(19)대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。Int. Cl.[6]
F16H 59/00

(45) 공고일자 2005년10월27일
(11) 등록번호 10-0503591
(24) 등록일자 2005년07월15일

(21) 출원번호 10-1997-0004904
(22) 출원일자 1997년02월18일

(65) 공개번호 10-1997-0066199
(43) 공개일자 1997년10월13일

(30) 우선권주장 96-58813 1996년03월15일 일본(JP)

(73) 특허권자
가부시끼가이샤 히다찌 카 엔지니어링
일본 이바라끼껭 히다찌나까시 다까바 2477반지

가부시끼가이샤 히다치 세이사꾸쇼
일본국 도쿄토 치요다쿠 마루노우치 1초메 6반 6고

(72) 발명자
노다 쥰이찌
일본 이바라끼껭 나까군 나까마찌 스가야 1941-349

사또 가즈히꼬
일본 이바라끼껭 히다찌오오따시 하따죠 1908-2

이바모또 마사히꼬
일본 이바라끼껭 히다찌나까시 다께다 434-2

구로이와 히로시
일본 이라바끼껭 히다찌시 모리야마죠 1-15-3

오까다 미쯔요시
일본 이바라끼껭 히다찌나까시 다비꼬 467 사와료

(74) 대리인
구영창
장수길

심사관 : 강정석

# (54) 자동변속기의제어장치및제어방법

요약

본 발명의 목적은 안정된 변속 시간이 되면서 변속 충격도 억제할 수 있는 자동 변속기의 제어 장치를 제공하는 것이다.

상기 목적을 달성하기 위해, 자동 변속기의 마찰 부재의 입력 회전 속도와 입력 토오크와 목표 변속 시간에 따라서 변속중에 마찰 부재의 전달 토오크를 구하고, 변속중의 목표 토오크를 결정하고, 전달 토오크와 목표 토오크의 차에 따라서 엔진의 출력 토오크를 저감시키고, 토오크 차와 전달 토오크에 따라서 마찰 부재에 공급되는 제어 전달 토오크를 결정하고, 마찰 부재에의 작용력을 결정하고, 작용력을 마찰 부재로 공급하는 구성으로 한다.

## 대표도

도 1

## 명세서

## 도면의 간단한 설명

도1은 본 발명에 의한 실시예의 제어 시스템 구성도.

도2는 본 발명에 의한 실시예의 자동 변속기의 기어 구성도.

도3은 밴드 브레이크의 마찰 계수 μ와 미끄럼 속도 V의 관계를 도시하는 특성도.

도4는 터빈 토오크 추정 부분의 제어 블럭도.

도5는 도4와 다른 방법에 의한 터빈 토오크 추정 부분의 제어 블럭도.

도6은 본 발명의 실험 결과의 설명도.

도7은 밴드 브레이크의 구조도.

도8은 본 발명에 의한 제어를 실시한 때의 타임 차트.

도9는 본 발명에 의한 제어 플로우 차트.

도10은 본 발명에 의한 학습 제어 플로우 차트.

<도면의 주요 부분에 대한 부호의 설명>

1 : 엔진

2 : 자동 변속기

6 : 유압 회로

7 : AT 제어 유니트

15 : 기어열

17a : 입력축 회전수 센서

18 : 드로틀 센서

23 : 하이 클러치

26 : 로 일방 클러치

27 : 전방 일방 클러치

29 : 브레이크 드럼

30 : 밴드 브레이크

## 발명의 상세한 설명

### 발명의 목적

#### 발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 자동차의 엔진의 구동력을 자동 변속기로 변환하고 차축에 전달하는 동력 전달 기구에 관한 자동차용 자동 변속기의 제어 장치 및 제어 방법에 관한 것이다.

엔진의 회전 속도를 자동 변속기로 변속하고 차륜에 전달하는 시스템을 구비하는 자동차에서는 변속에 걸리는 시간을 최적으로 제어하기 위해, 마찰 부재에 작용하는 운전 상태에 따라서 제어하고 있다. 이는 마찰 부재에 부여하는 작용력이 높으면 변속시에 승객에게 불쾌한 변속 충격이 커지며, 또 작용력이 작으면 변속 시간이 너무 걸려서 마찰 부재의 수명을 짧게 하고, 또 변속 중 지연감이 승객에게 불쾌감을 주어 버리기 때문이다.

상기에 관한 기술로서는, 종래, 드로틀 개도나 차속 등에 따라서, 변속에 관한 클러치 혹은 브레이크의 마찰 부재에의 작용력을 경험적으로 또는 실험적으로 결정하여 제어하고 있는 것이 있다. 또, 일본 특허 공고 평4-72099호 공보에 기재된 바와 같이, 엔진 회전수와 엔진 토오크로 작용압을 경험적 또는 실험적으로 결정하고 있는 것이 있다. 또, 일본 특허 공개 평7-139619호 공보에 기재된 것에서는 변속중의 회전 각가속도로부터 관성 모멘트 분의 제어 압력과 입력 토오크분의 제어 유압을 구하고, 이들의 합으로부터 클러치의 실제 제어 유압을 구하고 있었다.

#### 발명이 이루고자 하는 기술적 과제

상기와 같이 엔진 부하에서 작용압을 결정하는 경우에는 예를 들면 이코노미 모드나 파워 모드 등의 운전 상태 마다 작용압의 데이타 테이블을 작성할 필요가 있으며, 개발 설계에 다대한 공정을 필요로 하고 있었다. 또, 엔진 회전수와 엔진 토오크로 작용압을 결정하는 방법에서는, 토오크 변환기에 있어서의 입력 회전의 계산치와 실제치의 차이나, 토오크 증폭에 의한 토오크 계산치와 실제치의 차이가 발생한다. 또, 이 차이는 도로 구배나 차중의 변동에 수반하여 변화되기 때문에, 안정된 변속 시간, 변속 제어가 얻어지지 않는다는 문제가 있었다. 또, 상기 이유 때문에, 엔진 회전수와 엔진 토오크의 비례계수를 각 변속 마다 실험적으로 결정해야 하며, 매칭에 공정수를 요하고 있었다. 또, 일본 특허 공개 평7-139619호 공보에 기재된 바와 같이, 클러치 유압의 설정을 관성분과 입력 토오크분으로 나누어 구하면, 매칭 공정수의 증가나 계산 처리 스텝의 증가를 초래해버린다는 문제가 있었다.

