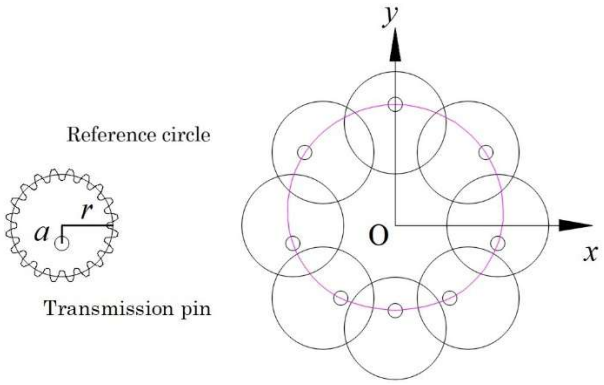
2.3　出力板の曲線

本節では，サイクロイダル遊星歯車減速機の減速原理の核となる曲線溝について説明する．

2.3.1　エピトロコイド曲線

図 2.7(a)は基準円半径が r の遊星歯車で，中心から距離 a の位置に伝動ピンが取付けられている．この遊星歯車の基準円をそれと同じ直径をもつ太陽歯車の基準円に沿って 1 回転（1 回公転）させると，遊星歯車はその間に 1 回自転することになる．つまり，遊星歯車が太陽歯車の周囲を角度 θ だけ公転する間に遊星歯車は角度 θ だけ自転する．

このとき伝動ピンが描く軌跡 (x, y) は，太陽歯車の基準円の中心を原点 O とすると式(2.1)で表され，図 2.7(b)に示すようなエピトロコイド曲線（Epitrochoid）[21] [22]になる．なお，ここでは $a = 0.35\,r$ としている．



(a) Planetary gear　　(b) Epitrochoid

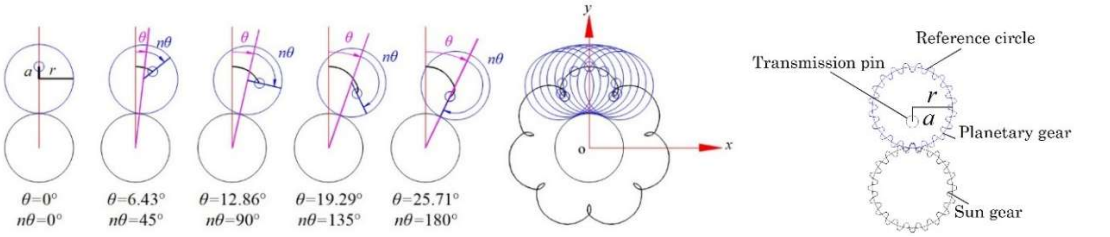
Fig.2.7　Orbit of transmission pin

$$\begin{cases} x = -2r\sin\theta + a\sin 2\theta \\ y = -2r\cos\theta + a\cos 2\theta \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{2.1}$$

遊星歯車の公転運動を遊星歯車側から見ると，遊星歯車が 1 回自転する間に，伝動ピンの中心はこのエピトロコイド曲線を太陽歯車の基準円の中心を軸として 1 回転させたときの軌跡を描く．この曲線を減速機に適用すると，転がり円と固定円は遊星歯車と太陽歯車にそれぞれ置き換えられて，遊星歯車の中心から距離 a の位置に伝動ピンが取り付けられていると考えられる．図 2.2 に示した出力板に遊星歯車の伝動ピンの太さや高さに合わせてこのようなエピトロコイド曲線溝を彫り，遊星キャリアに支持されて，その中心位置が固定された遊星歯車を時計方向に 1 回転させると，出力板は反時計方向に 1 回転する．

2.3.2　滑りエピトロコイド曲線

半径rの転がり円をそれと同径の固定円の円周に沿って一定の割合で滑らせながら時計方向に転がしたときに，転がり円の中心からaだけ離れた点が描く軌跡を滑りエピトロコイド曲線と呼ぶ．ここで「滑らせながら転がす」とは，転がり円が固定円の周囲を角度θだけ公転する間に転がり円自体はそのn倍の$n\theta$だけ自転するということであり，このnを滑り倍率と定義する．固定円の中心を原点 O とすると，この軌跡(x, y)は式(2.2)で表される．図 2.8 は，r ＝1，a ＝0.35，n ＝7 としたときの滑りエピトロコイド曲線を示す．



(a) Skid epitrochoid　　(b) Planetary gear and sun gear

Fig.2.8　Orbit of transmission pin

$$\begin{cases} x = -2r\sin\theta + a\sin(n+1)\theta \\ y = -2r\cos\theta + a\cos(n+1)\theta \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{2.2}$$

前項のエピトロコイド曲線に対する考察と同様に，図 2.2 に示した出力板に遊星歯車の伝動ピンに合わせてこのような滑りエピトロコイド曲線状の溝を彫った場合，遊星キャリアに支持された遊星歯車を時計方向に 1 回転させると，伝動ピンも遊星歯車の中心で 1 回転するので，この動きに応じて出力板は反時計方向に$1/n$回転する．つまり，図 2.8 の場合では 1/7 回転することになる．

2.3.3　曲線と減速比

出力板の溝形状に図 2.8 の滑りエピトロコイド曲線を用いた場合，遊星歯車が 1 回転すると入力軸と直結した太陽歯車は遊星歯車と逆の方向に 1 回転しているので，7 倍の減速比が得られることになる．つまり，滑りエピトロコイドの数（滑り倍率：n）が減速比となる．

ところで，本減速機は太陽歯車と遊星歯車との間でもこれらに異なる歯数を持たせることにより減速動作を導入することが可能である．例えば歯車列で 3 倍の減速を導入すれば，上記の 7 倍の滑りエピトロコイド曲線溝をもつ出力板を用いた場合には 21 倍の減速比が実現できることになる．しかしながら，これは提案する減速動作の本質ではないため，本章では太陽歯車と遊星歯車の歯数をともに 20 としており，この部分での減速は行わないこととする．

2.4　サイクロイダル遊星歯車減速機の減速動作

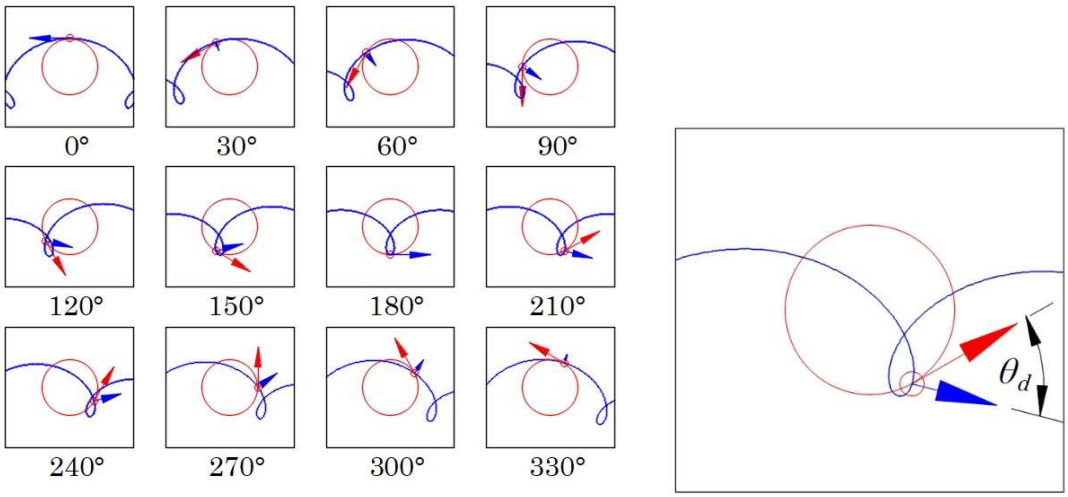
サイクロイダル遊星歯車減速機の減速動作は遊星歯車に設けられた伝動ピンと出力板に彫られた曲線溝との確動カム動作によって実現される．そこで本節ではこの動作について詳説する．

2.4.1　1 本の伝動ピンの動作

まずは 1 本の伝動ピンに注目して，遊星歯車が反時計方向に 1 回転する際に伝達ピンが出力板にどのように力を伝達するかを考える．なお，ここでは伝動ピンと曲線溝との位置関係を把握するために，これらはそれぞれ点と線に単純化して考えることにする．

図 2.9(a)は図 2.4 の 4 本の伝動ピンのうち紙面に対して最も上方に位置する伝動ピンの動きを滑りエピトロコイド曲線との関係を含めて示したものである．このとき，遊星歯車の基準円を赤色，滑りエピトロコイド曲線を青色でそれぞれ表している．

図 2.9(b)は一例として遊星歯車を反時計方向へ 210° 回転させたときの状態を示したもので，赤色の矢印は伝動ピンが一定の力を出力すると仮定した場合の大きさと方向を示している．伝動ピンが溝壁面を押し出す力は，赤色矢印の伝動ピンの位置における滑りエピトロコイド曲線の法線方向成分に相当し，これを青色の矢印で表している．2 本の矢印のなす角 θ_d は，遊星歯車の回転角度によって変化するので，伝動ピンが溝壁面を押し出す力は図 2.9(a)のように変化する．



(a) At various angles　　(b) $\theta = 210°$

Fig.2.9　Change in force with which pin pushes out groove wall

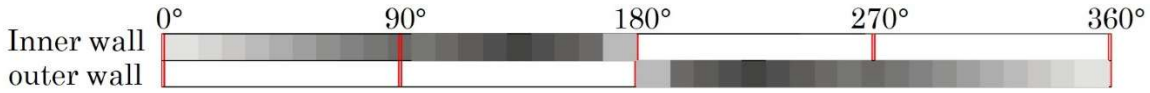


Fig.2.10　Change in force with which pin pushes out groove wall (grayscale)

特定の時点における伝動ピンの移動方向は，遊星歯車の自転軸を中心とする伝動ピンの回転の接線方向となるので，θ ＝0° およびθ ＝180°の場合のように，伝動ピンの移動方向が出力板の滑りエピトロコイド曲線の接線と一致するような位置に伝動ピンが位置している場合，伝動ピンが移動しても伝動ピンから出力板の溝の壁面には力が加わらない．すなわち，伝動ピンは出力板への動力伝達に寄与しない．

しかしながら，伝動ピンの中心の軌跡は遊星歯車の自転軸を中心とした円を描き，滑りエピトロコイド曲線を描かないので，遊星歯車の自転に応じて伝動ピンの移動方向と滑りエピトロコイド曲線の接線の方向との間にはズレ（ズレ角度）が生じる．このような場合，伝動ピンはその移動を規制する溝の内壁面（出力板の回転中心側の壁面）もしくは外壁面（出力板の回転中心と反対側の壁面）のいずれか一方に接触しているので，伝動ピンから壁面に力が加わるため，伝動ピンから出力板に動力が伝達される．遊星歯車の回転角θが0°＜θ＜180°では伝動ピンは出力板の内壁面を押し，180°＜θ＜360°では外壁面を押している．

図 2.10 は，図 2.9 を基に遊星歯車が 1 回転する間に 1 本の伝動ピンが溝壁面を押し出す効率を内壁面と外壁面に分けて濃淡で表現したグレーチャートで，色が濃いほど高効率の伝達状態を表現している．このとき，相対的に色が濃い範囲では伝動ピンの出力板中心からの距離が相対的に小さく，色が薄い範囲ではその距離が大きくなっている．

以上のように 1 本の伝動ピンが出力板を回転させる力は遊星歯車の回転角（伝動ピンと溝の位置関係）によって連続的に変化する．

2.4.2　1 本の伝動ピンの間欠動作

前項では，伝動ピンと曲線溝はそれぞれ点と線に単純化して考察を展開していたが，実際の減速機の伝動ピンと曲線溝には一定の大きさがあるため，動力伝達に対するその影響を考察する．なお，ここでは溝と伝動ピンにはクリアランスはないものと仮定する．

2.2.2 で述べたように滑りエピトロコイド曲線が交差する部分では溝の内壁と外壁が消失する．2.6 で紹介する試作機では，その消失範囲は 98°≦θ≦133°および 227°≦θ≦262°である．また，小さなループを形成する部分（133°≦θ≦227°）では溝の内壁が消失して溝の幅が伝動ピンの直径よりも大きくなっている．また，この部分では前項の説明で外壁としていた部分が内壁に転化している．図 2.11 はこれらの範囲とエピトロコイド曲線との対応を示したものである．

また，図 2.12 は図 2.11 を基に遊星歯車が 1 回転する間に 1 本の伝動ピンが溝壁面を押し出す効率を濃淡として表現したグレーチャートである．ここでは，溝壁面が消失している範囲は内壁面と外壁面を区別せずに表している．伝動ピンが出力板を回転させる力は，98°≦θ≦180°で間欠し，180°＜θ≦227°で復活し，227°≦θ≦262°で再度間欠することになる．すなわち，1 本の伝動ピンが出力板の回転に寄与するのは遊星歯車の 1 回転のうち約 2/3 の区間である．次項ではこの間欠動作を考慮した上で複数の伝動ピンによる動力伝達を考える．

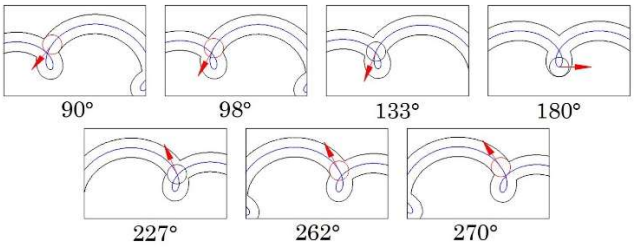


Fig.2.11　Positional relationship between the groove and the transmission pin when the pin operates intermittently.

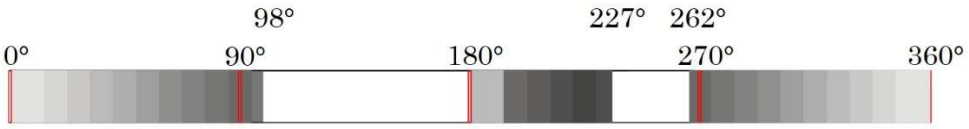
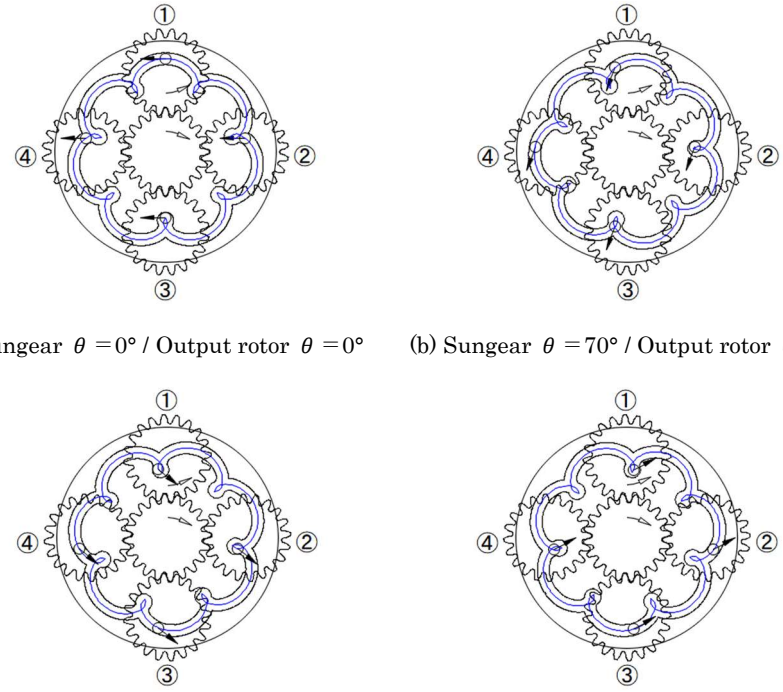


Fig.2.12　Change in force with which pin pushes out groove wall considering intermittent operation.

2.4.3　複数の伝動ピンの協調動作

次に 4 本の伝動ピンが溝の壁面を押し出す状況を検討する．4 本の伝動ピンは出力板に対してそれぞれ別個に作用するが，滑りエピトロコイド曲線溝に対する位相が互いに異なるように設計することにより，どのような回転位置においても，複数の伝動ピンが出力板を回転させる力の総和がなるべく均等になるようにしている．説明のため，図 2.4 において 4 本の伝動ピンには①～④のピン番号を付しておく．図 2.13(a)～(d)はこの順に入力軸に動力を入力して太陽歯車を白抜きの矢印に示すように時計方向に回転させた際の時間的な変化を示している．



(a) Sungear θ =0° / Output rotor θ =0°　(b) Sungear θ =70° / Output rotor θ =10°

(c) Sungear θ =140° / Output rotor θ =20°　(d) Sungear θ =210° / Output rotor θ =30°

Fig.2.13　Various phases of rotation

図 2.13(a)は，太陽歯車をまだ回転させていない初期状態を示している．なお，太陽歯車および出力板の回転角は，この初期状態における回転角をθ =0°とする．初期状態では 4 本の伝動ピンはすべて自転軸の鉛直上方に位置しているため，黒矢印で示す伝動ピンの移動方向は水平左方向となっている．4 本の伝動ピンのうち，①，②，④は溝の外壁面と内壁面の双方に接触し，③は内壁面にのみ接触している．これらのうち①と③は，その移動方向が滑りエピトロコイド曲線の接線方向と一致するため，出力板への動力伝達に寄与しない．

一方，②の移動方向は曲線の接線から内壁面側にズレている．そのため，②からその移動方向において接触する内壁面には力が加わる．これは図 2.11 における θ =90°の状態に

相当する．また，④の移動方向は曲線の接線から外壁面側にズレているため，④からはその移動方向において接触する外壁面に力が加わる．これは図 2.11 における θ ＝270°の状態に相当する．このようにして，初期状態においては，②からは内壁面へ，④からは外壁面へ力が加わることにより，出力板への動力の伝達が行われる．

図 2.13 (b)は，初期状態から太陽歯車を時計方向に 70°だけ回転させた状態を示す．このとき，伝動ピンは遊星歯車の自転軸を中心として反時計方向に 70°回転している．この状態では，θ ＝160°の状態に相当する②は溝の内壁面と接触しているものの，②の移動方向が接触部分とは反対の方向に向いているため動力の伝達に寄与しない．また，θ ＝250°の状態に相当する③は外壁面と内壁面とのいずれとも接触していないので動力の伝達に寄与しない．すなわち，これら 2 本の伝動ピンは動力伝達が間欠状態にある．一方，θ ＝70°の状態に相当する①からは内壁面へ，θ ＝340°の状態に相当する④からは外壁面へそれぞれ力が加わる．したがって，この状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．このとき，出力板は初期状態に対して時計方向に 10°回転している．

図 2.13 (c)は，太陽歯車の回転角が 140°，出力板の回転角が 20°となった状態を示す．伝動ピンは反時計方向に 140°回転している．この状態では，θ ＝140°の状態に相当する①は出力板の内壁面と接触しているものの，その移動方向が内壁面から離れる方向に向いているので動力の伝達に寄与しない．また，θ ＝230°の状態に相当する②は外壁面と内壁面とのいずれとも接触していないので動力の伝達に寄与しない．すなわち，これら 2 本の伝動ピンは動力伝達が間欠状態にある．一方，θ ＝50°の状態に相当する④からは内壁面へ，θ ＝320°の状態に相当する③からは外壁面へそれぞれ力が加わる．そのため，この回転状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．

図 2.13 (d)は，太陽歯車の回転角が 210°，出力板の回転角が 30°となった状態を示す．この状態では，θ ＝120°の状態に相当する④は外壁面と内壁面とのいずれとも接触していないので動力の伝達に寄与しない．一方，θ ＝30°の状態に相当する③と θ ＝210°の状態に相当する①からは内壁面へ，θ ＝300°の状態に相当する②からは外壁面へそれぞれ力が加わる．そのため，この状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．

以上のように，出力板の回転状態の如何にかかわらず，出力板の内壁面および外壁面には，4 本の伝動ピンのうちいずれか少なくとも 2 本から力が加わり，伝動ピンから出力板へ動力が伝達され減速回転が行われる．

2.4.4　4 本の伝動ピンの溝曲線との接触状態

前項では太陽歯車が 1 回転する間における 4 本の伝動ピンが曲線溝の壁面に対してどのように力が作用しているかを検討したが，ここでは，4 本の伝動ピンから壁面に対する動力伝達の有無のみを検討してみる．図 2.14 は動力伝達がある範囲をハッチングで表現している．①～④は図 2.13 に付した伝動ピンの番号であり，図の下段には動力伝達に寄与する伝動ピンの本数を示したが，2.4.1 で述べたように，それぞれの伝動ピンが θ ＝0°または θ ＝180°に相当する位置にあるときには動力伝達が瞬間的に 0 となる．最下段の 2 はこのときの本数を表している．

動力伝達に寄与する伝動ピンの本数は，太陽歯車の回転角 90°を 1 周期として 2 本から 4 本まで 5 回変化する．この本数が変化するタイミングでは，伝達される動力に変動が発生することが懸念される．ただし，2.4.2 で述べたように，伝動ピンと曲線溝との間にはクリアランスを考慮していないため，ここで示した接触状態は実際の減速機とは必ずしも一致するとは限らない．また，伝動ピンの直径を変えると溝の幅も変わるため，それに応じて接触状態も変化することが予測される．そこで今後は，マルチボディダイナミクスの知見を活用して，より現実的な接触状態の理論解析を試みたい．

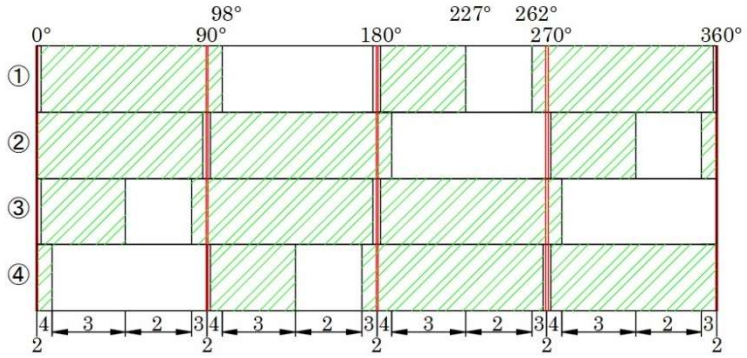
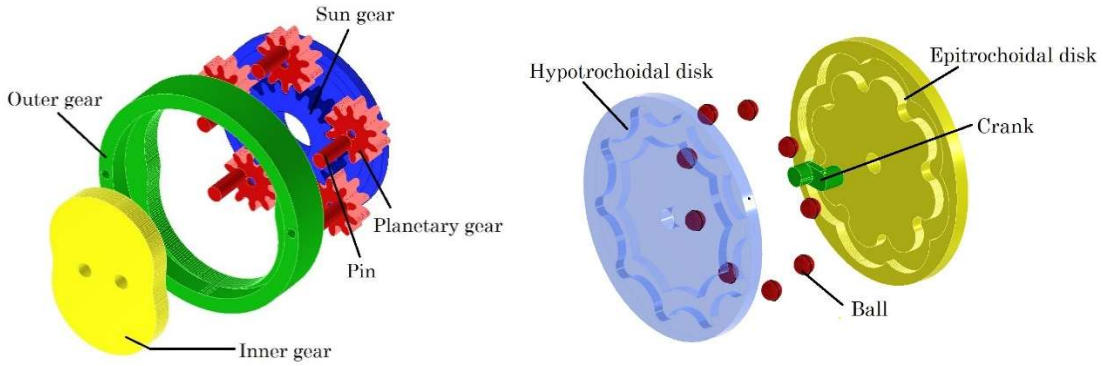


Fig.2.14　Presence of power transmission to the wall of the groove of 4 transmission pins during one rotation of the sun gear.

