工學碩士學位論文

사이클로이드 감속기용 사이클로이드 판기어의 작용력 해석에 관한 연구

2003年 12月

昌原大學校 大學院

機械設計工學科

金 度 賢

工學碩士學位論文

사이클로이드 감속기용 사이클로이드 판기어의 작용력 해석에 관한 연구

A Study on Force Analysis of Cycloidal Plate Gears for Cycloid Speed Reducer

指導敎授 辛 重 鎬

이 論文을 工學碩士學位論文으로 提出함.

2003年 12月 日

昌原大學校 大學院

機 械 設 計 工 學 科

金 度 賢

金度賢의 工學碩士學位論文을 認准함.

審査委員長 조 치 룡 (印)

審 査 委 員 권 순 만 (印)

審 査 委 員 신 중 호 (印)

2003年 12月 日

昌原大學校 大學院

목 차

목 차 i
LIST OF FIGURES iii
LIST OF TABLES v
NOMENCLATURE vi

제 1 장 서 론 1
1.1 연구 배경 및 목적 1
1.2 문헌 조사 3
1.3 연구 내용 4

제 2 장 사이클로이드 감속기의 기본 특성 6
2.1 서 론 6
2.2 사이클로이드 감속기의 구성 7
2.3 사이클로이드 감속기의 작동원리 8
2.4 사이클로이드 감속기구의 기구학적 특성 10

제 3 장 사이클로이드 판기어의 작용력 해석 13
3.1 서론 13
3.2 반작용력의 전위 작용력으로 변환원리 15
3.3 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 해석 19
3.3.1 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어
사이의 작용력 특성 19

3.3.2 외륜 롤러기어에 의한 사이클로이드
판기어의 작용력 해석 29
3.3.3 사이클로이드 판기어의 회전 토크 해석 35
3.4 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어의 작용력 해석 38
3.4.1 사이클로이드 판기어 #1에 의한 작용력 해석 38
3.4.2 사이클로이드 판기어 #2에 의한 작용력 해석 42
3.5 사이클로이드 감속기의 입력, 출력 토크 해석 45

제 4 장 사이클로이드 판기어 작용력 해석 프로그램 개발 50
4.1 서 론 50
4.2 프로그램의 구성 51

제 5 장 CFanalysis 프로그램 적용예 53
5.1 서 론 53
5.2 외륜 롤러수에 따른 사이클로이드 감속기의 작용력 해석 54
5.2.1 외륜 롤러가 3개인 경우(적용예 #1) 54
5.2.2 외륜 롤러가 7개인 경우(적용예 #2) 61
5.3 출력핀 수에 따른 사이클로이드 감속기의 작용력 해석 64
5.3.1 출력 핀기어의 핀이 6개인 경우(적용예 #3) 64
5.3.2 출력 핀기어의 핀이 8개인 경우(적용예 #4) 69
5.3.3 출력 핀기어의 핀이 10개인 경우(적용예 #5) 72
5.4 편심량에 따른 사이클로이드 감속기의 작용력 해석 75
5.4.1 편심량 e가 6mm인 경우(적용예 #6) 75
5.4.2 편심량 e가 5mm인 경우(적용예 #7) 77
5.4.3 편심량 e가 4mm인 경우(적용예 #8) 79

5.5 사이클로이드 감속기의 작용력 분석 81

제 6 장 결 론 82

참 고 문 헌 85

Abstract 87

감사의 글 90

LIST OF FIGURES

Fig.2-1 Constitution of cycloid speed reducer
Fig.2-2 Cross section of cycloid speed reducer
Fig.2-3 Characterisistic of contact motion
Fig.2-4 Instant velocity centers of cycloid speed reducer
Fig.3-1 External forces and reaction forces
Fig.3-2 Force transformation
(a)Reaction forces
(b)Transformed forces
Fig.3-3 Special case of force transfomation
Fig.3-4 Contact forces at contact points between plate gears and housing roller gears
(a)For cycloidal plate gear #1
(b)For cycloidal plate gear #2
Fig.3-5 Component and resultant forces, when N=3
Fig.3-6 Directional force components
Fig.3-7 Resultant contact forces, when N=9
(a)For cycloidal plate gear #1 and rollers
(b)For cycloidal plate gear #2 and rollers
Fig.3-8 Reaction forces on cycloidal plate gear #1
Fig.3-9 Reaction forces on cycloidal plate gear #2
Fig.3-10 Transformed forces at instant velocity centers
Fig.3-11 Torque generated to eccentric centers of cycloidal plate gears

Fig.3-12 Forces of cycloidal plate gear #1 and output pin gears
Fig.3-13 Force of cycloidal plate gear #2 and output pin gears
Fig.3-14 Reaction force to eccentric centers of cycloidal plate gears
(a)For cycloidal plate gear #1
(b)For cycloidal plate gear #2
Fig.3-15 Input shaft torque of cycloidal plate gears
Fig.4-1 Flowchart of "CFanalysis" program
Fig.5-1 Cycloidal plate gears for example #1
Fig.5-2 Transformed forces and contact force
Fig.5-3 Reaction forces and contact force
Fig.5-4 Graph of contact forces for example #1
Fig.5-5 Cycloidal plate gears for example #2
Fig.5-6 Graph of contact forces for example #2
Fig.5-7 Cycloidal plate gears for example #3
Fig.5-8 Reaction forces to output-pin gears of cycloidal plate gears
(a)For cycloidal plate gear #1
(b)For cycloidal plate gear #2
Fig.5-9 Cycloidal plate gears for example #4
Fig.5-10 Cycloidal plate gears for example #5
Fig.5-11 Cycloidal plate gears for example #6
Fig.5-12 Cycloidal plate gears for example #7
Fig.5-13 Cycloidal plate gears for example #8

LIST OF TABLES

Table 2-1 Reduction ratio range and efficiency of reducers
Table 4-1 Structure of program for "CFanalysis"
Table 5-1 Input parameters for example #1
Table 5-2 Transformed forces and contact forces for example #1
Table 5-3 Reaction forces and input-shaft forces for example #1
Table 5-4 Input parameters for example #2
Table 5-5 Contact forces and reaction forces for example #2
Table 5-6 Input parameters for example #3
Table 5-7 Contact forces and input-shaft torque for example #3
Table 5-8 Reaction Forces for example #3
Table 5-9 Reaction Forces of pins for example #3
Table 5-10 Input parameters for example #4
Table 5-11 Contact forces and input-shaft torque for example #4
Table 5-12 Reaction Forces of pins for example #4
Table 5-13 Input parameters for example #5
Table 5-14 Contact forces and input-shaft torque for example #5
Table 5-15 Reaction Forces of pins for example #5
Table 5-16 Input parameters for example #6
Table 5-17 Contact forces and input-shaft torque for example #6
Table 5-18 Input parameters for example #7
Table 5-19 Contact forces and input-shaft torque for example #7
Table 5-20 Input parameters for example #8
Table 5-21 Contact forces and input-shaft torque for example #8

NOMENCLATURE

Link i	:	i-th Link
IC ij	:	Instant velocity center between i-th Link and j-th Link
O	:	Center of cycloid reducer
ω_P	:	Angular velocity of cycloidal plate gear
ω_i	:	Angular velocity of input-shaft
O	:	Center of roller on roller gear
L_P	:	Distance between centers of cycloid reducer and Instant velocity center
Z_R	:	Number of rollers in housing roller gear
e	:	Eccentricity of center
X_f	:	X axis of fixed coordinate system
Y_f	:	Y axis of fixed coordinate system
X_r	:	X axis of local coordinate system
Y_r	:	Y axis of local coordinate system
F_{ij}	:	Force of i-th roller and j-th cycloidal plate gear
F_R	:	Component force of F_{i1} and F_{i2}
E_j	:	Eccentric center of j-th cycloidal plate gear
θ_{ij}	:	Angle of X_f axis and contact point between i-th rollers and j-th cycloidal plate gear
θ	:	Rotational angle of cycloidal plate gear

$\Delta\theta_{ij}$: Angle between F_R and F_{ij}

$\Delta\theta_i$: Angle between F_{i1} and F_{i2}

α_i : Angle between center of i-th roller and X_r axis

θ_{Ri} : Angle between center of i-th roller and X_f axis

F_{Pix} : X direction transfomational force of i-th cycloidal plate gear

F_{Piy} : Y direction transfomational force of i-th cycloidal plate gear

F_{Eix} : X direction reaction force of i-th cycloidal plate gear

F_{Eiy} : Y direction reaction force of i-th cycloidal plate gear

T_{Pi} : Torque generate by reaction forces

T_o : Torque of input-shaft

T_i : Torque of output-shaft

Q_{ij} : Reaction force according to F_{Pix} between i-th output pins and j-th cycloidal plate gear

T_{ij} : Reaction force according to F_{Piy} between i-th output pins and j-th cycloidal plate gear

H_i : Perpendicular distance between X_r axis and contact point of i-th output pins

M_T : Equilibrium moment between F_{Piy} and H_i

R : Radius of cycloidal reducer

R_R : Radius of roller

Z_P : Number of pins in output pin gear

R_P : Radius of output pin

D_P : Distance to output pin

제 1 장 서론

1.1 연구 배경 및 목적

현대 산업 사회가 급속히 발전하면서 산업기계에 요구되는 기능은 더욱 다양화, 고속화 및, 고 효율화를 요구한다. 산업기계에는 많은 종류가 있지만, 기본적으로 산업기계는 모터, 엔진 등의 동력원으로부터 동력을 전달받아 우리가 필요로 하는 일로 변환하는 것이 주된 목적이다. 여기서 동력 전달부만 생각해 본다면 보통 회전력을 이용하여 일을 하게 되는데 동력원의 높은 회전력을 그대로 사용해서 산업기계에 연결하여 사용한다면 필요로 하는 토크를 얻을 수 없게 된다. 따라서 고 회전력을 가지고 있는 동력원을 감속기에 연결하여 적당히 감속을 행함으로써 산업기계가 필요로 하는 토크를 얻을 수 있고 효율적으로 일을 할 수 있다. 일반적으로 감속기(Reducer)란 입력 축으로 들어온 고 회전수를 감속하여 회전력(토크)를 높여서 출력 축으로 보냄으로써 우리가 필요로 하는 일을 할 수 있게 하는 기계 장치이다. 일반적인 감속기구로는 단순 기어열(Gear train)을 사용하거나 큰 감속비가 요구되는 경우에 웜 기어열(Worm gear train) 또는 유성 기어열(Planetary gear train)을 이용하여 1단 혹은 여러 단으로 감속을 수행한다. 단순 기어열을 이용한 감속기인 경우에는 감속비에 따른 형상과 크기의 제약이 있고, 웜 기어열을 이용한 감속기는 부피도 작고 감속비도 비교적 크지만 낮은 효율과 큰 백레쉬가 단점이다. 유성 기어열을 이용한 감속기는 여러단의 유성 기어열을 사용해서 큰 감속비를 얻을 수는 있지만 감속비가 커질수록 감속기가 차지하는 공간과 백레쉬가 상당히 커지는 단점이 있다.

현재 압축기, 믹서, 펌프 등과 같은 산업기기와, 전차의 주행부, 미사일 조준 장치와 같은 군사기기, 굴삭기, 불도져등과 같은 건설기기는 점

점 고기능화 되고 구성품들은 단순화, 소형화되면서 큰 힘을 요구한다. 그러므로 앞서 말한 여러 종류의 감속기들 보다 작은 공간에서 큰 감속비를 가지는 감속기의 필요성이 절실히 요구되고 있다. 따라서 높은 감속비를 가지고, 감속비 조절이 용이하고, 구조가 매우 간단하고, 소형이면서 백레쉬가 없는 사이클로이드 감속기(Cycloidal speed reducer)가 많이 사용되기 시작하였다. 비록 다양한 장점을 가지고는 있지만 아직 세계적으로 체계화된 형상 설계방법이나 작용력 해석방법, 형상에 대한 정확한 데이터 등은 거의 없고 사이클로이드 감속기를 생산하는 선진국의 몇몇 기업들이 보유하고 있는 실험적인 데이터가 전부인 실정이며 논문으로 발표는 거의 없는 실정이다. 본 논문에서는 우수한 감속비와 구성의 단순화로 소형화가 가능하고 항상 접촉운동을 하므로 내충격성이 우수한 사이클로이드 감속기에 대해 정역학적 힘의 평형과 기구학적 운동특성 및 기하학적 적합성을 이용하여 접촉력(Contact force)을 해석한다.

본 연구에서는 사이클로이드 감속기의 구성품에 작용하는 각각의 작용력 등을 구하는 방법을 제시하고 마찰력이 없는 이상적인 상태에서 제시된 식을 검증한다. 또한, 요구되는 출력축의 토크에 따른 입력축의 토크를 계산하므로써 사이클로이드 판기어 설계와 설계 데이터의 체계화를 목적으로 하는 전산 원용 프로그램을 만들고, 고 부가가치의 사이클로이드 감속기 개발에 밑거름이 되고자 한다.

1.2 문헌 조사

사이클로이드 판기어의 접촉력 해석에 관한 연구자료나 소개, 서적은 세계적으로 거의 없는 실정이다. 다만 일부 사이클로이드 감속기를 생산하는 선진국의 기업들이 형상설계에 관한 일부 데이터, 혹은 실험에 의한 접촉력 해석 데이터를 가지고 있으나 거의 공개는 하지 않고 있다. 다만 형상설계에 관한 연구로써 Litvin[9], 윤호업[4]이 소개했다. 특히 윤호업[4]은 순간 속도 중심법을 이용하여 사이클로이드 판기어 형상 설계법을 제시하였다. Malhotra와 Parameswaran[1]은 사이클로이드 판기어에 작용하는 접촉력을 모두 사용한 것이 아니라 일부 작용력을 '영'이라고 가정하고 접촉력을 해석하였는데, 실제로는 접촉 중인 모든 롤러에 접촉력이 작용한다.

본 연구에서는 앞서 소개된 방법과는 달리 외륜 롤러 기어에 설치된 모든 롤러와 판 기어 사이에 발생되는 접촉력을 기구학적 순간 속도 중심을 이용하여 접촉력을 해석한다. 이 방법은 평판캠(Plate cam), 원통캠(Cylinderical cam), 사이클로이드 판기어 형상설계에서 신중호[2,3], 윤호업[4]이 적용한 것으로, 각각의 판기어에 작용하는 접촉력은 각각의 순간 속도 중심 방향으로 작용하는 조건을 이용하여 판기어에 작용하는 접촉력을 해석한다.

1.3 연구 내용

감속기란 모든 동력을 필요로 하는 기계 장치에서 필수 불가결한 요소이다. 본 연구에서는 사이클로이드 감속기의 작용력에 관한 힘 해석 이론을 제시 하고자 한다.

사이클로이드 감속기의 핵심 요소는 사이클로이드 판기어이고, 입력축의 회전 토크는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러 기어에 의해 작용력을 발생시키며, 이 작용력은 사이클로이드 판기어에 접촉하는 출력축과 연결된 출력 핀기어에 전달하면서 출력축의 회전 토크를 전달한다.

본 논문에서는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이에 발생하는 작용력 해석과 사이클로이드판기어와 출력 핀기어 사이에서 발생되는 작용력 해석에 관한 이론을 제시한다.

해석 이론의 적용 부분에서는 출력 핀기어의 개수, 편심량의 변화 등에 의한 작용력을 해석함으로써 앞서 제시한 이론을 검증하고, 'CFanalysis' 프로그램을 만들어서 각각의 조건에서 작용하는 작용력을 분석한다.

제 2장에서는 사이클로이드 감속기의 구성, 작동 원리 및 기구학적 운동특성에 대하여 설명한다.

제 3장에서는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이에 작용하는 작용력의 해석방법을 제시하고, 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어 사이에 작용하는 작용력을 해석하는 방법을 제시한다. 또한 주어진 출력축의 토크를 발생시키는 입력축 토크의 해석방법을 제시한다.

제 4장에서는 제3장의 해석이론을 이용하여 사이클로이드 작용력 해석 프로그램인 "CFanalysis"를 설명한다.

제 5장에서는 예제를 통하여 해석방법을 검증하고, 외륜 롤러기어에

서 롤러수의 변화에 따른 사이클로이드 판기어의 접촉력을 해석한다.

제 6장에서는 본 연구의 결과를 분석하고, 사이클로이드 감속기의 특성에 대한 적절한 분석 방법을 제시한다.

제 2 장 사이클로이드 감속기의 기본 특성

2.1 서론

일반적으로 사이클로이드 곡선이란 평면, 또는 하나의 큰 원 위에 다른 작은 원을 놓고 작은 원을 굴렸을 때 작은 원 내부의 한 점이 그리는 점의 자취이다. 사이클로이드 곡선을 만드는 방법에는 두 개의 원을 이용하여 옵셋하는 방법[9]과 접촉 운동하는 두 물체의 기구학적인 순간 속도 중심점을 이용하는 방법[4]이 있다.

사이클로이드 감속기는 접촉기구장치로서, 접촉하고 있는 링크들이 사이클로이드 운동을 수행하는 조건을 만족하는 형상을 유지해야 한다. 또한, 감속 장치로서의 특징을 유지할 수 있도록 각각의 회전 링크가 기구학적인 조건을 만족하여야 한다.

본 장의 2.2절에서는 사이클로이드 감속기의 기본적인 구성, 2.3절에서는 사이클로이드 감속기의 작동원리, 2.4절에서는 사이클로이드 감속기의 기구학적 특성에 대하여 알아본다.

2.2 사이클로이드 감속기의 구성

일반적으로 사이클로이드 감속기는 작은 공간에 비해 높은 감속비를 가지는 고 효율의 동력 전달 장치이다. 사이클로이드 감속기는 외륜 롤러기어(Housing roller gear), 출력 핀기어(Output pin gear), 사이클로이드 판기어(Cycloidal plate gear), 편심 베어링(Eccentric bearing) 등으로 구성되며, 그 중에서 사이클로이드 곡선으로 형상이 결정된 사이클로이드 판기어는 사이클로이드 감속기의 핵심부품에 해당된다. 사이클로이드 감속기의 개략도는 Fig.2-1과 같다. 사이클로이드 판기어와 접촉운동을 하는 외륜 롤러기어는 감속기 하우징에 고정되어 있고 출력 핀기어는 출력 축과 연결되어 있다. 그리고 편심 베어링은 감속기 중심에서 편심량 만큼 사이클로이드 판기어를 편심시켜 회전운동을 하게 하며 입력축과 연결되어 있다.

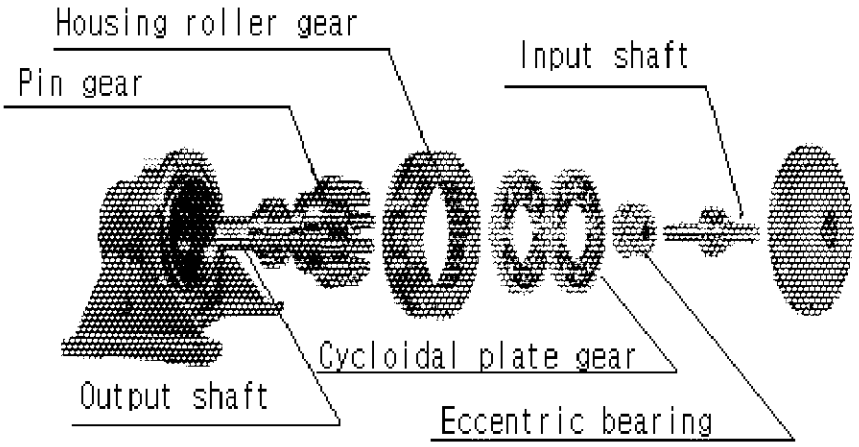


Fig. 2-1 Constitution of cycloid speed reducer

2.3 사이클로이드 감속기의 작동원리

Fig. 2-2는 일반적인 사이클로이드 감속기의 단면도이며, 두 개의 사이클로이드 판기어, 9개의 롤러가 원주 방향으로 설치된 외륜 롤러기어, 그리고 판기어 내부에는 6개의 출력 홀과 출력 축에 연결되는 6개의 출력 핀기어로 구성된다 .

하나의 사이클로이드 판기어를 사용한다면 편심운동에 의해 힘의 불균형과 진동 등의 문제가 발생하므로 보통 쌍으로 구성된 사이클로이드 판기어를 180° 위상차를 가지도록 설치하여 진동과 힘의 불균형을 억제시킨다. 또한 사이클로이드 판기어는 항상 외륜 롤러기어와 접촉을 유지하므로 순간적인 강한 충격에 유리하며 입력축과 출력축이 일직선상에 존재하므로 많은 이점을 가진다.

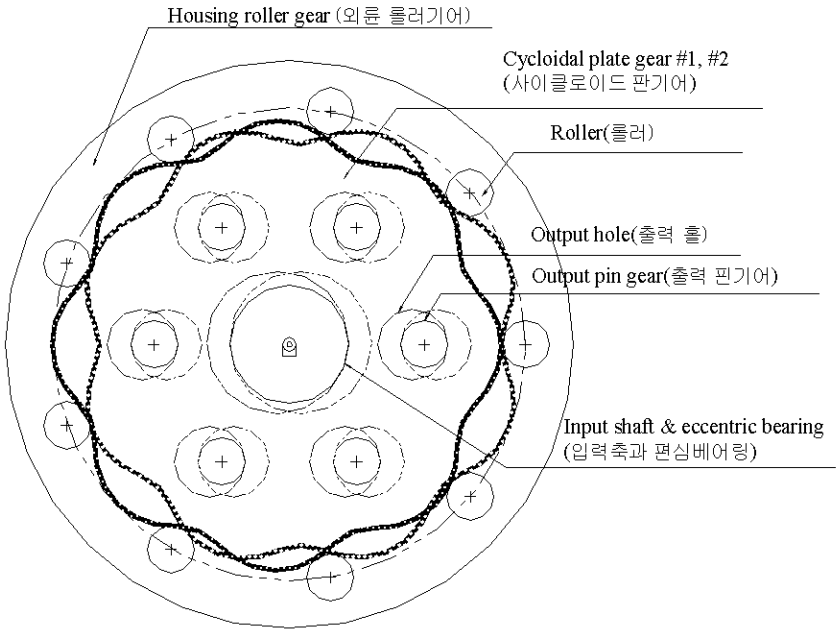


Fig.2-2 Cross section of cycloid speed reducer

운동원리는 Fig. 2-3과 같이 입력축으로 입력된 동력을 편심 베어링에 의해 사이클로이드 판기어가 편심축을 중심으로 회전운동을 하게 되며, 외륜 롤러기어는 하우징에 고정되어 있으며 사이크로이드 판기어와 접촉을 유지하면서 접촉운동을 하고, 이 때 감속이 일어난다.