본 발명의 목적은 승객에게 주어지는 불쾌감이 작은 변속 제어를 실현하기 위해, 정밀도 좋게 소정의 변속 시간이 얻어지도록 마찰 부재의 작용압을 제어하는 것이다

### 발명의 구성 및 작용

상기 목적을 달성하기 위해, 본 발명은 변속을 지시하는 변속 지령 신호에 의해 자동차의 엔진의 출력 회전축의 출력을 마찰 부재의 체결 또는 해방에 의해 변속비를 바꾸어 변속을 행하는 자동 변속기의 제어 장치에 있어서, 목표 변속 시간을 결정하는 목표 변속 시간 결정 수단과, 상기 자동 변속기에 입력되는 입력 회전 속도와, 입력 토오크와, 상기 목표 변속 시간에 따라서, 상기 변속 중에 상기 마찰 부재의 가정된 전달 토오크를 연산으로 구하는 전달 토오크 결정 수단과, 상기 변속 중의 상기 자동 변속기의 출력축의 목표 토오크를 결정하는 목표 토오크 결정 수단과, 상기 전달 토오크와 상기 목표 토오크의 토오크 차에 따라서 상기 엔진의 출력 토오크를 저감시키는 토오크 다운 수단과, 상기 토오크 차와 상기 전달 토오크에 따라서 상기 마찰 부재에 공급되는 실제 제어 전달 토오크를 결정하는 제어 토오크 결정 수단과, 상기 제어 전달 토오크에 따라서 상기 마찰 부재를 체결시키는 작용력을 결정하는 작용력 결정 수단과, 상기 작용력을 상기 마찰 부재에 공급하는 마찰 부재 제어 수단을 구비한 구성을 갖는다.

또, 상기 토오크 다운 수단은 상기 전달 토오크가 상기 목표 토오크 보다 작은 경우에는 엔진의 출력 토오크의 저감을 행하지 않도록 하고, 상기 작용력은 유압 또는 전자력으로 하면 좋다.

또, 상기 전달 토오크 결정 수단은, 변속 전후의 변속비와 변속에 수반하는 회전 변화 부재의 관성 모멘트와 상기 목표 변속 시간에 관한 계수에 상기 입력 회전 속도를 곱하여 상기 입력 토오크와 합을 취한 값에 변속 종류로 결정되는 소정치를 곱하여 전달 토오크를 구한다.

또, 상기 목표 토오크 결정 수단은, 출력 토오크로부터 목표 토오크를 설정한다.

또, 상기 전달 토오크는 변속 개시 전에서의 상기 마찰 부재에 입력되는 회전 속도와 입력 토오크로부터 계산된다. 여기서, 변속 개시 직전이라 함은 변속 지령이 나오고 상기 마찰 부재가 체결 혹은 해방이 개시되기 직전, 또는 변속 지령이 나오고 나서 소정 시간 후의 시각을 말한다.

그리고, 변속중에 상기 엔진의 부하가 소정치 이상 변화한 경우에는 엔진 부하에 따라서 상기 마찰 부재에의 작용력을 제어하면 된다.

또, 상기 전달 토오크의 소정 범위 마다 실제 제어 시간과 목표 제어 시간의 차를 기억하는 수단을 설치하고, 상기 기억을 기초로 하여 상기 마찰 부재에의 작용력을 보정해도 좋다.

또, 상기 마찰 부재에 입력되는 회전 속도와 입력 토오크의 곱으로 상기 마찰 부재에의 작용력을 제어해도 좋다.

이하, 본 발명의 실시예를 도면을 이용하여 상세하게 설명한다.

도1은 본 발명의 실시예의 제어 시스템 구성도이다. 1은 엔진 2는 자동 변속기, 3은 프로펠러 샤프트, 4는 차동 장치, 5는 구동륜, 6a는 자동 변속기의 유압 회로, 6b는 마찰 요소를 체결하기 위해 유압 회로(6a)에 공급되는 작용압을 만드는 펌프, 7은 자동 변속기의 제어 유니트(이하, AT 제어 유니트라 함), 8은 엔진의 제어 유니트(이하, 엔진 제어 유니트라 함)이며, AT 제어 유니트(7)와 엔진 제어 유니트(8)는 서로 신호의 송수신이 가능하도록 통신 회선으로 연결되어 있다. 9는 공기 청정기, 10은 공기 유동 센서, 11은 드로틀 제어기, 12는 흡입 매니폴드, 13은 이젝터(본 예에서는 일예로서, 4기통 엔진을 들었기 때문에 4개임)이다.

자동 변속기의 내부에 토오크 변환기(14)와 기어열(15)이 있으며, 자동 변속기에의 입력 회전수를 검지하는 터빈 회전수 센서(17a)와 출력축 회전수를 검지하는 출력축 회전수 센서(17b)도 설치되어 있다. 엔진 제어 유니트(8)는 크랭크각센서(21), 공기 유동 센서(10), 드로틀 센서(18) 등으로부터의 입력 신호를 수취하고 엔진 회전수 Ne 등을 연산한다. 그리고, 인젝터(13)에 밸브 개방 구동 신호를 출력하여 연료량을 제어한다. 또, 공회전 속도 제어 밸브(19)(이하, ISC 밸브라 함)에 밸브 개방 구동 신호를 출력하여 보정 공기량을 제어한다. 도시하지는 않으나, 점화 플러그에도 점화 신호를 출력하여 점화 시기를 제어한다.

한 편, AT 제어 유니트(7)는 터빈 회전수 센서(17a)로부터 터빈 회전수 Nt, 출력축 회전 센서(17b)로부터 출력 회전수(No), 자동 변속기 유온 센서(이하, ATF 센서라 함)(22)로부터 자동 변속기 유온(Taf) 등의 입력치와, 엔진 제어 유니트(8)로부터 받는 엔진 회전수(Ne), 드로틀 개도(TVO) 등의 차량 상태 정보로부터 모든 연산을 실행한다.