2.5　類似減速機

サイクロイダル遊星歯車減速機は「曲線溝とそれにはまる伝達部材との確動カム動作を利用した減速原理」を特徴とする．このアイデアは独自に着想したものであるが，その独自性を確認するために，類似したメカニズムを有する減速機構について文献および特許を調査した．その結果，図 2.15 に示す 2 件の装置を確認することができたので，以下にその概要を説明し，サイクロイダル遊星歯車減速機との類似点および相違点を述べておく．



(a) Cycloid gear mechanism　　(b) Cycloid ball reducer

Fig.2.15　Similar mechanisms of cam motion by pin and groove

2.5.1　ブラトロンゴのトランスミッション

ブラトロンゴらは，連続可変トランスミッションの減速段において図 2.15(a)に示すサイクロイド・ギア機構と称する減速機構を提案している[23]．この減速機構はサイクロイダル遊星歯車減速機と構造および減速方法が酷似している．異なるのは出力板の構造であり，サイクロイダル遊星歯車減速機の出力板の曲線溝の内側と外側を分割したような 2 枚構成となっている．2 枚の出力板の隙間がエピサイクロイド曲線形状になり，遊星歯車のピンがこの隙間にはまる．入力部である太陽歯車の回転に応じて円運動するピンが隙間の壁を摺接することで出力板は減速動作を実現する．サイクロイダル遊星歯車減速機と同様に振動の問題は本質的に発生しない．

この減速機は連続可変トランスミッションのエネルギーロスを軽減するためのトルクコンバータとして開発されており，装置の小形化を目指したものではないが，入れ子構造ではなく要素を重ねていくような構造をもつことから小形化が容易と思われる．しかしながら，2 枚の出力板の隙間に用いているエピトロコイド曲線が滑りエピトロコイド曲線のようなループをもつことを許さないため，単一で実現できる減速比は 2~5 倍ほどに留まる．

2.5.2　寺田のサイクロイドボール減速機

図 2.15 (b)にサイクロイドボール減速機を示す[24]．この減速機はエピトロコイド系およびハイポトロコイド系の曲線溝がそれぞれ彫られている 2 枚の円板を対向させ，それらの間に複数のボールをそれらの曲線溝にはまるように配置することで構成される．ハイポトロコイド曲線溝が彫られた円板を偏心揺動させることでエピトロコイド曲線溝にはまったボールがハイポトロコイド曲線溝を介して差動減速を実現している．

先行研究であるボール減速機では偏心運動を回転運動に変換するためにオルダム板を採用していたが，サイクロイドボール減速機では，複数の孔が円周方向に等間隔に施されている円板部品が備わっている．孔はボールの直径よりも大きく設定されており，すべてのボールをこの孔に挿入した状態でハイポトロコイド曲線溝が彫られた円板を偏心揺動させるとボールも揺動運動を行うが，このときボールは孔の内周を沿うことによって，この運動を相殺させる．

この減速機は当初はバックラッシとヒステリシス・ロスの低減を目的として開発されたものであり，必ずしも小形・高減速比を狙ったものではないが，単段で 6 倍程度の減速比が実現できており，構造も要素を重ねるだけの単純構造であるために小形化が容易であると考えられる．実際にこれを商品化したものでは，比較的小形で 10～40 倍の減速比を実現したものもラインナップされている[25]．しかしながら，偏心揺動歯車減速機と同様に駆動時に減速機本体が大きく振動する問題があり，減速段の多段化による偏心運動の抑制も構造的に困難である．

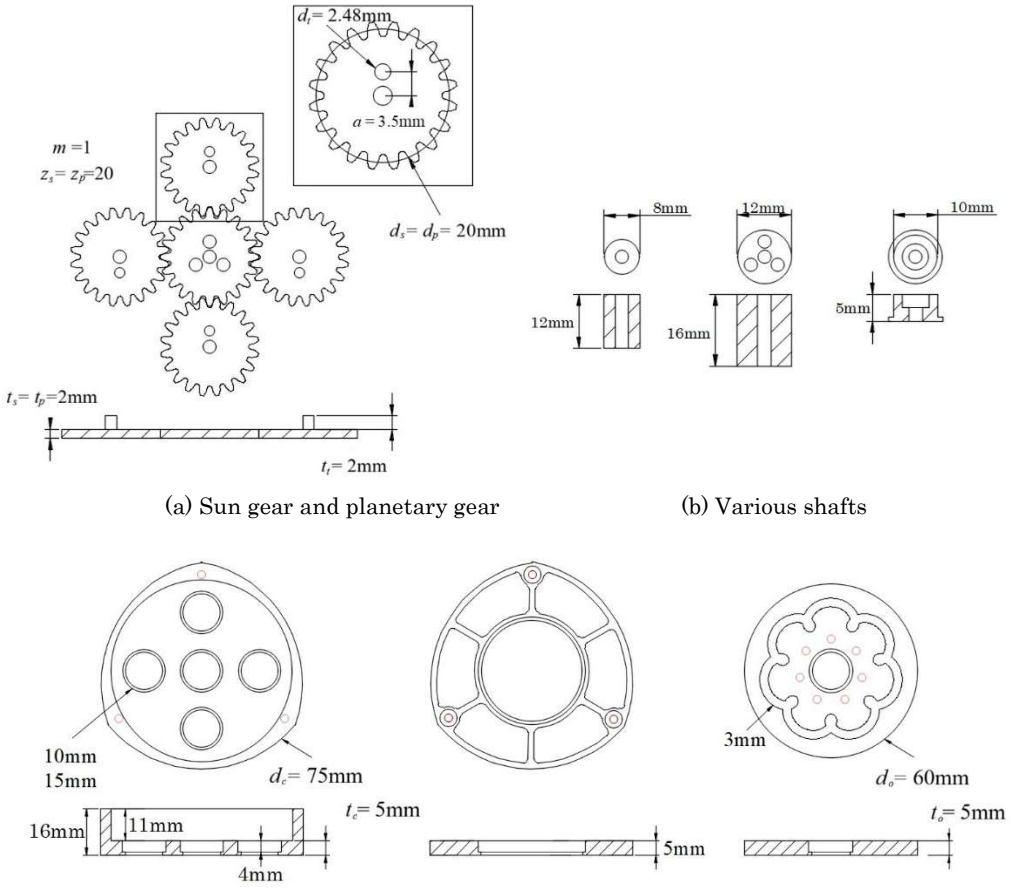
以上のように，曲線状の溝または隙間とそれにはまる伝達部材との確動カム動作を利用した減速原理は単純な構造で実現できるため小形化が容易であるが，動作時の低振動と単段での高減速比を両立した減速機構は未だ見当たらない．

2.6　サイクロイダル遊星歯車減速機の製作

図 2.2 に示したサイクロイダル遊星歯車減速機を基に試作機を設計・製作した．そこで本節では設計と製作に分けて詳説する．

2.6.1　設　計

図 2.16 は試作機の構成部品の 2 次元 CAD 図である．図 2.17 はこれらを組み上げたときの正面図および断面図である．



(a) Sun gear and planetary gear　　(b) Various shafts

(c) Cylinder casing　　(d) Lid casing　　(e) Output plate

Fig.2.16　Drawing of cycloidal planetary reducer components

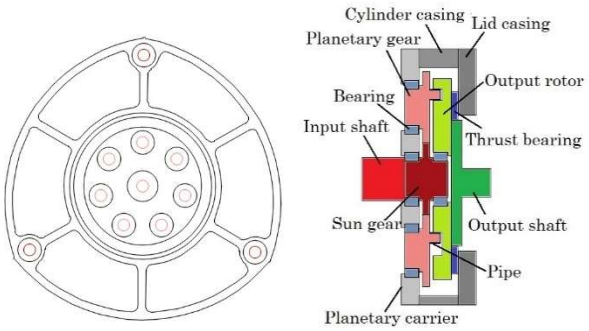


Fig.2.17　Drawing of cycloidal planetary reducer

図 2.16(a)に太陽歯車と遊星歯車を表す．これらは同一の基準円直径と歯数を持たせた．すなわち，$d_s = d_p$ =20mm，$z_s = z_p$ =20 であり，モジュールは m =1mm となる．また，歯幅はともに 2mm とした．（$h_s = h_p$ =2mm）伝動ピンは遊星歯車と一体成型することにし，その直径 d_t は d_t =2.48mm，高さ h_t は h_t =3mm とし，その円形断面中心の位置は遊星歯車の中心からの距離 a が a =3.5mm となるように設定した．このとき伝動ピンには，出力板に刻まれた溝との固着を防ぐために，外径 3mm，内径 2.5mm，高さ 3mm のステンレスパイプを取り付けることにした．

図 2.16(b)に出力軸と入力軸および遊星歯車の回転軸を示す．直径・長さをそれぞれ 8mm・12mm と 12mm・16mm および 10mm・5mm，としている．入力軸は太陽歯車に，出力軸は出力板に，そして回転軸は遊星歯車にそれぞれネジで固定できる．

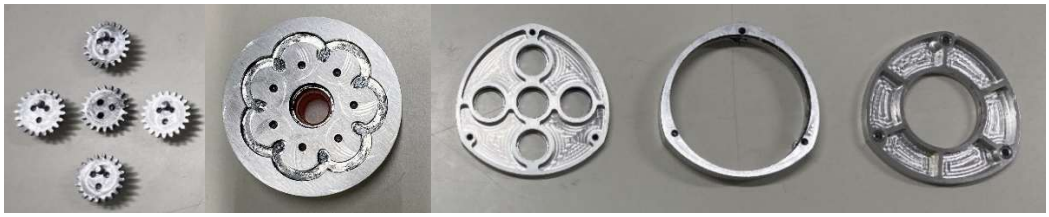
図 2.16 (c)に示すステータの外形はルーロの三角形を模しており，これは遊星キャリアと減速構造を包み込むケーシング部材とで構成できるようにした．遊星キャリアの直径 d_c は d_c =75mm，厚さ h_c は h_c =5mm，ケーシングの厚さは 11mm とし，ステータの全体の厚さは 16mm としている．遊星キャリアの中心とその周囲には，外径 15mm，内径 10mm，厚さ 4mm の深溝玉軸受が挿入できるハウジングが 5 箇所施されており，太陽歯車と遊星歯車の回転軸を回転支持する．

図 2.16 (d)に示すフタ型ケーシングは，直径とその厚さを遊星キャリアと同一としており，図 2.16 (e)に示す出力板表面との間には外径 35mm，内径 20mm，厚さ 2mm の針状ころ軸受を挿入して，回転時に生じる面摩擦を軽減させている．

図 2.16 (e)に示す出力板の直径 d_o は d_o =60mm，厚さ h_o は h_o =5mm の円板状部品である．その中心には遊星キャリアと同様に，深溝玉軸受を挿入するための直径 15mm のハウジングが施されており，太陽歯車を回転支持できるようになっている．曲線溝は伝動ピンの寸法に合わせて幅・深さともに約 3mm としている．また，その形状は図 2.4 に示したように滑り倍率 n が n =7 の滑りエピトロコイド曲線となっている．

2.6.2 製　作

図 2.16・図 2.17 の CAD 図に基づいて NC フライス盤を用いてサイクロイダル遊星歯車減速機を試作した．図 2.18 に構成部品を，図 2.19 にこれらを組み上げたときの全体図および側面図を示す.



(a) Gears　(b) Output rotor　(c) Planetary carrier　(d) Cylinder casing　(e) Lid casing

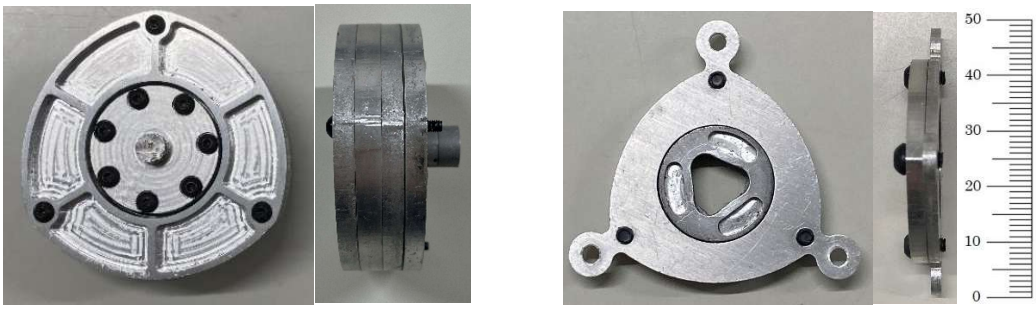


(f) Pipe for pins (g) Bearing for gears　(h) Thrust bearing　(i) Output shaft　(j) Input shaft



(k) Planetary gear　(l) Sun gear

Fig.2.18　Components of cycloidal planetary reducer



(a) For torque measuring　(b) Downsized version

Fig.2.19　Prototypes of cycloidal planetary reducer

ケーシング部材には加工しやすいアルミニウム合金(A5052)を，硬度が必要な太陽歯車，遊星歯車および出力板には超ジュラルミン材(A2024)をそれぞれ用いた．

これらを組み上げたのが図 2.19(a)である．この試作機は直径 75mm，厚さ 21mm，重量 151g と必ずしも小径・薄型とは言えないが，これは次節で述べるトルク伝達特性を調査するために計測装置に合わせたサイズにしたためであり，同じ 7 倍の減速比でも図 2.19(b)に示すように直径 34mm，厚さ 5mm，重量 13g と小形・薄形で軽量なタイプも製作可能である．

第 1 章で述べたように，遊星歯車減速機で高減速比を実現するには減速段を多段化する必要がある．また，偏心揺動歯車減速機においても駆動時の振動を抑えるために減速段を 2 段にする必要がある．すなわち，それぞれの減速機がもつ問題点を解決するためには，減速段の 2 段構成が迫られ，減速機が厚形化してしまう．また，双方ともに内歯車による入れ子構造を採用しているため，大径化も避けられない．

一方で，提案するサイクロイダル遊星歯車減速機では，構成部品を重ねるだけの単純な 3 層構造となるため，入れ子構造を回避できているため，減速機本体の小径化・薄形化が容易である．そして，個々の回転部品はその回転中心に対する形状の対称性が高いため，入出力軸に対する重量バランスが良好なため，駆動する際に振動が発生しにくい構造となっている．

2.7　サイクロイダル遊星歯車減速機のトルク伝達特性

2.4 で説明したように，サイクロイダル遊星歯車減速機は伝動ピンと曲線溝との位置関係によって伝動ピンが出力板を回転させる力が変化する．すなわち，伝達トルクが変動することが予想される．複数の伝動ピンを曲線溝に対する位相が互いに異なるように設計したのはこの変動を抑制するためであるが，その効果の程や歯車の噛み合いに依らない減速動作の良否を確認するために，トルクメータを用いて前節で示した試作機のトルク伝達特性を調査した．

2.7.1　測定装置

図 2.20 にトルク測定装置を示す．測定には 2 台の回転トルクメータを用いた．モータが発生する回転動力は入力側のトルクメータを介して試作機（以下，減速機）の入力軸に伝達される．減速機によって減速された動力は出力軸から出力側のトルクメータを介して回転負荷（ブレーキ負荷）を与えるブレーキに伝達される．これらの回転軸は樹脂製のカップリングで結合されている．ブレーキ負荷を与えた状態でモータを回転駆動させたときの入出力両側の回転トルク（動トルク）を計測し，これらの比を求めることにより，トルク伝達効率を求める．

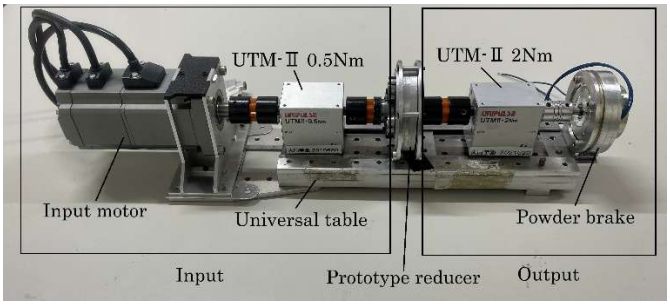


Fig.2.20　Experimental setup for torque measuring

回転トルクメータには入力側には 1/10000 の分解能を有する UNIPULSE 社製 UTMⅡ-0.5Nm（定格トルク 0.5Nm），出力側には同じ分解能を有する同社製の UTMⅡ-2Nm（定格トルク 2Nm）を用いた．また，ブレーキには小倉クラッチ社製の OPB 型マイクロパウダーブレーキを用いた．このブレーキは 0.5Nm の定格トルク（定格電圧 24V 印加時）を有し，電圧指令値に比例した負荷トルクを与えることができる．モータはオリエンタルモーター株式会社の AC モータ NXM620M を，カップリングには鍋屋バイテック会社のフレキシブルカップリング・セレーションタイプを用いた．

モータ，減速機，ブレーキの 3 点はアルミニウム合金で製作した支持台を介してユニバーサルテーブルに固定されているが，2 台のトルクメータは軸のズレなどを吸収するために宙吊りの状態としている．

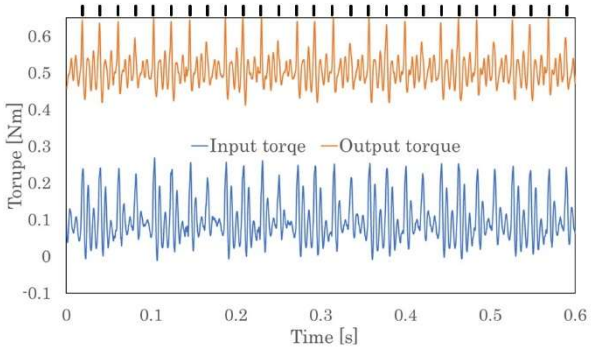
2.7.2　測定条件

実験ではサイクロイダル遊星歯車減速機と比較のために Trident Engineering 社製の減速比 5 倍の遊星歯車減速機を用いた．双方ともに駆動軸と歯車，サイクロイダル遊星歯車減速機ではこれらに加えて伝動ピンと曲線溝に二硫化モリブデングリースを塗布している．なお，本論文で紹介するすべての減速機に対しては，入力軸にモータを直接接続した状態で 1 時間ほど空転させ，減速機に慣らし運転（ブレークイン）を行っている．

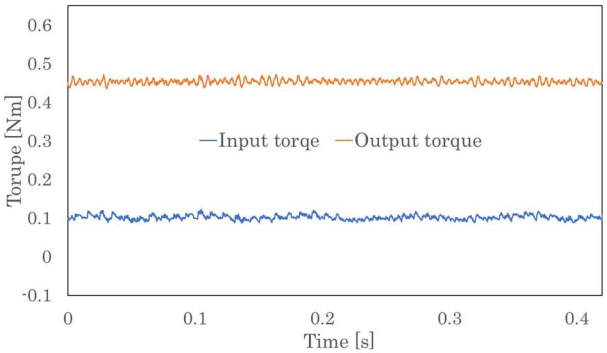
モータに一定の回転数を与えた状態でブレーキトルク 0～0.5Nm を 0.02Nm きざみで変化させて，その都度入出力トルクを計測した．モータ回転数は 300～1300rpm を 100rpm きざみで変化させた．

2.7.3　トルク変動

図 2.21 はモータ回転数 700rpm，ブレーキトルク 0.46Nm のときの入力側と出力側の 2 台のトルクメータの出力の時間的変化を示す．(a)がサイクロイダル遊星歯車減速機，(b)が遊星歯車減速機の結果である．図中上側が出力トルクを，下側が入力トルクをそれぞれ示す．いずれの減速機に対しても出力側 1 回転分のデータを表示している．データのサンプリング周期は 0.02ms である．



(a) Cycloidal planetary reducer



(b) Planetary reducer

Fig.2.21　Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 700 rpm and at brake torque of 0.46Nm.

両者を比較すると，遊星歯車減速機では入力・出力ともにトルク変動は非常に軽微であるが，サイクロイダル遊星歯車減速機では入力・出力双方に周期的なトルク変動が認められる．この変動は，振幅が相対的に大きい箇所とそれに続く振幅が相対的に小さい 2 つの箇所を合わせて 1 周期と考えれば，出力側が 1 回転する間に入力・出力ともに 28 周期分確認できる．（図 2.21(a)の枠上に黒色の実線で記載）減速比は 7 倍であるので，このようなトルク変動は入力側の 1/4 回転を 1 周期として発生していることになる．これは，図 2.13 で説明したように，入力側が 1/4 回転する間に動力伝達に寄与する伝動ピンの本数が

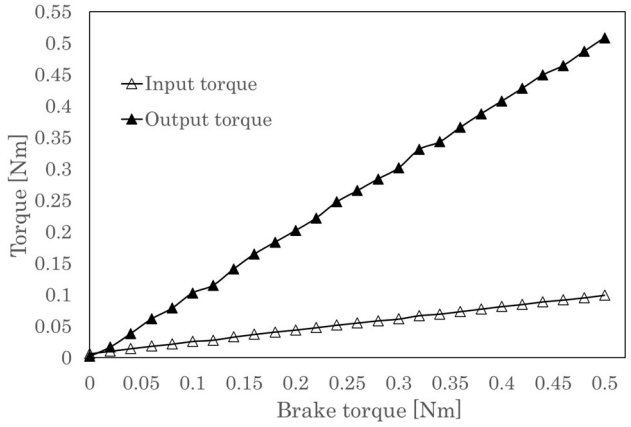
5 回変化することが反映されたものと考えられる．ただし，図 2.13 において寄与する伝動ピンの本数が 3 本→2 本→4 本と変化する時間間隔は相対的に短いため，これらは 1 回分の変動として入力・出力トルクに表れるものと考えられる．なお，この特徴は異なるモータ回転数およびブレーキトルクに対しても同様に確認されている．

このようなトルク変動を抑制するには，伝動ピンと曲線溝との幾何学的関係を検討して，動力伝達が間欠する位相 θ の範囲をなるべく狭くすることが望まれる．

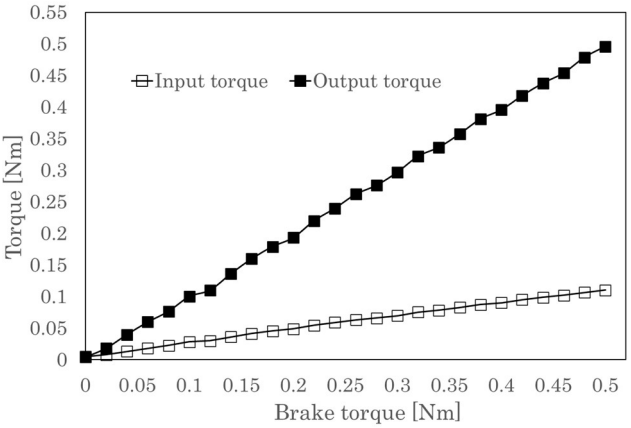
なお，図 2.21 において出力側トルクの出力側 1 回転分の平均値はいずれの減速機も 0.46Nm であり，サイクロイダル遊星歯車減速機は出力トルクに変動があるものの，ブレーキトルクに拮抗し得るトルクは出力できていることがわかる．

2.7.4　伝達効率

図 2.22 はサイクロイダル遊星歯車減速機と遊星歯車減速機のそれぞれに対して，モータ回転数が 700rpm のときの，種々のブレーキトルクに対する入出力トルクを示したものである．トルク計測は 2s 間（出力側約 3 回転分）行い，その平均値を用いた．



(a) Cycloidal planetary reducer



(b) Planetary reducer

Fig.2.22　Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 700 rpm.

無負荷損失トルクはサイクロイダル遊星歯車減速機で約 0.006Nm，遊星歯車減速機では約 0.005Nm であり，大きな差異は認められないが，このことは異なるモータ回転数に対しても同様に確認された．

トルク伝達効率 η は，減速比を z として，特定のブレーキトルクにおける入力トルク T_i と出力トルク T_o の比から式(2.3)のように求められる．

$$\eta = \frac{T_o}{T_i \cdot Z} \tag{2.3}$$

図 2.23 は図 2.22 を基に，サイクロイダル遊星歯車減速機と遊星歯車減速機のそれぞれの出力トルクに対するトルク伝達効率を示したものである．

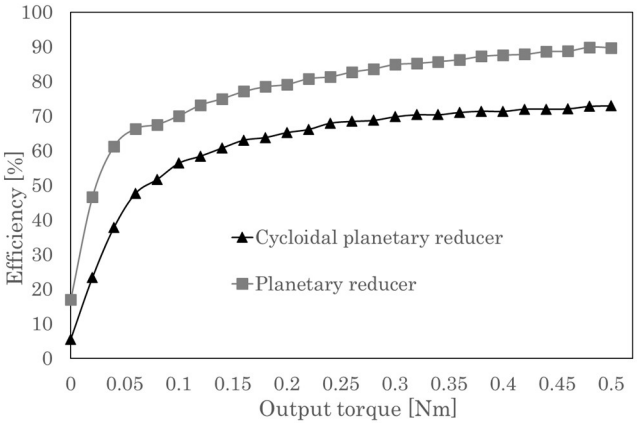


Fig.2.23　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in the output torque at motor speed of 700 rpm.