감속의 원리는 입력축이 360° 회전하게 되면 편심축을 중심으로 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어는 사이클로이드 운동을 발생하면서 반대방향으로 사이클로이드 판기어에 형성된 1개의 이(tooth) 만큼 회전하게 되고, 사이클로이드 판기어에 의한 출력 핀기어의 회전은 출력축에 운동을 전달한다. 따라서 감속비는 외륜 롤러 기어의 롤러 개수와 관계된다. 작용력 전달은 외륜 롤러기어에 설치된 롤러가 사이클로이드 판기어와 접촉하면서 접촉력을 작용하면 판기어는 회전하게 된다. 이 때, 사이클로이드 판기어가 회전운동을 하면 판기어에 설치된 출력 홀(output hole)에 연결된 출력 핀기어가 일체형으로 회전하고, 출력 핀기어와 연결된 출력축으로 전달 되게 된다. 이 때 입력축의 회전 방향과 판기어의 회전 방향은 서로 반대로 작용한다.

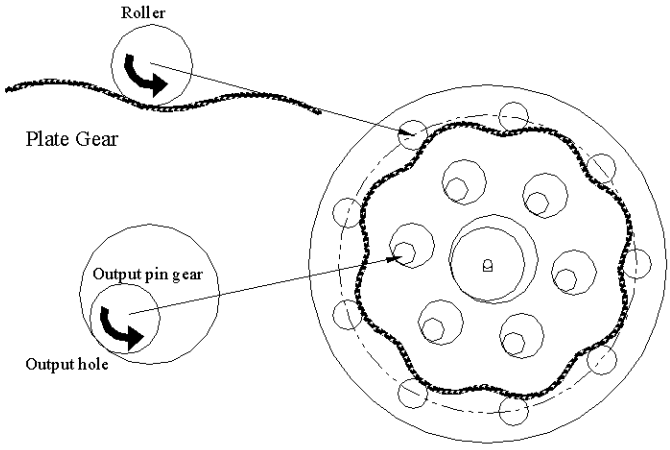


Fig. 2-3 Characterisistic of contact motion

2.4 사이클로이드 감속기구의 기구학적 특성

Fig. 2-4은 사이클로이드 감속기를 기구학적으로 도시한 것으로, 기구 장치의 구성은 편심 베어링, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어로 이룬어진다. 이 때 프레임을 링크 1, 편심 베어링을 링크 2, 그리고 사이클로이드 판기어를 링크 3으로 정의하면 외륜 롤러기어도 링크 1에 해당된다.

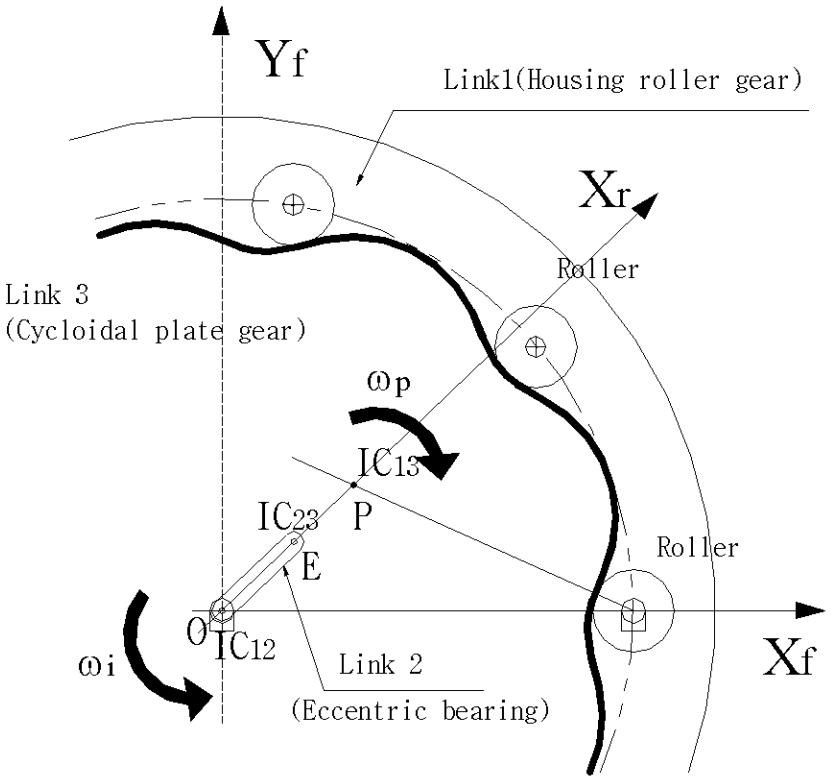


Fig. 2-4 Instant velocity centers of cycloid speed reducer

케네디 이론[6,7]에 의하면 서로 상대적인 평면운동을 하는 세 물체는 세 개의 순간속도 중심점을 가지게 된다. 따라서 입력축의 중심 O점은 순간속도 중심 IC_{12}가 되고, 편심 중심 E점은 IC_{23}이 되며, O점과 E점의 연장선과 판기어와 롤러의 접촉점에서의 법선과 만나는 점 P가 순간속도 중심 IC_{13}이 된다. 순간속도 중심 IC_{13}인 P점에서는 임의의 순간에서 속도가 '0'이며, 모든 롤러의 중심과 P점을 연결한 선상에 사이클로이드 판기어와 롤러의 접촉점이 유지되어야 한다. 그러므로 모든 접촉점을 연결하면 판기어의 형상이 결정되고, 임의의 순간에서 판기어의 모든 기구학적 특성은 순간속도 중심 IC_{13}인 P점의 위치에 의해 결정된다.

감속기의 중심점인 O점에서 편심 중심점 사이의 거리를 e이라 두면, O점에서 순간속도 중심 IC_{13}인 P점 사이의 거리 L_P는 식(2-1)로 정의되는데, 여기서 Z_R은 외륜 롤러기어에 설치된 롤러의 개수이다[4]. 입력축의 회전 각속도를 ω_i라고 하고, 사이클로이드 판 기어의 회전 각속도를 ω_p라고 하면, 속도비는 식(2-2)와 같이 감속이 된다. 여기서 '- '는 입력과 출력의 회전 방향이 서로 반대가 됨을 의미한다.

$$L_P = Z_R \cdot e \tag{2-1}$$

$$\frac{\omega_p}{\omega_i} = \frac{1}{1 - Z_R} \tag{2-2}$$

일반적인 감속기의 종류와 감속 범위 및 효율은 Table 2-1과 같고, 감속비가 커질수록 효율이 나빠지는 것을 알 수 있다. 사이클로이드 감속기를 제외한다면 웜 기어(Warm gear) 감속기가 가장 감속비가 크지만 다른 감속기에 비하여 효율이 낮고, 백레쉬가 크며, 소음 진동이 아주 크다. 그러나 Table 2-1에서 사이클로이드 감속기는 높은 감속비에 비하여 비교적 효율이 우수하고, 아주 큰 감속비를 가지고 있는 것을 알 수 있다.

Table 2-1 Reduction ratio range and efficiency of reducers

Type	Ratio range	Reduction	Efficiency(%)
Bevel Gear	1:1~5:1	Single	97.0%
Helical Gear	1.2:1~6:1	Single	97.0%
	to 30:1	Double	94.1%
	to 200:1	Triple	91.3%
Planetary Gear	3.5:1~6:1	Single	97.5%
	to 30:1	Double	95.1%
	to 200:1	Triple	92.7%
	to 1800:1	Quadruple	90.4%
Cycloidal Gear	6:1~119:1	Single	92.5%
	to 7500:1	Double	85.6%
	to 658000:1	Triple	79.1%
Worm Gear	5:1~75:1	Single	45~94%
	to 6000:1	Double	28~65%

제 3 장 사이클로이드 판기어 작용력 해석

3.1 서론

사이클로이드 감속기에서 입력축이 회전하게 되면 편심 베어링에 의해 사이클로이드 판기어는 편심중심을 중심으로 회전 운동을 하며 외륜 롤러기어와 접촉운동이 발생하게 되고, 이 때 사이클로이드 판기어에 접촉되는 외륜 롤러기어의 작용력은 임의의 위치에서 기구학적으로 정의되는 순간속도 중심점을 향하여 발생하다. 위상이 180° 차이 나는 두 개의 사이클로이드 판기어에서 이러한 작용력의 합력은 각각의 편심 중심으로 작용하게 되고 합력에 의해서 사이클로이드 판기어를 회전시키는 모멘트가 발생하게 된다.

일반적으로 기어로 구성된 감속기에서는 기어의 일부의 이(Teeth)만이 접촉하면서 운동과 힘을 전달하는데, 사이클로이드 감속기의 경우에는 로브(Lobe)라 불려지는 사이클로이드 판기어의 모든 이가 외륜 롤러기어와 접촉을 하는 특징이 있고, 발생되는 운동과 힘은 핀기어에 접촉되고 출력 핀기어에 의해 출력축으로 전달된다. 따라서 접촉 상태가 유지되는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이에도 접촉력이 발생되며, 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어 사이에는 접촉력이 발생된다.

본 연구에서는 마찰이 작용하지 않는 이상적인 상태에서의 작용력의 해석법을 제시하며, 출력 토크와 입력 토크에 대한 형상 및 구조, 기구학적 특징 등의 상관 관계를 제시한다.

본 장의 3.2절에서는 반작용력에 의한 전위 작용력 변환원리를 제시하고, 3.3절에서는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러 기어 사이의 작용력의 해석 방법을 제시한다. 3.4절에서는 사이클로이드 판기어와 출력

핀기어 사이의 작용력의 해석 방법을 제시하고, 3.5절에서는 3.3절과 3.4절에서 구한 데이터를 이용하여 입력 토크와 출력 토크의 해석 방법을 제시한다.

3.2 반작용력의 전위 작용력으로 변환원리

임의의 물체에 작용하는 외력과 지지점에서 작용하는 반력을 구하는 힘 해석 방법에는 D'Alembert 원리를 이용하여 지지점의 반력을 작용력의 상태로 변환할 수 있다. 즉, Fig. 3-1과 같은 임의의 물체상에 외력이 작용하는 경우에, 지지점에서의 반력은 다음과 같이 정의된다.

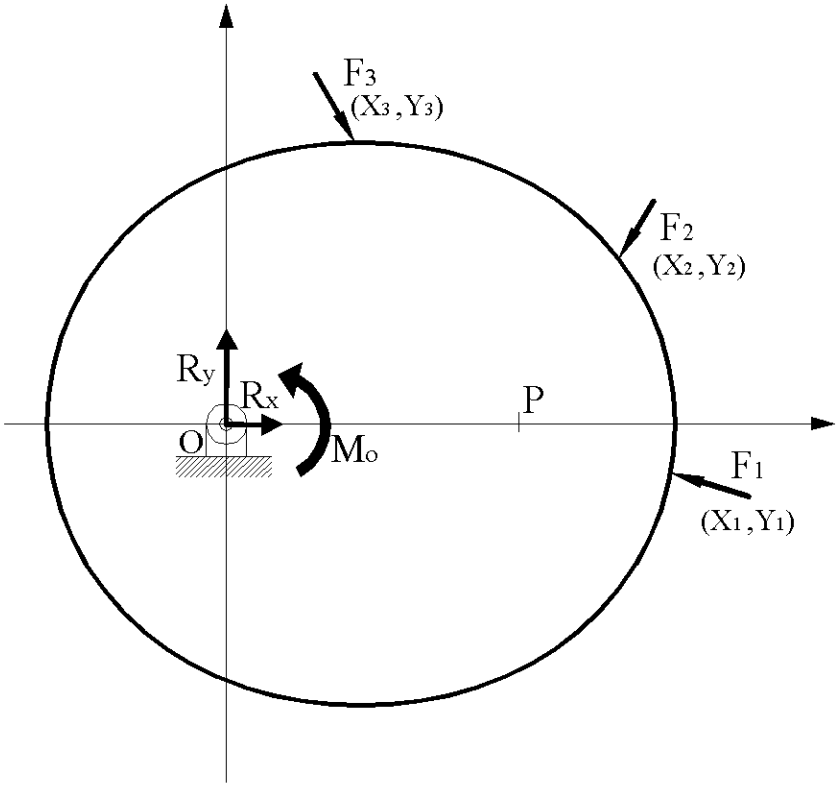


Fig. 3-1 External forces and reaction forces

$$\sum F_x = 0; \quad R_x = -[\, F_{1x} + F_{2x} + F_{3x}] \tag{3-1}$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_y = -[\, F_{1y} + F_{2y} + F_{3y}] \tag{3-2}$$

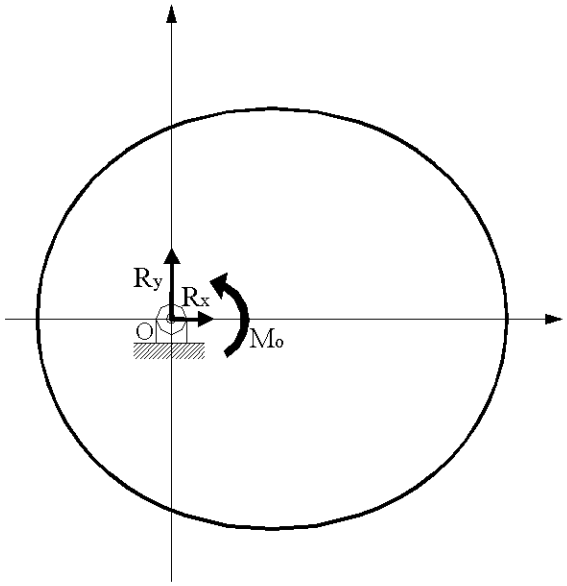
$$\sum M = 0;$$
$$M_o = -[(X_1 \cdot F_{1y} - Y_1 \cdot F_{1x}) + (X_2 \cdot F_{2y} - Y_2 \cdot F_{2x}) + (X_3 \cdot F_{3y} - Y_3 \cdot F_{3x})] \tag{3-3}$$

따라서, 지지점 O에서의 반작용은 Fig. 3-2(a)와 같이 X방향의 반작용력 R_x, Y방향의 반작용력 R_y와 모멘트 M_o가 작용한다. 이러한 반력의 효과를 D'Alembert 원리를 응용하면, 같은 효과를 발생시키는 작용력으로 전위시킬 수 있다. 즉, Fig. 3-2(b)에서 도시한 것과 같이 X_r축 위의 임의의 P점으로 작용점을 옮기면서 지지점의 반력과 같은 효과를 낼 수 있는 전위 작용력 Q_x와 Q_y로 변환할 수 있으며, 다음의 관계식으로 전위 작용력과 작용점의 위치가 정리된다.

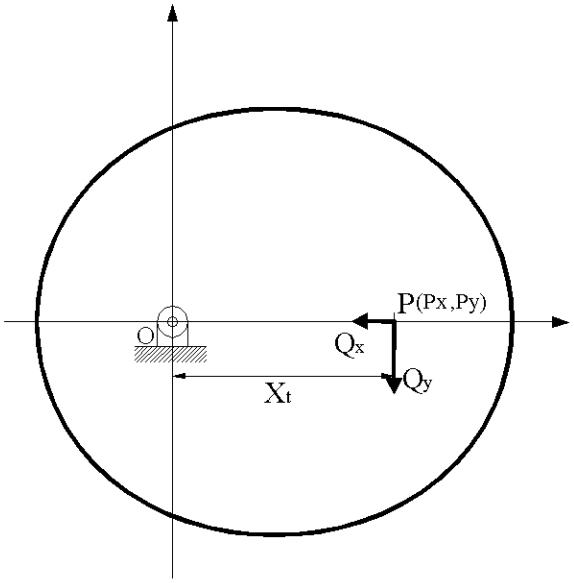
$$\sum F_x = 0; \quad Q_x = -\, R_x \tag{3-4}$$

$$\sum F_y = 0; \quad Q_y = -\, R_y \tag{3-5}$$

$$\sum M = 0; \quad X_t = \frac{M_o}{Q_y} \tag{3-6}$$



(a)Reaction forces



(b)Transformed forces

Fig. 3-2 Force transformation

따라서, Fig. 3-1의 작용력(외력)들은 Fig. 3-2(b)와 같이 합력화된 작용력으로 전위된 위치에서 전위 작용력으로 변환시킬 수 있다. 이 때 전위 작용력의 작용점 P의 위치는 식(3-6)의 조건에 의해 결정된다. 모든 외부 작용력의 연결선이 한 점 P를 지나는 Fig. 3-3과 같은 특수한 경우에도 합력 작용력은 외부 작용력의 벡터 성분의 합으로 제시되며, 전위된 작용점은 교차점 P에 해당된다.

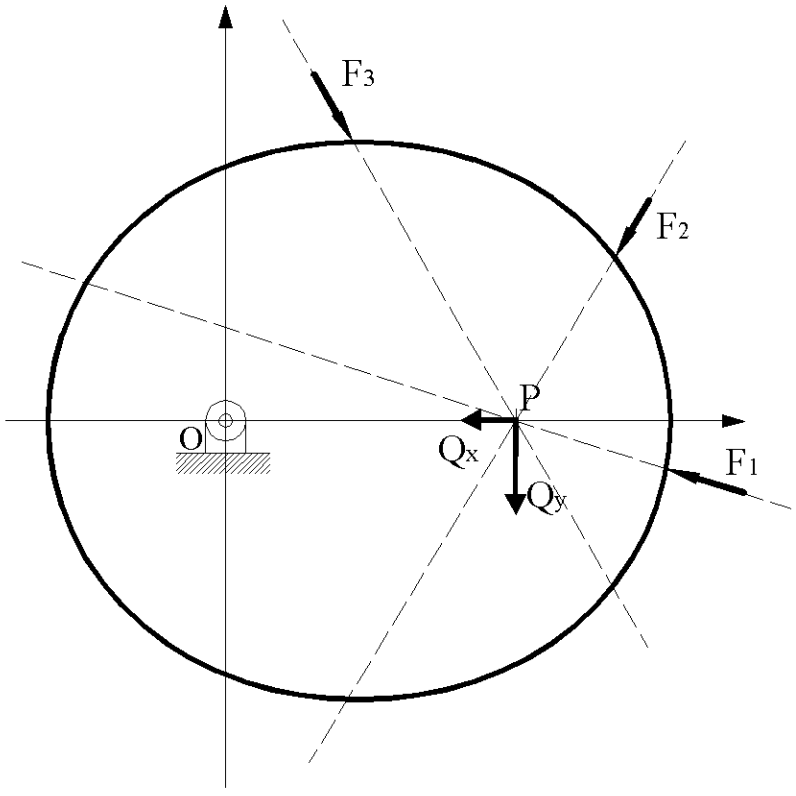


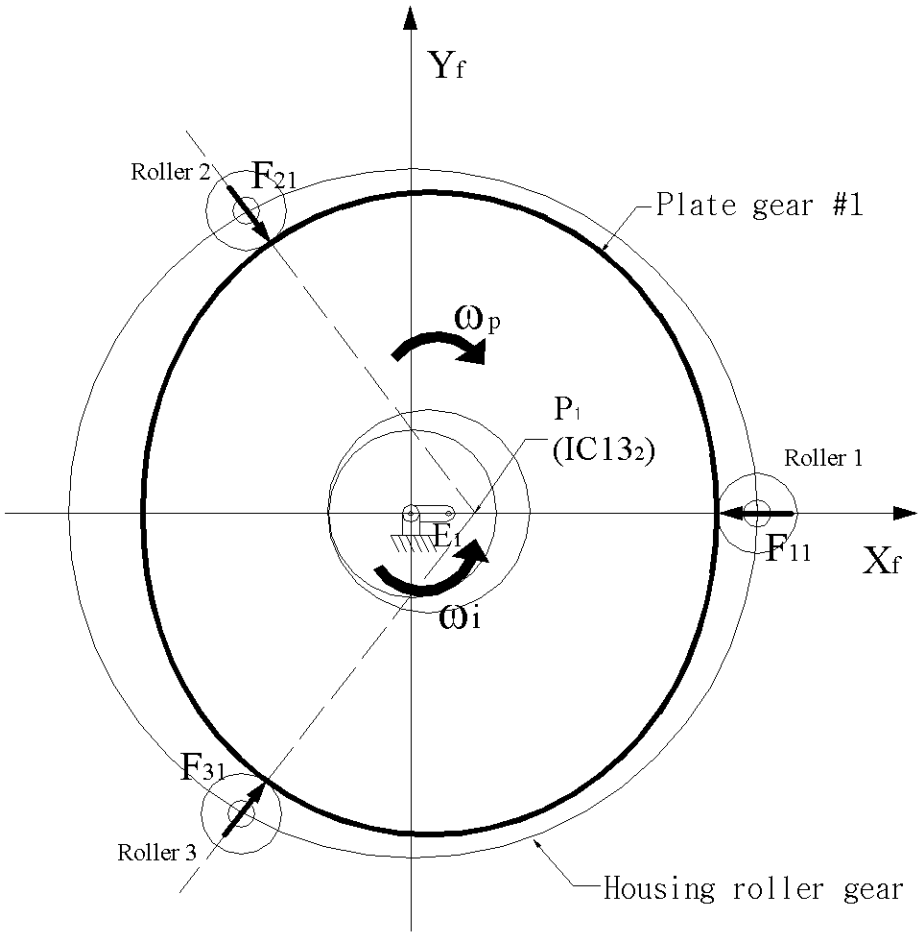
Fig. 3-3 Special case of force transfomation

3.3 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어의 작용력 해석

3.3.1 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어의 작용력 특성

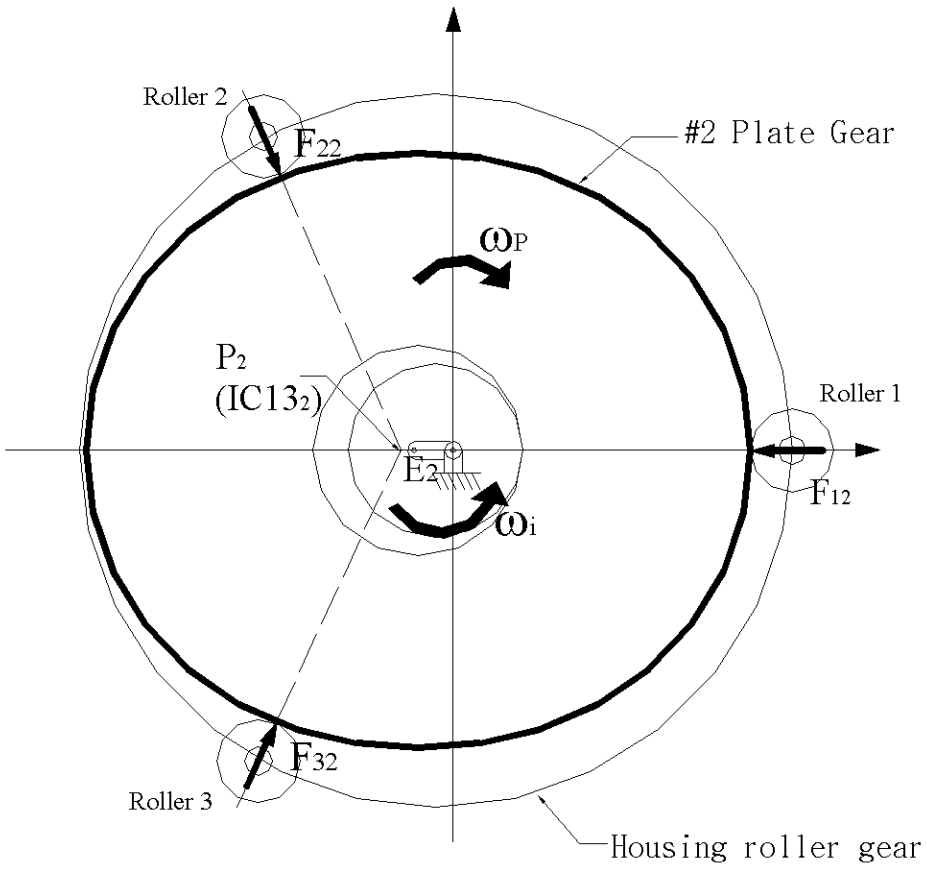
Fig. 3-4는 외륜 롤러기어가 3개의 롤러로 구성된 단순한 경우에서 한 개의 판기어가 초기 위치에 설치되어 있는 경우를 도시하고 있다. 일반적으로 사이클로이드 감속기에는 롤러기어가 2개의 판 기어와 서로 계속하여 접촉하고 있으며, 판기어는 180° 위상차를 가지고 설치되어 있다. 따라서 판기어의 회전 중심에 해당되는 편심 중심 E_1과 E_2는 감속기의 중심점 O에 좌우로 위치하게 되고, 순간속도 중심은 P_1과 P_2로 나타낸다. 또한, 접촉운동의 기구학적 특성에 의해 입력축과 핀기어의 회전방향은 서로 반대로 나타난다. 본 논문에서는 입력축의 회전 방향을 반 시계(CCW) 방향으로 정의하고, 사이클로이드 판기어의 회전 방향은 시계(CW) 방향이 된다.