그리고, 최적인 기어의 조합을 선택하고, 유압 회로(6a)의 절환 전자 밸브(20a)에 밸브 개방 구동 신호를 출력하고, 펌프(6b)로부터의 유압을 마찰 요소에 작용시키기 위한 라인압(PL)을 제어하는 제어 솔레노이드(20b)에 제어 신호를 출력한다.

다음에, 도2에 의해 자동 변속기(2)의 기어 구성을 설명한다. 본 도면은 가장 기본적인 전진 1속으로부터 4속으로의 변속을 실현하는 기어 구성을 도시하고, 후퇴나 엔진 브레이크용 클러치는 생략하고 있다.

구성 요소는 2개의 유성 기어와 4개의 마찰 부재이다. 그리고, 자동 변속기(2)의 입력 회전축에는 하이 클러치(23)와 리어측 선 기어(24)가 접속되고, 하이 클러치(23)의 역측은 전방 피니온 기어(25)와 로 일방 클러치(26)와 전방 일방 클러치(27)가 접속된다. 로 일방 클러치(26)는 하이 클러치측으로부터 정회전(입력 회전과 동일 방향) 토오크가 발생하는 체결

상태로 되며, 결과적으로 회전 정지 상태가 된다. 또, 전방 일방 클러치(27)의 역측은 후방 내부 기어(28)에 접속되어 있다. 전방 선기어(33)는 브레이크 드럼(29)에 접속되고, 브레이크 드럼(29)은 밴드 브레이크(30)의 체결에 의해 회전 정지 상태가 된다. 또, 전방 내부 기어(31)는 후방 피니온 기어(32)와 출력축에 접속되어 있다.

각 마찰 부재와 기어 위치의 관계를 표1에 표시하였다. 이들 상태는 AT 제어 유니트(7)의 지령을 받아서 전자 밸브(20)가 유압 회로(6)를 절환함으로써 실현된다.

표1

| 클러치 / 기어 위치 | 밴드 브레이크 | 로 일방 클러치 | 하이 클러치 | 전방 일방 클러치 |
|---|---|---|---|---|
| 1속 | × | ○ | × | ○ |
| 2속 | ○ | × | × | ○ |
| 3속 | × | × | ○ | ○ |
| 4속 | ○ | × | ○ | × |

○ : 체결 × 해방

다음에, 변속에 수반하는 에너지 수수(授受)에 관해 설명한다.

주지하는 바와 같이, 회전 요소가 그 속도를 변화시키는 경우, 회전 관성분의 에너지와 엔진(8)으로부터 입력되는 에너지의 합을 소비할 필요가 있으며, 이 소비에 요하는 시간이 변속 시간이 되므로 회전 관성분의 에너지(Wi)는 회전 부재의 관성 모멘트를 Ji, 변속 전의 각속도를 ωi1, 변속후의 각속도를 ωi2라 하면,

$$Wi = \Sigma(1/2(\omega i1-\omega i2)2.Ji) \quad \cdots\cdots(1)$$

로 표시된다.

여기서, 각 회전체의 각속도는 입력 회전 속도 즉 터빈의 변속전 각속도 ωt에 비례하고, 또 변속 전후의 각속도는 변속의 기어비에 비례하므로,

$$Wi = k1.\omega t2 \quad \cdots\cdots(2)$$

가 성립한다. 여기서, k1은 기어비와 관성 모멘트에 의해 결정되는 정수이다.

엔진(8)으로부터 입력되는 에너지(We)에 대해서는 터빈 토오크를 Tt, 변속시간을 tc, 변속후의 터빈 각속도를 ωte라 하면,

$$We = 1/2(\omega t-\omega te).Tt.tc \quad \cdots\cdots(3)$$

가 된다.

변속 전후의 터빈 각속도는 (1)식과 마찬가지로, 변속의 기어비에 비례하므로,

$$We = k2.\omega t.Tt.tc \quad \cdots\cdots(4)$$

가 된다. 여기서, k2는 기어 비에 의해 결정되는 정수이다.

다음에, 1속으로부터 2속으로의 시프트 업시를 예로 들어 에너지 소비에 대해 설명한다. 1속에서 2속으로의 변속에 있어서의 마찰 부재의 상태는, 밴드 브레이크(30)가 체결되고 로 원웨이 클러치(26)가 해방되는 동작이 된다. 실제로는, 밴드

브레이크(30)를 체결하면 로 원웨이 클러치(26)는 자동적으로 해방되므로, 밴드 브레이크(30)를 체결하여 브레이크 드럼(29)을 정지시키는 것이 변속하는 것이 된다. 즉, 이 밴드 브레이크(30)에서 변속에 수반하는 잉여 에너지가 소비되게 된다. 이 소비 에너지 Wd는 전달 토오크를 Td라 하면,

$$wd = k3.Td.\omega t.tc \quad \cdots\cdots(5)$$

로 표시된다. 여기서, k3는 변속의 종류에 따라 결정되는 정수이다.

그리고, (5)식은 (2)식과 (4)식의 합과 같으므로, 에너지의 수지는

$$k3.Td.\omega t.tc = k1.\omega t2 + k2.\omega t.Tt.tc \quad \cdots\cdots(6)$$

이 되며, Td에 대해 정리하면, (7)식이 얻어진다.

$$Td = k\omega/tc.\omega t + kt.Tt \quad \cdots\cdots(7)$$

여기서, kω, kt는 k1, k2, k3에 의해 정해지는 정수이다.

도7에 밴드 브레이크의 구조를 도시한다. 이 도면중에 도시된 밴드 브레이크(30)에 작용하는 작용력 Pd와 밴드 브레이크(30)의 마찰 계수(μ) 및 반경(r)에 의해 전달 토오크(Td)가 결정된다.