サイクロイダル遊星歯車減速機のトルク伝達効率は，遊星歯車減速機をはじめとする一般的な減速機と同様に，減速機に対する負荷を表す出力トルクが増加するにつれて上昇し，次第に一定値に近づくことが確認できた．

出力トルクが 0.5 Nm での伝達効率は 73%であり，通常のハイポサイクロイド減速機と同程度の効率は確保できているが[26]，遊星歯車減速機の 89%に比べて劣っている．

これは，図 2.11 および図 2.21(a)に対する考察で述べたように，伝動ピンと曲線溝との位置関係によってトルクが十分に伝達できていないタイミングが存在することが影響しているものと考えられる．また，計測中の減速機に触れるとほのかに温かったため，遊星歯車減速機に比べて大きな摩擦が内部で発生していると考えられる．

そこで今後は，トルク伝達状態を向上させることで，トルク変動を抑制しつつトルク伝達効率の向上につなげていきたい．

ところで，この実験で比較対象とした遊星歯車減速機は市販のものであるため，サイクロイダル遊星歯車減速機とのトルク伝達効率の差異は，単に減速のメカニズムによるものだけでなく，製作・加工精度の影響も無視できないものと考えられる．そこで，減速比 6 倍の遊星歯車減速機をサイクロイダル遊星歯車減速機と同じ環境で製作し，そのトルク伝達効率を計測したところ，80%と市販品から 1 割程度劣る結果となった．この要因としては，構成部品に使用した材料の種類や寸法精度，表面性状，組付け精度，さらにはグリースのちょう度などが影響していると考えられる．したがって，図 2.23 の解釈にあたっては，このことを割り引いて考える必要があると思われる．

2.7.5　異なる回転速度におけるトルク伝達効率

図 2.24 は，モータ回転速度を 50～450rpm で種々変更した場合の負荷トルク 0.5Nm におけるトルク伝達効率を示している．実験範囲では回転速度による伝達効率の変化はほぼ認められず，どの回転速度においても遊星歯車減速機との伝達効率の差は 20%程度ある．これは 2.7.4 で述べたように，トルクが十分に伝達できていないタイミングの存在と要素間で発生する摩擦が起因していると考えられる．したがって，このような要因を軽減させることはこの減速機の実用化に向けての重要な課題である．

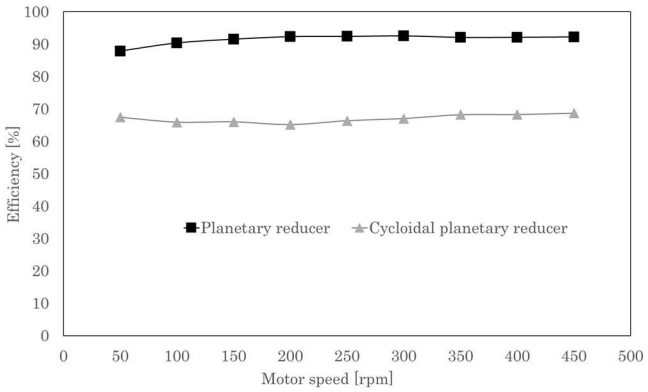


Fig.2.24　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in motor speed at output torque of 0.5Nm.

2.8 結　言

本章では，単段で十分な減速比を有し，駆動時に不要な振動を発生しない小形の減速機をねらいとして，遊星歯車に設けた伝動ピンが出力板に彫られた滑りエピトロコイド曲線溝の壁面を押し出すという新しい発想に基づくサイクロイダル遊星歯車減速機を提案した．減速機を試作して減速動作を確認したところ，所期のねらいが十分に達成できていることに加えて，無負荷損失トルクも既製品と同程度に低いことが確認できた．

しかしながらその一方で，ブレーキトルクを与えた回転駆動時においてトルクは大きく変動し，トルク伝達効率も 73%と必ずしも満足できる結果ではなかった．これらは，伝動ピンと滑りエピトロコイド曲線溝との確動カム動作による減速原理そのものに起因していると考えられる．そこで，以下に現状における問題点をそのメカニズムと関連づけて考察・整理する．

①伝動ピンの移動方向と曲線溝の接線方向とのズレ角度が大きいほど，伝動ピンが曲線溝の壁面をより大きな力で押し出すために効率の良い動力伝達が行われるが，このズレ角度は図 2.10 からわかるように，遊星歯車のどの回転角度においても全般的に小さい．

②遊星歯車の 1 回転において，ズレ角度は遊星歯車の回転角度が 90°～270°の場合の方が，それ以外の場合（0°~90°および 270°~360°）よりも相対的に大きい．しかし，ズレ角度が相対的に大きな回転角度の範囲では，伝動ピンの出力板中心からの距離，すなわちトルクの脚の長さが相対的に小さいため，効率の良いトルク伝達が望めない．

③滑りエピトロコイド曲線が交差して小さなループを形成する領域では，伝動ピンによる動力伝達に間欠動作が生じるが，その範囲は入力側 1 回転のうちの約 1/3 を占めている．しかも，この領域はズレ角度が相対的に大きな回転角度の範囲であるため，その有利さが活かせなくなってしまう．

これらの問題点を改善する方策としては，曲線溝の形状を再検討することが考えられる．溝形状に求められる条件としては以下の 3 項目が挙げられる．

①滑りエピトロコイド曲線と同程度の減速比が実現できる．

②ズレ角度が遊星歯車の 1 回転にわたって全般的に大きく，なおかつ，このズレ角度が相対的に大きい回転角度の範囲において，出力板の回転中心から力の作用点までの距離も大きくすることができる．

③曲線の交差部分などにおける溝壁面の欠落を抑え，伝動ピンによる動力伝達の間欠動作を極力減らすことができる．

これらの条件を満たすことのできる曲線形状として，滑りエピトロコイド曲線と同じトロコイド曲線系に属する滑りハイポトロコイド曲線が挙げられる．図 2.25 はこれまでと同じ歯車列を用いて，出力板の溝曲線を滑りエピトロコイドから同一周期の滑りハイポトロコイドに変更したものである．

これを図 2.4 と比較すると，滑りハイポトロコイド曲線は出力板の回転中心から伝動ピンの中心までの距離が大きくなる遊星歯車の回転角度（$0° \leqq \theta \leqq 90°$，$270° \leqq \theta \leqq 360°$）の範囲ではズレ角度が滑りエピトロコイド曲線に比べて大きくなる．すなわち，伝動ピンがより効率良く溝の壁面に動力を伝達できるようになるため，溝曲線に滑りエピトロコイドを用いた場合に対してトルク伝達効率の向上が期待できる．また，この滑りハイポトロコイド曲線では出力板の回転中心から伝動ピンの中心までの距離が最大となる切り返し位置で曲線が交差しないため，溝壁面の欠落が少なく，間欠動作が $35° \leqq \theta \leqq 42°$および $318° \leqq \theta \leqq 325°$の短い区間に抑えられることとなり，トルク変動の低減も期待できる．

そこで今後は，この滑りハイポトロコイド曲線溝を出力板に施した場合のトルク伝達特性を調査して，トルク変動やトルク伝達効率に影響を及ぼす要因を明らかにすることで，より高性能なサイクロイダル遊星歯車減速機の設計手法を確立させたい．

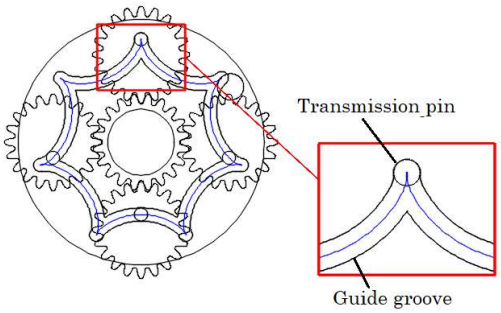


Fig.2.25　Skid hypo-trochoidal groove

2.9 設計パラメータ

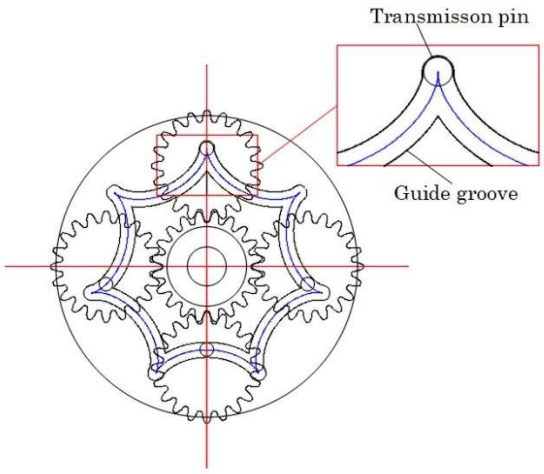
x	：伝動ピンの本数	1
n	：滑り倍数	7
z	：減速比	7
p	：遊星歯車の枚数	4
m	：歯車のモジュール	1[mm]
a	：伝動ピンの距離	3.5[mm]
h_s	：太陽歯車の厚さ	2[mm]
h_p	：遊星歯車の厚さ	2[mm]
h_t	：伝動ピンの高さ	3[mm]
h_c	：ステータの厚さ	5[mm]
h_o	：出力板の厚さ	5[mm]
z_s	：太陽歯車の歯数	20
z_p	：遊星歯車の歯数	20
d_s	：太陽歯車の基準円直径	20[mm]
d_p	：遊星歯車の基準円直径	20[mm]
d_t	：伝動ピンの直径	2.48[mm]
d_c	：ステータの直径	75[mm]
d_o	：出力板の直径	60[mm]

第 3 章　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機

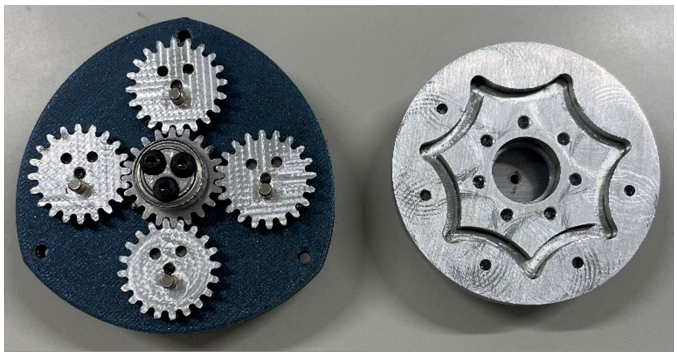
第 2 章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機は，単段で十分な減速比と，駆動時に不要な振動を抑制できる減速機構を小型な本体で実現できた．この減速機を試作して減速動作を確認したところ，所期のねらいが十分に達成できていることに加えて，無負荷損失トルクも既製品と同程度に低いことが確認できた．

しかしながらその一方で，ブレーキトルクを与えた回転駆動時においてトルクは大きく変動し，トルク伝達効率も 73%と必ずしも満足できる結果ではなかった．これらは，2.4 で考察したように伝動ピンと滑りエピトロコイド曲線溝との確動カム動作による減速原理そのものに起因していると考えられる．

そこで 2.8 で述べたように，サイクロイダル遊星歯車減速機と同じ歯車列を用いて，出力板の溝曲線を滑りエピトロコイドから同一周期（7 周期）の滑りハイポトロコイドに変更したハイポトロコイダル遊星歯車減速機（図 3.1(a)は正面図，(b)は試作機）を製作し，第 2 章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機のトルク伝達特性と比較することで，その効果を検証する．



(a) Front view



(b) Prototype

Fig.3.1　Hypo-trochoidal planetary reducer

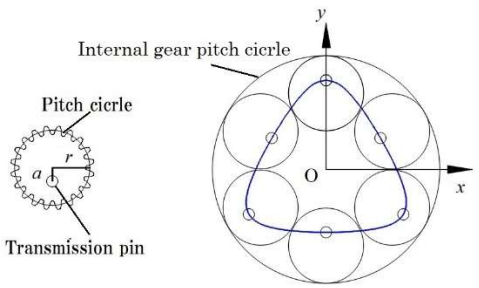
3.1　出力板の曲線

本節では，ハイポトロコイダル遊星歯車減速機の減速原理の核となる曲線溝について説明する．

3.1.1　ハイポトロコイド曲線

図 3.2 に示す遊星歯車の基準円をその 3 倍の直径をもつ内歯車の基準円内周に沿って 1 周（3 回転）させた場合，遊星歯車に設けられた伝動ピンが描く軌跡（x, y）は，内歯車の基準円中心を原点 O，遊星歯車の基準円半径を r，遊星歯車の基準円中心から伝動ピンのまでの距離を a とすると，式(3.1)で表されるハイポトロコイド曲線(Hypotrochoid)になる．

図 3.2 は，$a = 0.35\,r$としたときの曲線を表す．遊星歯車が内歯車の内周を角度 θ だけ公転する間に遊星歯車は角度 θ だけ自転する．



(a) Planetary gear　　(b) Hypo-trochoid

Fig.3.2　Orbit of transmission pin

$$\begin{cases} x = 2r\cos\theta - a\sin 2\theta \\ y = 2r\sin\theta - a\cos 2\theta \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{3.1}$$

遊星歯車の公転運動を遊星歯車側から見ると，遊星歯車が 3 回自転する間に，伝動ピンの中心はこのハイポトロコイド曲線を内歯車の基準円中心を軸として 1 回転させたときの軌跡を描く．したがって，図 3.1(a)に示した出力板に遊星歯車の伝動ピンに合わせてこのようなハイポトロコイド曲線状の溝を彫った場合，遊星歯車をその中心位置を固定して時計方向に 3 回転させると，出力板は同方向に 1 回転することになる．

3.1.2　滑りハイポトロコイド曲線

図 3.3 は半径rの転がり円をその 3 倍の半径をもつ固定円の内周に沿って一定の割合で滑らせながら時計方向に転がしたときに，転がり円の中心からaだけ離れた点が描く軌跡を示したもので，このような曲線を滑りハイポトロコイド曲線と呼ぶ．ここで「滑らせながら転がす」とは，転がり円が固定円の内周を角度θだけ公転する間に転がり円自体はそのn倍の$n\theta$だけ自転するということであり，このnを滑り倍率と定義する．固定円の中心を原点 O とすると，この軌跡(x, y)は式(3.2)で表される．図 3.3 では，$r = 1$，$a = 0.35$，$n = 7$としている．曲線の 1 周分が転がり円の自転 7 周分に相当する．

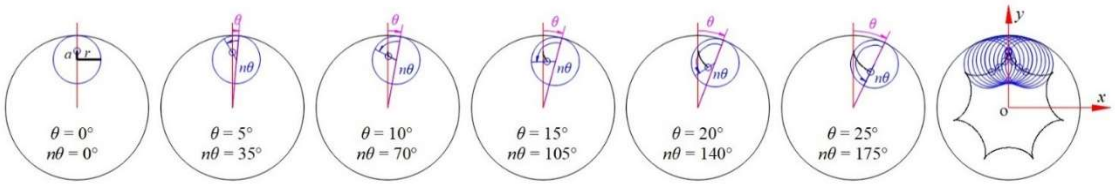


Fig.3.3　Orbit of transmission pin

$$\begin{cases} x = 2r\cos\theta - a\sin(n-1)\theta \\ y = 2r\sin\theta - a\cos(n-1)\theta \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{3.2}$$

前項のハイポトロコイド曲線に対する考察と同様に，図 3.1(a)に示した出力板に遊星歯車の伝動ピンに合わせてこのような滑りハイポトロコイド曲線状の溝を彫った場合，遊星キャリアに支持された遊星歯車を時計方向に 1 回転させると，伝動ピンも遊星歯車の中心で 1 回転するので，この動きに応じて出力板は同方向に 1/7 回転する．つまり，サイクロイダル遊星歯車減速機と同様に，滑り倍率nが減速比となる．

3.2　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機の減速動作

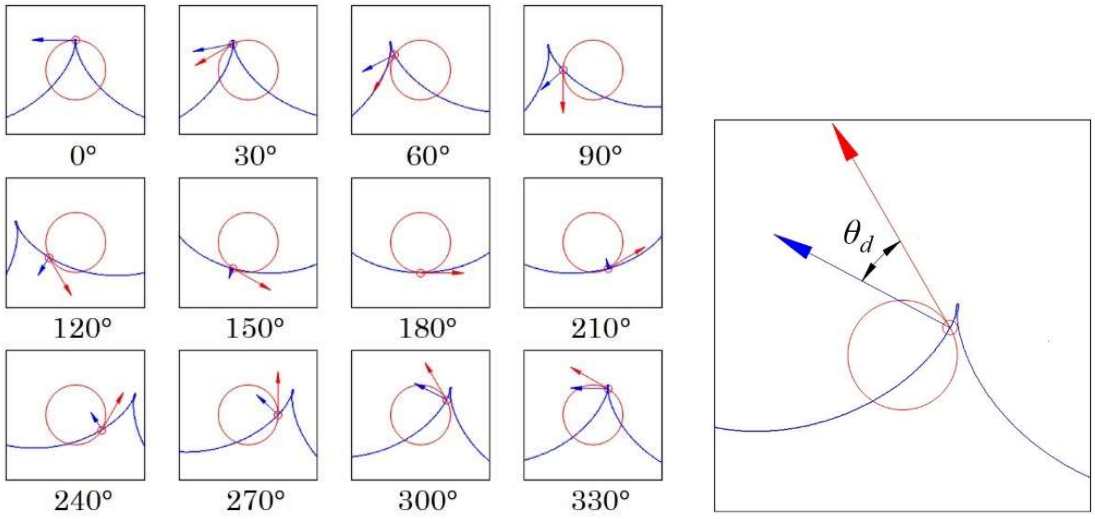
ハイポトロコイダル遊星歯車減速機の減速動作はサイクロイダル遊星歯車減速機と同様に，遊星歯車に設けられた伝動ピンと出力板に彫られた曲線溝との確動カム動作によって実現される．そこで本節ではこの動作について詳説する．

3.2.1　1 本の伝動ピンの動作

まずは 1 本の伝動ピンに注目して，遊星歯車が反時計方向に 1 回転する際に伝達ピンが出力板にどのように力を伝達するかを考える．なお，ここでは伝動ピンと曲線溝との位置関係を把握するために，これらはそれぞれ点と線に単純化して考えることにする．

図 3.4(a)は図 3.1(a)の 4 本の伝動ピンのうち紙面に対して最も上方に位置する伝動ピンの動きを滑りハイポトロコイド曲線との関係を含めて示したものである．このとき，遊星歯車の基準円を赤色で，滑りハイポトロコイド曲線を青色でそれぞれ表している．

図 3.4(b)は一例として遊星歯車を反時計方向へ 300° 回転させたときの状態を示したもので，赤色の矢印は伝動ピンが一定の力を出力すると仮定した場合の大きさと方向を示している．伝動ピンが溝壁面を押し出す力は，赤色矢印の伝動ピンの位置における滑りハイポトロコイド曲線の法線方向成分に相当し，これを青色の矢印で表している．2 本の矢印のなす角 θ_d は，遊星歯車の回転角度によって変化するので，伝動ピンが溝壁面を押し出す力は図 3.4(a)のように変化する．



(a) At various angles　　(b) $\theta = 300°$

Fig.3.4　Change in force with which pin pushes out groove wall



Fig.3.5　Change in force with which pin pushes out groove wall (grayscale)

特定の時点における伝動ピンの移動方向は，遊星歯車の自転軸を中心とする伝動ピンの回転の接線方向となるので，θ =0°およびθ =180°の場合のように，伝動ピンの移動方向が出力板の滑りハイポトロコイド曲線の接線と一致するような位置に伝動ピンが位置している場合，伝動ピンが移動しても伝動ピンから出力板の溝の壁面には力が加わらない．すなわち，伝動ピンは出力板への動力伝達に寄与しない．

しかしながら，伝動ピンの中心の軌跡は遊星歯車の自転軸を中心とした円を描き，滑りハイポトロコイド曲線を描かないので，遊星歯車の自転に応じて伝動ピンの移動方向と滑りハイポトロコイド曲線の接線の方向との間にはズレ角度が生じる．このような場合，伝動ピンはその移動を規制する溝の内壁面もしくは外壁面のいずれか一方に接触しているので，伝動ピンから壁面に力が加わるため，伝動ピンから出力板に動力が伝達される．遊星歯車の回転角θが0°< θ <180°では伝動ピンは出力板の内壁面に押し，180°< θ <360°では外壁面を押している．

図 3.5 は，図 3.4 を基に遊星歯車が 1 回転する間に 1 本の伝動ピンが溝壁面を押し出す効率を内壁面と外壁面に分けて濃淡で表現したグレーチャートで，色が濃いほど高効率の伝達状態を表現している．このとき，相対的に色が濃い範囲では伝動ピンの出力板中心からの距離（トルクの脚）が相対的に大きく，色が薄い範囲ではトルクの脚が小さくなっている．これは，2.8 で述べた曲線溝に求められている条件を満たしている．

以上のように 1 本の伝動ピンが出力板を回転させる力は遊星歯車の回転角（伝動ピンと溝の位置関係）によって連続的に変化する．

3.2.2　1 本の伝動ピンの間欠動作

前項では，伝動ピンと曲線溝はそれぞれ点と線に単純化して考察を展開していたが，実際の減速機の伝動ピンと曲線溝には一定の大きさがあるため，動力伝達に対するその影響を考察する．なお，ここでは溝と伝動ピンにはクリアランスはないものと仮定する．溝が鋭角的に折れ曲がる箇所では，伝動ピンが掃く領域に重なりが生じ，この重複部分においては溝の内壁と外壁が消失する．その範囲は試作したハイポサイクロイダル遊星歯車減速機（図 3.1(b)）では $0° \leqq \theta \leqq 91°$ および $269° \leqq \theta \leqq 360°$ である．この掃く領域では溝の内壁が消失して溝の幅が伝動ピンの直径よりも大きくなっている．また，この部分では前項の説明で外壁としていた部分が内壁に転化している．

また，図 3.6 はこれらの範囲とハイポトロコイド曲線との対応を示したものである．図 3.7 は図 3.6 を基に遊星歯車が 1 回転する間に 1 本の伝動ピンが溝壁面を押し出す効率を濃淡として表現したグレーチャートである．ここでは，溝壁面が消失している範囲は内壁面と外壁面を区別せずに表している．伝動ピンが出力板を回転させる力は，$0° \leqq \theta \leqq 91°$ では押し出すべき内壁面が欠落しているため押し出すことができない．つまり動力が間欠する．一方で $91° \leqq \theta \leqq 180°$ および $180° \leqq \theta \leqq 360°$ では伝動ピンが押し出すべき内壁面と外壁面がそれぞれ存在しているため動力が伝達できる．すなわち，1 本の伝動ピンが出力板の回転に寄与するのは遊星歯車の 1 回転のうち約 3/4 の区間である．次項ではこの間欠動作を考慮した上で複数の伝動ピンによる動力伝達を考える．

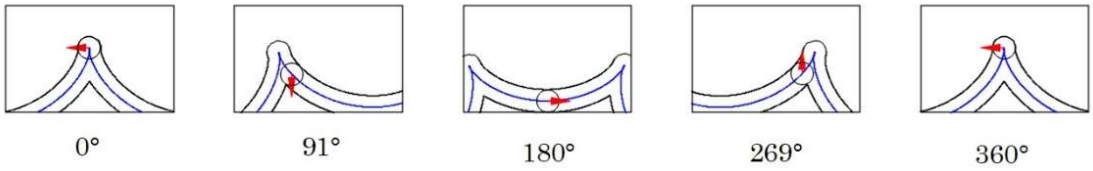


Fig.3.6　Positional relationship between the groove and the transmission pin when the pin operates intermittently.

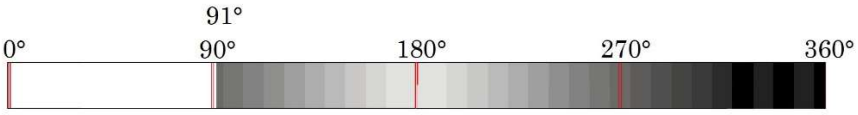
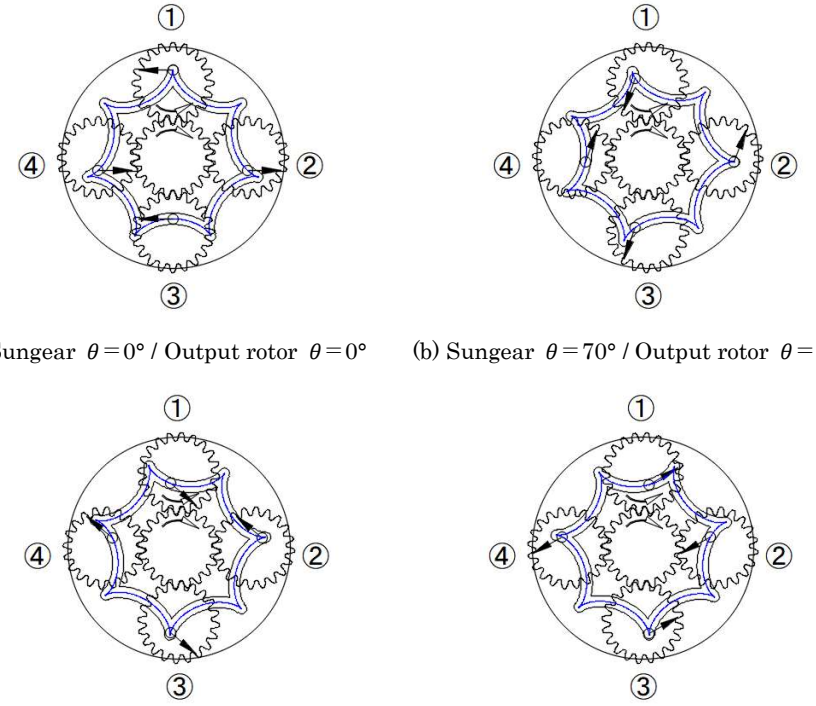


Fig.3.7　Change in force with which pin pushes out groove wall considering intermittent operation.