Fig. 3-4(a)의 경우와 같이 사이클로이드 판기어 #1과 롤러기어에 설치된 모든 롤러들은 점 P_1과 롤러 중심을 연결하는 직선상에 접촉점을 가지게 되며, 각각의 작용력은 점 P_1을 향하여 작용하게 된다. Fig. 3-1에서 도시한 표기와 같이 F_{ij}는 i번째 롤러에서 j번째 사이클로이드 판기어에 작용되는 작용력을 표시하고 있다. Fig. 3-4(b)에서는 사이클로이드 판기어 #2와 롤러기어의 접촉상태에서 점 P_2를 향하는 작용력을 도시한 것이다.



(a) For cycloidal plate gear #1

Fig. 3-4 Contact forces at contact points between plate gears and housing roller gears (continued)



(b) For cycloidal plate gear #2

Fig. 3-4 Contact forces at contact points between plate gears and housing roller gears

Fig. 3-4에서 제시된 각 판기어에 작용하는 작용력을 합성하면 Fig. 3-5와 같다. 외륜 롤러기어상의 임의의 롤러에서 각각의 판기어에 작용하는 작용력은 판기어상의 순간 속도중심 P점으로 작용하는데, 이들의 합력은 Fig. 3-5와 같이 각각의 핀기어의 회전중심(즉, 편심중심 E)으로 작용하여야 한다. 이때 입력축의 회전(CCW)에 대해 사이클로이드 판기어는 반대방향(CW)로 작용하기 위해서 Fig. 3-5에서와 같이 외륜 롤러기어에 설치된 롤러 #2(Roller 2)는 점 E_1으로 합력이 작용해야 하며, 롤러 #3(Roller 3)은 점 E_2로 합력이 작용해야 한다.

외륜 롤러기어의 작용력을 Fig. 3-5와 같이 도시하면, 사이클로이드 판기어의 회전 방향과 일치하도록 합력 F_i이 작용하므로, 합력 F_2는 E_1점으로 작용하며, 합력 F_3는 E_2점을 향하게 된다. Fig. 3-5에서는 각각의 롤러기어에 작용하는 접촉 합력과 분력의 작용 방향을 고정좌표계의 X_f 축에 대한 각도 θ_{i1} 과 θ_{i2} 로 표현하고 있다.

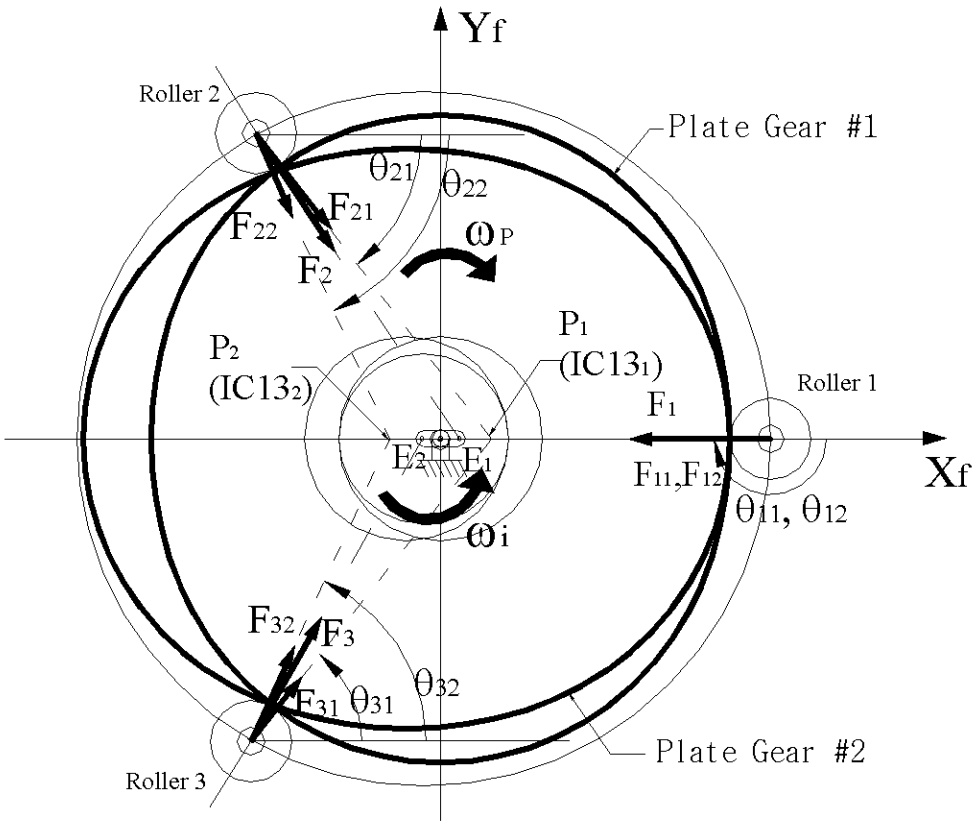


Fig. 3-5 Component and resultant forces, when N=3

Fig. 3-6은 임의의 롤러에서 판기어에 작용하는 작용합력과 작용분력의 상관 관계를 설정하기 위해 도시한 것이다. Fig. 3-6에서 기하학적 관계를 이용하면 각각의 분력과 합력의 관계는 sin법칙을 이용하여 식(3-7)과 식(3-8)로 정의된다.

$$F_{i1} = F_R \cdot \frac{\sin \Delta\theta_{i2}}{\sin \Delta\theta_i} \tag{3-7}$$

$$F_{i2} = F_R \cdot \frac{\sin \Delta\theta_{i1}}{\sin \Delta\theta_i} \tag{3-8}$$

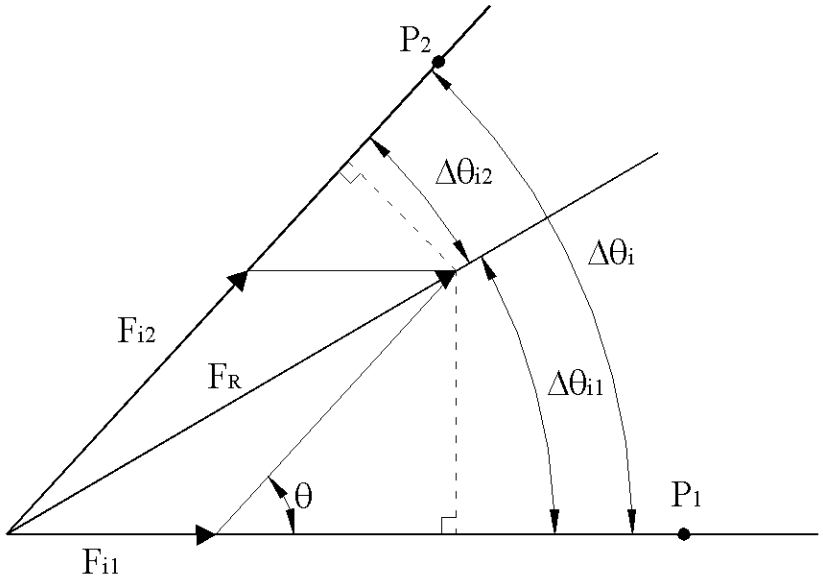
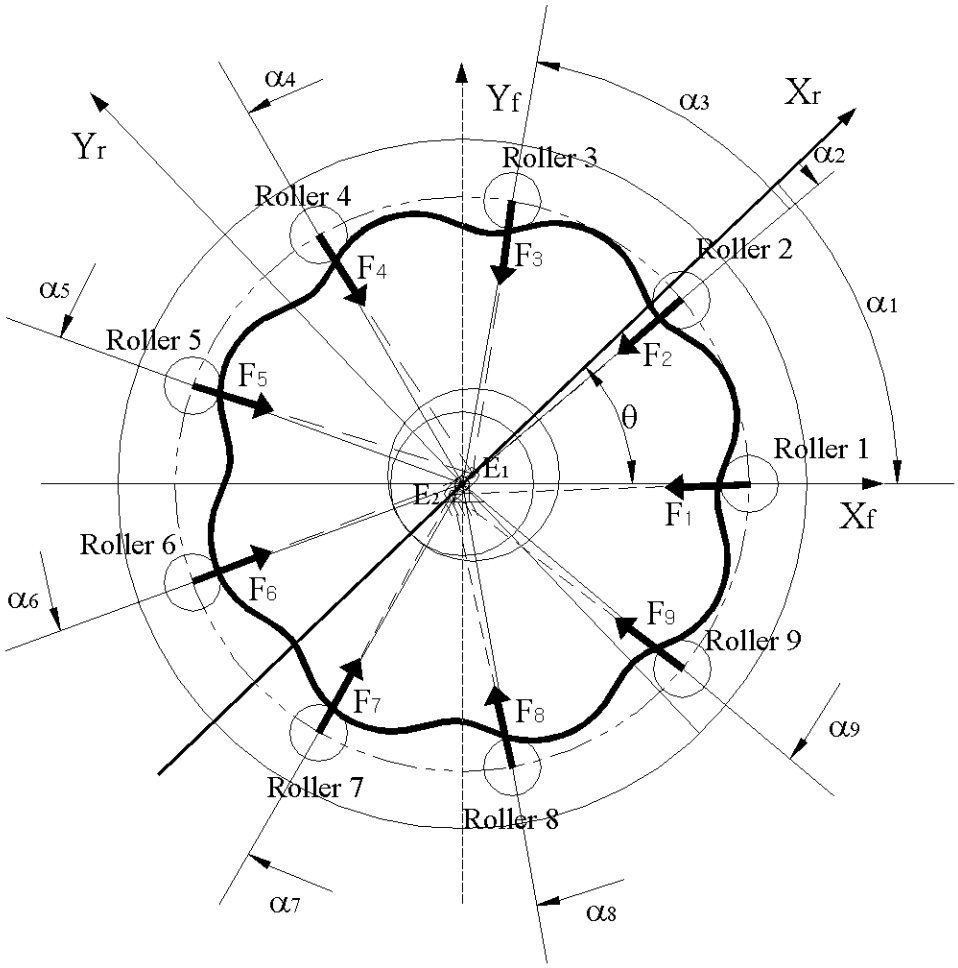


Fig. 3-6 Directional force components

여기서 $\Delta\theta_i$는 분력의 작용선 사이의 각도이며, $\Delta\theta_{i1}$과 $\Delta\theta_{i2}$는 합력의 작용선과 분력의 작용선이 이루는 각도에 해당한다. 만약 $\Delta\theta_i$의 값이 '0'이 된다면 $\sin\Delta\theta_i = 0$이 되므로 두 개의 분력은 같은 값을 갖게되고, 식(3-9)로 정의된다.

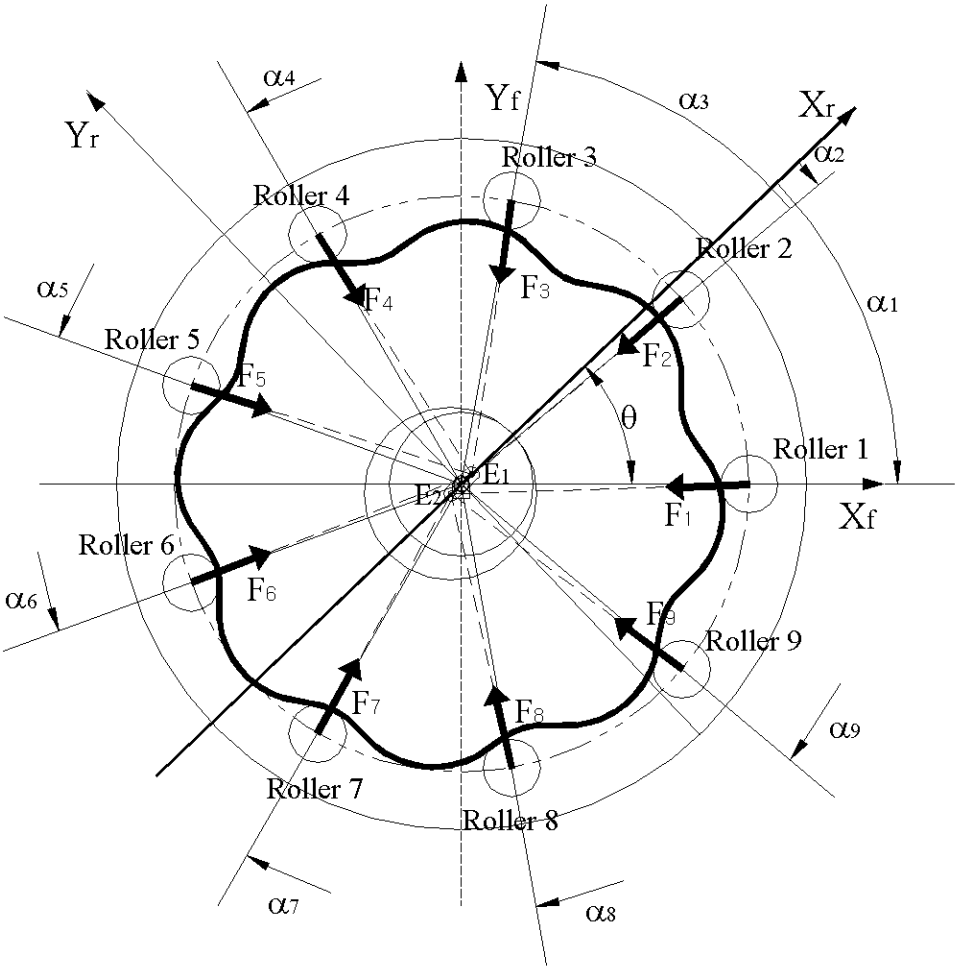
$$F_{i1} = F_{i2} = \frac{1}{2} \cdot F_R \tag{3-9}$$

Fig. 3-7와 같이 외륜 롤러기어에 9개의 롤러가 설치된 감속기구의 경우에, 편심축이 감속기 중심에 대해 θ만큼 반시계방향(CCW)으로 회전하면 고정 좌표계인 f좌표계에 대한 편심축 좌표계인 r좌표계는 변환된다. 이 때 Fig. 3-7(a)의 사이클로이드 판기어 #1에서는 X_r축의 상부에 위치하는 롤러들의 합력들이 E_1을 향하여 작용하고, 하부에 위치하는 롤러들의 합력들은 E_2를 향해 작용함을 알 수 있다. 또한 Fig. 3-7(b)의 사이클로이드 판기어 #2에도 작용력은 같은 특성을 유지한다.



(a) For cycloidal plate gear #1 and rollers

Fig. 3-7 Resultant contact forces, when N=9 (continued)



(b) For cycloidal plate gear #2 and rollers

Fig. 3-7 Resultant contact forces, when N=9

Fig. 3-7과 같이 α_i는 편심축 좌표계의 X_r축에 대한 롤러기어의 중심 위치의 각도이고, θ_{Ri}는 고정좌표계 X_f축에 대한 각각의 롤러기어의 중심선이 이루는 각도이다. 따라서, 사이클로이드 감속기의 입력축이 반시계방향(CCW)으로 회전 할 때는 α_i가 0° 에서 180° 사이의 값이 되면 작용력은 E_1으로 작용하고, α_i가 180° 에서 360° 사이의 값이 되면 작용력은 E_2으로 작용하며, 그 형태는 Fig. 3-7에 도시 되어있다. 또한 α_i가 0° 또는 180° 가 되는 경우에는 E_1과 E_2에 똑같이 합력의 반이 작용된다. 회전하는 편심축 좌표계의 X_r축에 대한 롤러 중심선에 해당되는 각도 α_i의 관계는 식(3-10)로 정의된다. 또한 사이클로이드 감속기의 기구적 운동 특성에 의해 외륜 롤러기어에 설치된 모든 롤러에서 사이클로이드 판기어에 작용하는 작용력들은 같은 크기를 가지며 식(3-11)로 정의된다.

$$\alpha_i = \theta_{Ri} - \theta \tag{3-10}$$

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \cdots = F_R \tag{3-11}$$

3.3.2 외륜 롤러기어에 의한 사이클로이드 판기어의 작용력 해석

Fig. 3-8는 고정축에서 입력축이 $\theta°$ 만큼 반시계 방향(CCW)으로 회전한 상태를 도시한 것이다. 이때, 사이클로이드 판기어의 회전방향은 시계방향(CW)이므로 작용력의 합력이 발생되는 점 P에서의 작용합력은 판기어의 회전방향과 일치하도록 설정되어야 하므로 Fig. 3-8과 Fig.3-9에서의 방향으로 도시된다.

외륜 롤러기어에 설치된 각각의 롤러에 사이클로이드 판기어에 작용하는 분력 F_{i1}과 F_{i2}은 점 P_1과 점 P_2을 향하여 작용하며, 점 E_1과 점 E_2에서 발생한 작용력의 합력은 F_{E1x} 과 F_{E1y} 및 F_{E2x} 과 F_{E2y} 그리고 모멘트 M_{E1}과 M_{E2} 로 정의한다. 편심축이 감속기 중심에 대해 θ만큼 반시계방향(CCW)으로 회전하면 편심축 좌표계인 r좌표 평면에 대해 힘의 합력조건을 적용하면 식(3-12)~식(3-15)가 된다. Fig. 3-8에서 점 E_1에 대한 힘의 합력조건은 다음과 같다.

$$F_{E1x} = -[\, F_{11} \cdot \cos(\theta_{11} - \theta) + F_{21} \cdot \cos(\theta_{21} - \theta) + \cdots + F_{i1} \cdot \cos(\theta_{i1} - \theta) + \cdots]$$

$$= -\sum_{i=1}^{Z_R} F_{i1} \cdot \cos(\theta_{i1} - \theta) \qquad (3\text{-}12)$$

$$F_{E1y} = -[\, F_{11} \cdot \sin(\theta_{11} - \theta) + F_{21} \cdot \sin(\theta_{21} - \theta) + \cdots + F_{i1} \cdot \sin(\theta_{i1} - \theta) + \cdots]$$

$$= -\sum_{i=1}^{Z_R} F_{i1} \cdot \sin(\theta_{i1} - \theta) \qquad (3\text{-}13)$$

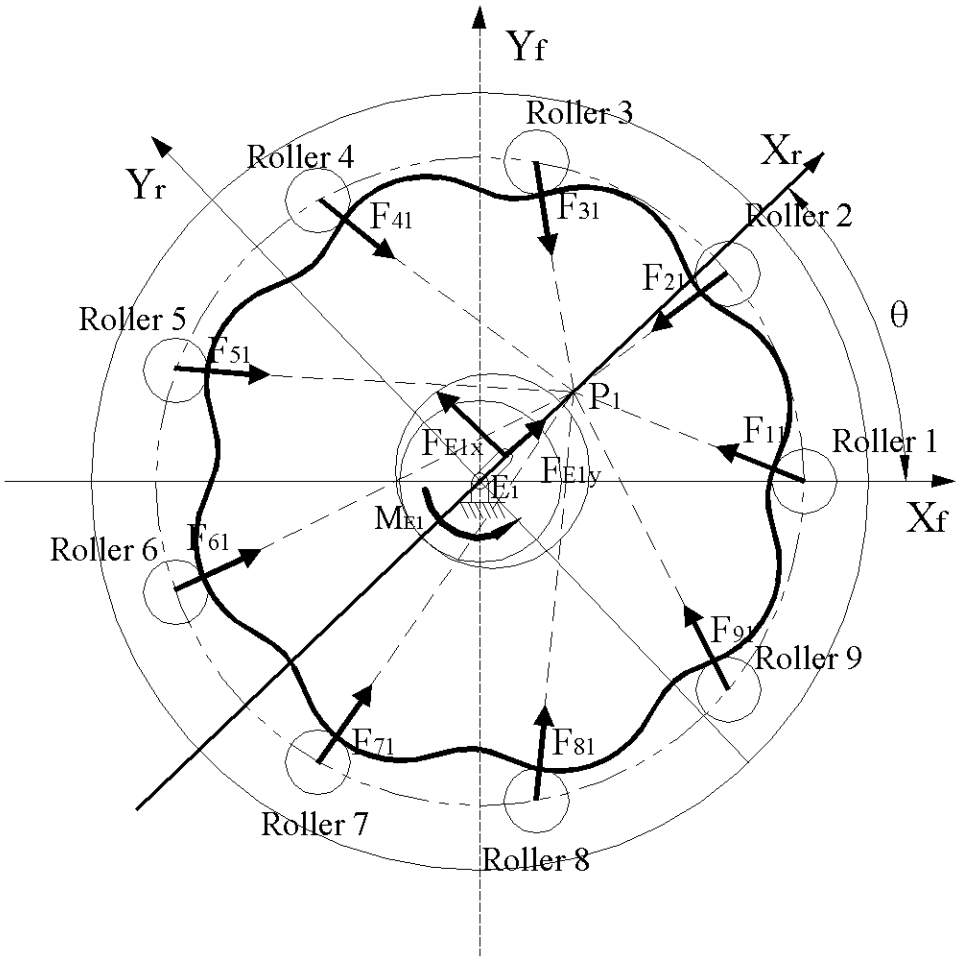


Fig. 3-8 Reaction forces on cycloidal plate gear #1

Fig. 3-9에서 점 E_2에 대한 합력을 구하면 다음의 식으로 정의된다.