도3에 밴드 브레이크의 마찰 계수와 미끄럼 속도의 관계를 도시한다. 통상, 자동차용 자동 변속기에 사용되는 밴드 브레이크에서는 도3에 도시한 바와 같이 마찰 계수 특성의 것이 사용되고 있으며, 거의 일정한 값이므로, 정수로 간주하면 된다. 이 경우의 전달 토오크 (Td)는 (8)식으로 표시된다.

$$Td = k4.Pd \quad \cdots\cdots(8)$$

또, 밴드 브레이크(30)에는 체결시에 작용 유압에 라인압(PL)에 비례한 서보압(Pa)가 공급되고, 해방 유압이 드레인된다. 해방시에는 역으로 작용 유압이 드레인되고, 해방 유압에 라인압(PL)에 비례한 서보 해방압(Po)이 공급된다. 체결시의 제어력(Pd)와 라인압(PL)의 관계는 (9)식으로 부여된다.

$$Pd = ks.PL-kb \quad \cdots\cdots(9)$$

여기서, ks는 라인압의 작용 면적과 유압 회로에 의해 결정되는 정수이고, kb는 스프링 등에 의한 반력 성분이다. kb는 신장 길이에 비례하긴 하지만 작용시의 신장은 무시할 수 있을 만큼 작으므로 정수라고 생각하여도 지장이 없다.

이상으로부터, (8)식과 (9)식으로부터

$$PL = kp.Td + Km \quad \cdots\cdots(10)$$

이 얻어지고, (7)식에 의해 구한 전달 토오크(Td)로부터 라인압을 결정하면 변속 시간을 소정치 tc로 제어할 수 있다. kp, km은 ks, kb, k4 로부터 결정되는 정수이고, 모두 마찰 요소의 기본 설계치로부터 용이하게 산출되므로, 거의 매칭을 요하지 않고 제어 정수를 결정할 수 있다. 따라서, 이제 까지와 같은 개발 설계시의 매칭에 다대한 공정이 소요되는 일이 없어진다.

또, 밴드 브레이크(30)의 마찰 계수 μ를 미끄럼 속도에 대해 일정하게 하였지만, 도3으로부터도 알 수 있는 바와 같이, 미끄럼 속도가 작은 경우에는 마찰 계수 (μ)가 커지는 경향이 있다. 이 점을 반영시키려면 터빈 각속도가 작은 영역에서는 작용압이 작아지도록 보정하면 된다.

도4에 터빈 토오크의 추정 부분의 제어 블럭도를 도시한다. 도4에 도시한 연산에 의해 터빈 토오크(Tt)를 추정할 수 있다. 이 연산은 엔진 회전수의 계측등의 각 입력 처리와 함께 실행된다. 예를 들면 10 ms 등 소정 시간 마다 반복하여 연산된다.

도4에 있어서, 블럭(40)에서 터빈 회전수(Nt)를 엔진 회전수(Ne)로 나누고, 토오크 변환기(14)의 슬립 비(e)를 구한다. 이를 (11)식으로 도시한다.

$$e = Nt / Ne \qquad \cdots\cdots(11)$$

블럭(41 및 42)에서는 미리 기억시켜 둔 토오크 변환기(14)의 토오크 비(t) 특성 및 펌프 용량 계수(7) 특성으로부터 토오크 비(t)와 펌프 용량 계수(7)를 구한다. 블럭(43)에서는 엔진 회전수(Ne)의 2승을 구하고, 스텝 44에서는 다음의 (12)식과 같이 먼저 구한 토오크 비(t)와 펌프 용량 계수(7)와 승산하고, 터빈 토오크(Tt)를 구한다.

$$Tt = t.\tau.Ne^2 \qquad \cdots\cdots(12)$$

스텝 45에서는, 현재의 기어 비를 구하고, 스텝 46에서는 터빈 토오크 Tt와 승산하여 출력축 토오크 To를 구한다.

도5에 도4와는 다른 터빈 토오크(Tt)의 추정 부분의 제어 블럭도를 도시한다. 이는, 블럭(47)에서 드로틀 개도(TV0)와 엔진 회전수(Ne)와 미리 기억시켜 둔 엔진 토오크 특성 법으로부터 엔진 토오크(Te)를 구하여 추정하는 방법이다. 본 방법에서는 펌프 용량 계수(τ) 대신에 엔진 토오크(Te)를 사용하므로, 변속 등에 수반하는 회전 변화의 관성 모멘트를 고려할 필요가 있다. 그 때문에, 블럭(48)에서 Ne와 전회 측정치인 $Ne_1$과의 차를 두고 엔진 회전수 변화량 ΔNe를 구하고, 블럭(49)에서 엔진의 관성 모멘트(Je)와 곱하여 그 값을 블럭(50)에서 엔진 토오크(Te)에 더하여 관성 토오크(Te')로 하고, 블럭(51)에서 토오크 비(t)와 관성 토오크(Te')의 적으로부터 터빈 토오크(Tt)를 구하게 된다.

또, 이상과 같은 방법 이외에 엔진 토오크(Te)를 구하는 방법으로서는, 엔진 흡입 공기량(Qa)와 엔진 회전수(Ne)의 관계, 혹은 인젝터 펄스 폭(Ti)와 엔진 회전수(Ne)의 입력 정보로부터도 거의 마찬가지로 엔진 토오크(Te)를 구할 수 있지만, 여기서는 생략한다.

상기와 같이 구한 터빈 토오크(Tt)와 터빈 회전수(Nt)를 터빈 각속도(ωt)로 단위 환산한 것을 (7)식 및 (10)식에 대입하면 라인압(PL)을 구할 수 있다.

도8에 본 발명에 의한 제어를 실시한 때의 타임 차트, 도9에 제어 플로우차트를 도시한다.

도8은 시프트업시의 예이다. 시각($t_1$)에 있어서 변속 지령이 나온 경우, 소정 시간 후의 시각(t2), 혹은 엔진 회전이 저하되기 시작하는 시각(t3)의 점에 있어서 도9의 플로우에 대한 연산을 행한다. 즉, 스텝 60에서 터빈 회전 각도(ωt)와 도4의 블럭에 의해 터빈 토오크(Tt)와 출력축 토오크(To)를 구한다. 스텝 61에서는 소정 변속 시간(tc)와 터빈 회전 속도(ωt)와 터빈 토오크(Tt)로부터 (7)식을 이용하여 가정 전달 토오크(Td)를 구한다. 다음에 스텝(62)에서 가정 전달 토오크(Td)와 출력축 토오크(To)의 차를 구하고, 토오크 차(ΔT)라 한다.