3.2.3　複数の伝動ピンの協調動作

次に 4 本の伝動ピンが溝の壁面を押し出す状況を検討する．4 本の伝動ピンは出力板に対してそれぞれ別個に作用するが，滑りハイポトロコイド曲線溝に対する位相が互いに異なるように設計することにより，どのような回転位置においても，複数の伝動ピンが出力板を回転させる力の総和がなるべく均等になるようにしている．説明のため，図 3.1(a)において 4 本の伝動ピンには①～④のピン番号を付しておく．図 3.8(a)～(d)はこの順に入力軸に動力を入力して太陽歯車を白抜きの矢印に示すように時計方向に回転させた際の時間的な変化を示している．



(a) Sungear $\theta = 0°$ / Output rotor $\theta = 0°$　(b) Sungear $\theta = 70°$ / Output rotor $\theta = -10°$

(c) Sungear $\theta = 140°$ / Output rotor $\theta = -20°$　(d) Sungear $\theta = 210°$ / Output rotor $\theta = -30°$

Fig.3.8　Various phases of rotation

図 3.8(a)は，太陽歯車をまだ回転させていない初期状態を示している．なお，太陽歯車および出力板の回転角は，この初期状態における回転角を $\theta = 0°$とする．初期状態では 4 本の伝動ピンはすべて自転軸の鉛直上方に位置しているため，黒矢印で示す伝動ピンの移動方向は水平左方向となっている．4 本の伝動ピン①～④は図 3.6 における $\theta = 0°$，270°，180°，90°の状態にそれぞれ相当する．これらのうち，①と②はそれらの移動方向は曲線の接線から外壁面側にズレているため，接触する外壁面を押し出すことができる．

その一方で，③はその移動方向が曲線の接線方向と一致し，移動方向に溝壁面が存在しないため，出力板への動力伝達に寄与しない．また，④はその移動方向において接触すべき内壁面が存在しないため，出力板への動力伝達に寄与しない．このようにして，初期状態においては，①と②からは外壁面へ力が加わることにより，出力板への動力の伝達が行

われる．

図 3.8(b)は，初期状態から太陽歯車を時計方向に 70°だけ回転させた状態を示す．このとき，伝動ピンは遊星歯車の自転軸を中心として反時計方向に 70°回転している．4 本の伝動ピン①～④は θ＝70°，340°，250°，160°の状態にそれぞれ相当する．この状態では，①と②はその移動方向において接触すべき内壁面がともに存在しないため，出力板への動力伝達に寄与しない．

一方，③の移動方向は曲線の接線から外壁面側に，④の移動方向は内壁面側にズレている．そのため，③と④からその移動方向において接触する外壁面と内壁面には力が加わる．したがって，この状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．このとき，出力板は初期状態に対して反時計方向に 10°回転している．

図 3.8(c)は，太陽歯車の回転角が 140°，出力板が反時計方向に 20°回転した状態を示す．伝動ピンは反時計方向に 140°回転している．4 本の伝動ピン①～④は θ＝140°，50°，320°，230°の状態にそれぞれ相当する．この状態では，②はその移動方向において接触すべき内壁面が存在しないため，出力板への動力伝達に寄与しないが，①はその移動方向において接触する内壁面を，③と④は外壁面をそれぞれ押し出すことができる．そのため，この回転状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．

図 3.8(d)は，太陽歯車の回転角が 210°，出力板が反時計方向に 30°回転した状態を示す．4 本の伝動ピン①～④は θ＝210°，120°，30°，300°の状態にそれぞれ相当する．この状態では，①，③，④はその移動方向において接触する外壁面を，②は内壁面をそれぞれ押し出すことができる．そのため，この状態においても伝動ピンから出力板への動力の伝達が行われる．

以上のように，出力板の回転状態の如何にかかわらず，出力板の内壁面および外壁面には，4 本の伝動ピンのうちいずれか少なくとも 2 本から力が加わり，伝動ピンから出力板へ動力が伝達され減速回転が行われる．

3.2.4　4 本の伝動ピンの溝曲線との接触状態

前項では太陽歯車が 1 回転する間における 4 本の伝動ピンが曲線溝の壁面に対してどのように力が作用しているかを検証したが，ここでは，4 本の伝動ピンから壁面に対する動力伝達の有無のみを検証してみる．図 3.9 は動力伝達がある範囲をハッチングで表現している．

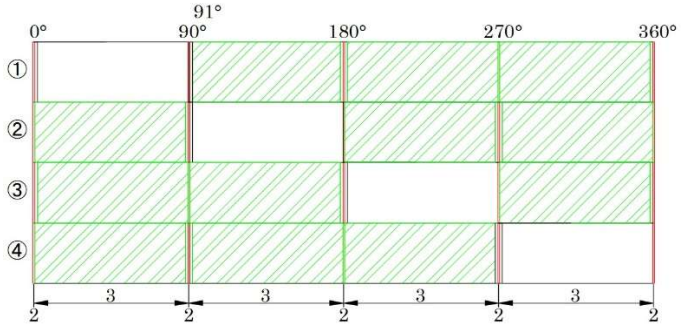


Fig.3.9　Presence of power transmission to the wall of the groove of 4 transmission pins during one rotation of the sun gear.

①～④は図 3.8 に付した伝動ピンの番号であり，図の下段には動力伝達に寄与する伝動ピンの本数を示したが，3.2.1 で述べたように，それぞれの伝動ピンが $\theta = 180°$ に相当する位置にあるときには動力伝達が瞬間的に 0 となる．最下段の 3 はこのときの本数を表している．

動力伝達に寄与する伝動ピンの本数は，太陽歯車の回転角 90°を 1 周期として 2 本から 3 本まで 2 回変化するが，この本数が変化するタイミングでは伝達される動力に変動が発生することが懸念される．

3.2.5　ハイポとエピの溝曲線との接触状態の比較

ハイポトロコイダル遊星歯車減速機との比較のために第 2 章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機における伝動ピンと曲線溝との関係性について説明する．

サイクロイダル遊星歯車減速機の伝動ピンから壁面に力が加わる区間は，遊星歯車の回転角 θ が $0° < \theta < 180°$ では伝動ピンは出力板の内壁面を押し，$180° < \theta < 360°$ では外壁面を押すことになる．

しかし，実際の伝動ピンと曲線溝には一定の大きさがあるため，曲線が交差する部分においては溝の内壁と外壁が消失する．その範囲は 2.4.2 で説明したように $98° \leqq \theta \leqq 133°$ および $227° \leqq \theta \leqq 262°$ であるが，$133° \leqq \theta \leqq 180°$ では，曲線が交差する部分に加えて，伝動ピンの移動方向が内壁面から離れる方向に向いているため動力の伝達に寄与しない．すなわち，図 3.9 に示したように 1 本の伝動ピンが出力板の回転に寄与できないのは遊星歯車の 1 回転のうち 1/3 である．

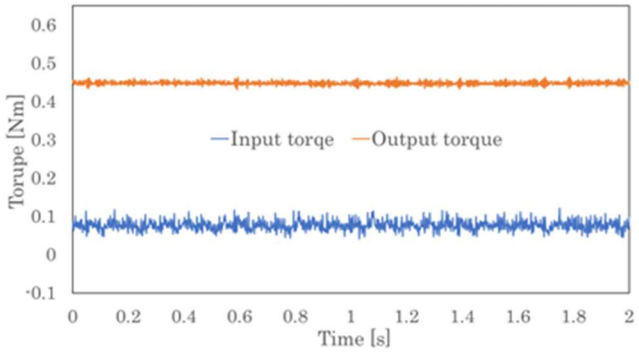
一方 3.2.2 で述べたように，滑りハイポトロコイド曲線溝の場合には，その間欠区間は 1/4 であるため，滑りエピトロコイド曲線に比べて，滑りハイポトロコイド曲線を曲線溝に採用した方が，優れたトルク伝達が期待できる．

3.3　ハイポトロコイダル遊星歯車減速機のトルク伝達特性

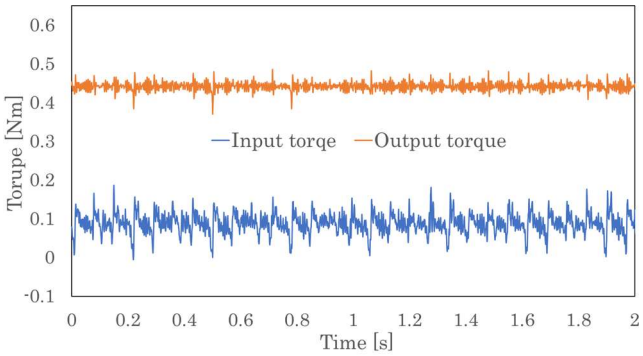
本節では，トルク伝達特性の調査には 2.7 で述べたトルク測定装置を用いて，図 3.1(b) のハイポトロコイダル遊星歯車減速機の試作機と図 2.19 で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機の試作機の性能比較を行った．双方ともに駆動軸と歯車，加えて伝動ピンと曲線溝に二硫化モリブデングリースを塗布し，入力軸を 1 時間ほど空転させ，慣らし運転を行っている．

3.3.1　トルク変動

モータに一定の回転数を与えた状態でブレーキトルク 0～0.5Nm を 0.02Nm きざみで変化させて，その都度入出力トルクを計測した．図 3.10 はモータの回転数を 210rpm，ブレーキトルクを 0.46Nm にしたときの入力側と出力側の 2 台のトルクメータの出力の時間的変化を示す．



(a) Hypo-trochoidal planetary reducer



(b) Epi-cycloidal planetary reducer

Fig.3.10　Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 210 rpm and at brake torque of 0.46Nm.

図 3.10(a)がハイポトロコイダル遊星歯車減速機，(b)がサイクロイダル遊星歯車減速機の結果である．図中上側が出力トルクを，下側が入力トルクをそれぞれ示す．いずれの減速機に対しても出力側 1 回転分のデータを表示している．データのサンプリング周期は 0.02ms である．

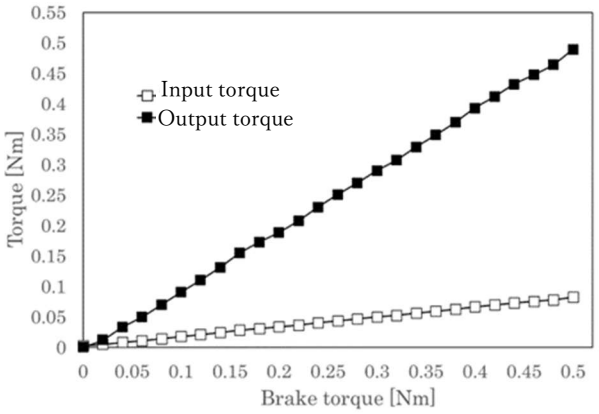
両者を比較すると，サイクロイダル遊星歯車減速機の出力のトルク変動は軽微であるが，入力では周期的なトルク変動が認められる．この変動は振幅が相対的に大きい箇所とそれに続く振幅が相対的に小さい箇所を合わせて 1 周期と考えれば，出力側が 1 回転する間に 28 周期分確認できる．減速比は 7 倍であるので，このようなトルク変動は入力側の 1/4 回転を 1 周期として発生していることになる．

その一方で，ハイポトロコイダル遊星歯車減速機の入力・出力のトルク変動はともにサイクロイダル遊星歯車減速機に比べて軽微であった．それぞれの入力トルク値の平均値と標準偏差を基に変動係数を求めたところ，サイクロイダル遊星歯車減速機で約 0.30，ハイポトロコイダル遊星歯車減速機では約 0.15 と変動は 1/2 程度に抑制されていることが確認できた．

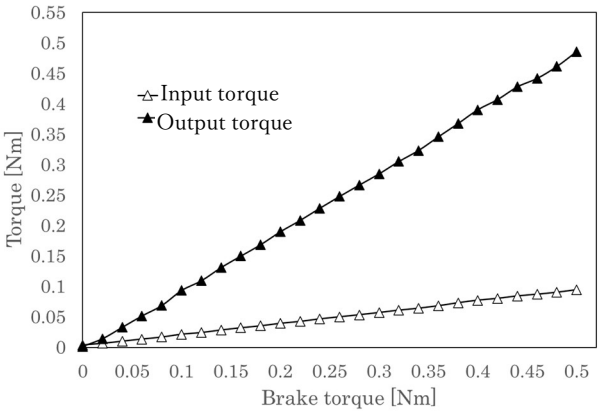
なお，図 3.10 において出力側トルクの出力側 1 回転分の平均値はいずれの減速機も 0.46Nm であり，双方の減速機はブレーキトルクに拮抗し得るトルクを出力できていることがわかる．

3.3.2　伝達効率

図 3.11 は前項の 2 種類の減速機に対して，モータ回転数が 210rpm のときの，種々のブレーキトルクに対する入出力トルクを示したものである．トルク計測は 2s 間（出力側約 1 回転分）行い，その平均値を用いた．このときの無負荷損失トルクは双方共に約 0.004Nm であった．



(a) Hypo-trochoidal planetary reducer



(b) Epi-cycloidal planetary reducer

Fig.3.11　Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 210 rpm.

図 3.12 は図 3.11 を基に，出力トルクに対するトルク伝達効率を示したものである．

トルク伝達効率は，減速機に対する負荷を表す出力トルクが増加するにつれて上昇し，次第に一定値に近づくことが確認できた．サイクロイダル遊星歯車減速機では出力トルクが 0.5 Nm での伝達効率は 73%であり，通常のハイポサイクロイド減速機と同程度の効率は確保できている．一方で，ハイポトロコイダル遊星歯車減速機での伝達効率は 84%であり，サイクロイダル遊星歯車減速機に比べて約 11%向上する結果となった．これは，Trident Engineering 社製の減速比 5.2 倍の遊星歯車減速機と同程度の効率であり，一般的な減速機と比べても十分に満足できる結果となった．

以上のことから，滑りハイポトロコイド曲線溝は滑りエピトロコイド曲線溝に比べてトルク伝達効率の向上と，トルク変動の抑制に貢献できることが確認できた．

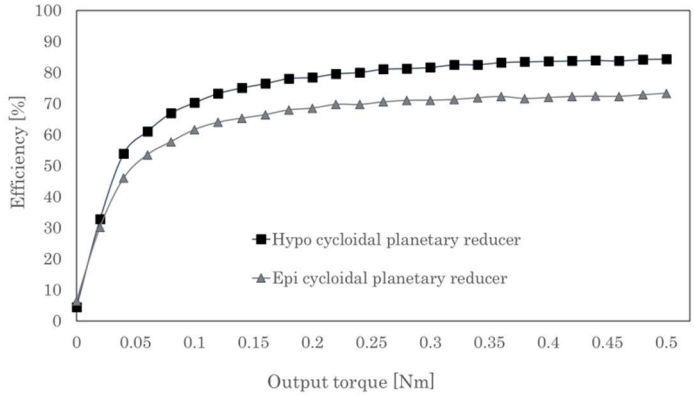


Fig.3.12　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in the output torque at motor speed of 210 rpm.

3.4 結　言

本章では，第 2 章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機の長所を生かしつつ，さらなるトルク伝達特性の向上をねらいとして，遊星歯車に設けた伝動ピンが出力板に彫られた滑りハイポトロコイド曲線溝の壁面を押し出すことで減速動作を実現するハイポトロコイダル遊星歯車減速機を提案した．

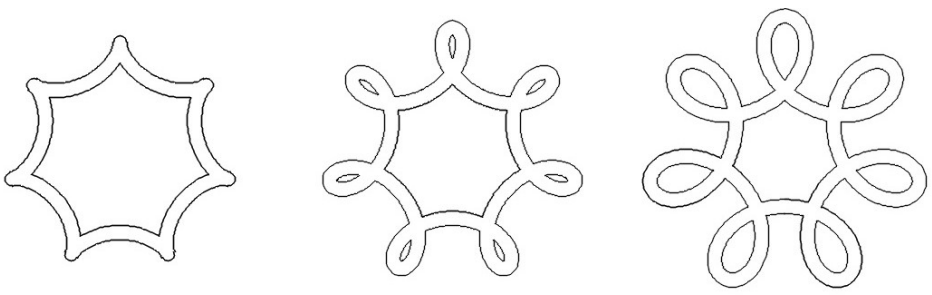
減速機を試作して減速動作を確認したところ，サイクロイダル遊星歯車減速機の長所である減速機本体の小形化や低無負荷損失トルクを生かしつつ，サイクロイダル遊星歯車減速機が抱えていたトルク変動の大きな乱れとトルク伝達効率の低さを改善することができ，既製品の遊星歯車減速機と同程度のトルク伝達特性を確保できた．

ところで，トルク伝達特性に影響を与える因子としては，エピ・ハイポ溝形状以外にも以下の設計パラメータが考えられる．

①滑り倍率　n
②遊星歯車の枚数　p
③伝動ピンの遊星歯車中心からの距離　a
④太陽歯車，遊星歯車の歯数　z_s z_p

これらのうち，減速比を決定するのはパラメータ①とパラメータ④のみであるが，トルク伝達特性はすべてのパラメータが関与すると考えられる．

曲線溝の形状を規定するパラメータ①とパラメータ③はトルク伝達特性に対して特に支配的要因になると考えられる．図 3.13 に示すように，滑り倍率 n が同じ場合，伝動ピンの遊星歯車中心からの距離 a の値が大きくなるほど，トルクの脚の長さが増加するため，トルク伝達効率の向上が期待できる．一方で，曲線溝は交差する形状になるため，伝動ピンが溝の交差点を通過するタイミングではトルクに大きな変動が生じる虞がある．



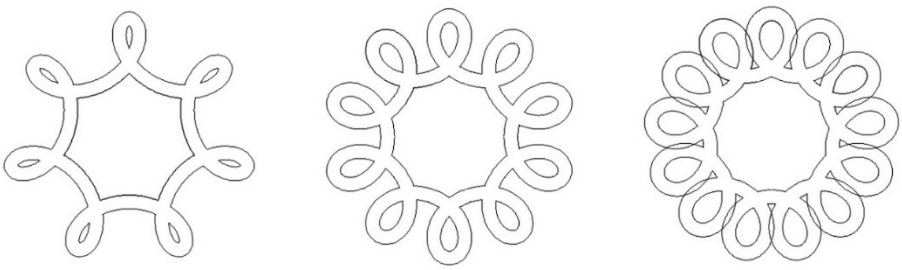
(a) $a = 0.35$　$n = 7$　　(b) $a = 0.65$　$n = 7$　　(c) $a = 0.90$　$n = 7$

Fig.3.13　Skid-hypotrochoid of various value of a

また，図 3.14 に示すように，a の値が同じ場合，n を大きくすると隣接するループが干渉して，溝としての機能を果たさなくなる場合がある．したがって，出力板に刻む溝曲線の設計にあたっては，求められる減速比 n の下でループの干渉を防ぎつつ，なるべく大きな a の値を設定することが望ましい．

また，位相分散（トルク変動抑制）の観点からは遊星歯車の枚数 p は多い方が好ましいが，その一方で遊星歯車の回転摩擦も増えてしまうことになり，入力部である太陽歯車は遊星歯車を回転駆動させる際のエネルギが大きくなることで負荷が増大してしまう．つまり，遊星歯車を増やすことは，トルク変動を抑制する効果は期待できる一方で，トルク伝達効率を下げる虞がある．

そこで今後は，上述の設計パラメータを変更した場合のトルク伝達特性を調査して，トルク変動やトルク伝達効率に影響を及ぼす要因を明らかにすることで，より高性能なハイポトロコイダル遊星歯車減速機の設計手法を確立させたい．



(a) $a = 0.65$　$n = 7$　　(b) $a = 0.65$　$n = 10$　　(c) $a = 0.65$　$n = 13$

Fig.3.14　Skid-hypotrochoid of various value of n

3.5 設計パラメータ

x	：伝動ピンの本数	1
n	：滑り倍数	7
z	：減速比	7
p	：遊星歯車の枚数	4 枚
m	：歯車のモジュール	1[mm]
a	：伝動ピンの距離	3.5[mm]
h_s	：太陽歯車の厚さ	2[mm]
h_p	：遊星歯車の厚さ	2[mm]
h_t	：伝動ピンの高さ	3[mm]
h_c	：ステータの厚さ	5[mm]
h_o	：出力板の厚さ	5[mm]
z_s	：太陽歯車の歯数	20
z_p	：遊星歯車の歯数	20
d_s	：太陽歯車の基準円直径	20[mm]
d_p	：遊星歯車の基準円直径	20[mm]
d_t	：伝動ピンの直径	2.48[mm]
d_c	：ステータの直径	75[mm]
d_o	：出力板の直径	60[mm]

第 4 章　エリアシング式減速機

第 2 章と第 3 章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機・ハイポトロコイダル遊星歯車減速機は，遊星歯車減速機に比べて単段での減速比をより高く設定でき，偏心揺動歯車減速機のような振動の発生も無く，減速機の薄型化も波動歯車減速機のように複雑な機構を持たせることなく，減速機を構成する各層の薄型化により容易に実現できるといった優位性を備えている．さらに，減速比は出力板に彫るトロコイド系曲線溝の周期数によって指定できるため，多様な減速比に対して減速機本体を同一形状に保つことができる．

しかしながら，前記 2 種類の減速機は減速動作に確動カム動作を採用することで，伝動ピンと曲線溝との間にクリアランスを設ける必要がある．これは，伝動ピンが曲線溝の内壁面および外壁面の両方に同時に接触することを避けるためである．そのため，ある程度のバックラッシが不可避である．また，単段で設定できる減速比は，隣接する曲線溝同士の干渉を考慮すると 20 倍が限界である．さらなる高減速比が必要な場合には，薄型を損なう多段化が迫られる．

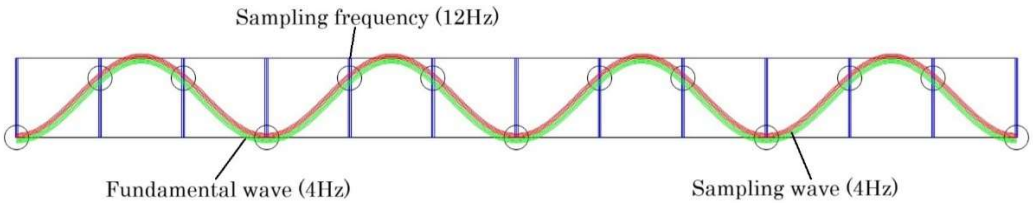
そこで，前記 2 種類の減速機の特長を維持しつつ，上記の問題を解決できるエリアシング式減速機を提案する．

4.1 着　想

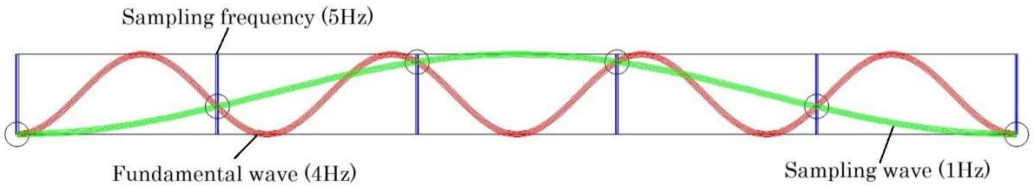
エリアシング式減速機の減速原理には標本化定理（サンプリング定理）からヒントを得ている．

図 4.1(a)は 4Hz の正弦波をサンプリング周波数 12Hz で標本化する場合を示す．基波形である 4Hz の正弦波を赤色で，サンプリングを等間隔な青色の縦線でそれぞれ示している．このとき，サンプリング時の基波形の値が標本値として得られる．これらの標本値を結ぶことで，緑色で示したような基波形と同じ周波数をもつ標本化波形が再現できる．このように，基波形を標本化する場合，基波形の 2 倍を超えた周波数でサンプリングを行うことで基波形を正しく標本化することができる．このことを標本化定理と呼ぶ[27].