$$F_{E2x} = -[\, F_{12} \cdot \cos(\theta_{12} - \theta) + F_{22} \cdot \cos(\theta_{22} - \theta) + \cdots + F_{i2} \cdot \cos(\theta_{i2} - \theta) + \cdots]$$

$$= -\sum_{i=1}^{Z_R} F_{i2} \cdot \cos(\theta_{i2} - \theta) \tag{3-14}$$

$$F_{E2y} = -[\, F_{12} \cdot \sin(\theta_{12} - \theta) + F_{22} \cdot \sin(\theta_{22} - \theta) + \cdots + F_{i2} \cdot \sin(\theta_{i2} - \theta) + \cdots]$$

$$= -\sum_{i=1}^{Z_R} F_{i2} \cdot \sin(\theta_{i2} - \theta) \tag{3-15}$$

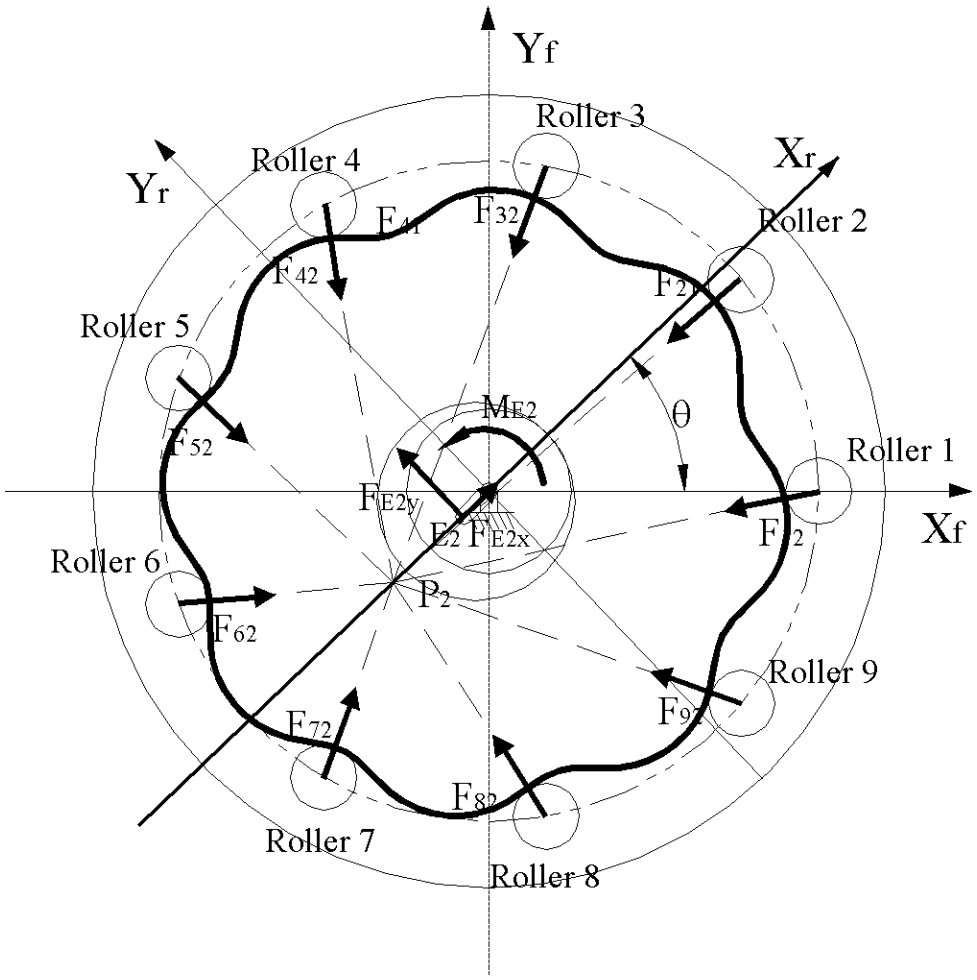


Fig. 3-9 Reaction forces on cycloidal plate gear #2

Fig. 3-8과 Fig. 3-9에 제시된 지지점의 반력은 전위 작용력으로 변환시킬 수 있다. 이때, 사이클로이드 판기어의 회전방향과 일치하게 표현하기 위해서 하중의 크기만을 유지하고, 전위 작용력 방향을 ±방향으로 표현하면 점 P_1에서 전위 작용력은 F_{P1x} 과 F_{P1y} 로 표시되고, 점 P_2에서는 F_{P2x} 과 F_{P2y} 로 표시되며, 이들의 관계식은 다음과 같다.

$$F_{P1x} = - F_{E1x} \tag{3-16}$$

$$F_{P1y} = - F_{E1y} \tag{3-17}$$

$$F_{P2x} = - F_{E2x} \tag{3-18}$$

$$F_{P2y} = - F_{E2y} \tag{3-19}$$

따라서 사이클로이드 판기어를 회전시키는 회전 모멘트에 적용되는 작용력은 점 P_1와 점 P_2에 작용되는 전위 작용력으로 변환시킬 수 있으며, 작용점 P_1와 P_2에서 작용하는 전위 작용력의 방향은 Fig. 3-10과 같이 사이클로이드 판기어의 회전조건에 맞게 설정할 수 있다. 즉, Fig. 3-9에서 설정한 방향의 전위 작용력은 실제의 사이클로이드 판기어의 회전방향(CW방향) 조건에 일치하기 위하여 점 P_1에서의 F_{P1x}는 '+'방향과 F_{P1y}는 '-'방향으로 전위 작용력이 발생하며, 점 P_2에서의 F_{P2x}는 '-'방향과 F_{P2y}는 '+'방향으로 전위 작용력이 설정된다.

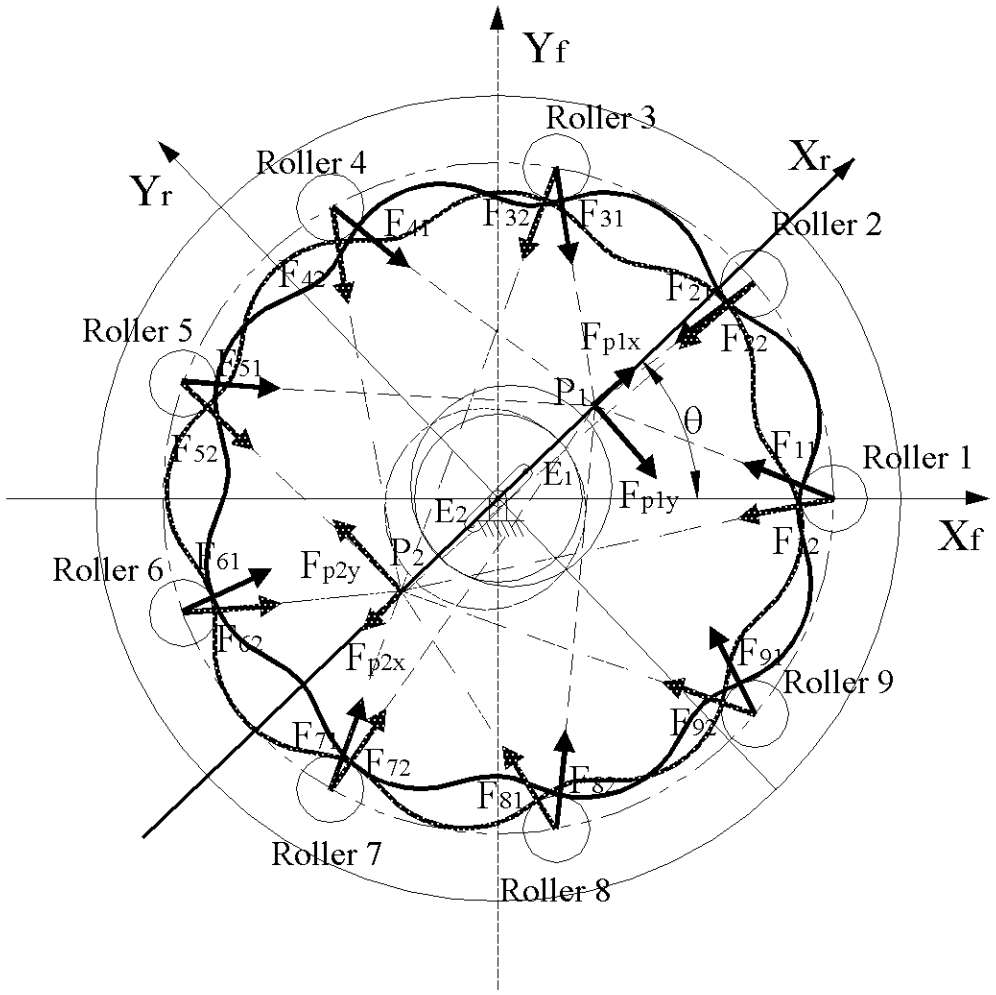


Fig. 3-10 Transformed forces at instant velocity centers

3.3.3 사이클로이드 판기어의 회전 토크 해석

임의의 상태에서의 사이클로이드 판기어의 작용점 P_1과 P_2에 작용하는 전위 작용력에 대한 토크를 정의하기 위하여 사이클로이드 판기어의 출력 회전방향으로 도시하면, 합력에 의한 전위 작용력의 방향은 Fig. 3-11으로 표현 할 수 있다. 따라서 외륜 롤러 기어에 의한 전위 합력은 Fig. 3-11과 같이 점 P_1에서 F_{p1x}와 F_{p1y}로 작용되고, 점 P_2에서는 F_{p2x}와 F_{p2y}로 작용되며, 점 P_1과 점 P_2에 작용되는 합력에 해당되는 출력 토크의 작용방향은 Fig. 3-11로 도시할 수 있다.

점 P_1과 점 P_2에 작용되는 작용력은 사이클로이드 판기어를 회전시키는 토크로 작용하고, 각각의 편심중심 점 E_1과 점 E_2을 기준으로 회전한다. 따라서, 편심중심 점 E_1과 점 E_2에 대하여 회전을 발생시키는 토크는 식(3-20), 식(3-21)이 된다.

$$T_{P1} = (L_{P1} - L_E) \cdot F_{P1y} \tag{3-20}$$

$$T_{P2} = -(L_{P2} - L_E) \cdot F_{P2y} \tag{3-21}$$

여기서 $L_E = e$, $L_P = Z_R \cdot e$이며, e는 편심 베어링의 편심량에 해당되고, Z_R은 외륜 롤러기어에 설치된 롤러의 개수이다.

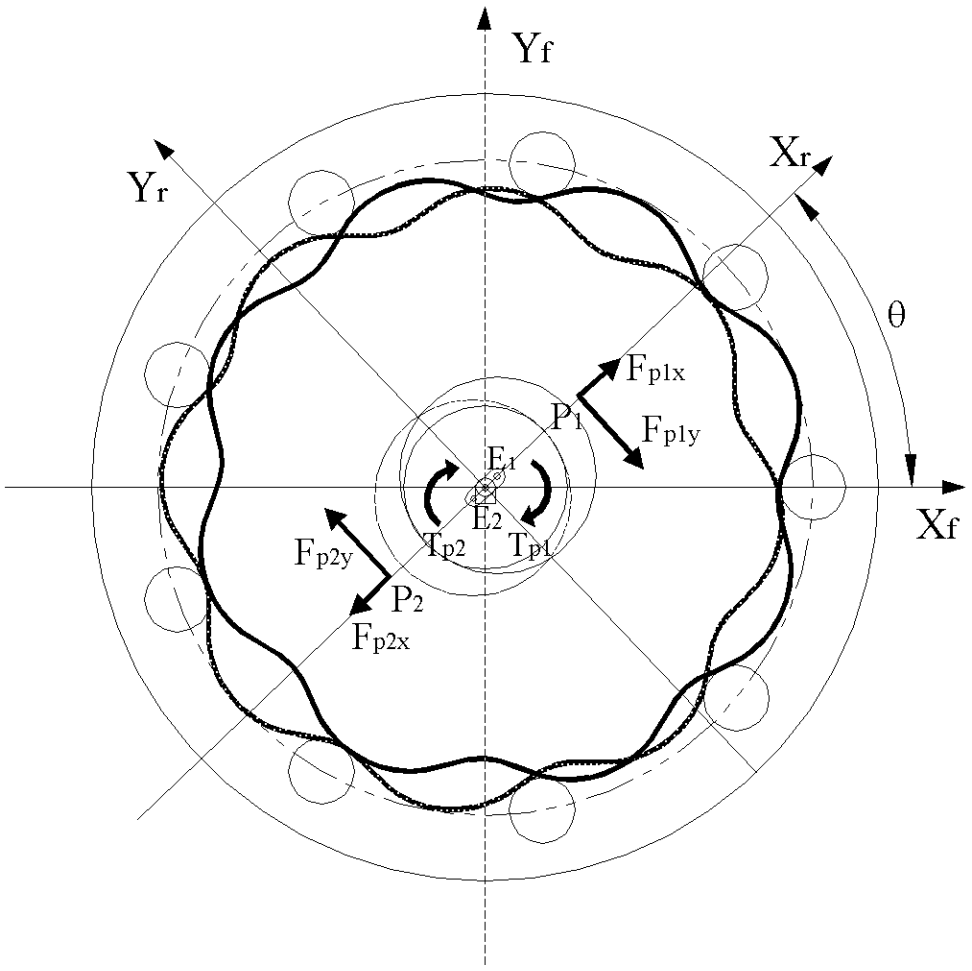


Fig. 3-11 Torque generated to eccentric centers of cycloidal plate gears

그리고 T_o는 감속기 설계시 요구되는 출력축의 토크로서 사이클로이드 판기어에 발생되는 토크의 합이며, 식(3-20)과 식(3-21)을 이용하면 식(3-22)같이 정의될 수 있다. T_o의 값이 설계자에 의해 정의 될 때 식(3-22)을 이용하여 외륜 롤러기어의 각 롤러에서 사이클로이드 판기어로 작용하는 합력 F_R을 구할 수 있다.

$$T_o = T_{P1} + T_{P2} = (Z_R - 1) \cdot e \cdot (F_{P1y} - F_{P2y}) \qquad (3\text{-}22)$$

3.4 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어의 작용력 해석

3.4.1 사이클로이드 판기어 #1에 의한 작용력 해석

Fig. 3-12는 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어 사이의 마찰력의 관계를 정의하기 위한 그림으로서, 사이클로이드 판기어 #1이 임의의 각도 θ만큼 회전한 상태의 모습이며, 출력 홀에 출력 핀기어가 결합되어 있다. 기하학적 관계에 의하여 출력 홀과 출력 핀기어가 결합되어 접촉운동을 하는 상태이고, 접촉점은 r좌표계의 X_r축과 평행선상에 위치하고 있다. 따라서 점 P_1에 작용하는 작용력은 출력 핀기어에 작용되는 반작용력을 발생시킨다.

이 때 X_r방향의 힘 F_{P1x}는 접촉하고 있는 각각의 출력 핀기어에 균등하게 분포하게 되고, 그 힘들을 Q_{ij}라 하면 식(3-23)이 된다. 여기서 Q_{ij}는 반작용력이고 i는 출력 핀기어의 번호이며, j는 판기어의 번호이다.

$$Q_{11} = Q_{21} = Q_{31} = Q_{41} = \cdots = -\frac{F_{P1x}}{Z_R} \tag{3-23}$$

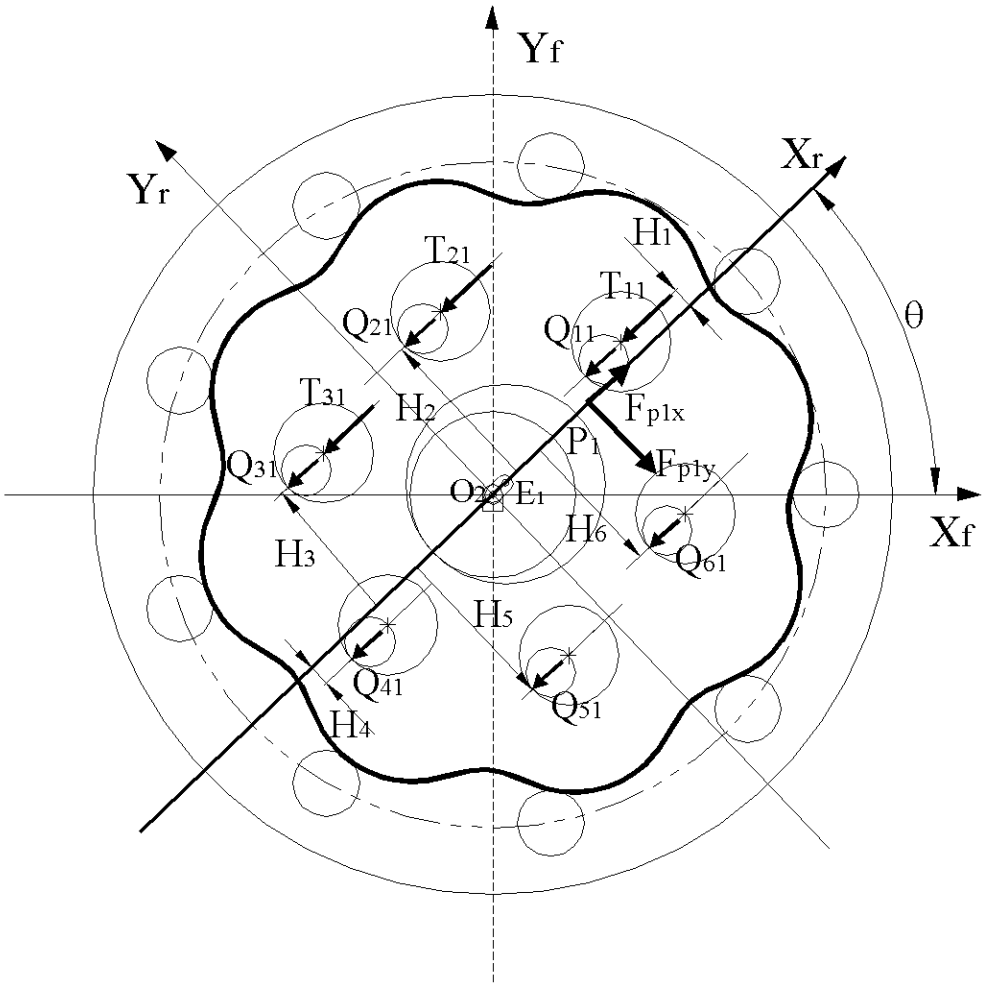


Fig. 3-12 Forces of cycloidal plate gear #1 and output pin gears

Y_r방향의 작용력 F_{Ply}에 의한 모멘트는 출력 핀기어에 작용되는 반작용력 T_{i1}의 발생에 영향을 준다. 즉 Fig. 3-12의 출력핀의 접촉조건에서는 X_r축의 상부에 위치하는 핀에만 모멘트에 의한 반작용력 T_{i1}가 존재하며, X_r축의 하부에 위치하는 출력핀에는 작용되지 않는다. 따라서 각각의 출력핀의 반작용력 T_{i1}은 X_r축의 수직거리에 의해 발생모멘트 M_{T1}를 생성시키며, 식(3-24)으로 정의 할 수 있다. 여기서 H_i는 X_r축과 출력핀의 중심선의 수직거리이다. 또한 각각의 T_{i1}는 출력핀의 거리 H_i에 비례하므로, 식(3-25)과 같이 정의될 수 있다.

$$T_{11} \cdot H_1 + T_{21} \cdot H_2 + T_{31} \cdot H_3 + \cdots = M_{T1} \qquad (3\text{-}24)$$

$$T_{ij} = \frac{M_T \cdot H_i}{H_1^2 + H_2^2 + \cdots} = \frac{M_T \cdot H_i}{\sum_{i=1}^{Z_R} H_i^2} \qquad (3\text{-}25)$$

Fig. 3-12에서 제시된 전위 작용력 F_{Plx}, F_{Ply}와 출력핀의 반작용력 Q_{i1}, T_{i1}는 편심축의 중심 E_1에 대해 모멘트 평형조건을 만족해야 한다.

$$\sum M_{E_1} = 0;$$

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ X_{P1} & Y_{P1} & 0 \\ F_{P1x} & F_{P1y} & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_1 & Y_1 & 0 \\ Q_{11} + T_{11} & 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_2 & Y_2 & 0 \\ Q_{21} + T_{21} & 0 & 0 \end{vmatrix} + \cdots$$

$$\cdots + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_i & Y_i & 0 \\ Q_{i1} + T_{i1} & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0 \qquad (3\text{-}26)$$

식 (3-26)에서 T_{i1}를 제외한 모든 데이터는 알고 있으며 T_{i1}는 M_{T1}의 함수이므로 출력 핀기어에 작용하는 반작용력 T_{i1}을 구할 수 있다.

3.4.2 사이클로이드 판기어 #2의 작용력 해석

Fig. 3-13는 180° 위상차를 가지고 있는 사이클로이드 판기어 #2상에 작용하는 작용력을 보여준다. Fig. 3-13과 같이 X_r방향의 작용력 F_{P2x} 는 접촉하고 있는 각각의 출력 핀기어에 균등하게 분포되므로 반작용력 Q_{i2}는 식(3-27)과 같다.

$$Q_{12} = Q_{22} = Q_{32} = Q_{42} = \cdots = -\frac{F_{P2x}}{Z_R} \qquad (3\text{-}27)$$

Y_r방향의 힘 F_{P2y}에 의한 모멘트는 출력 핀기어에 작용되는 반작용력 T_{i2}를 발생시킨다. 다시 말하면 Fig. 3-13의 출력핀의 접촉조건에서는 X_r축의 하부에 위치하는 핀에만 모멘트에 의한 반작용력 T_{i2}가 존재하며 X_r축의 상부에 위치하는 출력핀에는 작용되지 않는다. 따라서 각각의 출력핀의 반작용력 T_{i2}은 X_r축의 수직거리에 의해 발생모멘트 M_{T2}를 생성시키고, 식(3-28)로 정의한다. 또한 각각의 반작용력 T_{i2}는 출력 핀기어의 수직거리 H_i에 비례하므로, 식(3-29)와 같이 정의할 수 있다.

$$T_{42} \cdot H_4 + T_{52} \cdot H_5 + T_{62} \cdot H_6 + \cdots = M_{T2} \qquad (3\text{-}28)$$

Fig. 3-13에서 제시된 모든 작용력 F_{P2x}, F_{P2y}와 출력핀의 반작용력 Q_{i2}, T_{i2}는 편심축의 중심 E_2에 대해 모멘트 평형조건을 만족해

야 한다.