스텝 63에서는 토오크 차(ΔT)의 정부를 판정하고, 부이면 스텝 64에서 토오크 차(ΔT)를 0으로 한다. 이와 같이, 출력축 토오크(To)를 가정 전달 토오크(Td)의 상한치로 함으로써 변속중의 토오크가 변속전의 토오크와 같거나 혹은 작게 설정되므로 변속 충격을 억제할 수 있다.

스텝 65에서는 토로크 차(ΔT)를 기초로 하여 토오크 다운 제어량(Ted)를 구한다. 토오크 다운 제어량(Ted)로서는, 예를 들면 엔진의 점화 시기를 지연시키는 지연량이나 연료 공급의 부분적인 차단이나, 전자 제어된 드로틀의 경우에는 공기량을 제한하는 등 여러가지를 고려할 수 있다.

스텝 66에서는 토오크 다운량을 고려하여 다시 (7)식에 의해 실 제어 전달 토오크(Tds)를 구한다. 스텝 67에서는 실 제어 전달 토오크(Tds)의 정부를 판정하고, 부이면 스텝 68에서 실 제어 전달 토오코(Tds)를 0으로 하고, 스텝 69에서 (10)

식에 의해 라인압(PL)을 계산한다. 스텝 67의 판정은, 악셀 페달을 밟지 않고 있을 때의 시프트업 등으로 터빈 토오크(Tt)가 부로 된 경우에, 라인압(PL)이 km치 이하로 되는 것을 방지하기 위한 것이다. 여기서, km치는 스프링의 반력에 의해 결정된 값이며, 라인압(PL)이 적어도 km치 이상의 값이 아니면 변속할 수 없기 때문이다.

이상에 의해 구한 라인압(PL) 및 토오크 다운 제어량(Ted)는 시각(t2) 혹은 시각(t3)를 기초로 한 타이밍에서 제어치로서 출력한다.

도6에 본 발명의 실험 결과를 도시한다. 횡축은 실 제어 전달 토오크(Tds), 종축은 라인압(PL)이다.

도6에 있어서, 어느 운전 상태에서 라인압을 여러 가지로 변화시킨 때, 변속 시간이 350 ms 부근이 된 것을 흰 원으로, 400 ms 부근으로 된 것을 검은 원으로 표시하고 있다. 또, 도면중 실선은 본 발명에 의해 구해진 이론 라인압으로서, 변속 시간이 350 ms로 된 것과 400 ms로 된 것이다. 도6에서 명백한 바와 같이, 실제어 전달 토오크(Tds)를 이용하여 라인압(PL)을 결정하면, 변속 시간을 일정하게 제어할 수 있음을 알 수 있다.

또, 실 제어 전달 토오크(Tds)가 작은 영역(악셀 페달을 밟지 않고 있는 상태)에서는 같은 변속 시간을 얻는 데 도6 중의 실선의 이론 라인압 보다 작은 라인압으로 되어 있지만, 이는 전술한 바와 같이 밴드 브레이크(30)의 마찰 계수(μ)의 특성에 따른 것이다. 이 때문에, 이 영역에서는 마찰 계수(μ)의 특성을 고려한 보정이 필요해진다.

이제까지 기술한 내용은 변속중에 엔진 부하가 일정하다고 가정하고 있다. 이는, 엔진 및 차체 자체에 관성이 있으면, 변속 시간이 1초 이하로 극히 짧은 것을 고려하면 타당하다. 그러나, 실제 운전 상태에서는 예를 들면 변속중에 드로틀이 크게 변동한 경우 등, 입력 상태가 변화하는 경우가 있다. 여기서, 변속중에 드로틀이 소정치 보다 크게 변화한 경우나 브레이크가 밟혀진 경우 등에서는 드로틀 개도 등의 신호에 의해 미리 결정한 작용압으로 절환하도록 구성함으로써, 이상 동작을 방지할 수 있다.

이상의 실시예에서는 변속 시간을 엄밀하게 구하고 있지만, 실제의 자동 변속기에서는 유압계의 개체 차이나 경시 열화 등에 의해 제어치가 일정해도 이에 대한 실제 변속 시간에 차이가 발생해 버린다. 이를 해결하기 위해서는 실 변속 시간(tcr)(도8 중 시각(t4)과 시각(t3) 사이의 시간)과 시간(tc)의 차를 미리 기억시켜 두고, 차이의 크기에 따라서 라인압(PL)을 보정하면 정밀도 좋게 변속 시간이 제어 가능하게 된다.

이하, 라인압의 제어에 듀티 솔레노이드를 사용하고 있는 경우를 예로 들어, 이 보정 방법의 일예를 도시한다.

듀티 솔레노이드에 의한 제어에 있어서는 라인압(PL)에 대한 출력 듀티비(DPL)을 데이타 테이블로서 기억해 둔다. 그리고, (13)식에 의해 학습 보정치(SDPL)을 구하면 된다.

$$DPL = tb1(PL) + SDPL(i) \quad \cdots\cdots(13)$$

여기서, tb1(PL)은 라인압 - 출력 듀티 변환비 데이타 테이블에 있어서의 변환 계수이다. 또, 학습 보정치(SDPL(i))가 붙어 있는 것은 실 제어 전달 토오크(Tds)의 영역 마다 학습 보정치가 있음을 도시하고 있다.

이 학습치 결정의 구체적인 로직을 도10에 도시한 학습 제어 플로우차트를 이용하여 설명한다.