標本化定理を満たさないサンプリング周波数で，すなわち，基波形の周波数の倍以下のサンプリング周波数で標本化する場合，基波形とは異なる周波数の標本化波形が再現される．これがエリアシング波形である．図 4.1(b)は 4 Hz の基波形をサンプリング周波数 5Hz で標本化する場合を示す．基波形は等間隔に 6 回標本化されるが，これらの標本値を結ぶと緑色で表すような 1Hz の正弦波が再現される．この波形がエリアシング波形であり，このときのサンプリング間隔は基波形では $8\pi/5$ rad，エリアシング波形では $2\pi/5$ rad の位相差となる．エリアシング式減速機はその名を冠しているとおり，上述のような基波形とエリアシング波形との関係を減速原理として利用している．



(a) Adequate sampling



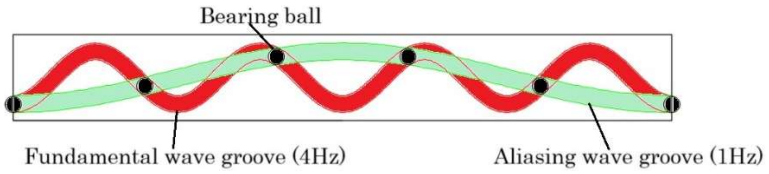
(b) Inadequate sampling

Fig.4.1　Explanation of the sampling theorem

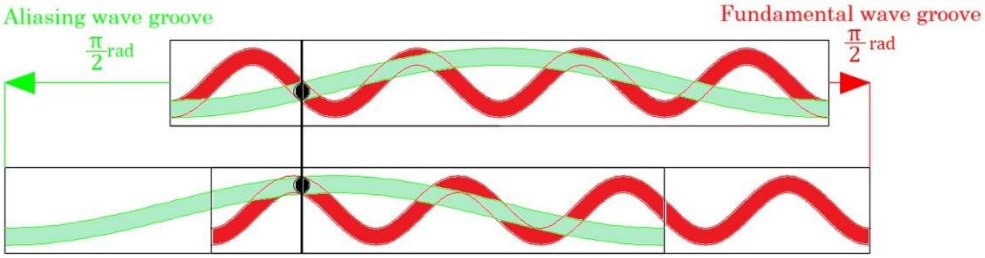
図 4.2(a)に示すように，4Hz の基波形と 1Hz のエリアシング波形を溝として 2 枚の板にそれぞれ彫り，溝が彫られている面を対向させる．そして 2 種類の曲線が重なる位置にベアリングボールを配置する．そして，これらに板カムのような運動関係を持たせることを考えた．このとき，2 枚の板は紙面水平方向に，ベアリングボールは紙面垂直方向にのみ移動を許すこととする．以降，2 枚の板をそれぞれ，基波形板，エリアシング波形板と称呼する．

図 4.2(b)は 6 個のベアリングボールのうち 1 個に注目して，エリアシング波形板を π/2 rad だけ左方向に移動させたときの様子を示す．ベアリングボールはエリアシング波形板の移動によって上方向に押し出されるが，基波形板は上下方向の移動が拘束されているので，右方向に π/2 rad だけ移動することになる．このとき，基波形板の移動量は，エリアシング波形板の移動量の 1/4 となるため，4 倍の減速比が得られる．

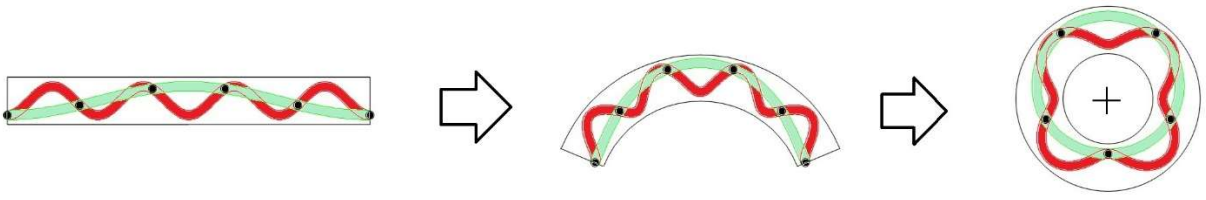
これらの運動関係を維持したままで，図 4.2(c)に示すようにそれぞれの板を円環状に変形させることで，減速比 4 倍の減速機が実現できる．



(a) 2 types of grooved plate and bearing balls



(b) Movement of the plates when lateral movement of the bearing balls is restrained



(c) Circularization of speed reduction motion

Fig.4.2　Speed reduction motion with grooved plates and bearing balls inspired by sampling theorem.

4.2　エリアシング式減速機

前節の着想に基づいたエリアシング式減速機を構成する要素を図 4.3 に示す分解図を用いて説明する．

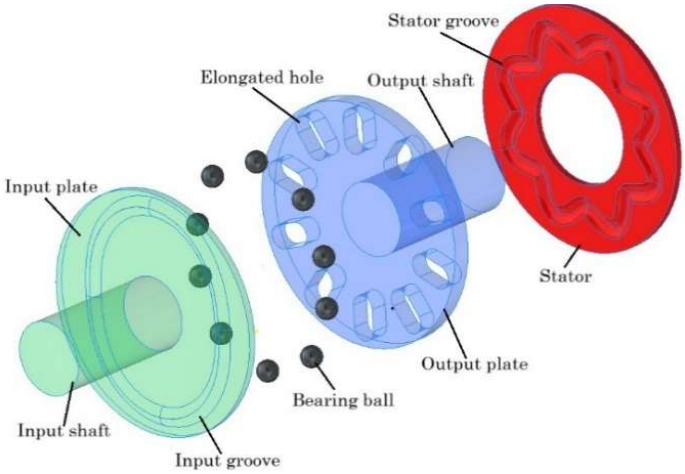


Fig.4.3　Aliasing type reducer

4.2.1　全体の構成

エリアシング式減速機は入力板，出力板，ステータの 3 枚の円板状部品および複数のベアリングボールのわずか 4 種類の基本要素で構成されている．これは，単段の遊星歯車減速機の要素数と同一である．入力板には動力を入力するための入力軸が，出力板には減速された動力を取り出す出力軸がそれぞれの中心に接続されており，これらは同軸上に存在する．

この減速機は，出力板に施されているすべての孔にベアリングボールを挿入した状態で，入力板とステータのそれぞれの溝が彫られている面で挟み込むことで形成される．図 4.4 にはエリアシング式減速機を組み上げたときの平面図を示している．

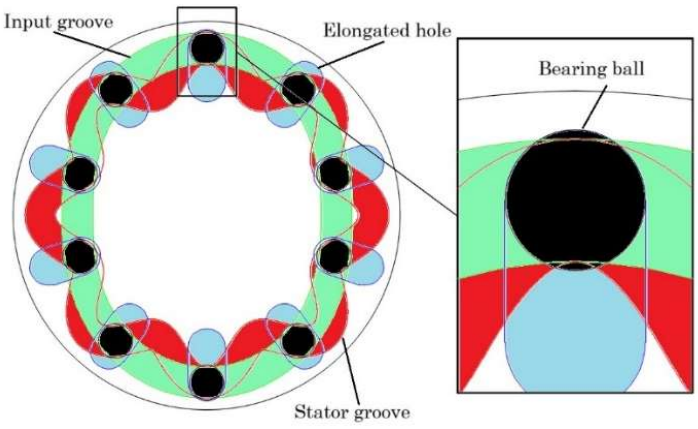


Fig.4.4　Front view

孔の中のベアリングボールは入力板とステータのそれぞれの溝が重なる位置に収まる．入力板を回転させると，ベアリングボールは 2 種類の溝に沿うことによって，孔の中で径方向にそれぞれの溝の周期数に応じた往復運動を行いながら，出力板を入力板と同方向に減速回転させる．

4.2.2　入力板とステータ

入力板とステータには同じ振幅をもつ正弦波形状の溝がそれぞれ異なる周期数で形成されており，図では入力板を 2 周期分（エリアシング波形），ステータを 8 周期分（基波形）としている．そして，図 4.5 に示すように，この溝の断面はベアリングボールの一部を収めるために，その外径に合わせた円弧形状になっている．

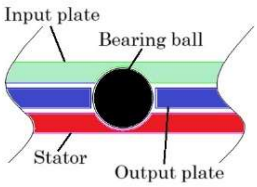


Fig.4.5　Cross-sectional view

4.2.3　回転方向と減速比

ところで，前節で述べたように，1 周期分の曲線溝をもつエリアシング波形板を $\pi/2$ rad だけ左方向に移動させると，4 周期分の曲線溝をもつ基波形板の移動量は，エリアシング波形板の移動量の 1/4，つまり 4 倍の減速比が得られるが，これは，エリアシング式減速機で云うところの入力板とステータがお互いに逆方向に回転する状態であり，実際は，ステータを固定するため，図 4.6 に示すように，ベアリングボールはエリアシング波形板（入力板）と同方向に基波形の $\pi/2$ rad 分だけ移動することになる．したがって，実際の減速比は上述の減速比にベアリングボールの移動量である基波形の $\pi/2$ rad 分加算することになる．

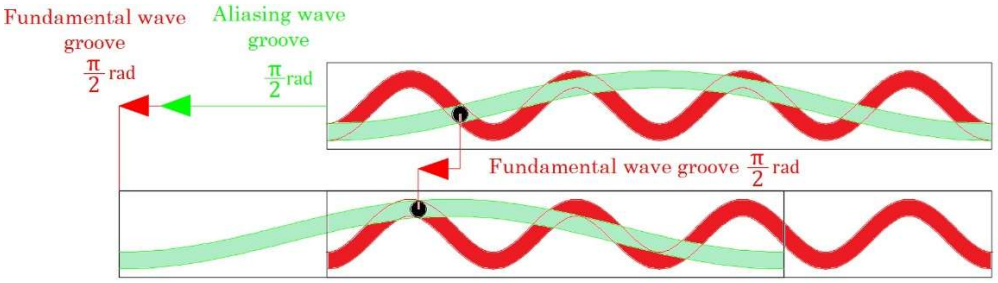


Fig.4.6　Principle of reducer when fundamental wave plate as stator

すなわち，エリアシング式減速機の減速比 z は，入力部の周期数 i ，ステータの周期数 s，ベアリングボールの移動量を出力としたとき式(4.1)で表される．

$$z = \frac{s}{i} + 1 \tag{4.1}$$

4.2.4 出力板

出力板にはベアリングボールを挿入することが可能な長円形状の孔が円周方向に等間隔で形成されている．この孔は出力板の円周方向に対してはベアリングボールの動きを拘束し，径方向にのみ移動を許している．孔の数は入力板とステータのそれぞれの溝の周期数によって決まる．図では両者の和である 10 (=2+8)となる．したがって，この場合の孔の角度間隔は $\pi/5$ rad となる．長円形状の孔の幅はベアリングボールの直径と等しく，孔の中でのベアリングボールのストローク量は正弦波の振幅と等しくなっている．また，ベアリングボールは孔と同数（10）である．

4.2.5 減速機の特長

本減速機は各要素を積み重ねて構成される 3 層構造となるため，入れ子構造を回避でき，本体の小径化が容易である．加えて，各要素はいずれもその厚みを薄く設定することが容易なため，減速機本体の厚みを十分に薄くすることが可能である．また，図 4.4 に示すように個々の回転部品はその回転中心に対する形状の対称性が高いため，これらを組上げた場合にも，回転動力を減速して伝達する際に振動が発生しにくい構造となっている．

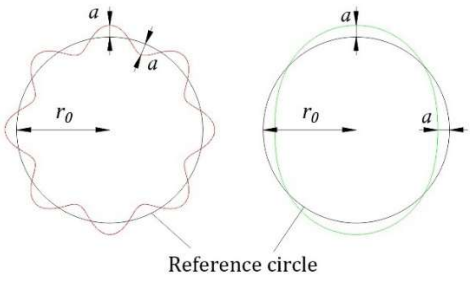
さらに，減速比は入力板とステータに刻まれているそれぞれの曲線溝の周期数を変更することによって容易に変更できるため，同一の筐体形状で種々の減速比を設定できる．

4.3　エリアシング式減速機の減速動作

エリアシング式減速機は入力板とステータにそれぞれ彫られている曲線溝とベアリングボールとの相互作用によって減速動作を行う．本節では，その減速原理の核となる曲線溝について詳説する．

4.3.1　入力板とステータの曲線

図 4.7 は半径 r_0 の基準円に沿って描かれた周期数の異なる 2 種類の正弦波を示している．これらの正弦波の振幅 a は等しく，それぞれの正弦波は図 4.7(a)で 8 周期，(b)では 2 周期としている．これらは 4.2.3 で述べた基波形の周期数 s とエリアシング波形の周期数 i にそれぞれ対応している．これらは鉛直上方軸から反時計方向に定義した角度 θ を基準円の位相角として式(4.2)の極座標表示で示すことができる．



(a) Fundamental wave　　(b) Aliasing wave

Fig.4.7　2 types of sinusoidal waves

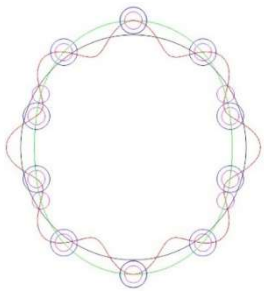
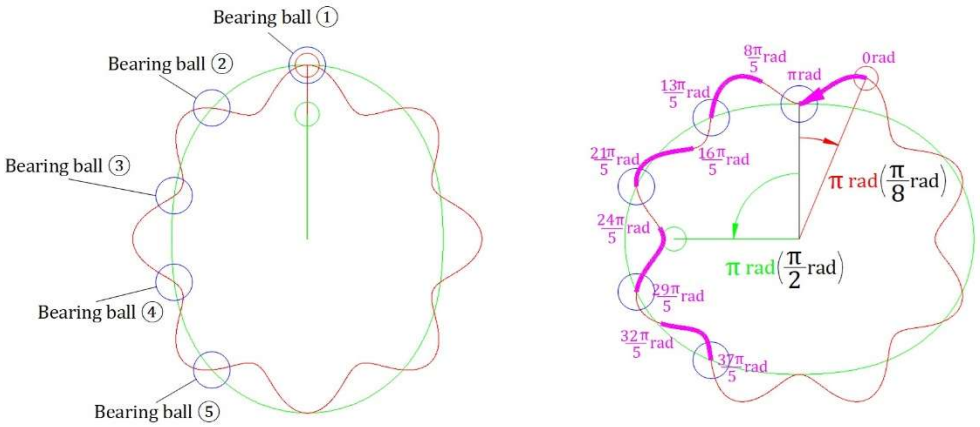


Fig.4.8　Overlapping 2 types of waves

$$\begin{cases} r_f(\theta) = r_0 + a\cos s\,\theta \\ r_a(\theta) = r_0 + a\cos i\,\theta \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{4.2}$$

図 4.8 はこれらを重ね描きしたものである．このとき 2 種類の曲線は紫色で示すような 14 か所の交点をもつが，そのうち青色で示しているような等間隔な 10 カ所は基波形で 8π/5 rad，エリアシング波形で 2π/5 rad の位相差となる．

図 4.9 はエリアシング波形の 1 周期分の交点，つまり全 10 カ所の交点のうち 5 カ所に着目して，これらの周方向の移動を拘束し，エリアシング波形をその π rad の位相分だけ反時計方向に回転(エリアシング波形は 2 周期分示しているので図形としての回転角は $\pi/2$ rad)させたときの，交点の径方向の動きと，それに伴う基波形の回転を説明するものである．



(a) Initial state　　(b) After π rad rotation

Fig.4.9　Movement of the intersections of the two types of waveforms when the aliasing wave is rotated counterclockwise by π rad while restricting the circumferential movement of the intersections.

このとき，5 つの交点を識別するためにこれらを反時計回り順に交点①～⑤とする．図 4.9(a)はエリアシング波形を回転させる前の初期状態を示しており，交点①～⑤の位相はエリアシング波形に対しては，それぞれ 0，$2\pi/5$，$4\pi/5$，$6\pi/5$，$8\pi/5$ rad であり，基波形に対しては，それぞれ 0，$8\pi/5$，$16\pi/5$，$24\pi/5$，$32\pi/5$ rad となる．図 4.9(b)はエリアシング波形をπ rad だけ反時計方向に回転させた状態を示しており，基波形上の太線は，このときの交点の基波形上での移動軌跡を表している．

エリアシング波形を π rad だけ反時計方向に回転させると，交点②は基波形の $8\pi/5$ rad の位置からいったんは外方向へ押し上げられ，回転中心から最も離れた領域に向かって移動し，その後，内方向へ押し下げられ，回転中心から最も近い領域に向かって $13\pi/5$ rad の位置まで移動する．交点③は基波形の $16\pi/5$ rad の位置から外方向へ押し上げられ，回転中心から最も離れた領域に向かって移動した後，$21\pi/5$ rad の位置まで押し下げられる．交点④は $24\pi/5$ rad の位置からいったんは内方向へ押し下げられ，回転中心に最も近い位置を越えた後，回転中心から最も離れた領域に向かって外方向へ押し上げられる．このとき交点は $29\pi/5$ rad の位置まで移動する．交点⑤は，$32\pi/5$ rad の位置から内方向へ移動し，回転中心に最も近い位置を越えた後，外方向へ押し上げられ，$37\pi/5$ rad の位置まで移動する．交点①は，エリアシング波形と基波形のいずれに対しても回転中心から最も離れて位置している．この位置は上死点となるため，エリアシング波形の回転に対して，ベアリングボール

の移動方向は定まらないが，交点②～⑤の動きに連動して左下方向に押し下げられ，基波形1周期の間の回転中心から最も離れた位置である 0 rad から最も近い位置である π rad の位置まで移動する．

これらにより，基波形はその π rad の位相分だけ時計方向に回転する．このとき基波形の図形としての回転角度は，$\pi/8$ rad でありエリアシング波形の回転角度の 1/4 となるため，4 倍の減速比が得られることになる．このように，ベアリングボールの往復運動を介して，エリアシング波形の移動に対して基波形を逆方向に減速させながら回転させることが減速の原理である．

4.3.2 曲線溝の一般化

前節の議論は減速原理の直感的な理解のために $s=8$，$i=2$ とした具体例であるが，以下にこれを一般化したものを示しておく．出力板を固定した状態で周期数 i のエリアシング波形をもつ入力板を角速度 ω_a で回転させたとき，周期数 s の基波形をもつステータが角速度 ω_f で回転すると想定する．時刻 t において角度 θ における基波形の中心からの距離 $r_f(\theta,t)$ およびエリアシング波形の中心からの距離 $r_a(\theta,t)$ は式(4.3)のように表すことができる．

$$\begin{cases} r_f(\theta,t) = r_0 + a\cos s(\theta-\omega_f t) \\ r_a(\theta,t) = r_0 + a\cos i(\theta-\omega_a t) \end{cases} \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \tag{4.3}$$

円周方向に等間隔な $(s+i)$ 個の角度方向は式(4.4)で表すことができる．

$$\theta_k = \frac{2\pi}{s+i}k \quad (k=0,1,2,\cdots s+i-1) \tag{4.4}$$

この $(s+i)$ 個の角度方向において，ベアリングボールによって拘束されて $r_f(\theta_k,t)$ と $r_a(\theta_k,t)$ が等しくなるときの条件は，式(4.5)のようになる．

$$\cos s\left(\frac{2\pi}{s+i}k-\omega_f t\right) = \cos i\left(\frac{2\pi}{s+i}k-\omega_a t\right) \tag{4.5}$$

この式(4.5)における左辺を変形すると式(4.6)となる．

$$\cos s\left(\frac{2\pi}{s+i}k-\omega_f t\right) = \cos\left(\frac{2\pi}{s+i}ik+s\omega_f t\right) \tag{4.6}$$

任意の時刻tにおいて式(4.6)の右辺と式(4.5)の右辺が等しくなるための条件は式(4.7)となる．

$$\omega_f = -\frac{i}{s}\omega_a \tag{4.7}$$

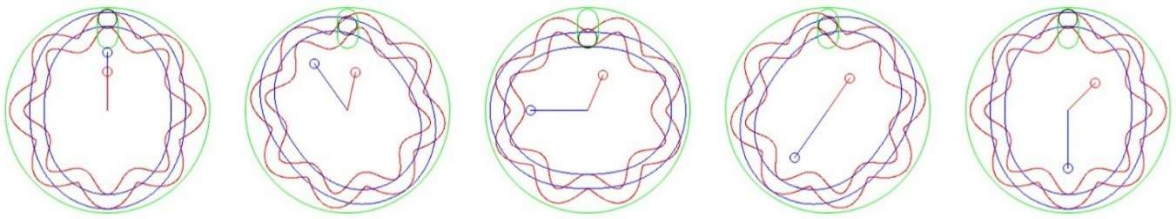
すなわち，異なる任意の周期数sとiの 2 つの正弦波は，それらの周期数の和である$(s+i)$個の等間隔の交点を持ち，これらの波形を相互移動させる力点として利用できること，およびこのときの減速比が $-i/s$ となることがわかる．

なお，出力板に施されている孔の数は，エリアシング波形の周期数と基波形の周期数の和としているが，これらの差でも設定することが可能であり，同様の減速原理が成り立つ．この場合は上述の数式(4.5),(4.6)において$(s+i)$を$(s-i)$に変更することで容易に導出可能であり，このときの減速比はi/sとなる．

4.3.3　幅をもつ曲線溝での動作

次に，図 4.3 の実機を想定してベアリングボールが収まる幅をもつ曲線溝で減速動作を考える．

図 4.10 は，ベアリングボールが収まる出力板を固定した状態でエリアシング波形状溝が施された入力板を反時計方向に 1/2 回転（入力板の正弦波形の 1 周期分）させたときの基波形状溝が施されたステータの動きを，1 個のベアリングボールに着目して示したものである．入力板の回転に伴って，ベアリングボールが入力板とステータそれぞれの正弦波形状溝に収まりながら，出力板に設けられた長円形状の孔の中で半径方向に往復（図では上下動）する様子を表している．



(a) 0°　(b) 45°　(c) 90°　(d) 135°　(e) 180°

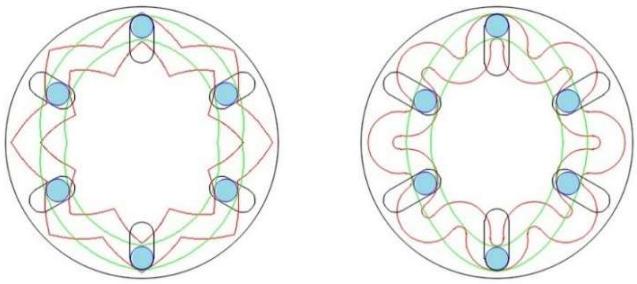
Fig.4.10　Movement of the stator in response to the rotation of the input plate via the bearing balls while restricting the rotation of the of the output plate.

入力板の回転角が 0°～90°では，入力板に彫られている溝の外壁面によって長孔の中のベアリングボールは内方向（図の下方向）へ押し下げられる．このとき，ベアリングボールはステータの溝の内壁面を押し出すことによって，ステータを時計方向へ減速回転させる．入力板の回転角が 90°～180°では，入力板の溝の内壁面によってベアリングボールは外方向（図の上方向）へ押し上げられ，この結果ベアリングボールがステータの溝の外壁面を押し出すことによってステータを入力板と逆方向へ回転させる．また，入力板の回転角が θ= 0°, 90°, 180°および 270°の場合のように，ベアリングボールが入力板とステータのそれぞれの回転中心から最も離れている位置（上死点），あるいは最も近い位置（下死点）に存在する状態では，2 種類の曲線溝の接線方向が出力板の径方向と直交するため，溝壁面がベアリングボールの半径方向の運動に寄与しない．そのため 2 種類の曲線溝とベアリングボールとの間には上述のような相互作用が発生せず，減速回転に寄与しない．

つまり，入力板が 1 回転する間にこのような動力伝達が間欠する瞬間がベアリングボール 1 個に対して 4 回発生することになる．このとき，動力伝達に変動が生じることが予想されるが，ベアリングボールは異なる位相で複数存在するため，このような変動は平滑化されると考えられる．

4.4　類似減速機

エリアシング式減速機は「周期数の異なる 2 種類の曲線溝の交点を維持する伝達部材によって行われる板カム動作を利用した減速原理」を特徴とする．このアイデアは独自に着想したものであるが，その独自性を確認するために，類似したメカニズムを有する減速機構について文献および特許を調査した．その結果，図 4.11 に示す 2 件の装置をいずれも特許として確認することができたので，本節ではそれらの概要を説明し，エリアシング式減速機との類似点および相違点を述べておく．



(a) Frank's transmission　　(b) Ball reducer

Fig.4.11　Reducers with similar mechanisms

4.4.1　フランクの変速機

図 4.11 (a)に減速駆動時の入出力間でのバックラッシを低減させることを目的としてフランクが提案した「変速機」を示す[28].

この装置は 3 枚の円板状部品である駆動フェースカム，被駆動フェースカム，リアクションディスクおよび複数のボールの 4 種類の部品で構成されている．駆動フェースカムと被駆動フェースカムには周期数の異なる三角波形状の溝が彫られている．リアクションディスクには円周方向に等間隔にボールと同数の複数の長孔が施されている．駆動フェースカムと被駆動フェースカムはリアクションディスクを挟んだ状態で溝が彫られている面を対向させ，それぞれの曲線溝に収まるようにリアクションディスクの長孔内に複数のボールを配置する．このとき，ボールの数は駆動フェースカムおよび被駆動フェースカムのそれぞれの曲線溝の周期数の差で設定される．リアクションディスクをステータとして，駆動フェースカムを回転させると，被駆動フェースカムが 2 種類の曲線溝の周期数の比に応じたエリアシング動作により減速回転する．

4.4.2　梶原のボール減速機

図 4.11(b)に第 2 章で述べた「サイクロボール減速機」に対して駆動時の騒音と振動の低減および伝達トルクの変動を抑えることを目的として梶原が提案した「ボール減速機」を示す[29].