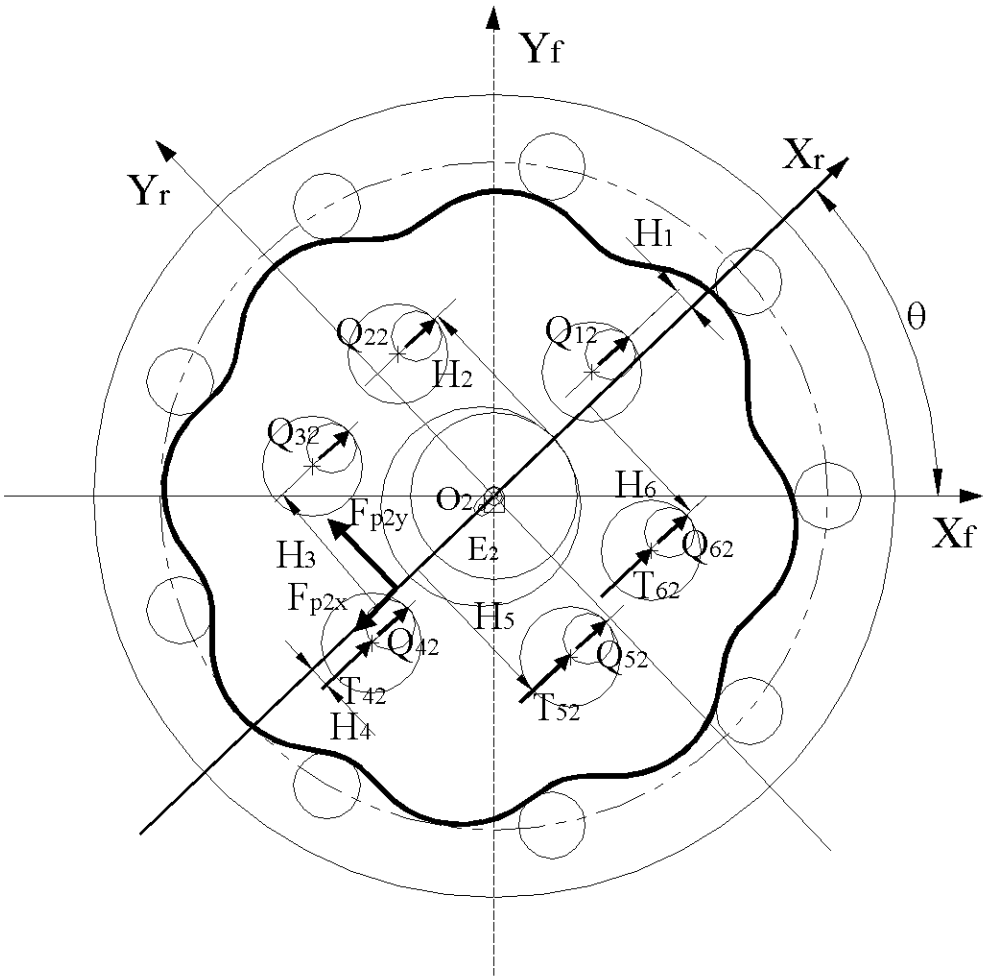


Fig. 3-13 Force of cycloidal plate gear #2 and output pin gears

$$\sum M_{E_2} = 0;$$

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ X_{P2} & Y_{P2} & 0 \\ F_{P2x} & F_{P2y} & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_1 & Y_1 & 0 \\ Q_{12} + T_{12} & 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_2 & Y_2 & 0 \\ Q_{22} + T_{22} & 0 & 0 \end{vmatrix} + \cdots$$

$$\cdots + \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_i & Y_i & 0 \\ Q_{i2} + T_{i2} & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0 \qquad (3\text{-}29)$$

식 (3-29)에서 T_{i2}를 제외한 모든 데이터는 알고 있으며 T_{i2}는 M_{T2}의 함수이므로 출력 핀기어에 작용하는 반작용력 T_{i2}을 구할 수 있다.

3.5 사이클로이드 감속기의 입력, 출력 토크 해석

일반적으로 사이클로이드 판기어는 감속기의 중심으로부터 편심량 e 만큼 편심축을 중심으로 회전운동을 하므로 Fig. 3-14에서와 같이 2개의 사이클로판기어를 180° 위상차가 생기게 조합하여 사용한다. r좌표 평면에 의해 작용력은 접촉상태에 출력 핀기어에 의해서 Q_{ij}와 T_{ij}로 나타내고 점 P_1과 점 P_2에서의 작용력은 F_{Pix}와 F_{Piy}로 정의되며 점 E_1와 점 E_2에서는 반작용력 F_{Eix}와 F_{Eiy}이 발생하게 된다. r좌표 평면에 대해 X_r축과 Y_r축에 대한 평형 조건을 만족하면 식(3-30)과 식(3-31)이다.

$$\sum F_x = 0;\ \sum Q_{ij} + \sum T_{ij} + F_{Pix} + F_{Eix} = 0 \tag{3-30}$$

$$\sum F_y = 0;\ \ F_{Piy} + F_{Eiy} = 0 \tag{3-31}$$

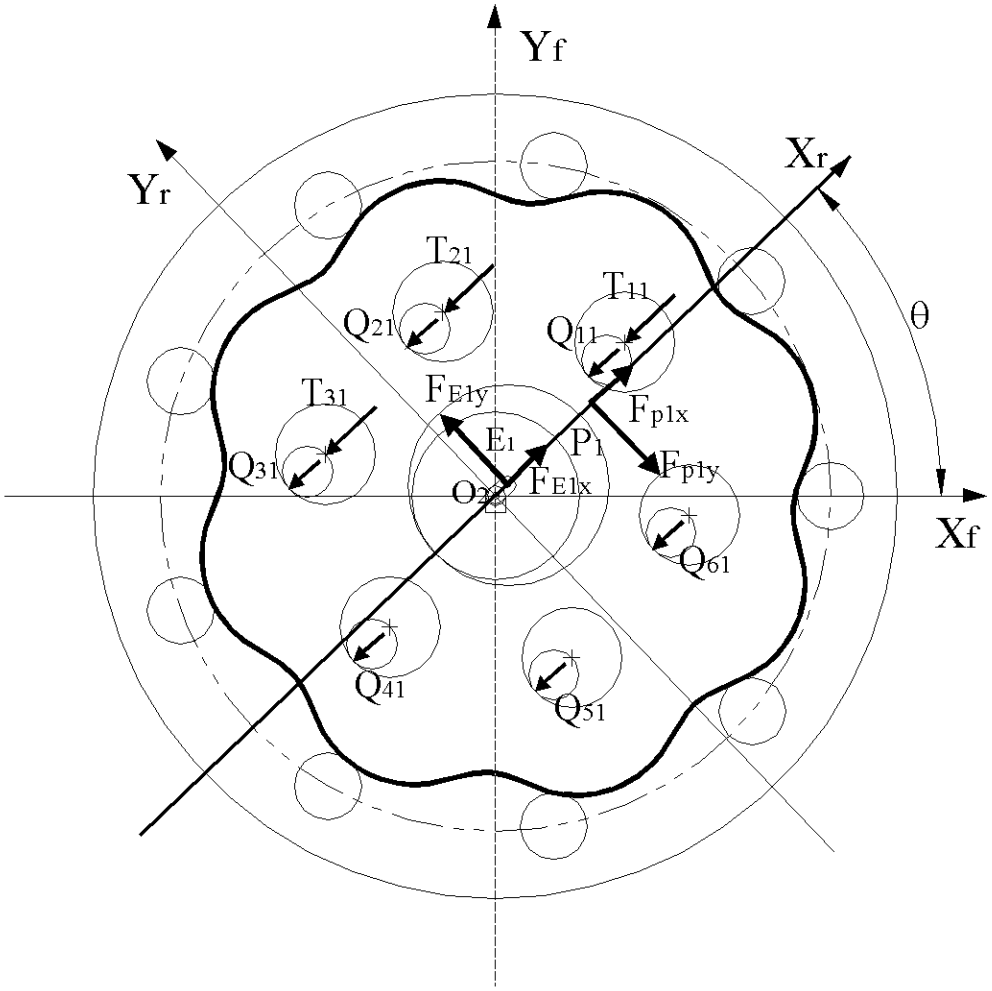
Fig. 3-14(a)와 (b)에서 각각의 편심중심 E_1과 E_2에 대한 반작용력은 식(3-32)~식(3-35)로 정의할 수 있다.

$$F_{E1x} = -[\sum Q_{i1} + \sum T_{i1} + F_{P1x}] \tag{3-32}$$

$$F_{E1y} = -\ F_{P1y} \tag{3-33}$$

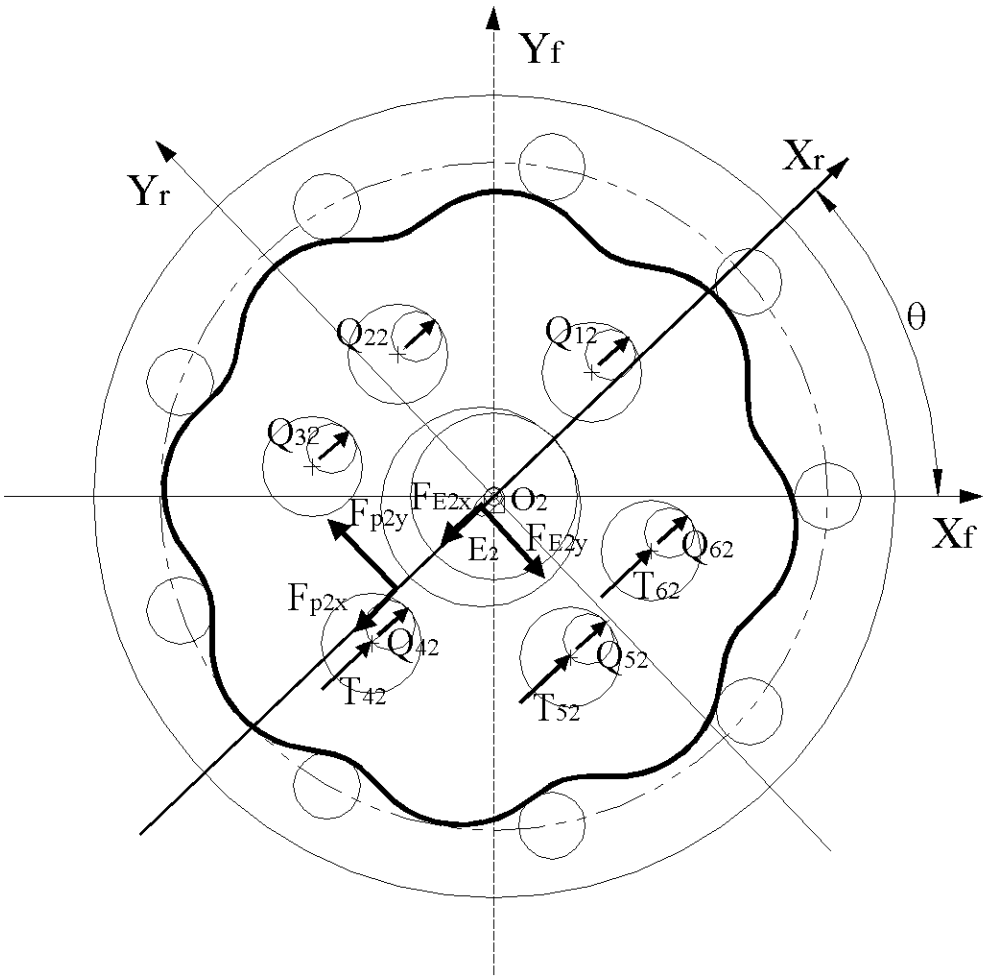
$$F_{E2x} = -[\sum Q_{i2} + \sum T_{i2} + F_{P2x}] \tag{3-34}$$

$$F_{E2y} = -\ F_{P2y} \tag{3-35}$$



(a) For cycloidal plate gear #1

Fig. 3-14 Reaction force to eccentric centers of cycloidal plate gears (continued)



(b) For cycloidal plate gear #2

Fig. 3-14 Reaction force to eccentric centers of cycloidal plate gears

Fig. 3-15에서 r좌표계의 X_r축과 Y_r축 위에서 편심중심 점 E_i에서의 반작용력을 도시한 것으로, 이 반력은 감속기의 중심인 입력축에 작용되는 작용력으로서 입력축 베어링 설계의 하중 데이터로 이용될 것이다. 또한, 감속기의 중심 O_2에 대한 점 E_1과 E_2의 반발력에 대한 모멘트가 입력축에 요구되는 입력토크 T_i이므로 식(3-36)로 나타낼 수 있다.

$$T_i = e \cdot (F_{E1y} - F_{E2y}) \tag{3-36}$$

식(3-36)는 설계자에 의해 설정되는 출력축의 토크 T_o를 유지하는데 요구되는 의한 입력축의 토크 T_i에 해당된다.

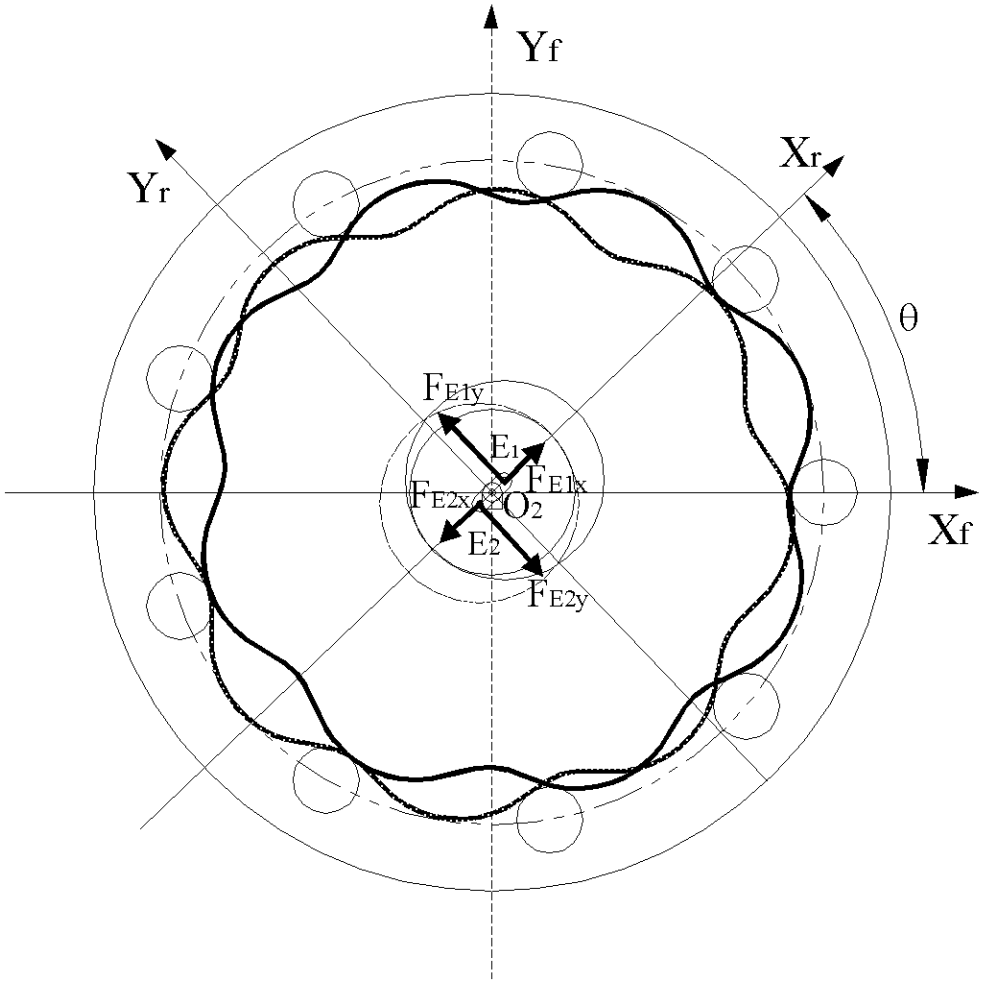


Fig. 3-15 Input shaft torque of cycloidal plate gears

제 4 장 사이클로이드 판기어 작용력 해석 프로그램 개발

4.1 서론

현재 급속한 컴퓨터산업의 발달로 더 빠르고 효율적인 계산과 데이터 처리를 위해서 많은 프로그램이 개발되고 사용되고 있다. 사이클로이드 판기어의 형상은 수백개의 데이터로 구성되며, 사이크로이드 판기어에 작용하는 힘을 해석하려면 더 많은 데이터가 요구된다. 따라서 신속하고 효율적인 해석을 수행하기 위하여 컴퓨터 프로그래밍화 하는 것이 필요하다.

앞 장에서 사이클로이드 판기어가 입력축의 회전을 받아서 출력축으로 감속이 일어나는 과정에서 발생하는 접촉력을 정의하고, 사이클로이드 판기어에 발생하는 각각의 힘에 대한 해석이론을 제시하였다.

본 장에서는 3장에서 제시한 해석 방법을 토대로 하여 사이클로이드 감속기에 작용하는 작용력을 해석하는 프로그램 "CFanalysis"의 개발을 소개한다. 이 프로그램은 사이클로이드 감속기의 해석에 필요한 변수의 입력에 따라 사이클로이드 판기어를 포함한 모든 부품에 작용하는 각각의 힘을 구할 수 있다.

작용력 해석과정에서 입력축의 토크에 대한 출력축의 토크는 이론적으로 제시된 감속비와 정확히 일치함을 통하여 알고리즘과 힘 해석과정의 정확성을 검증하였다. 그리고 힘 해석 데이터는 파일로 출력이 되므로 유용하게 이용될 수 있다.

4.2 프로그램 구성

사이클로이드 감속기의 핵심 부품인 사이클로이드 판기어의 작용력 해석을 위해 개발된 본 프로그램은 3단계의 과정으로 구성되어 있다. 첫 번째 과정은 요구되는 출력 토크에 대해 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이에 작용하는 작용력 해석한다. 두 번째 과정에서는 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어 사이에 작용하는 작용력 해석한다. 세 번째 과정은 계산된 데이터를 파일 형태로 출력한다.

Fig. 4-1은 프로그램 순서도이고, Table 4-1은 프로그램을 구성하는 주요 파일들에 관한 설명이다.

Table 4-1 Structure of program for "CFanalysis"

File Name	주요 기능
MainFrm.CPP	프로그램의 메뉴의 설정과 사용자와의 인터페이스를 담당하며 프로그램의 진행에 따른 각 서브루틴을 호출하고 제어한다.
DlgForceAnalysis.CPP	사용자로부터 설계 데이터를 입력받기 위한 대화상자이다.
Solve.CPP	입력된 설계 데이터를 받아서 실제로 사이클로이드 판기어의 작용력과 요구되는 출력 토크에 대한 입력 토크의 계산을 수행한다.
FileOut.CPP	계산된 작용력과 위치, 각도 등의 데이터를 파일의 형태로 출력 한다
Afxvar.CPP	입력된 데이터를 모든 클래스에서 사용 가능하도록 전역변수로 설정한다.

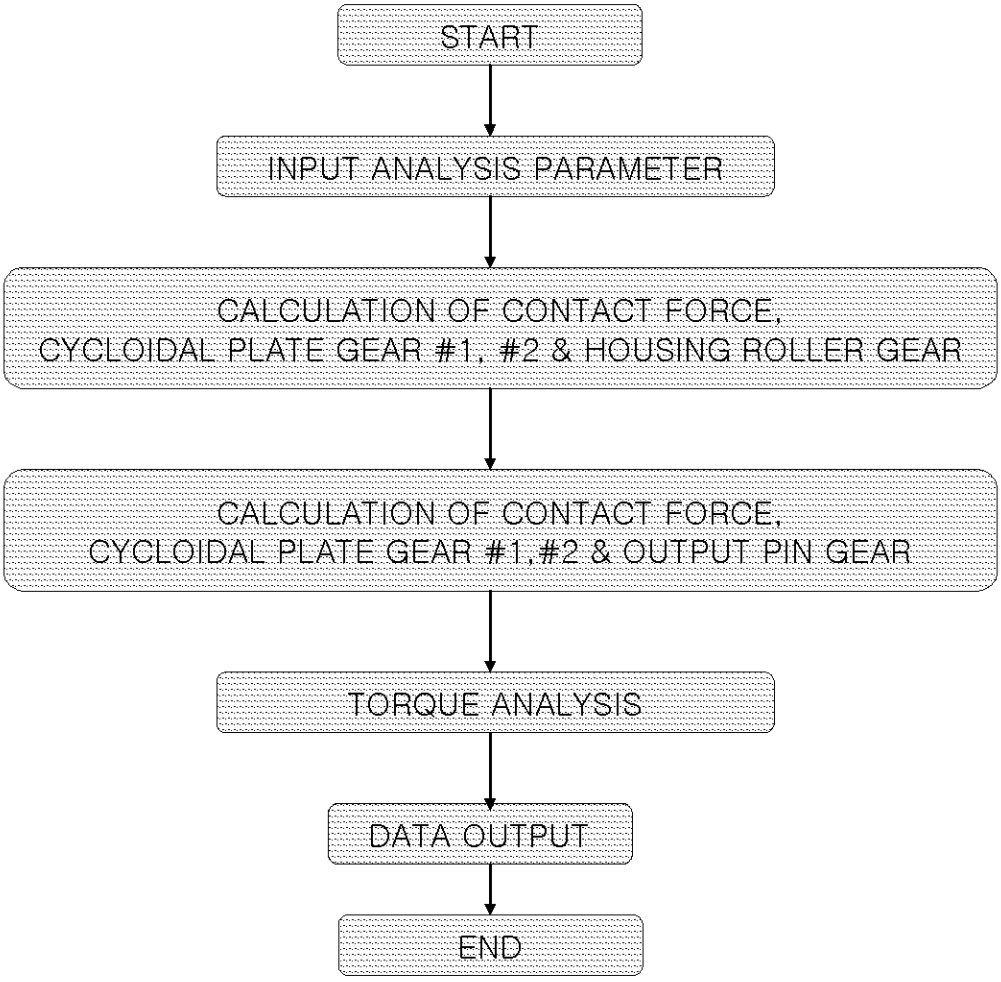


Fig. 4-1 Flowchart of "CFanalysis" program

제 5 장 CFanalysis 프로그램 적용례

5.1 서론

본 연구에서 개발된 사이클로이드 판기어 힘 해석 프로그램인 "CFanalysis"는 형상이 설계된 사이클로이드 감속기의 입력 토크와 출력 토크의 상관관계 및 입력축의 회전에 의하여 감속되면서 발생하는 힘을 해석에 응용할 수 있다.

적용예 #1에서는 외륜 롤러기어의 롤러수가 3개이고, 편심량이 5㎜이며, 출력 핀기어의 수가 6개이고, 핀의 거리가 60㎜이며, 감속기의 반경이 100㎜인 감속기에 대한 작용력 해석예이다. 적용예 #2에서는 롤러의 수가 7개이고, 편심량은 5㎜이며, 핀기어의 수는 6개이고, 핀의 거리가 80㎜이며, 감속기의 반경이 100㎜인 감속기의 작용력 해석예이다. 적용예 #3, 적용예 #4와 적용예 #5에서는 롤러수는 9개이고, 편심량은 5㎜이며, 핀거리가 60㎜이며, 반경이 100㎜인 감속기에서 핀기어의 수를 4개, 6개, 10개일 경우에 같은 입력축의 토크 조건에서 작용력의 변화와 핀에 작용하는 작용력을 해석한 예이다. 적용예 #6, 적용예 #7과 적용예 #8에서는 롤러수는 6개이고, 출력 핀기어는 6개이며, 핀기어의 거리는 50㎜이며, 감속기 반경이 100㎜인 경우 편심량을 6㎜, 5㎜, 4㎜로 변할 때 작용하는 작용력을 해석한 예이다.