스텝 70에서 실 변속 시간(tcr)과 제어 변속 시간(tc)의 차가 소정치 이상 떨어져 있는 지를 판정하고, 작은 경우에는 아무일도 안하고 복귀한다. 큰 경우에는 스텝 71에서 실 제어 전달 토오크(Tds)의 영역을 판정하고, 영역 번호(i)를 결정한다. 스텝 72와 스텝 73에서는 실 변속 시간(tcr)을 이용하여 실 예측 라인압(PL')를 구한다. 이 계산시에는 차이가 생긴 변속에서 이용된 터빈 회전 속도 (ωt), 터빈 토오크(Tt), 토오크 다운치인 토오크 차(ΔT)를 이용한다. 스텝 74에서는 라인압 - 출력 듀티비 변환 테이블과, 현상의 학습 보정치(SDPL(i))로부터 실예측 듀티비(DPL')를 구한다. 스텝 75에서는, 제어에 이용된 듀티비(DPL')와의 차를 구하고, 소정의 이득(kg)을 곱하여 보정량을 구하고, 현재의 학습 보정치(SDPL(i))에 가산하여 새로운 학습 보정치(SDPL(i))로 한다. 또, 이득(kg)은 1 이하로 하고, 제어의 안정성을 고려하여 결정된다.

## 발명의 효과

이상에 의해, 본 발명에 따르면, 터빈 각속도와 터빈 토오크로부터 변속에 관한 마찰 부재의 작용압과 토오크의 저감량을 결정하여 변속 충격을 억제할 수 있다. 또, 변속 시간을 소정 시간으로 안정되게 제어할수 있다. 또, 제어에 이용되는 정수는 마찰 부재의 기본 설계치로부터 구할 수 있으므로, 제어의 개발 설계에 있어서의 매칭 공정수를 저감할 수 있다.

(57) 청구의 범위

## 청구항 1.

마찰 부재의 체결 또는 해방에 의해 변속을 행하는 자동 변속기의 제어 장치로서,

변속 시간의 목표치인 목표 변속 시간, 상기 자동 변속기에 입력되는 입력 회전 속도 및 입력 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 전달 토오크를 구하는 전달 토오크 연산 수단과,

상기 연산 수단에 의해 구하게 된 전달 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 체결 또는 해방의 작용력을 제어하는 작용력 제어 수단을 포함하고,

상기 전달 토오크는 변속 개시 근방에서 연산되고,

상기 변속 중에 엔진 부하가 소정치 이상 변화한 경우는 상기 전달 토오크 대신에 엔진 부하를 변수로 하여 상기 마찰 부재의 작용력을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 2.

마찰 부재의 체결 또는 해방에 의해 변속을 행하는 자동 변속기의 제어 장치로서,

변속 시간의 목표치인 목표 변속 시간, 상기 자동 변속기에 입력되는 입력 회전 속도 및 입력 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 전달 토오크를 구하는 전달 토오크 연산 수단과,

상기 전달 토오크 연산 수단에 의해 구하게 된 전달 토오크에 따라서 상기 엔진의 출력 토오크 저감량을 연산하는 토오크 저감량 연산 수단과,

상기 토오크 저감량 연산 수단에 의해 구하게 된 토오크 저감량에 의거하여 엔진의 토오크를 저감하는 엔진 토오크 저감 수단을 포함하고,

상기 전달 토오크 연산 수단은 변속 개시 근방에서 연산되고,

상기 변속 중에 엔진 부하가 소정치 이상 변화한 경우는 상기 전달 토오크 대신에 엔진 부하를 변수로 하여 상기 마찰 부재의 작용력을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 3.

마찰 부재의 체결 또는 해방에 의해 변속을 행하는 자동 변속기의 제어 장치로서,

변속 시간의 목표치인 목표 변속 시간, 상기 자동 변속기에 입력되는 입력 회전 속도 및 입력 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 전달 토오크를 구하는 전달 토오크 연산 수단과,

상기 연산 수단에 의해 구하게 된 전달 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 체결 또는 해방의 작용력을 제어하는 작용력 제어 수단을 갖고,

상기 변속 중에 엔진 부하가 소정치 이상 변화한 경우는 상기 전달 토오크 대신에 엔진 부하를 변수로 하여 상기 마찰 부재의 작용력을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 4.

마찰 부재의 체결 또는 해방에 의해 변속을 행하는 자동 변속기의 제어 장치로서,

변속 시간의 목표치인 목표 변속 시간, 상기 자동 변속기에 입력되는 입력 회전 속도 및 입력 토오크에 따라서 변속 개시 전에 상기 마찰 부재의 전달 토오크를 구하는 전달 토오크 연산 수단과,

상기 연산 수단에 의해 구하게 된 전달 토오크에 따라서 상기 마찰 부재의 체결 또는 해방의 작용력을 제어하는 작용력 제어 수단을 갖고,

상기 변속 중에 엔진 부하가 소청치 이상 변화한 경우는 상기 전달 토오크 대신에 엔진 부하를 변수로 하여 상기 마찰 부재의 작용력을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 5.

제3항 또는 제4항에 있어서, 실제의 변속 시간과 목표 변속 시간과의 차에 의거하여 상기 마찰 부재로의 작용력을 보정하는 수단을 갖는 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 6.

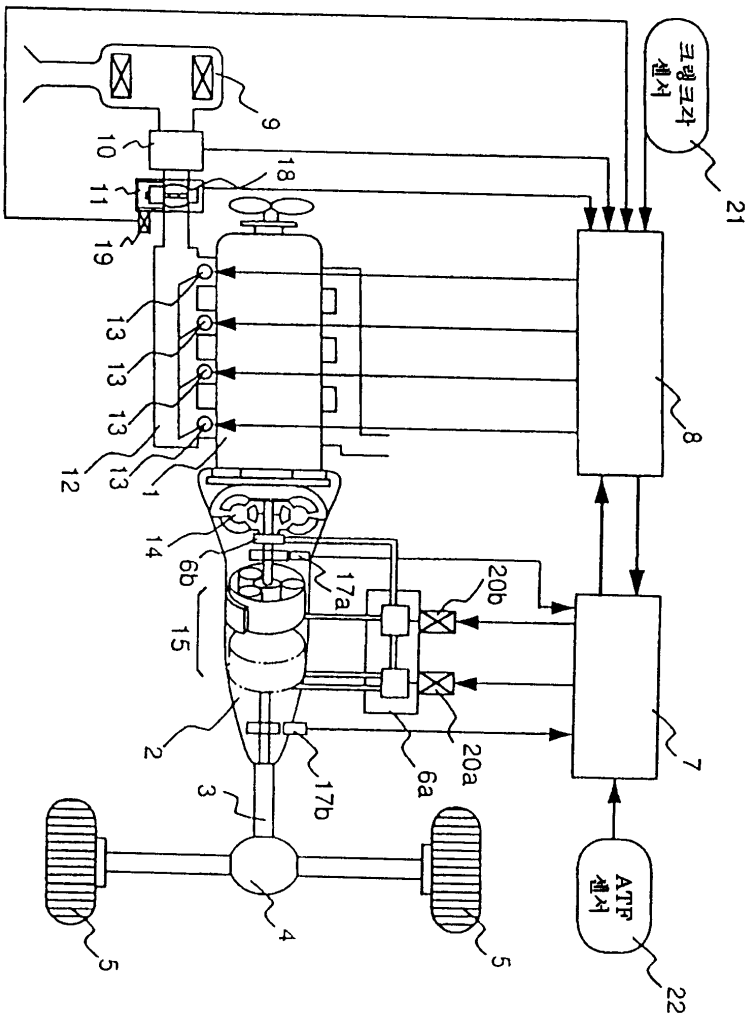
제3항 또는 제4항에 있어서, 상기 작용력은 유압인 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