この装置も上記の「変速機」同様に 3 枚の円板状部品（1 次回転板，2 次回転板，ボール保持板）および複数のボールの 4 種類の部品で構成されている．1 次回転板と 2 次回転板には周期数の異なる円弧曲線溝が彫られており，ボール保持板には円周方向に等間隔にボールと同数の複数の長孔が施されている．2 枚の回転板はボール保持板を挟んだ状態で溝が彫られている面を対向させ，それぞれの曲線溝に収まるようにボール保持板の長孔内に複数のボールを配置する．このとき，ボールの数は 2 枚の回転板の曲線溝の周期数の差で設定される．ボール保持板をステータとして，1 次回転板を回転させると，2 次回転板が 2 種類の曲線溝の周期数の比に応じたエリアシング動作により減速回転する．

4.4.3　本減速機と先行研究との類似点・相違点

以上の 2 種類の減速機は，ボールの配置を含めたすべての部品は回転軸に対して対称性が高いため，駆動時に振動は生じない．また，減速段が単段であるため，本体の薄型化に有利であり，かつ部品点数が少ないため組み立てが容易である．このように，これらの装置は図 4.3 で示したエリアシング式減速機と同様の部品構成と減速原理に基づいており，無振動，本体の薄型化などの特長が共通すると考えられる．

一方，これらの減速機とエリアシング式減速機が異なる点は，①曲線溝に正弦波以外の周期曲線を採用していること，②ボールの数が 2 種類の溝の周期数の和ではなく差であること，および③ボール保持板が出力板ではなくステータとして用いられ，基波形溝が彫られた円板（2 次回転板）が出力板として用いられることである．エリアシング式減速機を考案した観点からすると，①に関しては，溝曲線は正弦波を基とする場合が最も造形が容易であると思われる．②に関しては，1 つのベアリングボールに掛かる負荷を軽減するのであれば，ボールの数は 2 種類の溝の周期数の和とする方が好ましい．③に関しては，ボール保持板をステータとして用いた場合には，これを出力板として用いる場合に比べて，4.2.3 で述べたように減速比が 1 だけ小さくなる．また，入力・出力の回転方向が逆になる．

したがって，これらの相違点に関してはエリアシング式減速機の方に優位性があるように思われるが，2 件の類似装置がいずれも特許での記載形態であり論文化されていないため，それらの選択の根拠が詳らかにされていない．例えば，ボール保持板をステータとして用いたままボールの数を「和」とした場合には，入・出力の回転方向が逆相になるため，②での「差」の選択には装置の円滑動作よりも入・出力の回転方向の一致を優先したと推測することもできるが，その真偽は定かではない．

以上のように，エリアシング式減速機は，その部品構成と減速原理に関しては必ずしも独自的であるとは言えないが，前述した動作原理や後述するトルク伝達特性などは，学術論文の形態としては本論文の基となる論文が初の報告であり，これらの点を詳述することには一定の意義があるものと考えられる．

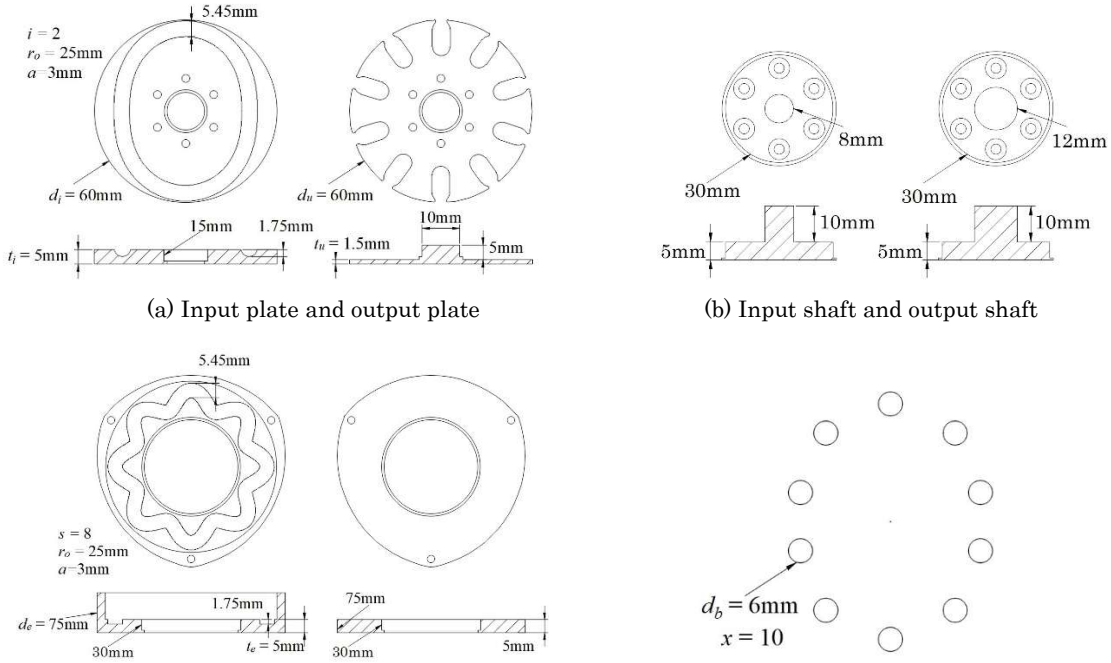
なお，フランクの変速機では，バックラッシ低減のために駆動フェースカムをリーフスプリングなどで被駆動フェースカムに圧着させるが，これにより無負荷損失トルクが増大することが懸念されることを，梶原のボール減速機では，前項で述べたような曲線溝の上死点および下死点における動力間欠低減のために，死点近傍での溝幅を変化させているが，これにより溝の形成方法が複雑化することを，それぞれ付記しておく．

4.5　エリアシング式減速機の製作

図 4.3 に示したエリアシング式減速機を基に試作機を設計・製作した．そこで本節では設計と製作に分けて詳説する．

4.5.1　設　計

図 4.12 は試作機の構成部品の 2 次元 CAD 図である．図 4.13 はこれらを組み上げたときの正面図および断面図である．



(a) Input plate and output plate　　(b) Input shaft and output shaft

(c) Stator and lid casing　　(d) Bearing ball

Fig.4.12　Drawing of aliasing type reducer components

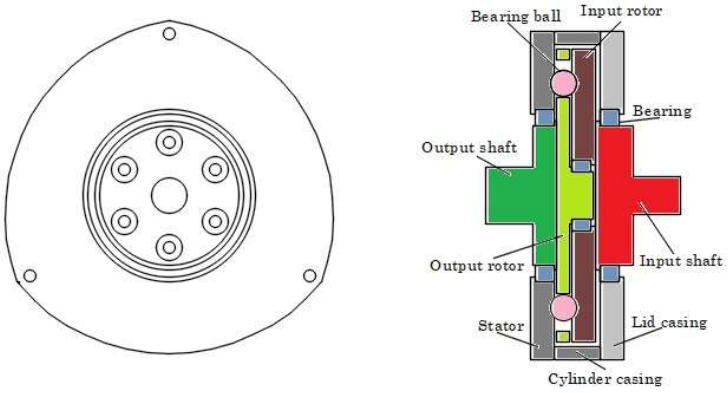


Fig.4.13　Drawing of aliasing type reducer

図 4.12(a)に示す入力板と出力板は，直径 d_i ， d_u が $d_i = d_u$ =60mm，厚さ h_i ， h_u が h_i =5mm， h_u =1.5mm の円板状部品である．出力板の中心には外径 10mm 高さ 5mm の回転軸が施されている．また入力板の中心には，外径 15mm，内径 10mm，厚さ 4mm の深溝玉軸受を挿入するための直径 15mm のハウジングが施されており，深溝玉軸受を介して出力板の回転軸を挿入することにより回転支持できるようになっている．

図 4.12(b)は入力軸と出力軸であるが，入力板と出力板に接続するための直径 30mm，厚さ 5mm の接続部が含まれている．これらの軸部分の直径・長さはそれぞれ 8mm・10mm および 12mm・10mm としている．

図 4.12(c)に示すステータとフタ型ケーシング部材の外形はルーロの三角形を模しており，それぞれ直径 d_e は d_e =75mm，厚さ h_e は h_e =5mm とした．これらの中心には，外径 35mm，内径 30mm，厚さ 4mm の深溝玉軸受が挿入できるハウジングがそれぞれ施されており，深溝玉軸受を介してステータは出力軸を，そしてフタ型ケーシングは入力軸をそれぞれ回転支持する．

入力板およびステータには円弧形状の断面をもつ曲線溝が施されており，これらの曲線溝は，それらの中心が半径 25mm の円に沿った振幅 3mm（ r_o =25mm， a =3mm），周期数 i と s はそれぞれ i =2 および s =8 の正弦波であり，ベアリングボールとの接触深さを 1.75mm と設定したため，幅は約 5.45mm と設定している．なお，ベアリングボールは溝に対して線接触している．

図 4.12(d)に示すベアリングボールの直径 d_b は d_b =6mm のスチール製で出力板の長孔の中に配置され，その個数 x は $x = 10$ としている．

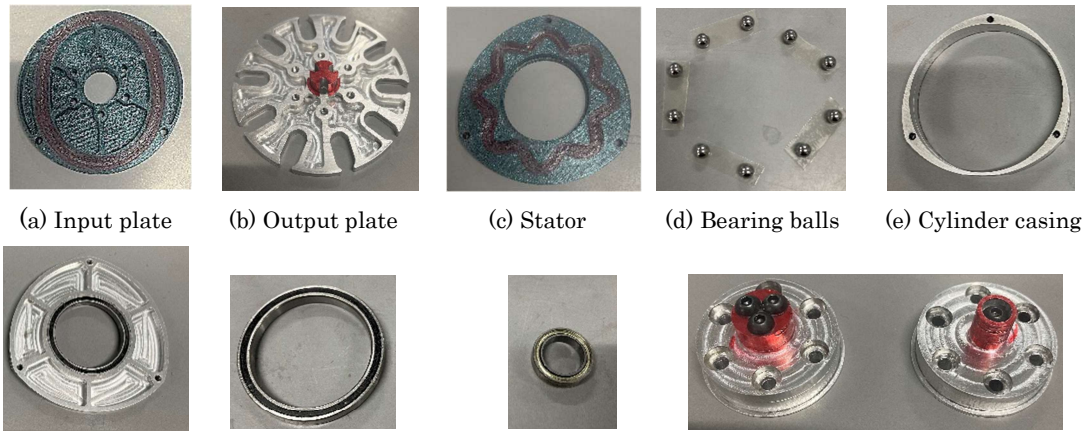
4.5.2 製　作

図 4.12・図 4.13 の CAD 図に基づいて NC フライス盤と 3D プリンタを用いてエリアシング式減速機を試作した．図 4.14 は構成部品を示し，図 4.15 はそれらを組み上げた全体図および側面図である．

出力板とケーシング部材および入出力軸には加工しやすいアルミニウム合金(A5052)を用いた．入力板およびステータには円弧形状の断面をもつ曲線溝を実現させるため，PLA 樹脂を用いて 3D プリンタで造形した．

これらを組み上げたのが図 4.15(a)である．この試作機は図 4.3 に示したように入力板の曲線溝を 2 周期分, ステータを 8 周期分としている. (減速比 5 倍) この試作機は直径 75mm, 厚さ 20mm，重量 140g と必ずしも小型とは言えないが，これは次節で述べるトルク伝達特性を調査するために計測装置に合わせたサイズにしたためであり，図 4.15(b)に示すように 15 倍の高減速比を有しながら直径 41mm，厚さ 5mm，重量 13g と小型，薄型で軽量なタイプも製作可能である．

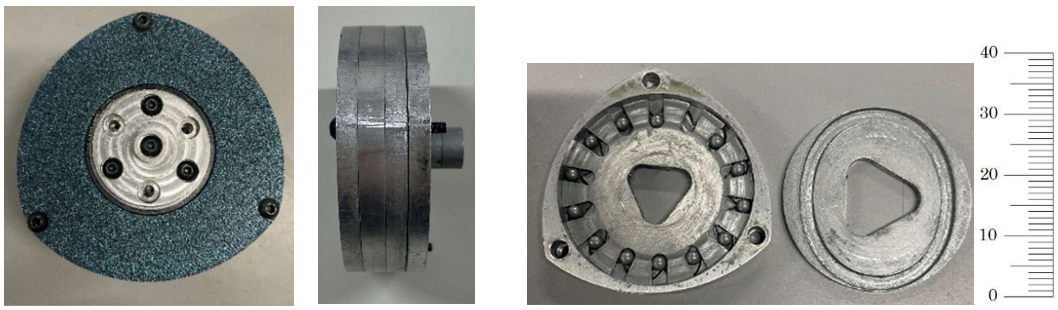
いずれの試作機も研究室所有の工作機械での製作であり，寸法精度や表面性状などは必ずしも市販の減速機に匹敵するものではないが，滑らかに動作することが確認できた．



(a) Input plate　(b) Output plate　(c) Stator　(d) Bearing balls　(e) Cylinder casing

(f) Lid casing　(g) Bearing 25-30mm　(h) Bearing 10-15mm　(i) Input shaft　(j) Output shaft

Fig.4.14　Components of aliasing type reducer



(a) For torque measuring　(b) Downsized version

Fig.4.15　Prototype of aliasing type reducer

4.6　エリアシング式減速機のトルク伝達特性

4.3.3 で説明したように，エリアシング式減速機は曲線溝とベアリングボールとの位置関係によって出力板を回転させる力が変化する．すなわち，伝達時におけるトルク（伝達トルク）が変動することが予想される．ただし，4.2.4 で述べたように，ベアリングボールの数は 2 種類の曲線溝の基となる正弦波の周期数の和としており，曲線に対して位相の異なる複数のベアリングボールが溝を押し出す力の総和はさほど大きく変動しないことが期待できる．そこで，その効果の良否やトルク伝達効率を一般的な歯車の噛み合いによって減速動作を実現する遊星歯車減速機と比較して検証することとした．

4.6.1　トルク測定装置

図 4.16 は第 2 章で述べたトルク測定装置であるが，ここで再度紹介しておく．

測定には 2 台の回転トルクメータを用いた．モータが発生する回転動力は入力側のトルクメータを介して試作機（以下，減速機）の入力軸に伝達される．減速機によって減速された動力は出力軸から出力側のトルクメータを介して回転負荷（ブレーキ負荷）を与えるブレーキに伝達される．これらの回転軸は樹脂製のカップリングで結合されている．ブレーキ負荷を与えた状態でモータを回転駆動させたときの入出力両側の回転トルク（動トルク）を計測し，これらの比を求めることにより，トルク伝達効率を求める．

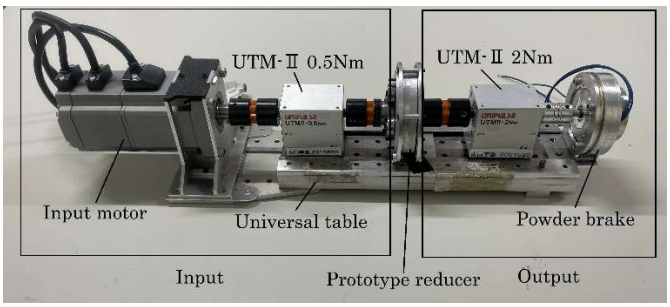


Fig.4.16　Experimental setup for torque measuring

回転トルクメータには入力側には 1/10000 の分解能を有する UNIPULSE 社製 UTMⅡ-0.5Nm（定格トルク 0.5Nm），出力側には同じ分解能を有する同社製の UTMⅡ-2Nm（定格トルク 2Nm）を用いた．また，ブレーキには小倉クラッチ社製の OPB 型マイクロパウダーブレーキを用いた．このブレーキは 0.5Nm の定格トルク（定格電圧 24V 印加時）を有し，電圧指令値に比例した負荷トルクを与えることができる．モータはオリエンタルモーター株式会社の AC モータ NXM620M を，カップリングには鍋屋バイテック会社のフレキシブルカップリング・セレーションタイプを用いた．

モータ，減速機，ブレーキの 3 点はジュラルミン材で製作したユニバーサルテーブルに設

置し，入念に芯出しを行った上で 2 台のトルクメータをアサ電子工業製の UJ タイプのカップリングを介して宙吊りの状態で接続した．

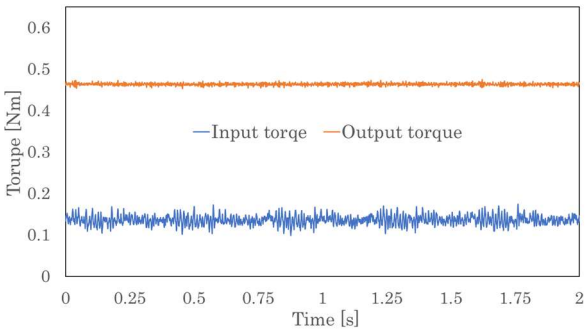
4.6.2　実験条件

実験では 5 倍の減速比をもつエリアシング式減速機との比較のため，減速比 5.2 倍の Trident Engineering 社製の遊星歯車減速機を用いた．2.7.2 で説明したように，本論文で紹介する減速機には二硫化モリブデングリースを塗布し，慣らし運転を行っている．

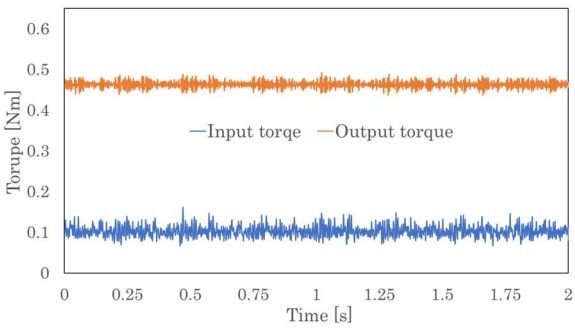
モータに 150rpm の回転数を与えた状態でブレーキトルク 0～0.5Nm を 0.02Nm きざみで変化させて，その都度入出力トルクを計測した．

4.6.3　トルク変動

図 4.17 は，ブレーキトルク 0.46Nm のときの入力側と出力側の 2 台のトルクメータの出力の時間的変化を示す. (a) がエリアシング式減速機, (b) が遊星歯車減速機の結果である．図中上側が出力トルクを，下側が入力トルクをそれぞれ示す．エリアシング式減速機の減速比は 5 倍であるため，出力側は 30rpm で回転するので，図では出力側 1 回転分（2s 間）のデータを表示している．データのサンプリング周期は 0.02ms である．



(a) Aliasing type reducer



(b) Planetary reducer

Fig.4.17　Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 150 rpm and at brake torque of 0.46Nm.

両者を比較すると，入力側には同程度のトルク変動が確認できる．一方で出力側においては，遊星歯車減速機に比べてエリアシング式減速機のトルク変動は軽微であることが確認できる．

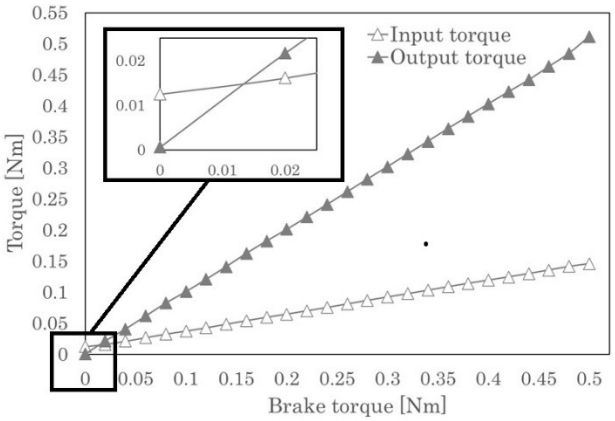
遊星歯車減速機は太陽歯車と遊星歯車，内歯車の 3 種類の歯車のそれぞれの歯形が随時離合しながら動力を伝達する．この歯形の離合するタイミングがトルク変動として反映されたと考えられる．一方で，エリアシング式減速機は 2 種類の曲線溝とベアリングボールは離合することなく常に接触しながら動力伝達を行っているため，トルク変動が軽微になったと考えられる．

なお，図 4.17 において出力側トルクの出力側 1 回転分の平均値はいずれの減速機も 0.46Nm であり，ブレーキトルクに拮抗し得るトルクは出力できていることがわかる．

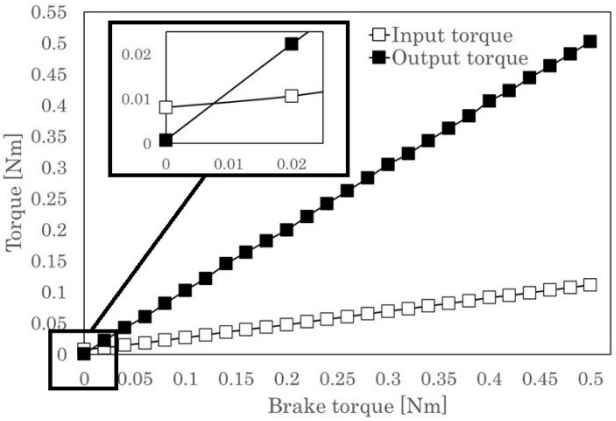
4.6.4　トルク伝達効率

図 4.18 はエリアシング式減速機と遊星歯車減速機のそれぞれに対して，モータ回転数が 150rpm のときの，種々のブレーキトルクに対する入出力トルクを示したものである．入出力トルクの値は出力側 1 回転分（2s 間）の平均値を用いた．

無負荷損失トルクはエリアシング式減速機で約 0.012Nm，遊星歯車減速機では約 0.008Nm であり，これらは同程度であった．



(a) Aliasing type reducer



(b) Planetary reducer

Fig.4.18　Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 150 rpm.
The idling torques are almost comparable between 2 types of reducers.

図 4.19 は図 4.18 を基に, エリアシング式減速機と遊星歯車減速機のそれぞれの出力トルクに対するトルク伝達効率を示したものである．エリアシング式減速機のトルク伝達効率は, 遊星歯車減速機をはじめとする一般的な減速機と同様に, 減速機に対する負荷を表す出力トルクが増加するにつれて上昇し, 次第に一定値に近づくことが確認できたが, 出力トルクが 0.5 Nm 時でのトルク伝達効率は約 70%と，遊星歯車減速機の約 87%に対して大きく劣っている．

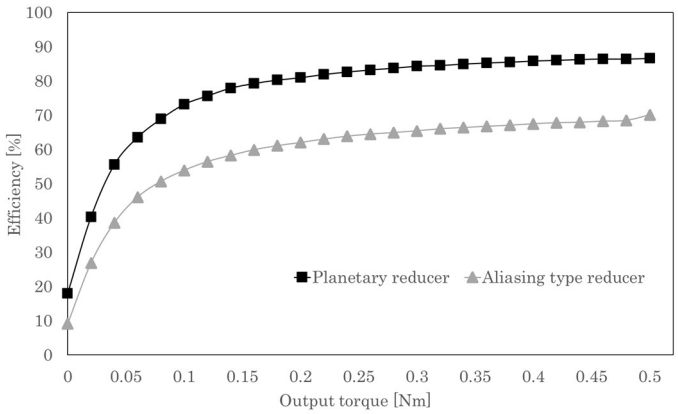


Fig.4.19　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in output torque at motor speed of 150 rpm.

この要因として, ベアリングボールと溝との間で発生する摩擦および溝の弾性変形の 2 点が考えられる．摩擦に関しては，ベアリングボールは入力板の回転によって 2 種類の溝に沿いながら出力板の孔の中を径方向に往復運動するが, このとき入力板の回転によって溝がベアリングボールを押し出す力の方向とそのときのベアリングボールが孔の中を移動する方向が異なるため, ベアリングボールは入力板の曲線溝に対して滑りながら移動することになる．このような滑りはステータの曲線溝との間でも発生するが，1 つのベアリングボールに対してこれらの滑り状態が異なるため, ベアリングボールにはスピンのような差動滑りが加わるものと考えられる．このため，ベアリングボールの 2 種類の曲線溝内の移動には比較的大きな摩擦抵抗が生じ，これが伝動効率の低下につながっていると推測される．

弾性変形に関しては，曲線溝が形成されている入力板とステータには樹脂素材である PLA 素材を用いているため，負荷トルクを与えた場合，ベアリングボールが溝内を移動する際には，これらの樹脂部品が弾性変形する虞がある．このとき，入力板の溝がベアリングボールを押し出す力やベアリングボールがステータの溝を押し出す力の一部が樹脂部品の変形によって散逸するため, 伝動効率が低下したと推測される．実際にそれぞれの溝には変形・摩滅した形跡が確認できている．

4.6.5　異なる回転速度におけるトルク伝達効率

前項で考察したような差動滑りによる摩擦はベアリングボールの移動速度に応じて増大するものと考えられるため，モータ回転速度を 50～450rpm で種々変更して負荷トルク 0.5Nm におけるトルク伝達効率を求めたところ，図 4.20 に示すように，回転速度の増加に伴う伝達効率の顕著な低下は認められなかった．しかしながら，どの回転速度においても遊星歯車減速機との伝達効率の差は 20%程度ある．ベアリングボールと曲線溝との相互作用がこの減速機の核心であるため，このような摩擦を低下させることはこの減速機の実用化に向けての重要な課題である．

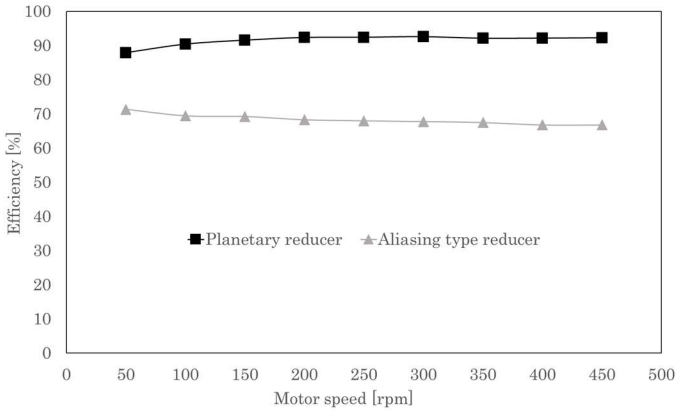


Fig.4.20　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in motor speed at output torque of 0.5Nm.