5.2절에서는 여러 가지 입력 데이터를 이용하여 작용력을 해석하고, 이론적인 감속비와 작용력 해석을 통한 감속비를 비교하고 검증한다. 5.3절은 같은 조건에서 출력 홀과 출력 핀기어의 개수을 변화 시켜 작용력을 변화를 알아보고, 5.4절에서는 편심량의 변화가 작용력에 미치는 영향을 알아본다.

5.2 외륜 롤러수에 따른 사이클로이드 감속기의 작용력 해석

5.2.1 외륜 롤러가 3개인 경우(적용예 #1)

외륜 롤러기어에 롤러가 3개이고, 출력 핀기어가 6개인 경우에는 감속비는 2:1이 된다. 사이클로이드 판기어 작용력 해석 프로그램인 "CFanalysis"를 사용하여 작용력을 분석한다. 입력 데이터는 Table 5-1과 같고, 감속기의 구조는 Fig. 5-1로 나타내며, 출력된 데이터에서 Table 5-2는 작용력의 데이터이고, Fig 5-2는 작용력을 도시한 것이다. 그리고 Table 5-3은 전위 작용력의 데이터이고, Fig 5-3은 작용력에 의한 전위 작용력을 도시한 것이다 .

Table 5-1에서 등분각도(θ)는 사이클로이드 감속기의 입력축이 반시계방향(CCW)으로 1회전 하는데 5° 간격으로 데이터를 얻게 하기 위함이고, T_o는 요구되는 출력축에 작용하는 토크이고 음(-)의 부호는 시계방향으로 출력축이 회전함을 의미한다. 따라서 Table 5-1의 경우라면 입력축에 작용하는 토크는 이론적으로 50,000N· ㎜가 되어야 함을 알 수 있고 "CFanalysis"의 계산결과인 Table 5-2와 같이 정확히 일치한다. 사이클로이드 판기어와 판접촉 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 17,326N에서 최소 14,997.6N 사이의 주기적인 값을 가지게 되는데 Fig. 5-4는 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R를 5° 간격으로 등분하여 구한 데이터를 이용하여 그래프로 나타낸 것이다.

Table 5-1 Input parameters for example #1

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	3ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	6ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	60mm
Eccentricity of center (e)	5mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

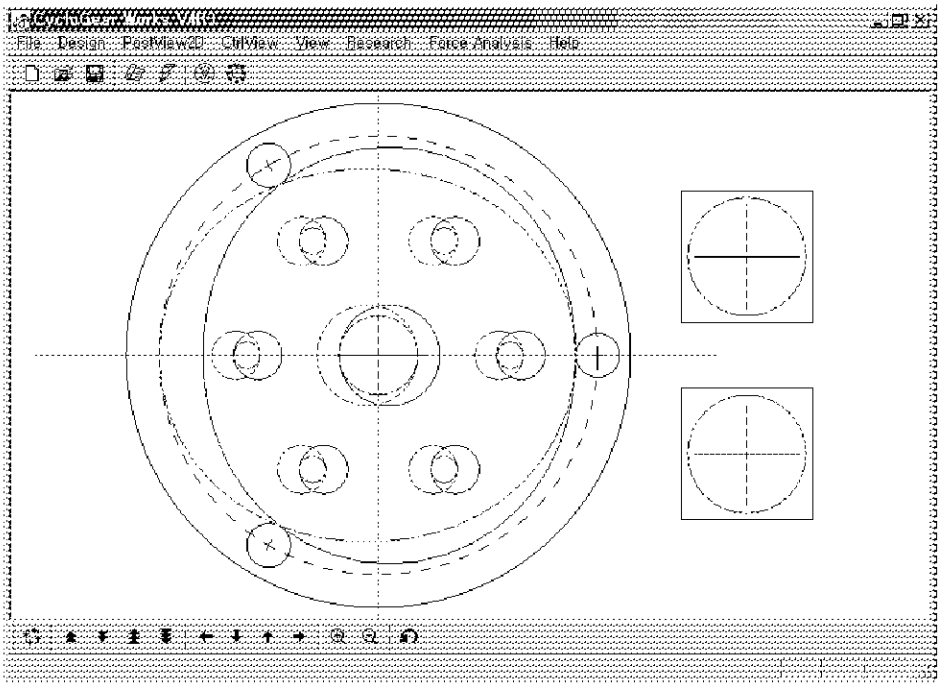


Fig. 5-1 Cycloidal plate gears for example #1

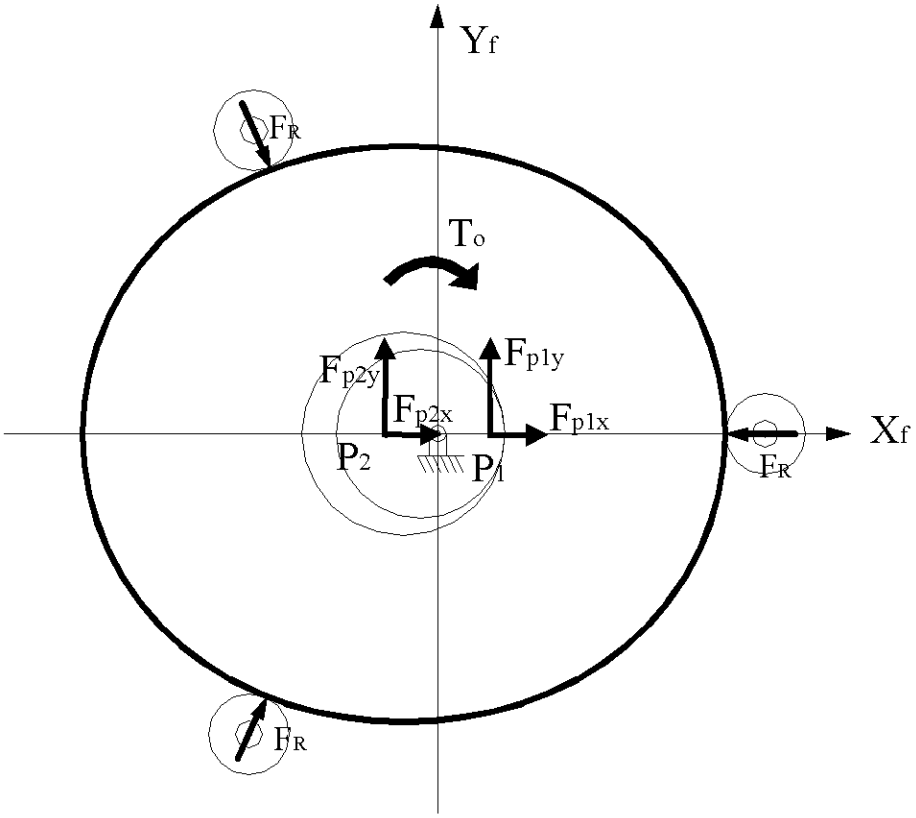


Fig. 5-2 Transformed forces and contact force

Table 5-2 Transformed forces and contact forces for example #1

Deg (°)	F_R (N)	Fp1x (N)	Fp1y (N)	Fp2x (N)	Fp2y (N)	Output-shaft torque T_o(Nmm)
0	17326.0	2501.71	-4625.70	-2550.38	5374.30	-100000
5	16553.6	5841.64	-4677.79	-5768.94	5322.21	-100000
10	15963.7	5264.47	-4733.03	-5092.06	5266.97	-100000
15	15528.7	4741.03	-4791.11	-4489.25	5208.89	-100000
20	15229.9	4258.30	-4851.71	-3946.79	5148.29	-100000
25	15055.1	3805.89	-4914.45	-3454.04	5085.55	-100000
30	14997.6	3375.29	-4978.93	-3002.58	5021.07	-100000
35	15055.1	2959.22	-5044.68	-2585.49	4955.32	-100000
40	15229.9	2551.23	-5111.23	-2196.94	4888.77	-100000
45	15528.7	2145.29	-5178.03	-1831.82	4821.97	-100000
50	15963.7	1735.46	-5244.54	-1485.38	4755.46	-100000
55	16553.6	1315.54	-5310.17	-1153.02	4689.83	-100000
60	17326.0	878.723	-5374.30	-830.058	4625.70	-100000
65	16553.6	5768.94	-5322.21	-5841.64	4677.79	-100000
70	15963.7	5092.06	-5266.97	-5264.47	4733.03	-100000
75	15528.7	4489.25	-5208.89	-4741.03	4791.11	-100000
80	15229.9	3946.79	-5148.29	-4258.30	4851.71	-100000
85	15055.1	3454.04	-5085.55	-3805.89	4914.45	-100000
90	14997.6	3002.58	-5021.07	-3375.29	4978.93	-100000
95	15055.1	2585.49	-4955.32	-2959.22	5044.68	-100000
100	15229.9	2196.94	-4888.77	-2551.23	5111.23	-100000
105	15528.7	1831.82	-4821.97	-2145.29	5178.03	-100000
110	15963.7	1485.38	-4755.46	-1735.46	5244.54	-100000
115	16553.6	1153.02	-4689.83	-1315.54	5310.17	-100000
120	17326.0	2501.71	-4625.70	-2550.38	5374.30	-100000
125	16553.6	5841.64	-4677.79	-5768.94	5322.21	-100000
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.

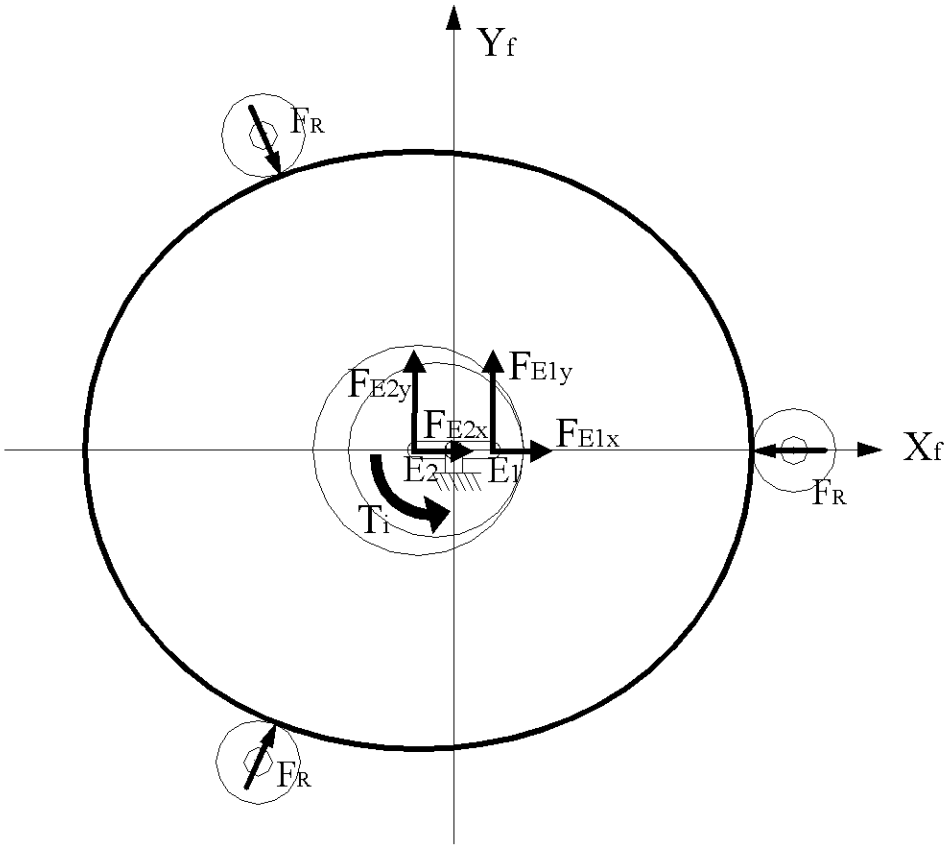


Fig. 5-3 Reaction forces and contact force

Table 5-3 Reaction forces and input-shaft forces for example #1

Deg (°)	F_{E1x} (N)	F_{E1y} (N)	F_{E2x} (N)	F_{E2y} (N)	Input-shaft torque T_z(Nmm)
0	1344.05	4625.70	-1511.21	-5374.30	50000
5	1359.19	4677.79	-1496.57	-5322.21	50000
10	1375.24	4733.03	-1481.03	-5266.97	50000
15	1392.12	4791.11	-1464.70	-5208.89	50000
20	1409.72	4851.71	-1447.66	-5148.29	50000
25	1427.95	4914.45	-1430.02	-5085.55	50000
30	1446.69	4978.93	-1411.89	-5021.07	50000
35	1465.79	5044.68	-1393.40	-4955.32	50000
40	1485.13	5111.23	-1374.69	-4888.77	50000
45	1504.54	5178.03	-1355.90	-4821.97	50000
50	1523.87	5244.54	-1337.20	-4755.46	50000
55	1542.93	5310.17	-1318.75	-4689.83	50000
60	1561.57	5374.30	-1300.71	-4625.70	50000
65	1546.43	5322.21	-1315.36	-4677.79	50000
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
295	1542.93	5310.17	-1318.75	-4689.83	50000
300	1561.57	5374.30	-1300.71	-4625.70	50000
305	1546.43	5322.21	-1315.36	-4677.79	50000
310	1530.38	5266.97	-1330.89	-4733.03	50000
315	1513.51	5208.89	-1347.23	-4791.11	50000
320	1495.90	5148.29	-1364.27	-4851.71	50000
325	1477.67	5085.55	-1381.91	-4914.45	50000
330	1458.94	5021.07	-1400.04	-4978.93	50000
335	1439.83	4955.32	-1418.53	-5044.68	50000
340	1420.49	4888.77	-1437.24	-5111.23	50000
345	1401.08	4821.97	-1456.03	-5178.03	50000
350	1381.76	4755.46	-1474.73	-5244.54	50000
355	1362.69	4689.83	-1493.18	-5310.17	50000

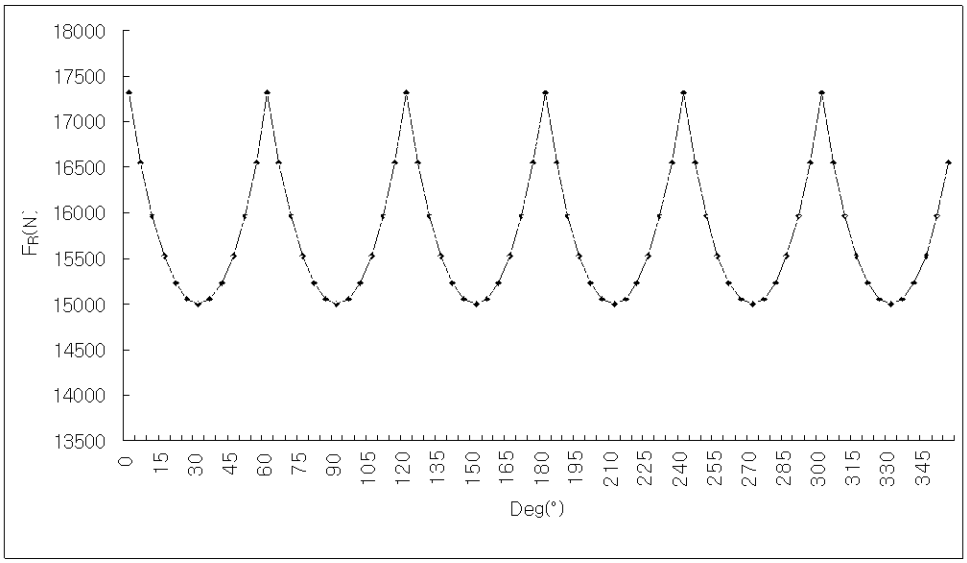


Fig. 5-4 Graph of contact forces for example #1

5.2.2 외륜 롤러가 7개인 경우(적용예 #2)

외륜 롤러기어에 롤러가 7개이고, 출력핀이 6개인 경우에는 감속비는 6:1이 된다. 사이클로이드 판기어 작용력 해석 프로그램인 "CFanalysis"를 사용하여 작용력을 분석한다. 입력 데이터는 Table 5-4과 같고, 감속기의 구조는 Fig. 5-5로 나타내며, 출력된 데이터에서 Table 5-5는 작용력의 데이터이다. Table 5-4의 경우라면 입력축에 작용하는 토크는 이론적으로 16,666.7N· ㎜가 되어야 함을 알 수 있고 "CFanalysis"의 계산결과인 Table 5-5와 같이 정확히 일치한다. 사이클로이드 판기어와 판접촉 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 5,325.92N에서 최소 5,192.04N 사이의 주기적인 값을 가지게 되는데 Fig. 5-6은 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R를 그래프로 나타낸 것이다.

Table 5-4 Input parameters for example #2

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100㎜
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	7ea
Radius of roller (R_R)	10㎜
Number of pins in output pin gear (Z_P)	6ea
Radius of output pin (R_p)	5㎜
Distance to output pin (D_p)	80㎜
Eccentricity of center (e)	5㎜
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

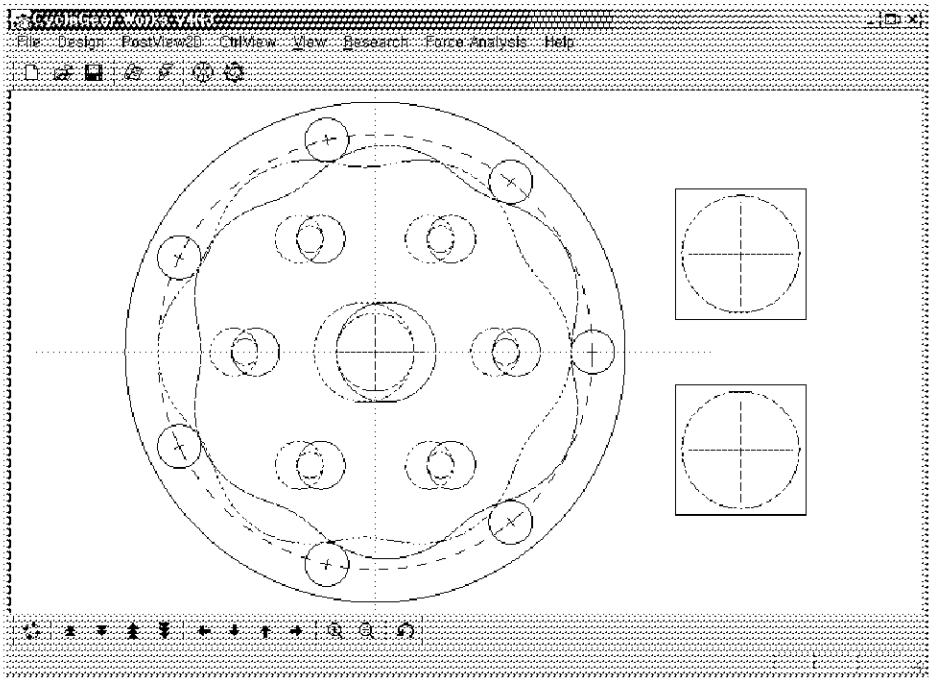


Fig. 5-5 Cycloidal plate gears for example #2

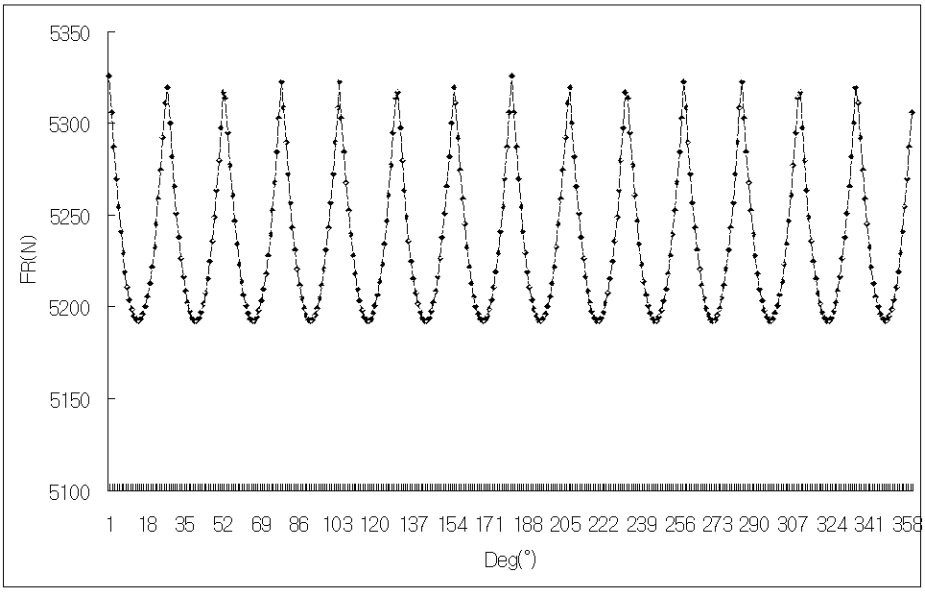


Fig. 5-6 Graph of contact forces for example #2

Table 5-5 Contact forces and reaction forces for example #2

Deg (°)	F_R (N)	F_{E1x} (N)	F_{E1y} (N)	F_{E2x} (N)	F_{E2y} (N)	Output-shaft torque T_o(Nmm)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	5325.92	1056.87	1634.50	-1085.87	-1698.84	-100000	16666.7
5	5241.38	1064.89	1646.90	-1077.95	-1686.44	-100000	16666.7
10	5198.52	1073.01	1659.46	-1069.92	-1673.88	-100000	16666.7
15	5195.68	1081.17	1672.07	-1061.85	-1661.26	-100000	16666.7
20	5232.76	1089.30	1684.65	-1053.82	-1648.68	-100000	16666.7
25	5311.18	1097.34	1697.08	-1045.87	-1636.25	-100000	16666.7
30	5250.84	1091.61	1688.22	-1051.53	-1645.11	-100000	16666.7
35	5202.17	1083.5	1675.68	-1059.55	-1657.66	-100000	16666.7
40	5193.66	1075.34	1663.06	-1067.61	-1670.27	-100000	16666.7
45	5224.98	1067.21	1650.47	-1075.66	-1682.86	-100000	16666.7
50	5297.35	1059.15	1638.02	-1083.62	-1695.32	-100000	16666.7
55	5261.16	1062.59	1643.33	-1080.22	-1690.00	-100000	16666.7
60	5206.64	1070.69	1655.86	-1072.22	-1677.47	-100000	16666.7
65	5192.44	1078.84	1668.47	-1064.16	-1664.86	-100000	16666.7
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
295	5192.44	1078.84	1668.47	-1064.16	-1664.86	-100000	16666.7
300	5206.64	1070.69	1655.86	-1072.22	-1677.47	-100000	16666.7
305	5261.16	1062.59	1643.33	-1080.22	-1690.00	-100000	16666.7
310	5297.35	1059.15	1638.02	-1083.62	-1695.32	-100000	16666.7
315	5224.98	1067.21	1650.47	-1075.66	-1682.86	-100000	16666.7
320	5193.66	1075.34	1663.06	-1067.61	-1670.27	-100000	16666.7
325	5202.17	1083.50	1675.68	-1059.55	-1657.66	-100000	16666.7
330	5250.84	1091.61	1688.22	-1051.53	-1645.11	-100000	16666.7
335	5311.18	1097.34	1697.08	-1045.87	-1636.25	-100000	16666.7
340	5232.76	1089.30	1684.65	-1053.82	-1648.68	-100000	16666.7
345	5195.68	1081.17	1672.07	-1061.85	-1661.26	-100000	16666.7
350	5198.52	1073.01	1659.46	-1069.92	-1673.88	-100000	16666.7
355	5241.38	1064.89	1646.90	-1077.95	-1686.44	-100000	16666.7

5.3 출력핀 수에 따른 감속기 작용력 해석

5.3장에서는 감속기의 반경, 롤러의 크기와 개수, 핀의 크기, 편심량, 핀 거리, 요구되는 출력 토크 등의 다른 조건은 동일하면서 출력 핀기어의 핀의 개수를 증가시킨다. 핀 개수에 따른 사이클로이드 판기어와 판접촉 롤러기어의 롤러사이의 작용력 변화와 사이클로이드 감속기의 출력홀과 핀기어 사이의 작용력 변화를 알아본다.