## 청구항 7.

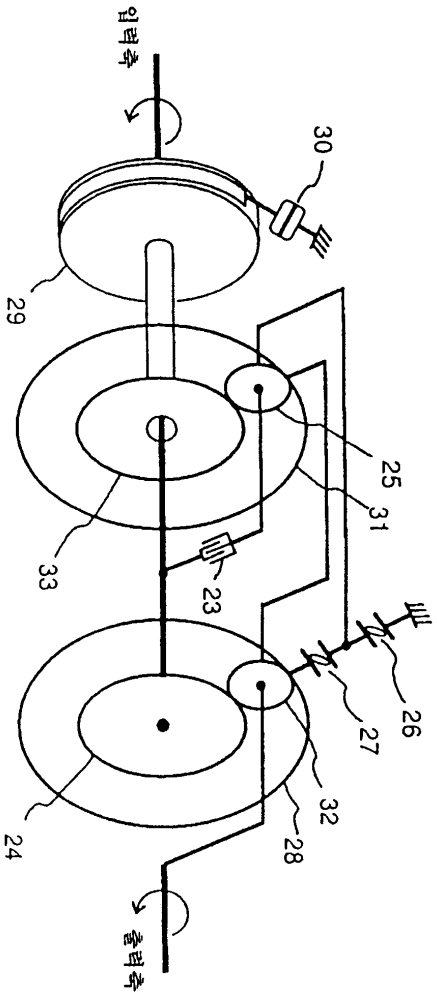
제3항 또는 제4항에 있어서, 상기 작용력은 전자력인 것을 특징으로 하는 자동 변속기의 제어 장치.

도면

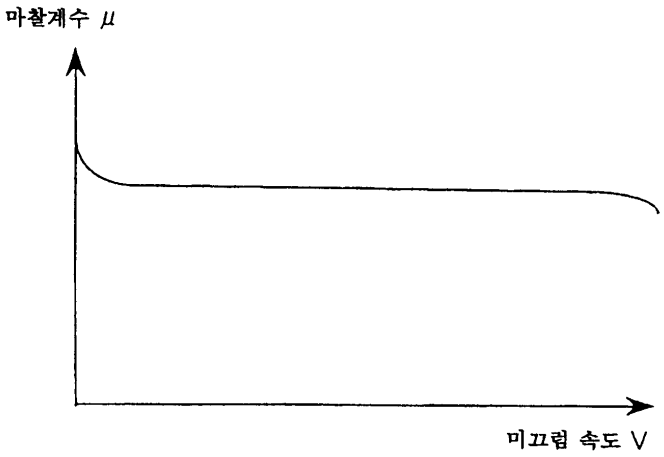
도면1


크랭크각 센서
21
9
10
11
18
19
13
13
13
13
12
1
14
6b
17a
20b
15
2
3
17b
6a
20a
8
7
ATF 센서
22
4
5
5