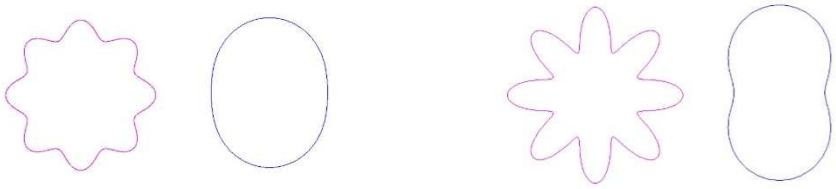
4.7 結　言

本章では，単段で十分な減速比を有し，小径で薄型な減速機をねらいとして，2 種類の正弦波形状の曲線溝とベアリングボールとの相互作用によって減速動作を実現するという新しい発想に基づくエリアシング式減速機を提案した．減速機を試作して減速動作を確認したところ，所期のねらいが達成できていることに加えて，トルク変動を既製品と同程度に抑えつつ，無負荷損失トルクも十分に低いことが確認できた．

その一方で，トルク伝達効率は 70%と必ずしも満足できる結果ではなかった．これは，4.6.4 で述べたように，ベアリングボールと溝との間で発生する差動滑りによる摩擦と樹脂部品の弾性変形による動力伝達の低下が大きいためと推測される．この摩擦を低減する方策としては，使用素材の面では動摩擦抵抗が小さな材料（樹脂ではジュラコン，金属では真鍮など）および弾性変形しにくい材料（アルミニウム合金 A2024，炭素鋼 S45C など）の選択，製作・加工の面では寸法精度や表面性状への配慮および長孔の断面形状をベアリングボールの曲率半径に合わせることによる線接触化，潤滑の面では接触要素に塗布するグリースのちょう度の調整や曲線溝と長円孔にグリースを滞留させるグリースポケットの導入，などが考えられる．

ところで，この減速機の設計パラメータとしては，入力板に施されているエリアシング波形溝の周期数 i，ステータに施されている基波形溝の周期数 s，これらの曲線溝の振幅 a，基準円半径 r_0 およびベアリングボールの半径 R などが挙げられる．これらのうち i と s は減速比を決定するが，a，r_0，R の設定に対してはその指標が未検討である．

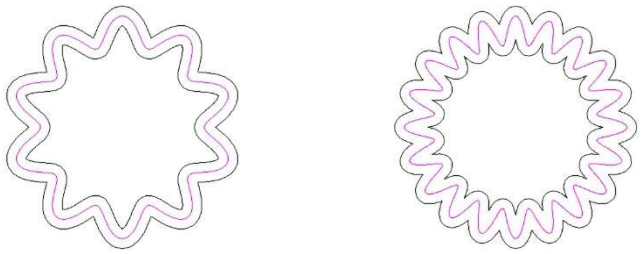
例えば，図 4.21 は $i=2$，$s=8$ の場合に a を変化させたときのエリアシング波形と基波形の 2 種類の曲線を示すが，同じ減速比でも a の値が大きければ曲線の曲がり方が急峻になる．この場合，入力板の曲線溝がベアリングボールを押し出す角度もベアリングボールがステータの曲線溝を押し出す角度も深くなるため，力の伝動効率が向上する一方で，ベアリングボールの移動速度の上昇および差動滑りの増加によって摩擦が増大する可能性があり，これらのトレードオフによって適切な a の値が求められるものと思われる．



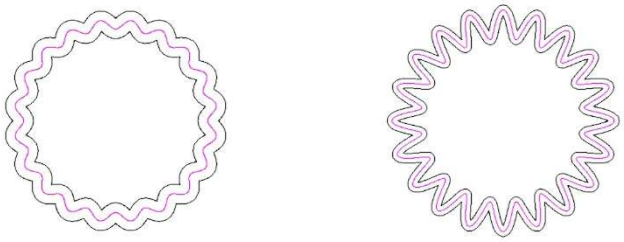
(a) $a/r_0 = 0.15$　　(b) $a/r_0 = 0.4$

Fig.4.21　Variation in the shape of sinusoidal grooves according to the change in the amplitude ratio.

また，試作機では減速比を 5 倍に抑えたが，減速比を上げるにはエリアシング波形の周期数 i を減らすか，または基波形の周期数 s を増やせばよい．図 4.22 は s を 10 から 20 に増やしたときの基波形の曲線溝の変化を示している．



(a) $s = 10,\ a/r_0 = 0.15,\ R/r_0 = 0.1$　(b) $s = 20,\ a/r_0 = 0.15, R/r_0 = 0.1$



(c) $s = 20,\ a/r_0 = 0.05, R/r_0 = 0.1$　(d) $s = 20,\ a/r_0 = 0.15,\ R/r_0 = 0.05$

Fig.4.22　Change in the shape of sinusoidal groove according to the change in the reduction ratio.

図 4.22(a)と(b)では $R/r_0 = 0.1$，$a/r_0 = 0.15$ としているが，図から明らかなように，図 4.22(b)では隣接する溝同士が干渉してその壁面が欠落し，減速動作を実現する溝としての機能を果たさなくなることが懸念される．図 4.22(c)は，$R/r_0 = 0.1$ のまま $a/r_0 = 0.05$ に変更した場合の曲線溝を示すが，減速動作に寄与する溝壁面の欠落は認められない．また，図 4.22(d)は $a/r_0 = 0.15$ のまま $R/r_0 = 0.05$ に変更した場合の曲線溝を示す．この場合，溝壁面の欠落は生じないものの，4.6.3 で述べた差動滑りが大きくなる可能性がある．このように，減速比を高く設定するほど a を小さくする，あるいは R を小さくする必要があると思われるが，どこまで高減速比を実現できるのかを追及したい．

本章では新しい発想に基づくこの減速機の減速原理を紹介することを主眼に置いたため，これらの設計パラメータは固定（$i = 2,\ s = 8,\ a/r_0 = 0.12,\ R/r_0 = 0.1$）して説明を進めたが，今後は，これらの設計パラメータを変更した場合のトルク伝達特性を調査して，トルク変動やトルク伝達効率に影響を及ぼす要因を明らかにし，より高性能なエリアシング式減速機の設計手法を確立させたい．

4.8 設計パラメータ

r_o	：正弦波の基準円半径	25[mm]
a	：正弦波の振幅	3[mm]
i	：入力の周期数	2
s	：ステータの周期数	8
z	：減速比	5
x	：ベアリングボールの個数	10
h_i	：入力板の厚さ	5[mm]
h_u	：出力板の厚さ	1.5[mm]
h_s	：ステータの厚さ	5[mm]
d_i	：入力板の直径	60[mm]
d_u	：出力板の直径	60[mm]
d_s	：ステータの直径	75[mm]
d_b	：ベアリングボールの直径	6[mm]

第 5 章　エリアシング現象を利用した減速機

本章では第 4 章で述べたエリアシング式減速機のバリエーションとしてスライダ減速機を以下で紹介する．

この減速機は，第 1 章で述べた波動歯車減速機の短所である「弾性変形による減速動作」を意識して開発したものであり，エリアシング式減速機の 2 種類の溝が入力部とステータの正弦波形状の歯形に，ベアリングボールが棒状のスライダにそれぞれ置き換わったものとなっている．出力部には，スライダを格納して径方向に移動させることが可能なスライダ溝が円周方向に等間隔に施されている．入力部を回転させると，スライダの両端は 2 種類の歯形壁面に常に接触しながら，スライダ溝の中で径方向にそれぞれの歯形の周期に応じた往復運動を行うことにより出力部を減速回転させる．このような減速動作を採用することで，波動歯車減速機における弾性変形を回避しつつ，より薄型で同等の高減速比が期待できる．

5.1　ねらい

第 1 章で述べた波動歯車減速機は，単段での高い減速比の実現と低バックラッシによる正確な位置決め制御に優れているため，作業用ロボットから医療機器まで様々な場面で重用されている．この減速機は図 5.1 に示すように，フレクススプライン，ウェーブジェネレータ，サーキュラスプラインのわずか 3 種類の部品を基本要素として構成されている．

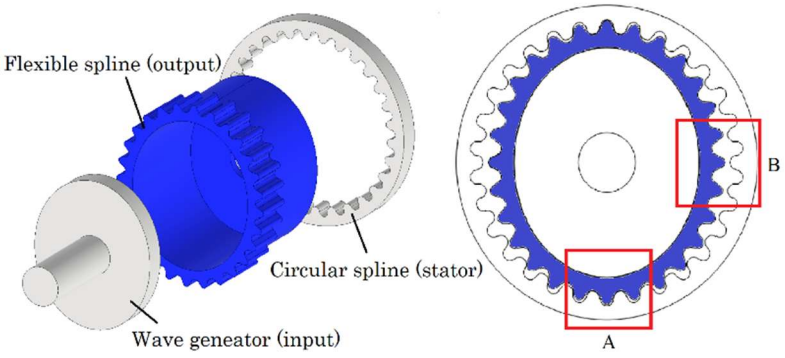


Fig.5.1　Strain wave reducer

出力部となるフレクススプラインは弾性変形が可能な薄肉カップ状の金属部品で，開口部外周に歯形が形成されている．（図では歯数 28）入力部となるウェーブジェネレータは楕円形状のカムでフレクススプラインに挿入される．ステータとなるサーキュラスプラインは，いわゆる内歯車であり，施されている歯数がフレクススプラインより多くなるように設定されている．（図では歯数 30）

フレクススプラインは，ウェーブジェネレータが挿入されることにより楕円形状に変形させられる．このとき図中 A のように，中心から長軸方向に位置する歯がサーキュラスプラインの歯と噛み合い，これと同時に短軸方向では，図中 B のように歯が完全に離れた状態となる．

サーキュラスプラインを固定し，ウェーブジェネレータを 1 回転させると，フレクスプラインとサーキュラスプラインとの歯の噛み合い位置が順次移動する．このとき，フレクスプラインとサーキュラスプラインの歯数差分（図では 2 歯分），フレクスプラインはウェーブジェネレータと同じ方向に差動減速する．

以上のように，波動歯車減速機では減速動作をフレクススプラインの弾性変形によって実現しているため，薄肉の金属で形成されているフレクススプラインは，長期間の稼働での摩滅の進行が相対的に速く，減速機の寿命が短いという欠点がある．さらに，カップ形状のフレクススプラインは，弾性変形を効率よく行わせるために，径方向に対して軸方向の寸法を大きく取る必要があり，減速機の薄型化が困難である．

そこで第 4 章で述べたエリアシング式減速機の減速原理を利用して，波動歯車減速機と同等の「単段での高い減速比」に加えて，「減速機本体の薄型化」が実現できるスライダ減速機を考案した．

5.2　スライダ減速機

スライダ減速機を構成する要素を図 5.2 に示す分解図を用いて説明する．

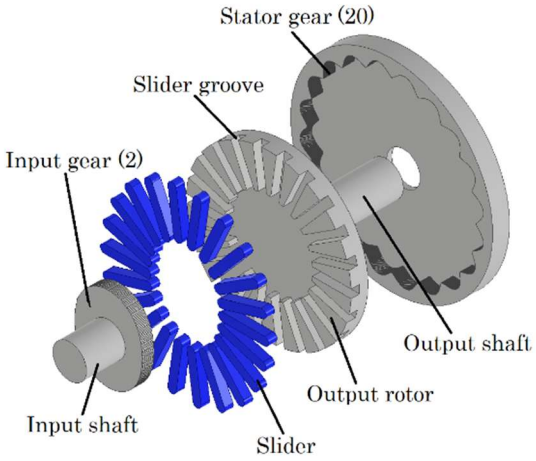


Fig.5.2　Slider reducer

5.2.1　全体の構成

スライダ減速機は入力部，ステータおよび出力部の 3 種類の部品と複数のスライダと呼ぶ棒状部品のわずか 4 種類の部品から構成される．波動歯車減速機のウェーブジェネレータが入力部に，フレクススプラインが複数のスライダおよびそれらを保持する出力部に，サーキュラスプラインがステータにそれぞれ置き換わったものと考えてよい．

この減速機はステータを基盤として各要素を入れ子状に配置することで構成される．スライダ溝に挿入したスライダの両先端部は，入力部とステータの歯形の両方に接触するように位置決めされる．入力部には入力軸が，出力部には出力軸がそれぞれ接続されており，これらは同軸上に存在する．ステータは外部から固定されることにより，入力部から出力部への減速回転を可能とする．入力部を回転させると，スライダは 2 種類の歯形壁面に常に接触しながら，スライダ溝の中で径方向にそれぞれの歯形の周期に応じた往復運動を行いながら，出力部を入力部と同方向に減速回転させる．

5.2.2　入力部とステータ

入力部とステータは図 5.3 に示すように振幅 a の正弦波形状の歯がそれぞれ異なる波数で形成されており，図では入力部の歯数を 2，ステータの歯数を 20 としている．2 種類の歯車の歯形は，入力部の半径を r_1，ステータの半径を r_2 とした基準円周上に沿って描かれた正弦波に対して，入力部では内方向に，ステータでは外方向にそれぞれ後述する δ だけオフセットを施したものとしている．

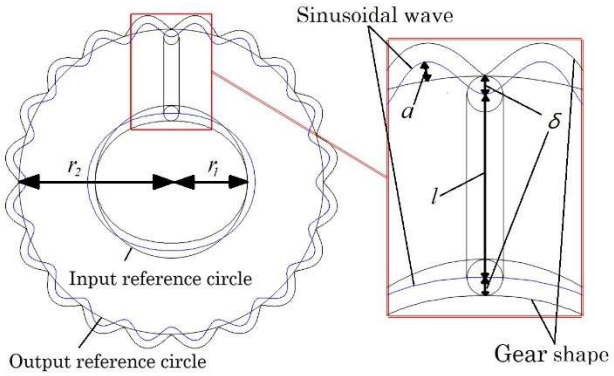


Fig.5.3　Tooth profile and slider shape

5.2.3　出力部

出力部には，スライダを挿入して径方向に移動させることが可能なスライダ溝が円周方向に等間隔に施されている．このスライダ溝は出力部の円周方向に対してはスライダの動きを拘束し，径方向にのみ移動を許している．溝の数は入力部とステータのそれぞれの歯形の周期数によって決まる．図 5.2 では両者の和である 22 (=2+20)となる．したがって，この場合のスライダ溝の角度間隔は $\pi/11$ rad となる．

5.2.4　スライダ

スライダはスライダ溝の幅と等しい幅をもつ長円形の平棒形状部品であり，両先端部はスライダの幅の 1/2 を半径とする半円形となっている．この半径が入力部とステータの歯形を決定する際のオフセット量 δ となる．したがって，スライダの全長は直線部の長さ l と両端のオフセット量 2δ との和（$l+2\delta$）になる．スライダはスライダ溝と同数(22)である．

5.2.5　減速機の特長

本減速機はその構成部品それぞれの厚みを薄く設定することが容易なため，波動歯車減速機に比べて減速機本体の厚みを十分に薄くすることが可能である．また，図 5.2 に示すように個々の回転部品はその回転中心に対する形状の対称性が高いため，これらを組上げた場合にも，回転動力を減速して伝達する際に振動が発生しにくい構造となっている．

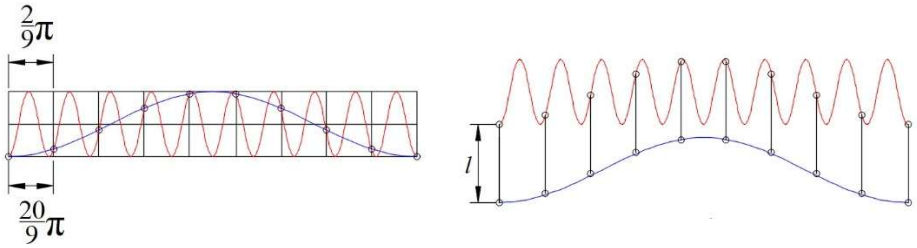
5.3　スライダ減速機の減速動作

スライダ減速機は入力部とステータにそれぞれ施されている正弦波形状の歯形とスライダとの相互作用によって減速動作を行う．本節では，その減速原理の核となる歯形について詳説する．

5.3.1　減速の原理

まずは，スライダと 2 種類の歯形との位置関係を把握するために，これらはそれぞれ点と線に単純化して考えることにする．

図 5.4 は本減速機の減速の原理を説明するために，入力部とステータの基準円周上に沿って描かれた 2 種類の正弦波形を，入力部の正弦波 1 周期分だけ直線状に引き伸ばして描いたもので，ステータの正弦波 10 周期分に相当する．



(a) Phase 1　　(b) Phase 2

Fig.5.4　Sinusoidal wave and slider position relationship

図 5.4(a)はこれらを重ね描きしたものである．入力部の正弦波 1 周期分に 2 つの曲線は 20 個の交点をもつが，そのうち 12 個は入力部で $2\pi/11$，ステータで $20\pi/11$ の位相差であり，図 5.2 に示した出力部に施された複数のスライダ溝の間隔である．また，残る 10 個は入力部で $2\pi/9$，ステータで $20\pi/9$ の位相差である．図 5.4(a)では前者の位相差をもつ 12 個の交点に注目している．

図 5.4(b)は，2 つの曲線をスライダの直線部の長さ l だけ，上下方向に離したもので，スライダと入力部およびステータの両歯形との位置関係を表している．つまり，これらの 12 箇所において，スライダは入力部とステータの間に干渉も乖離もすることなく整然と位置決めされる．

図 5.5 は，図 5.4(b)に示した 10 本のスライダのうち 2 本に着目して，それらの左右方向の位置を固定したまま，入力部の正弦波を π/2 だけ左方向に移動させたときの，スライダの上下方向の動きとそれに伴うステータの正弦波の水平方向の動きを説明するものである．

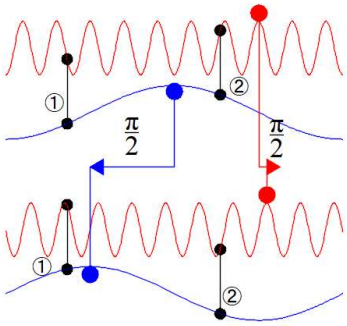


Fig.5.5　Explanation of reduction operation

スライダ①は入力部の正弦波形の移動によって上方向に押し出されるが，ステータの正弦波形は上下方向の移動が拘束されているので，右方向に π/2 だけ移動する．このとき，ステータの移動量は，入力部の移動量の 1/10 となるため，－10 倍の減速比が得られることになる．

一方，スライダ②は入力部の正弦波形の移動によって上方向に押し出されることはなく，スライダ①の上方向の移動によって引き起こされたステータの正弦波形の右方向の移動によって押し下げられ，その移動量が入力部の正弦波形の振幅の変化量に一致している．この場合のスライダ②は動力の伝達には寄与していない．

すなわち，入力部の正弦波形が右上がりの斜面上にあるスライダが入力部の正弦波形の移動に伴って上方向に移動し，ステータに動力を伝達するとともに，右下がり斜面上にあるスライダが下方向に移動する原動力となる．

このように，スライダの往復運動を介して，入力部の移動に対してステータを逆方向に減速させながら移動させることが減速の原理である．

5.3.2　1 本のスライダの動作

次に，図 5.2 の実機を想定してスライダと歯形に幅を持たせた場合での減速動作を考える．

図 5.6 は図 5.2 に示す減速機において，出力部を固定した状態で入力部を反時計方向に 1/2 回転（入力波形の 1 周期分）させたときのステータの動きを，1 本のスライダに注目して示したものである．入力部の回転に伴って，スライダがその両端を入力部とステータそれぞれの正弦波形状歯形の壁面に常に接触させながら，出力部に設けられたスライダ溝の中を半径方向に往復（図では上下動）し，その動きに応じてステータが時計方向に減速回転する様子を表す.

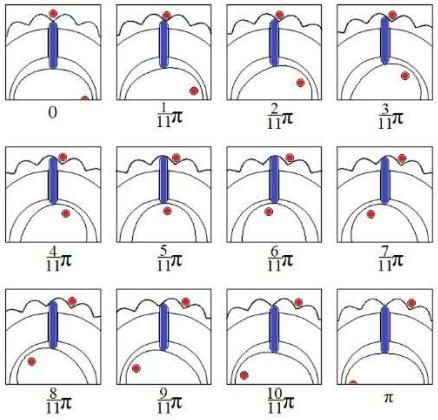


Fig.5.6　Various phases of rotation

入力部の回転角に応じて，スライダがステータの歯形壁面を押し出す場合と，入力部の歯形壁面を押し出す場合の 2 とおりが存在する．入力部の回転角が 0°～90°では，入力部の歯形壁面がスライダを外方向（図の上方向）へ押し出す．この動きによってスライダがステータの歯形壁面を時計方向へ押し出す．入力部の回転角が 90°～180°では，外方向に移動する他のスライダにより時計方向に回転するステータによって，スライダは内方向（図の下方向）に押し出され，この動きが入力部の歯形壁面を反時計方向へ押し出す．すなわち，この状態ではスライダはステータの回転に寄与しない．また，入力部の回転角が θ ＝0°，90°および 180°の場合のように，スライダが入力部とステータの歯形の歯底または歯先に接触している状態では，スライダとステータの間には上述のような相互作用は発生せず，この場合もスライダはステータの回転に寄与しない.

入力部が 1 周期分回転すると，スライダは出力部に施されているスライダ溝の中を 1 往復するが，この往復運動によってステータも 1 周期分回転する．このときのステータ回転角は入力部の 1/10 周期分に相当するので 10 倍の減速比を得ることになる.

ただし，これはスライダを保持する出力部を固定した状態での話であり，このときの入力部とステータは互いに反対方向に回転するが，この減速機は出力部ではなくステータを

固定するため，出力部は入力部の回転方向と同方向に減速回転を行うことになる．したがって，実際の減速比は上述の減速比に，固定されるステータの正弦波形 1 周期分を加算することになる．すなわち，入力部の歯数を i，ステータの歯数を s としたとき，減速比z は次式で表される．

$$z = \frac{s}{i} + 1 \tag{5.1}$$

この式に図 5.2 で示した歯数の値を代入すると，減速比は z ＝11 となる．これは波動歯車減速機と同等の高減速比と言える．

5.3.3　複数のスライダの協調動作

次に，複数のスライダが歯形の壁面を押し出す状況を検討する．図 5.7 はステータを固定した場合の本来の減速機の動作の様子を示す．図 5.7(a)～(d)は，この順に入力部を白抜きの矢印に示すように反時計回りに回転させた際の時間的な変化を示している．なお，図 5.2 に示したスライダは 22 本と本数が多く見にくいため，図では 1 本おき(2π/11 の間隔)の 11 本を示し，①～⑪の番号を付けて識別する．

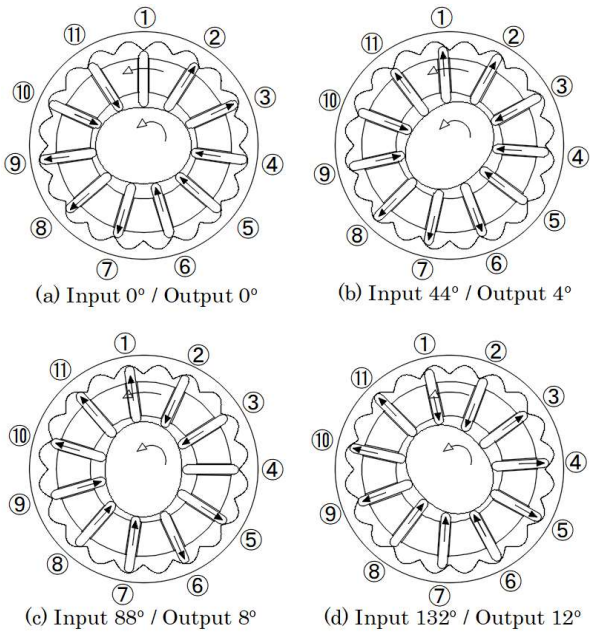


Fig.5.7　Various phases of rotation

図 5.7 (a)は，入力部をまだ回転させていない初期状態（回転状態 I ）を示す．つまり，入力部および出力部の回転角は，この図の状態を 0°とする．

11 本のスライダのうち，スライダ②，③，⑦～⑨の 5 本は入力部の歯形壁面によって外側へ押し出され，ステータの歯形壁面との相互作用で出力部を反時計方向に減速回転させる．一方，スライダ④～⑥，⑩，⑪の 5 本は，出力部の回転に応じてステータの歯形壁面から内側に押し戻される．また，スライダ①は，入力部の回転角が θ ＝0°の位置にあるため，出力部の回転には寄与しない．

図 5.7(b)は，初期状態から入力部を反時計回りに 44°だけ回転させた状態（回転状態 II ）を示す．入力部の歯形壁面から外側へ押し出されて動力伝達に寄与しているスライダは①，②，⑥～⑧，⑪の 6 本であり，ステータの壁面から内側へ押し戻されているスライダ③～⑤，⑨，⑩の 5 本は出力部の回転に寄与しない．このとき，出力部は回転状態 I に対して反時計回りに 4°回転している．