5.3.1 출력 핀기어의 핀이 6개인 경우(적용예 #3)

외륜 롤러기어에 롤러가 9개이고 출력핀이 6개인 경우, 감속기 반경, 롤러의 개수와 반경, 핀 거리, 편심량 등에 대한 입력 데이터는 Table 5-6과 같고, 설계된 형상은 Fig. 5-7에서 보여준다. Table 5-7에서 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)일 경우 12,500 $N \cdot mm$(CW)입력토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 3,967.46N에서 최소 3,907.03N으로 작용함을 알 수 있다. 또한, 전위 작용력은 Table 5-8과 같으며, 핀 개수에 관계없이 일정한 힘으로 작용된다. 출력핀이 6개인 경우에 각각의 작용하는 작용력은 Table 5-9과 같이 작용함을 알 수 있다. 그리고 Fig. 5-8에서는 각각의 핀에 작용되는 작용력을 나타낸 것으로 Q_{i1}과 Q_{i2}는 작용력 F_{P1x}와 F_{P2x}에 의한 반작용력이고, $(Q_{i1}+T_{i1})Max_1$과 $(Q_{i2}+T_{i2})Max_2$는 F_{P1y}와 F_{P2y}에 의한 반작용력 T_{ij}와 Q_{ij}의 합으로 각각의 핀 위치에서의 최대값이다.

Table 5-6 Input parameters for example #3

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	9ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	6ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	60mm
Eccentricity of center (e)	5mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

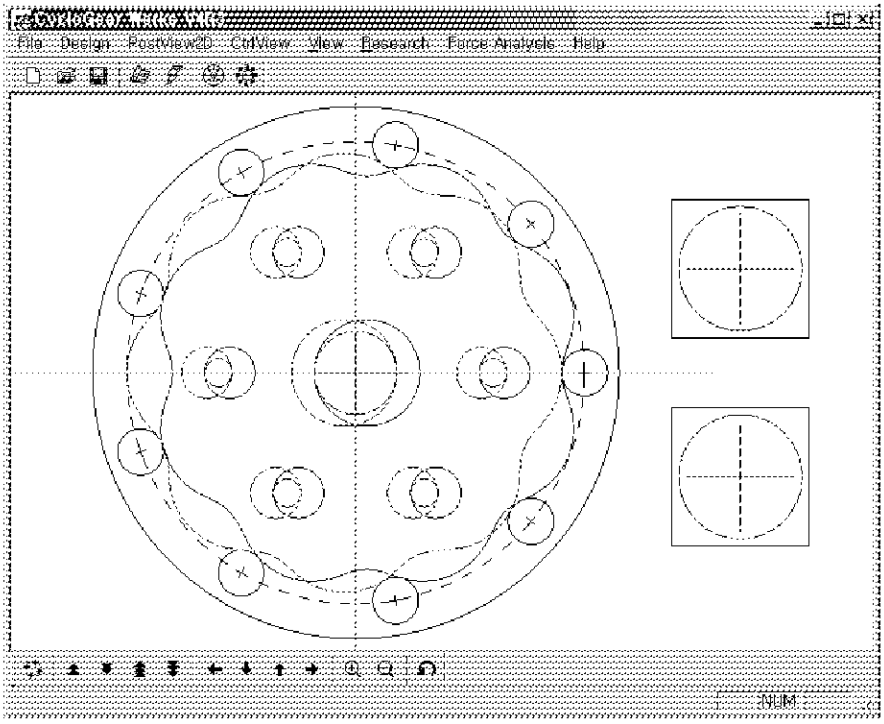


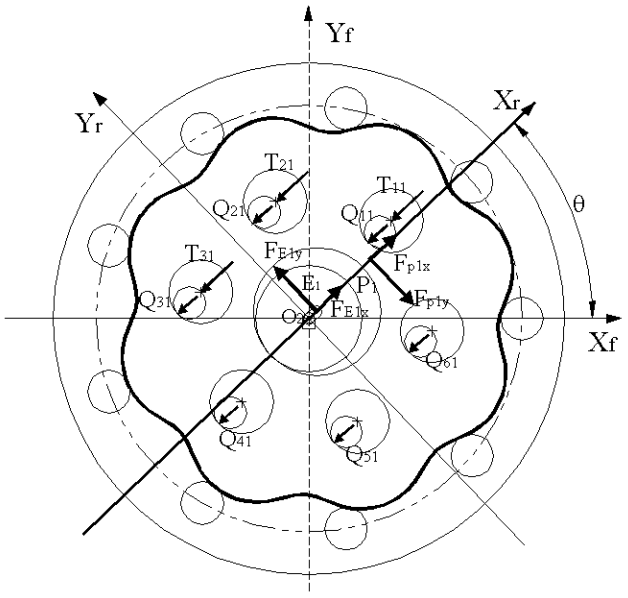
Fig. 5-7 Cycloidal plate gears for example #3

Table 5-7 Contact forces and input-shaft torque for example #3

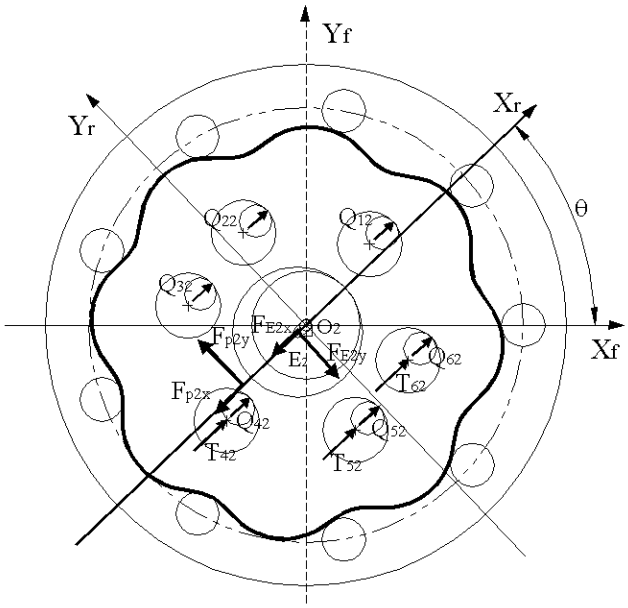
Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	3967.46	12500	.	.	.
5	3922.00	12500	.	.	.
10	3907.03	12500	.	.	.
15	3922.00	12500	310	3907.03	12500
20	3967.46	12500	315	3922.00	12500
25	3922.00	12500	320	3967.46	12500
30	3907.03	12500	325	3922.00	12500
35	3922.00	12500	330	3907.03	12500
40	3967.46	12500	335	3922.00	12500
45	3922.00	12500	340	3967.46	12500
.	.	.	345	3922.00	12500
.	.	.	350	3907.03	12500
.	.	.	355	3922.00	12500

Table 5-8 Reaction Forces for example #3

Deg (°)	Fe1x (N)	Fe1y (N)	Fe2x (N)	Fe2y (N)
0	1432.57	1231.9	-1427.06	-1268.1
5	1436.75	1235.49	-1423.01	-1264.51
10	1440.95	1239.1	-1418.95	-1260.9
15	1445.16	1242.73	-1414.87	-1257.27
20	1449.39	1246.36	-1410.78	-1253.64
25	1453.62	1250	-1406.68	-1250
30	1457.85	1253.64	-1402.59	-1246.36
35	1462.08	1257.27	-1398.5	-1242.73
40	1466.3	1260.9	-1394.42	-1239.1
45	1470.5	1264.51	-1390.35	-1235.49
50	1474.67	1268.1	-1386.31	-1231.9
55	1470.5	1264.51	-1390.35	-1235.49
60	1466.3	1260.9	-1394.42	-1239.1
65	1462.08	1257.27	-1398.5	-1242.73
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.



(a)For cycloidal plate gear #1



(b)For cycloidal plate gear #2

Fig. 5-8 Reaction forces to output-pin gears of cycloidal plate gears

Table 5-9 Reaction Forces of pins for example #3

Deg (°)	$(Q_{i1}+T_{i1})$Max (N)	$(Q_{i2}+T_{i2})$Max (N)	Q_1 (N)	Q_2 (N)
0	-1962.03	1957.95	-1184.27	1184.27
5	-2080.16	2060.02	-1331.29	1330.5
10	-2073.48	2037.55	-1311.83	1310.78
15	-2074.14	2022.82	-1302.15	1301.36
20	-2126.11	2059.92	-1360.96	1360.96
25	-2095.41	2045.27	-1330.5	1331.29
30	-2072.69	2038.34	-1310.78	1311.83
35	-2057.7	2038.75	-1301.36	1302.15
40	-1962.03	1957.95	-1184.27	1184.27
45	-2080.16	2060.02	-1331.29	1330.5
50	-2073.48	2037.55	-1311.83	1310.78
55	-2074.14	2022.82	-1302.15	1301.36
60	-2082.05	2015.86	-1302.21	1302.21
65	-2095.41	2045.27	-1330.5	1331.29
. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
295	-2074.14	2022.82	-1302.15	1301.36
300	-2126.14	2059.95	-1361	1361
305	-2095.41	2045.27	-1330.5	1331.29
310	-2072.69	2038.34	-1310.78	1311.83
315	-2057.7	2038.75	-1301.36	1302.15
320	-2086.01	2081.93	-1349.58	1349.58
325	-2080.16	2060.02	-1331.29	1330.5
330	-2073.48	2037.55	-1311.83	1310.78
335	-2074.14	2022.82	-1302.15	1301.36
340	-2126.1	2059.91	-1360.95	1360.95
345	-2095.41	2045.27	-1330.5	1331.29
350	-2072.69	2038.34	-1310.78	1311.83
355	-2057.7	2038.75	-1301.36	1302.15

5.3.2 출력 핀기어와 출력 홀이 8개인 경우(적용예 #4)

사이클로이드 판기어에서 출력홀과 출력 핀기어의 핀이 8개인 경우이고 다른 조건은 앞의 적용예 #3과 모두 같을 때 입력 데이터는 Table 5-10과 같고, 설계된 형상은 Fig. 5-9에서 보여준다. Table 5-11에서 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)일 경우 12,500 $N \cdot mm$(CW)입력토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 3,967.46N에서 최소 3,907.03N으로 작용함을 알 수 있다. 그리고 Table 5-12에서는 각각의 핀에 작용되는 작용력을 나타낸다.

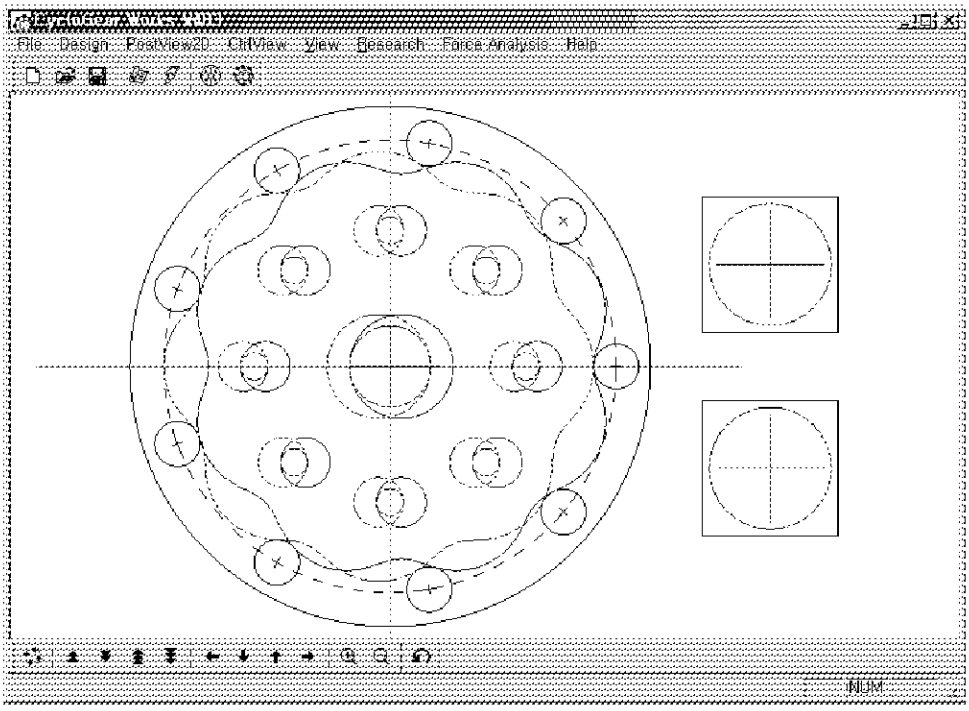


Fig. 5-9 Cycloidal plate gears for example #4

Table 5-10 Input parameters for example #4

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	9ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	8ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	60mm
Eccentricity of center (e)	5mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

Table 5-11 Contact forces and input-shaft torque for example #4

Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	3967.46	12500	.	.	.
5	3922.00	12500	.	.	.
10	3907.03	12500	.	.	.
15	3922.00	12500	310	3907.03	12500
20	3967.46	12500	315	3922.00	12500
25	3922.00	12500	320	3967.46	12500
30	3907.03	12500	325	3922.00	12500
35	3922.00	12500	330	3907.03	12500
40	3967.46	12500	335	3922.00	12500
45	3922.00	12500	340	3967.46	12500
.	.	.	345	3922.00	12500
.	.	.	350	3907.03	12500
.	.	.	355	3922.00	12500

Table 5-12 Reaction Forces of pins for example #4

Deg (°)	$(Q_{i1}+T_{i1})$Max (N)	$(Q_{i2}+T_{i2})$Max (N)	Q_1 (N)	Q_2 (N)
0	-1739.98	1735.9	-888.204	888.204
5	-1830.54	1810.55	-998.468	997.876
10	-1827.51	1791.78	-983.87	983.082
15	-1829.99	1778.82	-976.609	976.017
20	-1870.93	1804.74	-1020.72	1020.72
25	-1845.94	1795.66	-997.876	998.468
30	-1826.92	1792.38	-983.082	983.87
35	-1813.7	1794.6	-976.017	976.609
40	-1739.98	1735.9	-888.204	888.204
45	-1830.54	1810.55	-998.468	997.876
50	-1827.51	1791.78	-983.87	983.082
55	-1829.99	1778.82	-976.609	976.017
60	-1837.88	1771.69	-976.655	976.655
65	-1845.94	1795.66	-997.876	998.468
. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
295	-1829.99	1778.82	-976.609	976.017
300	-1870.95	1804.76	-1020.75	1020.75
305	-1845.94	1795.66	-997.876	998.468
310	-1826.92	1792.38	-983.082	983.87
315	-1813.7	1794.6	-976.017	976.609
320	-1832.97	1828.89	-1012.19	1012.19
325	-1830.54	1810.55	-998.468	997.876
330	-1827.51	1791.78	-983.87	983.082
335	-1829.99	1778.82	-976.609	976.017
340	-1870.92	1804.74	-1020.71	1020.71
345	-1845.94	1795.66	-997.876	998.468
350	-1826.92	1792.38	-983.082	983.87
355	-1813.7	1794.6	-976.017	976.609

5.3.3 출력 핀기어와 출력 홀이 10개인 경우(적용예 #5)

사이클로이드 판기어에서 출력홀과 출력 핀기어의 핀이 10개인 경우이고 다른 조건은 앞의 적용예 #3과 모두 같을 때 입력 조건은 Table 5-13과 같고 Fig. 5-10에서 보여준다. Table 5-14에서 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)일 경우 12,500 $N \cdot mm$(CW)입력토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 3,967.46N에서 최소 3,907.03N으로 작용함을 알 수 있다. 그리고 Table 5-15에서는 각각의 핀에 작용되는 작용력을 나타낸다.

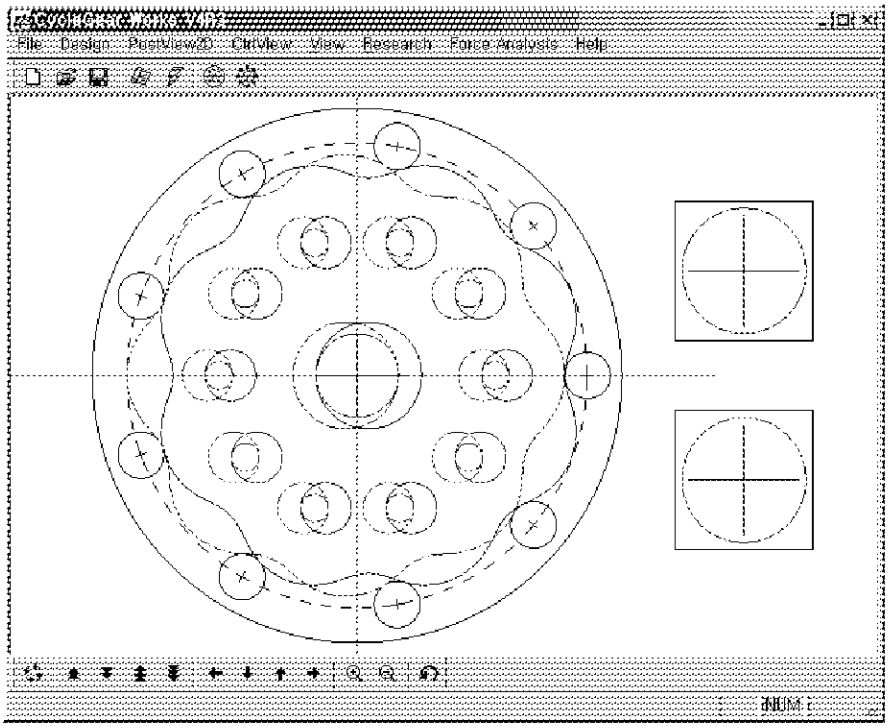


Fig. 5-10 Cycloidal plate gears for example #5

Table 5-13 Input parameters for example #5

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	9ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	10ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	60mm
Eccentricity of center (e)	5mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

Table 5-14 Contact forces and input-shaft torque for example #5

Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	3967.46	12500	.	.	.
5	3922.00	12500	.	.	.
10	3907.03	12500	.	.	.
15	3922.00	12500	310	3907.03	12500
20	3967.46	12500	315	3922.00	12500
25	3922.00	12500	320	3967.46	12500
30	3907.03	12500	325	3922.00	12500
35	3922.00	12500	330	3907.03	12500
40	3967.46	12500	335	3922.00	12500
45	3922.00	12500	340	3967.46	12500
.	.	.	345	3922.00	12500
.	.	.	350	3907.03	12500
.	.	.	355	3922.00	12500

Table 5-15 Reaction Forces of pins for example #5

Deg (°)	$(Q_{i1}+T_{i1})$Max (N)	$(Q_{i2}+T_{i2})$Max (N)	Q_1 (N)	Q_2 (N)
0	-1607.43	1603.29	-710.563	710.563
5	-1681.46	1661.49	-798.775	798.301
10	-1680.62	1644.94	-787.096	786.466
15	-1684.2	1633.03	-781.287	780.814
20	-1718.52	1652.24	-816.573	816.573
25	-1696.96	1646.5	-798.301	798.775
30	-1680.15	1645.41	-786.466	787.096
35	-1667.99	1648.73	-780.814	781.287
40	-1607.43	1603.29	-710.563	710.563
45	-1681.46	1661.49	-798.775	798.301
50	-1680.62	1644.94	-787.096	786.466
55	-1684.2	1633.03	-781.287	780.814
60	-1692.09	1625.8	-781.324	781.324
65	-1696.96	1646.5	-798.301	798.775
. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
295	-1684.2	1633.03	-781.287	780.814
300	-1718.54	1652.26	-816.599	816.599
305	-1696.96	1646.5	-798.301	798.775
310	-1680.15	1645.41	-786.466	787.096
315	-1667.99	1648.73	-780.814	781.287
320	-1681.82	1677.68	-809.75	809.75
325	-1681.46	1661.49	-798.775	798.301
330	-1680.62	1644.94	-787.096	786.466
335	-1684.2	1633.03	-781.287	780.814
340	-1718.52	1652.24	-816.57	816.57
345	-1696.96	1646.5	-798.301	798.775
350	-1680.15	1645.41	-786.466	787.096
355	-1667.99	1648.73	-780.814	781.287

5.4 편심량에 의한 사이클로이드 감속기의 작용력 해석

5.4절에서는 모든 조건은 같고 사이클로이드 곡선이 되는 한계 내에서 편심량 e의 변화에 따른 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력과 마찰력에 의한 입력 토크의 변화를 알아본다.

5.4.1 편심량 e가 6㎜일 경우(적용예 #6)

입력 조건은 Table 5-16와 같이 외륜 롤러기어가 6개이고, 출력핀 수는 6개이며, 편심량은 6㎜로 주어질 때, 설계된 형상은 Fig. 5-11에서 보여준다. 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)에 대하여 Table 5-17에서 20,000 $N \cdot mm$(CW) 입력축의 토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 5,776.12N에서 최소 4,998.86N으로 작용함을 알 수 있다.

Table 5-16 Input parameters for example #6

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	6ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	6ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	50mm
Eccentricity of center (e)	6mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

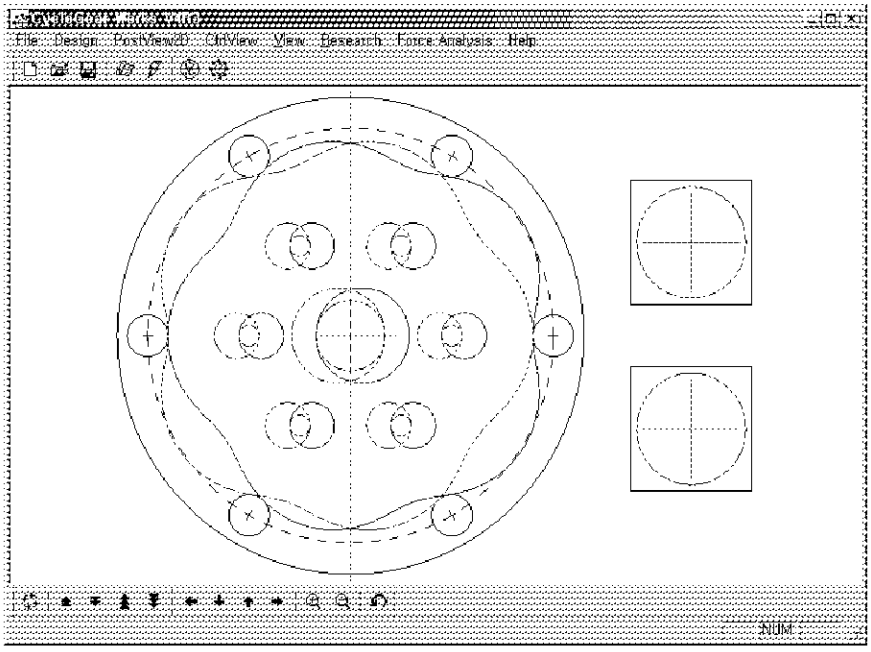


Fig. 5-11 Cycloidal plate gears for example #6

Table 5-17 Contact forces and input-shaft torque for example #6

Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	5776.12	20000	.	.	.
5	5518.32	20000	.	.	.
10	5321.38	20000	.	.	.
15	5176.15	20000	310	5321.38	20000
20	5076.40	20000	315	5176.15	20000
25	5018.06	20000	320	5076.40	20000
30	4998.86	20000	325	5018.06	20000
35	5018.06	20000	330	4998.86	20000
40	5076.40	20000	335	5018.06	20000
45	5176.15	20000	340	5076.40	20000
.	.	.	345	5176.15	20000
.	.	.	350	5321.38	20000
.	.	.	355	5518.32	20000

5.4.2 편심량 e가 5㎜일 경우(적용예 #7)

다른 조건은 앞의 적용예 #6과 모두 같고 편심량이 6㎜인 입력 데이터는 Table 5-18과 같고, 설계된 형상은 Fig. 5-12에서 보여준다. 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)에 대하여 Table 5-19에서 20,000 $N \cdot mm$(CW) 입력축의 토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 6,930.38N에서 최소 5,999.06N으로 작용함을 알 수 있다.

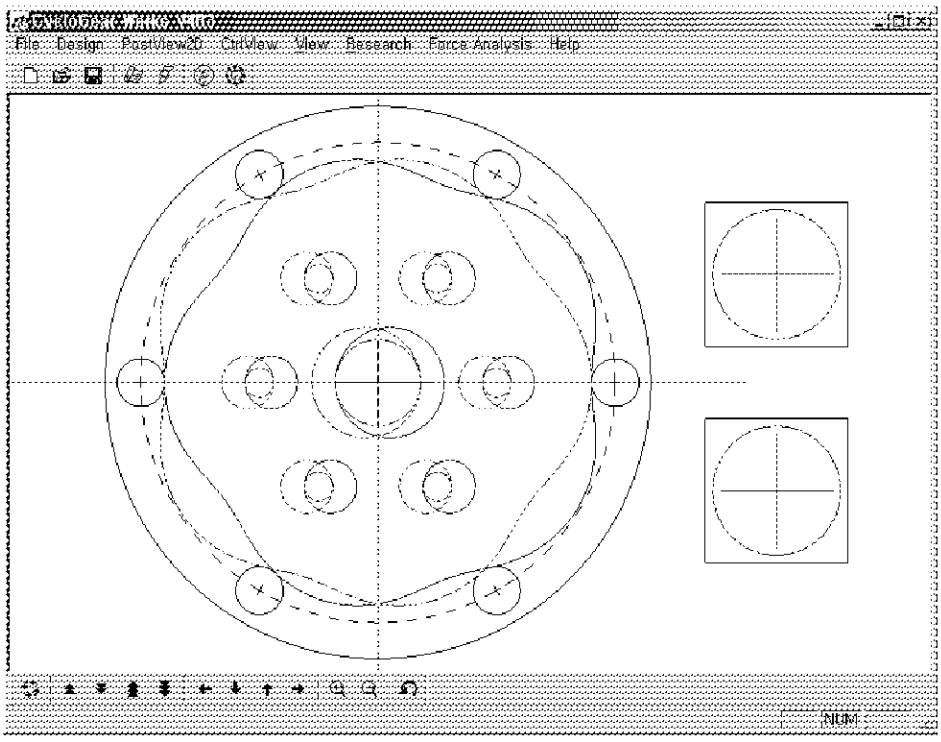


Fig. 5-12 Cycloidal plate gears for example #7

Table 5-18 Input parameters for example #7

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	6ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	10ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	50mm
Eccentricity of center (e)	5mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

Table 5-19 Contact forces and input-shaft torque for example #7

Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	FR (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	6930.38	20000	.	.	.
5	6621.46	20000	.	.	.
10	6385.47	20000	.	.	.
15	6211.47	20000	310	6385.47	20000
20	6091.95	20000	315	6211.47	20000
25	6022.06	20000	320	6091.95	20000
30	5999.06	20000	325	6022.06	20000
35	6022.06	20000	330	5999.06	20000
40	6091.95	20000	335	6022.06	20000
45	6211.47	20000	340	6091.95	20000
.	.	.	345	6211.47	20000
.	.	.	350	6385.47	20000
.	.	.	355	6621.46	20000

5.4.3 편심량 e가 4㎜일 경우(적용예 #8)

다른 조건은 앞의 적용예 #6과 모두 같고 편심량이 4㎜인 입력 데이터는 Table 5-20와 같고, 설계된 형상은 Fig. 5-13에서 보여준다. 요구되는 출력축의 토크 100,000 $N \cdot mm$(CCW)에 대하여 Table 5-21에서 20,000 $N \cdot mm$(CW) 입력축의 토크를 필요로 함을 검증하였고, 사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어 사이의 작용력 F_R은 최대 8,661.99N에서 최소 7,499.25N으로 작용함을 알 수 있다.

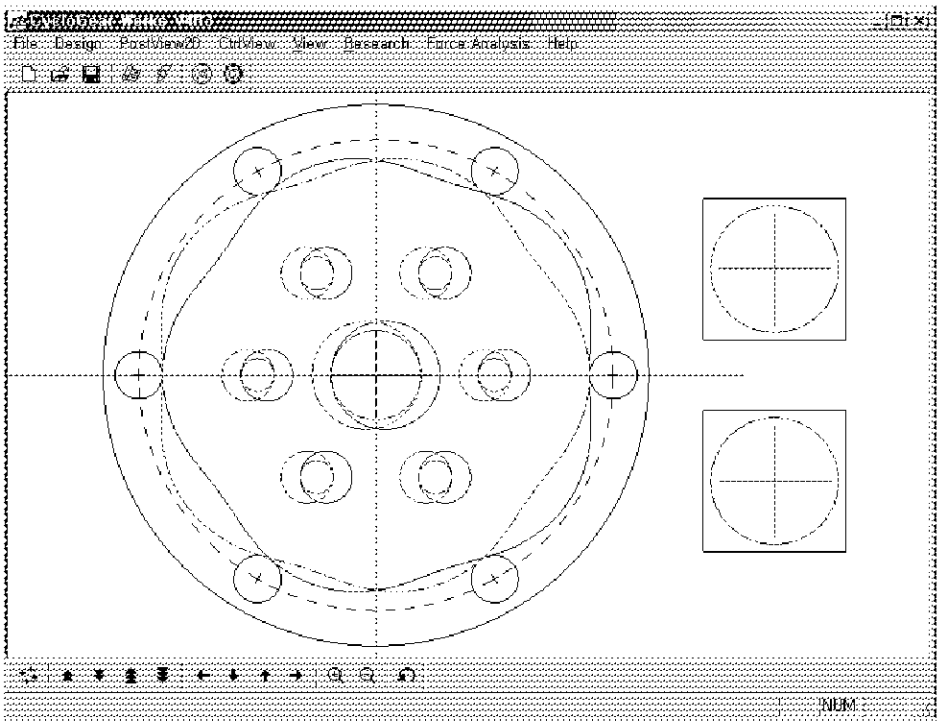


Fig. 5-13 Cycloidal plate gears for example #8

Table 5-20 Input parameters for example #8

Input parameters	Input values
Radius of cycloidal reducer (R)	100mm
Number of rollers in housing roller gear (Z_R)	6ea
Radius of roller (R_R)	10mm
Number of pins in output pin gear (Z_P)	6ea
Radius of output pin (R_p)	5mm
Distance to output pin (D_p)	50mm
Eccentricity of center (e)	4mm
Output-shaft torque (T_o)	-100,000Nmm

Table 5-21 Contact forces and input-shaft torque for example #8

Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)	Deg (°)	F_R (N)	Input-shaft torque T_i(Nmm)
0	8661.99	20000	.	.	.
5	8276.29	20000	.	.	.
10	7981.66	20000	.	.	.
15	7764.42	20000	310	7981.66	20000
20	7615.21	20000	315	7764.42	20000
25	7527.96	20000	320	7615.21	20000
30	7499.25	20000	325	7527.96	20000
35	7527.96	20000	330	7499.25	20000
40	7615.21	20000	335	7527.96	20000
45	7764.42	20000	340	7615.21	20000
.	.	.	345	7764.42	20000
.	.	.	350	7981.66	20000
.	.	.	355	8276.28	20000

5.5 사이클로이드 감속기의 작용력 분석

적용예 #1과 #2에서 작용력 해석을 수행하였고 Table 5-2, Table 5-3, Table 5-5에서 이론적 감속비인 $(1-N_R)$:1에 정확히 만족됨으로서 본 연구에서 제시한 이론과 사이클로이드 판기어 작용력 해석 이론과 프로그램인 "CFanalysis"을 검증하였다.

적용예 #3, #4 와 #5에서는 같은 입력조건에서 사이클로이드 판기어의 출력 홀과 출력 핀기어의 개수를 변화시켜 보았고, 그 결과는 Table 5-7, Table 5-11, Table 5-14와 같고, 작용력 F_R는 출력 홀과 출력 핀기어 개수와는 무관하다는 알 수 있다. 그러나 Table 5-9, Table 5-12, Table 5-15에서와 같이 출력핀의 개수가 많을수록 각각의 출력핀에 작용하는 작용력은 감소한다.

적용예 #6, #7 과 #8에서는 같은 입력 조건에서 편심량 e를 변화시켜 보았고, 편심량은 사이클로이드 치형 곡선의 결정에 영향을 주기 때문에 Fig. 5-9 , Fig. 5-10와 Fig. 5-11에서 보는 것과 같이 사이클로이드 판기어의 형상이 변화하는 것을 알 수 있고, Table 5-17, Table 5-19과 Table 5-21에서 보는 것과 같이 작용력 편심량이 작아질수록 F_R이 증가하는 것을 볼 수 있다.

적용예를 통해 본다면 같은 감속비의 조건일 경우, 사이클로이드 치형 곡선이 될 수 있는 한계 내에서 편심량 e가 클수록 사이클로이드 판기어와 롤러사이의 작용력 F_R이 감소함을 알 수 있다. 그리고 같은 조건에서 입력축과 연결된 핀기어의 핀수가 많을수록 각각의 핀에 작용하는 작용력이 작아지는 것을 알 수 있다. 따라서 적절한 설계 조건이 조화를 이룬다면 효율이 우수한 사이클로이드 감속기의 구현이 가능하다고 볼 수 있다.

제 6 장 결론

보통 산업기계는 입력된 동력을 적당히 감속 또는 증속하여 사용되어진다. 대부분의 산업기계는 고 회전수의 입력을 받아서 적당히 감속하여 증가된 회전력 즉, 토크를 이용한다. 이러한 역할을 하는 기계요소가 감속기이고, 현대의 산업기계는 그 중요성이 더욱 커지고 있다.

감속기의 종류에는 유성기어, 베벨기어, 웜기어, 사이클로이드 감속기 등이 있지만 성능, 효율, 사용범위, 구조 등이 다른 감속기에 비해 상대적으로 사이클로이드 감속기가 우수하다. 그리고 사이클로이드 감속기의 구성은 사이클로이드 판기어, 외륜 롤러기어, 출력 핀기어로 크게 3개로 조합되어 있다. 입력축에 회전력이 입력되면, 사이클로이드 판기어가 입력축과 반대 방향으로 회전하게 되고, 출력축과 연결된 출력 핀기어가 판기어와 접촉운동하며 회전하게 된다. 입력축이 1회전할 때 판기어는 한개의 치형만큼만 회전하게 되므로 판기어의 치형 개수만큼 감속이 되며, 편심운동에 의한 진동과 같은 불균형을 억제시키기 위하여 보통 쌍으로 판기어를 설치하여 사용한다.

본 연구에서는 형상 설계된 사이클로이드 판기어를 이용한 사이클로이드 감속기가 감속작업 수행시 작용하는 작용력을 기구학적 특성과 운동학적 특성을 이용하여 작용력 해석이론을 제시하였다.

모든 롤러는 두개의 사이클로이드 판기어와 접촉하면서 운동을 하기 때문에 접촉력이 발생된다. #1 판기어와 롤러 사이에 작용하는 작용력은 #1 판기어의 순간속도 중심 P_1으로 향하게 되고, #2 판기어와 롤러 사이에 작용하는 작용력은 #2 판기어의 순간속도 중심 P_2로 향하게 된다. 이때 각각의 롤러는 두 개의 판기어에 작용력을 받게 되므로, 이러한 힘을

합력화하면, 합력 F_R은 판기어의 회전방향의 편심 중심 E_i방향으로 발생되어, 중립축보다 위쪽의 롤러는 편심 중심 E_1방향으로, 중립축보다 아래쪽의 롤러는 편심 중심 E_2방향으로 발생하게 된다.

사이클로이드 내부의 출력홀과 출력 핀기어 사이에는 #1, #2 판기어의 회전력에 의한 반작용력이 발생하게 된다. 이러한 반작용력은 출력홀과 출력핀의 접촉점에서 중립축까지의 수직거리에 비례하며 #1 판기어에서는 중립축보다 위쪽의 접촉점으로만 작용하고, #2 판기어에서는 중립축보다 아래쪽의 접촉점으로만 작용한다. 이러한 모든 작용력에 의한 반작용력이 각각의 판기어 #1과 #2의 편심 중심 E_1과 E_2를 중심으로 발생하게 되고, 이러한 반작용력에 의한 입력축의 토크를 해석하는 이론을 제시하였다.

제시된 이론을 이용하여 사이클로이드 판기어의 작용력 해석 프로그램인 "CFanalysis"를 개발하였다. "CFanalysis" 이용하여 제시된 이론을 검증하였고, 8가지의 적용예를 "CFanalysis"을 이용하여 해석을 수행하였다.

사이클로이드 감속기는 같은 감속비의 조건이라면 사이클로이드 치형 곡선이 될 수 있는 한계 내에서 편심량 e가 클수록 사이클로이드 판기어와 롤러사이의 작용력 F_R이 감소하고, 입력축과 연결된 핀기어의 핀의 개수가 많을수록 각각의 출력핀에 작용하는 작용력이 작아지는 것을 알 수 있다. 그리고 같은 출력 조건인 경우에는 롤러의 수가 많아 질수록 사이클로이드 판기어와 롤러사이의 작용력 F_R이 감소함을 알 수 있다. 따라서 적절한 설계 조건이 조화를 이룬다면 효율이 우수한 사이클로이드 감속기의 구현이 가능하다고 볼 수 있다.

본 연구에서는 사이클로이드 감속기의 핵심부품인 사이클로이드 판기어의 작용력과 설계 인자에 대한 작용력의 변화를 정의함으로써 동력 전

달장치로서 사이클로이드 감속기의 선진화와 체계화에 도움이 될 것이라 판단된다. 끝으로 사이클로이드 판기어와 롤러 사이의 마찰효과와 출력 핀기어와 출력홀 사이의 마찰효과를 고려하고, 가공에 대한 특성연구가 병행된다면 사이클로이드 감속기의 설계에 대한 효율성이 더욱 향상될 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. S. K. Malhotra and M. A. Parameswaran, 1983, "Analysis of cycloid speed reducer", Mechanism and Machine Theory, Volume 18, Issue 6, pp.491~499.

2. 신중호, 김종수, 1994, "디스크형 캠기구 설계를 위한 순간속도 중심 설계법의 연구", 창원대학교 산기연 논문집, 제8집, pp123~129.

3. 신중호, 이춘만, 김종수, 1996, "Shape Design of Disk Cam Mechanisms Using Instant Velocity Center", Proceeding of 6th International symposium on Transport Phenomena and Dynamic of Rotating Machinery, Vol. 1, pp.178~186.

4. 신중호, 윤호업, 강동우, 2001, "사이크로이드 판기어의 형상 설계법에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 A권, 제25권 제1호, pp.70~80.

5. J. E. Shigly and C. R. Mischke, 1989, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill.

6. G. H. Martin, 1992, "Kinematics and Dynamic of Machines", McGraw-Hill.

7. R. L. Norton, 1992, "Design of Machinery", McGraw-Hill.

8. W. F. Riley and L. D. Sturges, 1993, "Engineering Mechanics Statics", Wiley.

9. F. L. Litvin, 1994, "Gear Geometry and Applied Theory", Prentice-Hall, Inc.

10. J. Brandlein, P. Eschmann, L. Hasbargen and K. Weigand, 1995, "Ball and Roller Bearings Theory, Design and Application", Wiley.

11. H. Oguri and D. Oguri, 1998, "기계설계 도표편람", 대광서림

12. R. C. Juvinall and K. M. Marshek, 2000, "Fundamentals of Machine Component Design", Wiley.

Abstract

A Study on Force Analysis of Cycloidal Plate Gears for Cycloid Speed Reducer

By Kim Do-Hyun

Department of Mechanical Design
& Manufacturing Engineering,
Graduate School,
Changwon National University,
Changwon, Korea

Most industrial machines, high rotational speed can be reduced to a proper degree by applying a rotational torque. For this reason, rotational speed reducer, as a mechanical components, plays a very important role in modern industrial machines.

Normally speed reducer has such kinds planetary gear, bevel gear, warm gear and cycloid speed reducer, and etc. Among all of these, cycloid speed reducer owns the best performance, such as, high efficiency, wide utility range, simplified structure. A cycloidal speed reducer is a type of the speed reducers of machinery. The

cycloidal speed reducer consists of two cycloidal plate gears, housing roller gear, input shaft, output pin and shaft, and eccentric bearings. Especially the cycloidal plate gear has the peculiar parts of the teeth, because of gearing with the housing roller gear that has the several rollers on the circular line. And then all teeth on the cycloidal plate gear can be designed to contact with the rollers on the housing roller gear at the same time. Therefore the cycloidal plate gear has always contact motion with rollers and the force is interacted between roller gear with cycloidal plate gear. Because the contact force must be required to improve the accuracy in design procedures of cycloidal speed reducers, this paper presents a force analysis approach derived by static force equilibrium condition, geometrical adaptation, instant velocity center method and relative velocity method.

By recognizing the rotational force from the input shaft, the cycloidal plate gear will rotate in a contract direction to drive output pin gears connected with the output shaft. One cycle rotation of input shaft will bring one-tooth movement of cycloidal plate gear, so that the rotational speed could be reduced according to the teeth count. To avoid vibration and unbalance motion, pair os cycloidal plate gears are normally employed.

This paper use a cycloidal plate gear which is designed and the force which a cycloid speed reducer acts a speed reduction task when it use statics characteristic and kinematics characteristic. This paper present a force analysis theory.

After applying the presented force analysis theory, program

"CFanalysis" is developed for analysing the force in cycloidal plate gear. With this program the force analysis theory is further identified and for example, force analysis is also performed by using "CFanalysis". The force variation changed with design factors is researched in this paper for cycloid speed reducer. It is hoped to have a benefit to utility the design for cycloid speed reducer.

Key word : Cycloid speed reducer, Cycloidal plate gear,
Housing roller gears, Output pin gears,
Force analysis theory, Rotational force,
Contact motion, Geometrical adaptation,
Contact force, Instant velocity center method

감사의 글

본 논문의 결실을 맺을 수 있도록 끊임없는 가르침을 주신 신중호 교수님께 지심으로 머리 숙여 감사 드립니다. 그리고 본 논문의 심사와 많은 조언을 해주신 조치룡 교수님과 권순만 교수님께 깊이 감사드리며, 지금까지의 학업에 많은 지도를 아끼지 않으신 기계설계공학과 이춘만 교수님, 최영휴 교수님, 정원지 교수님, 유근종 교수님, 홍대선 교수님, 최훈기 교수님께 감사드립니다.

항상 옆에서 지켜 봐주시면서 많은 격려와 지원을 아낌없이 주신 김종수 박사님, 김대원 박사님, 배기욱 선배님, 정성호 선배님, 하경훈 선배님, 강동우 선배님, 김종길 선배님, 남택상 선배님, 송영창 선배님, 구병국 선배님, 김성원 군에게 진심으로 감사를 드립니다. 그리고 저와 실험실에서 같이 생활을 하며 많은 도움을 주신 장세원 선배님, 윤호업 선배님, 박세환, 김상진, 홍진표 군에게 깊이 감사드리며, 같은 실험실은 아니지만 2년 동안 친구처럼 웃으면서 지낸 박태봉, 강영진, 김동욱, 황호, 이태주, 허성남, 차상민, 배희은, 허영진, 류승표, 박창권, 김대영, 정지훈 군에게 감사의 마음을 전합니다. 실험실 생활을 하면서 저를 친형처럼 잘 따라준 구본선, 김봉주, 황정건, 김종훈, 박래영, 서형덕, 김기정 김동완, 김동원 등의 많은 후배님들에게도 감사의 마음을 전합니다. 그리고 동의대학교 동기고 아낌없이 지원해준 손경찬형, 이금석, 김주완, 김현규, 이광원군과 지금은 고인이 된 정석주에게 감사의 마음을 전하며, 한집에서 같이 4년을 넘게 살아온 전태영, 배재근, 홍정명, 박상필군에게 감사의 마음을 보냅니다. 부산에서 저를 아낌없이 배려해주고 위해주는 친구 김동욱, 서경태, 천문경, 박영선, 천문경 주니어에게도 감사의 마음을 전합니다.

무엇보다도 서른이 넘도록 대학원 공부까지 묵묵히 지켜봐 주셨던 부모님께 머리 숙여 깊은 감사의 마음을 전합니다. 그리고 장남 노릇 못하는 오빠를 대신해서 집안의 기둥이 되어준 동생 김민경양에게 이 결실의 고마움을 전합니다. 끝으로 10년이 넘는 대학생활동안 많은 어려움을 이겨내고 학교생활을 잘 마무리하는 저 자신에게도 감사의 마음을 전합니다.

끝으로 열심히 학업에 매진하는 기계설계공학과 후배님들과 기계설계공학과의 앞날이 번창하길 기원합니다.