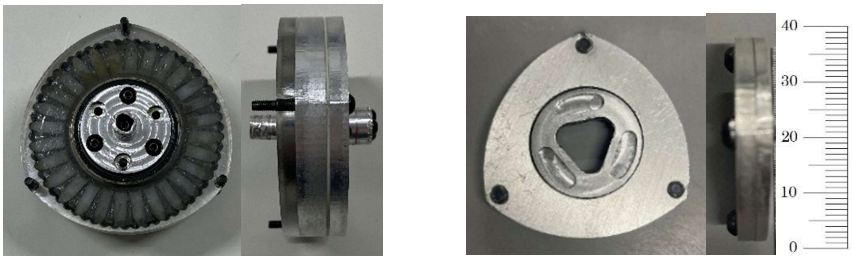
図 5.7 (c)は，入力部の回転角が 88°，出力部の回転角が 8°となった回転状態Ⅲを示す．この状態では，スライダ①，⑤，⑥，⑩，⑪の 5 本が動力伝達に寄与している．

図 5.7 (d)は，入力部の回転角が 132°，出力部の回転角が 12°となった回転状態Ⅳを示す．この状態では，スライダ③～⑤，⑨～⑪の 6 本が動力伝達に寄与している．

以上のように，本減速機はどの回転角においても，5 ないし 6 本（実際には 10 ないし 11 本）のスライダが入力部の歯形壁面によって外側へ押し出され，ステータの歯形壁面との相互作用で出力部を一定の速度で減速回転させることができる．

5.4　スライダ減速機の製作

図 5.8 は次節で紹介する計測装置に合わせた大きさで，減速比 30 倍に設定したスライダ減速機の試作機である．



(a) For torque measuring　　(b) Downsized version

Fig.5.8　Prototype of slider reducer

この試作機は入力部の歯数および基準円半径をt_1＝2，r_1＝17.5mm，ステータのそれらをt_2＝58，r_2＝31.5mm とし，正弦波歯形を決定する振幅およびオフセット量はそれぞれa=0.5mm，δ=1mm とした．スライダは全長 16mm，幅・厚さは 3mm・5mm とした．このとき，5.2.4 で述べたように本来のスライダ溝およびスライダの本数は（2+58=）60 本となるが，隣接するスライダ同士が干渉するため，この試作機では 20 本としている．

入力部，ステータおよび出力部には加工しやすいアルミニウム合金(A5052)を，スライダにはスライダ溝の中を円滑に移動させるために，摺動性が高いジュラコン（POM）を用いた．

これらを組み上げたのが図 5.8(a)である．この試作機は直径 75mm，厚さ 19mm，重量 163g と必ずしも小型とは言えないが，図 5.8 (b)に示すように，各層の厚みを 2～4mm とすることにより，全体の厚みを 8mm に収めることも可能である．これは，フレクススプラインを用いる波動歯車減速機に比べて，大幅な薄型化が実現できている．

いずれの試作機も研究室所有の工作機械での製作であり，寸法精度や表面性状などは必ずしも市販の減速機に匹敵するものではないが，滑らかに動作することが確認できた．

5.5　トルク伝達特性

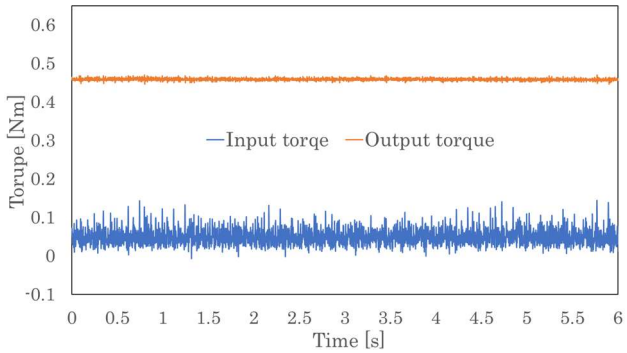
5.1 で説明したように，スライダ減速機は波動歯車減速機のフレックススプラインを複数のスライダと出力部に施されているスライダ溝に置き換えることで，波動歯車減速機と同程度の高減速比を確保しつつ，減速機本体のさらなる薄型化を目的としている．

そこで，本章では減速比 30 倍のスライダ減速機と同一の減速比を有するハーモニックドライブシステムズ株式会社製の波動歯車減速機（ハーモニックドライブ）[30]のそれぞれのトルク伝達特性を比較することでスライダとスライダ溝による減速動作による効果を検証する．

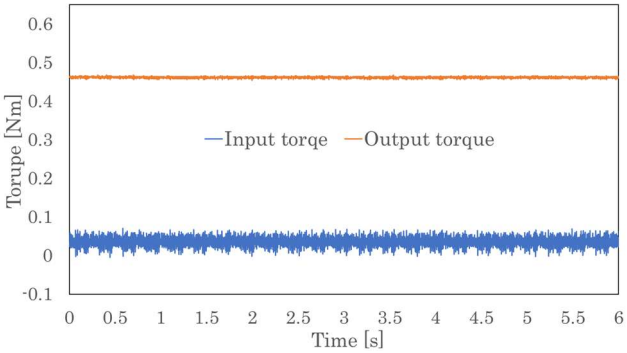
このときの実験条件は，モータに 300rpm の回転数を与えた状態でブレーキトルク 0～0.5Nm を 0.02Nm きざみで変化させて，その都度入出力トルクを計測した．

5.5.1　トルク変動

図 5.9 は，ブレーキトルク 0.46Nm のときの入力側と出力側の 2 台のトルクメータの出力の時間的変化を示す．(a) がスライダ減速機，(b) が波動歯車減速機の結果である．図中上側が出力トルクを，下側が入力トルクをそれぞれ示す．スライダ減速機の減速比は 30 倍であるため，出力側は 10rpm で回転するので，図では出力側 1 回転分（6s 間）のデータを表示している．データのサンプリング周期は 0.02ms である．



(a) Slider reducer



(b) Strain wave reducer

Fig.5.9　Torque fluctuation with time of 2 types of reducers at motor speed of 300 rpm and at brake torque of 0.46Nm.

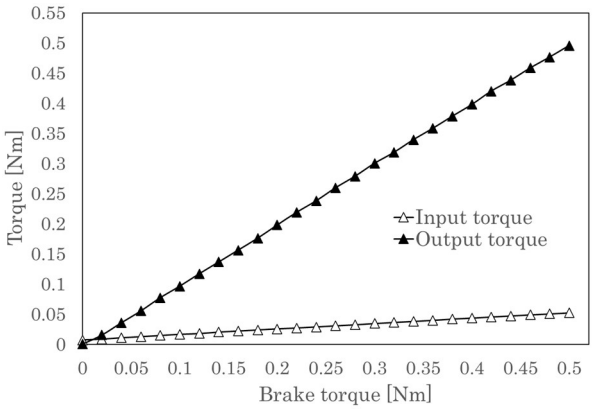
両者を比較すると，出力側には同程度のトルク変動が確認できる．一方で入力側においては，波動歯車減速機に比べてスライダ減速機のトルク変動の振幅が相対的に大きくなっていることが確認できる．

5.3.3 で述べたように，入力部の回転角によってはスライダがステータの歯形壁面を押し出す本数が変動する．このスライダの本数が変化するタイミングが変動として反映されたものと考えられる．

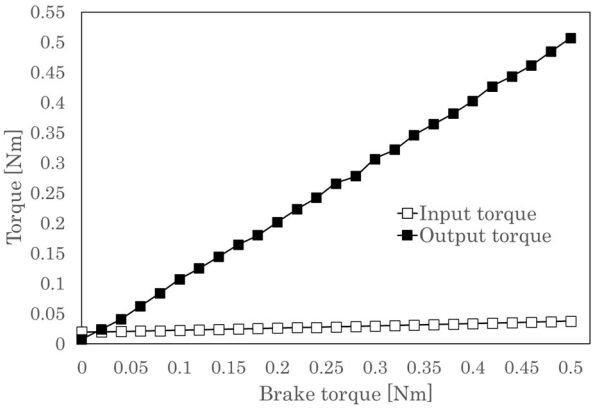
なお，図 5.9 において出力側トルクの出力側 1 回転分の平均値はいずれの減速機も 0.46Nm であり，ブレーキトルクに拮抗し得るトルクは出力できていることがわかる．

5.5.2　トルク伝達効率

図 5.10 はスライダ減速機と波動歯車減速機のそれぞれに対して，モータ回転数が 300rpm のときの，種々のブレーキトルクに対する入出力トルクを示したものである．入出力トルクの値は出力側 1 回転分（6s 間）の平均値を用いた．



(a) Slider reducer



(b) Strain wave reducer

Fig.5.10　Input torque and output torque of 2 types of reducers with respect to changes in the brake torque at motor speed of 300 rpm.

無負荷損失トルクはスライダ減速機で約 0.008Nm，波動歯車減速機では約 0.019Nm であり，スライダ減速機の無負荷損失トルクは，波動歯車減速機に比べて半分程度になっている．これは波動歯車減速機におけるフレックススプラインが弾性変形する際の負荷が反映されていると考えられる．一方で，スライダ減速機では，フレックススプラインをスライダとスライダ溝に置き換えたことで，無負荷損失トルクが小さくなったと考えられる．

図 5.11 は図 5.10 を基に，スライダ減速機と波動歯車減速機のそれぞれの出力トルクに対するトルク伝達効率を示したものである．スライダ減速機のトルク伝達効率は，第 1 章で述べた一般的な減速機と同様に，減速機に対する負荷を表す出力トルクが増加するにつれて上昇し，次第に一定値に近づくことが確認できたが，出力トルクが 0.5 Nm 時でのトルク伝達効率は約 37%と，波動歯車減速機の約 45%に対して大きく劣っている．

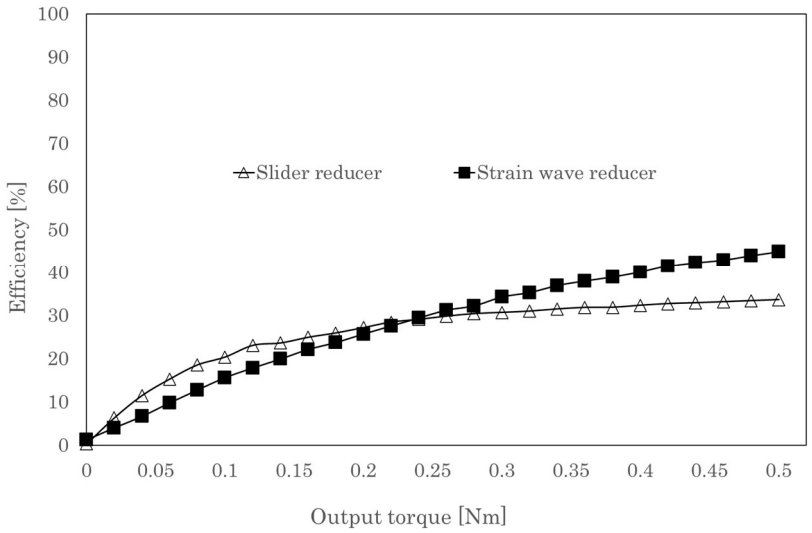


Fig.5.11　Torque transmission efficiency of 2 types of the reducer with respect to changes in output torque at motor speed of 300 rpm.

この要因として，スライダとスライダ溝の間で発生する摩擦が考えられる．スライダは入力部の回転によって 2 種類の歯形壁面に沿いながらスライダ溝内を径方向に往復運動するが，このとき，スライダは出力部の回転方向に対して直交する方向に移動することになるため，スライダはスライダ溝の内壁面側に圧を与えらながら移動することとなる，この際には比較的大きな摺動摩擦抵抗が生じ，これが伝動効率の低下につながっていると推測される．

5.6 結　言

提案するスライダ減速機は，減速原理が波動歯車減速機を模擬しているため，これと同等の単段での高い減速比が実現できる．加えて，弾性変形を必要とするフレクススプラインの代わりに，剛性のあるスライダおよびスライダ溝を有する出力部を用いているため，減速機の薄型化が期待できる．

ところで，スライダ減速機の設計パラメータに関しては，第 4 章で述べたエリアシング式減速機と同じ減速機構を有しているため同様の検討ができる．すなわち設計パラメータとしては，入力部とステータの歯数および基準円半径 i，s，r_1，r_2，正弦波の振幅 a とオフセット量 δ および出力部のスライダ溝の数が考えられる．

これらのうち i と s は減速比を決定し，r_1，r_2，aおよび δ はその減速比における正弦波形状の歯形を規定する．例えば a の値が大きければ，歯形の凹凸が急峻になるので，スライダとの接触状態が変化し，トルク伝達特性が変化することが予測される．

また，出力部に施されているスライダ溝の数は，入力部の歯数とステータの歯数の差でも設定することが可能である．その場合のスライダ溝の間隔は図 5.4 において入力部で $2\pi/9$，ステータで $20\pi/9$ の位相差に対応する．この場合は，同じ減速のメカニズムに従いながらもステータは入力部と同方向に減速移動する．つまり，同じ減速比でもスライダ溝の設計次第でステータの移動方向を変更することができる．そして，スライダの本数が減るため，駆動の際に発生する負荷の低減が期待できる一方で，1 本のスライダに加わる負荷は増えるため，スライダの摩滅や破損などの虞がある．

そこで今後は，これらのパラメータがトルク伝達特性に及ぼす影響を調査し，最適な歯形状およびスライダの本数を検討したい．

5.7 設計パラメータ

r_1	：入力の基準円半径	17.5[mm]
a	：正弦波の振幅	0.5[mm]
δ	：オフセット量	1[mm]
t_1	：入力の歯数	2
t_2	：ステータの歯数	58
z	：減速比	60
x	：スライダの本数	20

第6章　結　言

6.1　まとめ

本論文では，小形サーボモータの減速機構に重用されている代表的な減速機である遊星歯車減速機，偏心揺動歯車減速機，および波動歯車減速機に対してさらなる小形化を目指した減速機構を2種類提案した．第2章と第3章では知育玩具（スピログラフ）からヒントを得た「サイクロイダル遊星歯車減速機」について述べ，第4章と第5章では周期関数のエリアシング現象からヒントを得た「エリアシング式減速機」について述べた．

第2章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機は，遊星歯車減速機と偏心揺動歯車減速機を意識しており，これらの減速機では実現が困難であった単段での十分な減速比を有し，駆動時に不要な振動を発生しない小形の減速機構を，遊星歯車に設けた伝動ピンが出力板に彫られた滑りエピトロコイド曲線溝の壁面を押し出すという確動カム動作によって実現している．

この減速機を試作して減速動作を確認したところ，前記のねらいが十分に達成できていることに加えて，無負荷損失トルクも既製品と同程度に低いことが確認できた．

しかしながらその一方で，試作機とはいえ負荷トルクを与えた回転駆動時においてトルクは大きく変動し，トルク伝達効率も73%と必ずしも満足できる結果ではなかった．これらは，伝動ピンと滑りエピトロコイド曲線溝との確動カム動作によって要素間で発生する摩擦が起因していると考えられる．

第3章で述べたハイポトロコイダル遊星歯車減速機は，第2章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機で懸念されたトルク伝達特性の改善をねらいとして，出力板の溝曲線を滑りエピトロコイドから滑りハイポトロコイドに変更したものとなっている．

この減速機を試作して減速動作を確認したところ，サイクロイダル遊星歯車減速機の長所である減速機本体の小形化や低無負荷損失トルクを活かしつつ，比較的大きなトルク変動と十分でない伝達効率を改善することができ，既製品の遊星歯車減速機と同程度のトルク伝達特性を確保することができた．

第4章で述べたエリアシング式減速機は，第2章と第3章で述べたサイクロイダル遊星歯車減速機・ハイポトロコイダル遊星歯車減速機に比べて，本体のさらなる薄型化を目指したものである．この減速機は，2種類の正弦波形状の曲線溝とベアリングボールとの相互作用（エリアシング現象）による減速動作を板カム動作によって実現しており，単段で高減速比を実現することができる．

この減速機を試作して減速動作を確認したところ，前記のねらいが達成できていることに加えて，トルク変動を既製品の遊星歯車減速機と同程度に抑えつつ，無負荷損失トルクも十

分に低いことが確認できた.

しかしながらその一方で，試作機とはいえトルク伝達効率は 70%と必ずしも満足できる結果ではなかった. これはベアリングボールと溝との間で発生する差動滑りによる摩擦が大きいためと推測される.

第 5 章で述べたスライダ減速機は，第 4 章で述べたエリアシング式減速機のバリエーションである.

この減速機は波動歯車減速機の短所である「弾性変形による減速動作」を意識して開発したものであり，エリアシング式減速機の 2 種類の溝が入力部とステータの正弦波形状の歯形に，ベアリングボールが棒状のスライダにそれぞれ置き換わったものとなっている. そしてエリアシング式減速機と同じ減速動作を採用することで，波動歯車減速機における弾性変形を回避しつつ，より薄型で同等の高減速比を実現することができる.

この減速機を試作して減速動作を確認したところ，前記のねらいが十分に達成できた. そして，無負荷損失トルクも既製品の波動歯車減速機と同程度に低いことが確認できた.

しかしながらその一方で，試作機とはいえ負荷トルクを与えた回転駆動時においてトルクは大きく変動し，トルク伝達効率も 37%と必ずしも満足できる結果ではなかった. この要因として，スライダとスライダ溝の間で発生する摺動摩擦が考えられる.

以上のように，本論文で提案した減速機は，第 1 章で紹介した遊星歯車減速機に比べて「単段で高減速比」を実現することができている. さらに，スライダ減速機を除けば，本体の小径化を妨げるような入れ子構造を持たず，構成部品の各層の厚さを薄くすることが容易なため，代表的な 3 種類の減速機に比べて本体のさらなる小径化および薄形化，つまり「さらなる小形化」が実現できている.

6.2　今後の課題

本論文で提案したハイポトロコイダル遊星歯車減速機以外の 3 種類の減速機は，減速駆動はするものの，既製品の減速機（遊星歯車減速機および波動歯車減速機）に比べて，トルク伝達効率またはトルクの変動において改善の余地が残されている．

その原因としては，提案したすべての減速機の減速原理に共通しているカム動作（板カム・確動カム）によって要素間で発生する摺動摩擦や滑り摩擦，構成部品の弾性変形による動力の散逸などが考えられる．つまり，トルク伝達特性の向上にはこのような摩擦の低減や使用素材の取捨選択が重要な課題となる．

①素材の最適化
②製作・加工の最適化
③潤滑の最適化
④設計パラメータの最適化

①～③に関しては，マテリアルダイナミクスやトライボロジーに関する知見が必要になってくると考えている．

使用素材の面では動摩擦抵抗が小さな材料（樹脂ではジュラコン，金属では真鍮など）および弾性変形しにくい材料（アルミニウム合金 A2024，炭素鋼 S45C など）の選択，製作・加工の面では寸法精度や表面性状への配慮および長孔の断面形状をベアリングボールの曲率半径に合わせることによる線接触化，潤滑の面では接触要素に塗布するグリースのちょう度の調整や曲線溝と長円孔にグリースを滞留させるグリースポケットの導入，などが考えられる．

④に関しては，実験と理論の両面からのアプローチが重要であると考えている．

本論文で述べた試作機はすべて研究室所有の工作機械（NC 加工機・3D プリンタなど）を用いて自身で製作したもので，加工精度などは必ずしも十分とは言えないが，一定の性能を確保することはできている．

そのため，第 2 章から第 5 章の各章における結言では，それぞれの設計パラメータを種々変更した上で，トルク伝達特性を調査するという実験的アプローチによって最適な設計パラメータを求めることを言及しており，実際に設計パラメータを変更すると駆動時に発生する摩擦の程度が異なることを実験的に確認している．しかしながら，前記のような製作・実験環境から性能の再現性の保証は難しい．そのため，実験的アプローチのみで最適パラメータを求めることは適切ではないと考えている．これに加えて，2.4.4 で述べたように，カム動作を行う要素間のクリアランスや従動体（伝動ピン，ベアリングボール，スライダ）の大きさによって，要素間の接触状態が変化することは容易に想像できる．これに伴って摩擦の状態も変化するため，これも考慮しなければならない．

そこで今後は，マルチボディダイナミクスに関する知見を活用して，提案した種々の減

速機に用いている構成部品の素材や要素間のクリアランスやグリース，ちょう度までも考慮した数式モデル化を行い，理論解析とそれに基づくシミュレーションを実施するという理論的アプローチを検討したい．そして，実験的アプローチから得られた結果との照らし合わせを行うことで，指定した減速比に対する最適な設計パラメータが導き出せるのではないかと考えている．

このように，これまでの実験的アプローチを中心とした研究に対して，理論的なアプローチを加えることにより，提案した減速機の洗練を目指していきたい．

謝　辞

本論文をまとめるにあたり，昼夜を問わずに，修士有益かつ適切なご助言，ご指導を賜りました大同大学総合機械工学科，大嶋和彦教授に深く感謝申し上げます．また，本論文に注意深くご検討いただき，数々の有益なご教示を賜りました大同大学機械工学科，蔦森秀夫教授，大同大学総合機械工学科，尾形和哉教授、田中淑晴教授，名古屋大学大学院工学研究科，井上剛志教授に深く感謝致します．

参考文献

[1] 安藤清, ロボット用減速機の現状と今後の展望, 日本ロボット学会誌, Vol. 33, No.5 (2015), pp.329-333.
[2] 松浦大輔, 超多自由度ロボットの冗長性活用制御, 精密工学会誌, Vol. 79, No.12 (2013), pp.1219-1223.
[3] 溝口善智, ロボットマニピュレーションを支える減速機, 計測と制御, Vol. 56, No. 10 (2017), pp.764–769.
[4] 宮島祐介, 小形 DC モータの進化による環境負荷低減の動向, 精密工学会誌, Vol. 87, No.3, (2021), pp.253-254.
[5] 宮川豊美, 神野誠, 伊藤賢一, 長谷川幸久, 小型減速機を内蔵した高トルクモータの開発, 精密工学会学術講演会講演論文集 (2003), p.557.
[6] Mclennan, IP57 series - Industrial Planetary Gearhead, (2016), p.1.
[7] 住友重機械工業株式会社, サイクロ減速機 (2022), p.18.
[8] 清沢芳秀, 黒木潤一, 超扁平波動歯車装置の紹介, 運動及び動力伝達機構シンポジウム講演論文集 (2004), pp.76–79.
[9] 住友重機械工業株式会社, 精密制御用 E サイクロ減速機 ECY シリーズ, (2021), p.3.
[10] 佐々木裕之, 増山知也, 高橋隆行, 低バックラッシなクラウン減速機構の開発と評価, 日本ロボット学会誌, Vol. 31, No. 9 (2013a), pp.887–895.
[11] 佐々木裕之, 秋山大樹, 高橋隆行, 浮遊ロータ歯車を用いたクラウン減速機の開発と評価, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集, Vol 2013 (2013b), DOI:10.1299/jsmermd.2013.2A2-D11-1.
[12] 株式会社ミューラボ, CROWN ROBOXGEAR, (2025), p.2.
[13] 株式会社加茂精工, ボール減速機シリーズ, (2017), pp.4-5.
[14] 太田浩之, 水野雄介, 成田博, 標準形ボール減速機のボールの挙動, 日本機械学会論文集, (2002), pp.290-291.
[15] 林秀行、大嶋和彦, 特許第 7049648 号 (2022).
[16] 林秀行, 大嶋和彦, 尾形和哉, サイクロイダル遊星歯車減速機の開発, 日本機械学会論文集, Vol.89, No.919, (2023), DOI:10.1299/transjsme.22-00340.
[17] 林秀行, 大嶋和彦, 減速機, 特許第 7109099 号 (2022).
[18] 林秀行, 大嶋和彦, 尾形和哉, エリアシング式減速機の開発, 日本機械学会論文集, Vol.91, No.951, (2025), DOI:10.1299/transjsme.25-00113.
[19] 林秀行, 大嶋和彦, 減速機, 特許第 7182309 号 (2022).
[20] 朝倉直己, 数学的機器による形態の研究(1), デザイン学研究 Vol.1968, No.8, (1986), DOI:10.11247/jssdj.1968.22.
[21] 栗田稔,いろいろな曲線,新しい数学へのアプローチ 9,共立出版株式会社 (1974),pp.73-80.
[22] 磯佑介, 大西和榮,登坂宣好,工学系の基礎数学,第 2 版,彰国社 (2004),pp.117-121.
[23] ブラトロンゴ, モデスコ, 自動制御の連続可変トランスミッション, 特表平 6-508418 号 (1994).
[24] 寺田英嗣, 牧野洋, 今瀬憲司, サイクロイドボール減速機の基礎解析, 精密工学会誌, Vol 54, No11 (1988), pp.70-74.
[25] 加茂精工株式会社, ボール減速機シリーズ (2021), p.3.
[26] 両角宗晴, 八重島公郎, 平田幸吉, 最小歯数差ハイポサイクロイド減速機の効率, 信州大学工学部紀要, No. 31 (1971), pp.120-128.
[27] 浜田望, 基本を学ぶ信号処理, オーム社, (2012), pp.111-120.
[28] フランクエイフォーリー, 変速機, 特表平 6-508674 号 (1994).
[29] 梶原靖, ボール減速機, 特許第 6767244 号 (2018).

[30] ハーモニックドライブシステムズ株式会社, HarmonicDrive, (2021), pp.127-128.