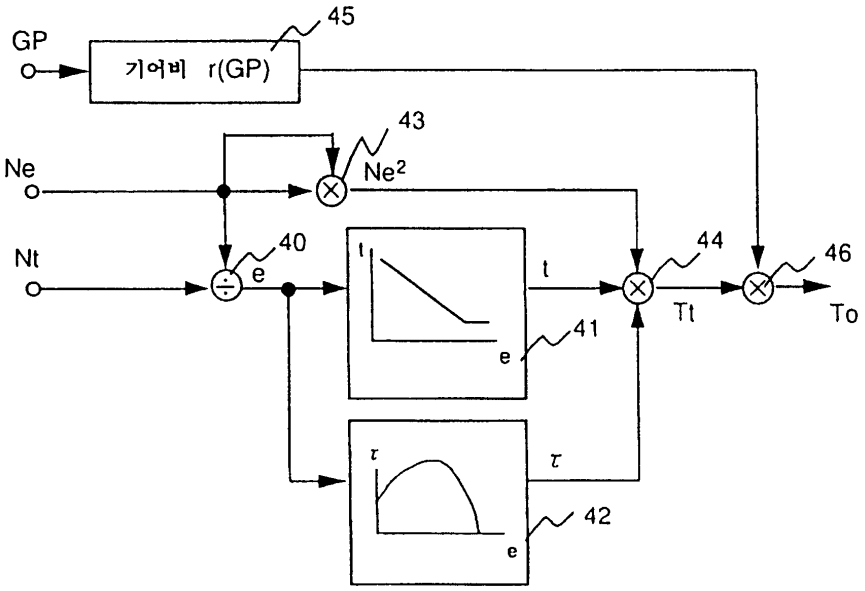
도면2



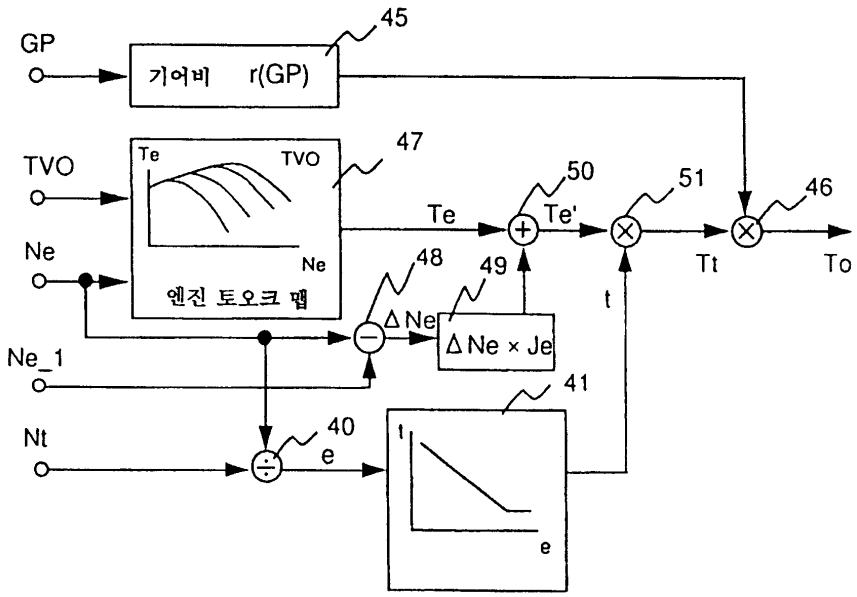

도면3



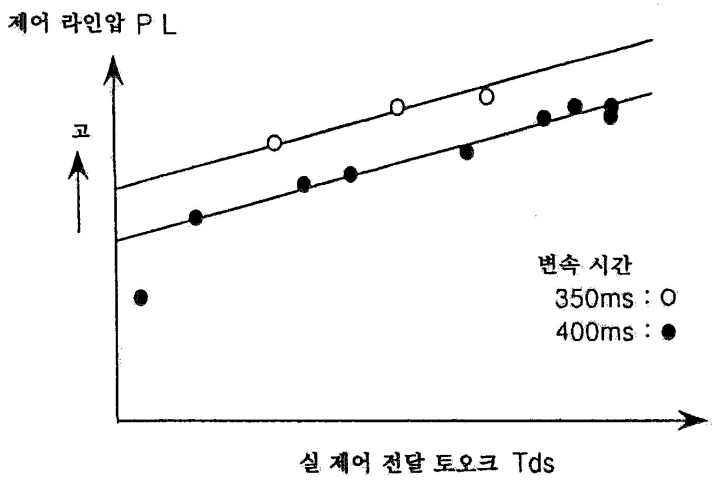
도면4


GP
45
기어비 r(GP)
43
Ne
Ne²
Nt
40
e
t
t
41
e
44
Tt
46
To
τ
τ
42
e

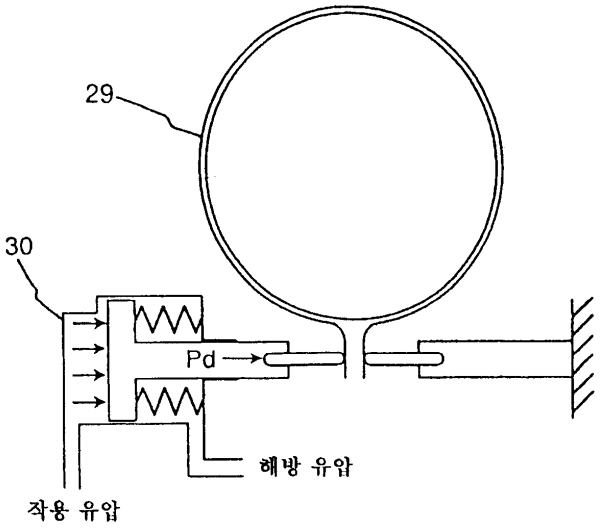
도면5


GP
45
기어비 r(GP)
TVO
Te
TVO
47
Ne
엔진 토오크 맵
Te
50
Te'
51
46
Tt
To
Ne
48
49
ΔNe
ΔNe × Je
t
Ne_1
41
Nt
40
e
t
e

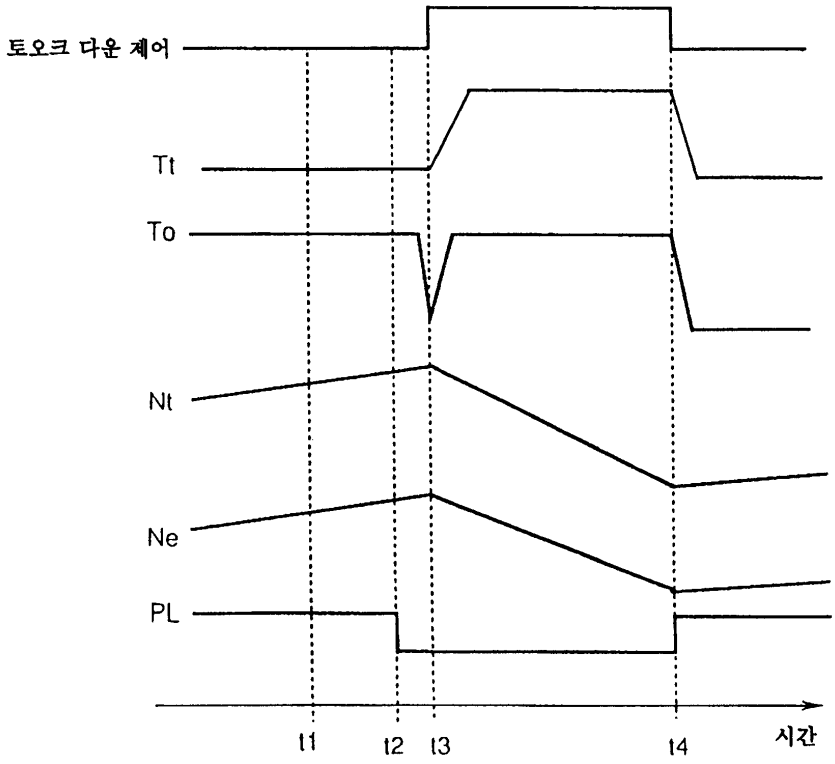
도면6



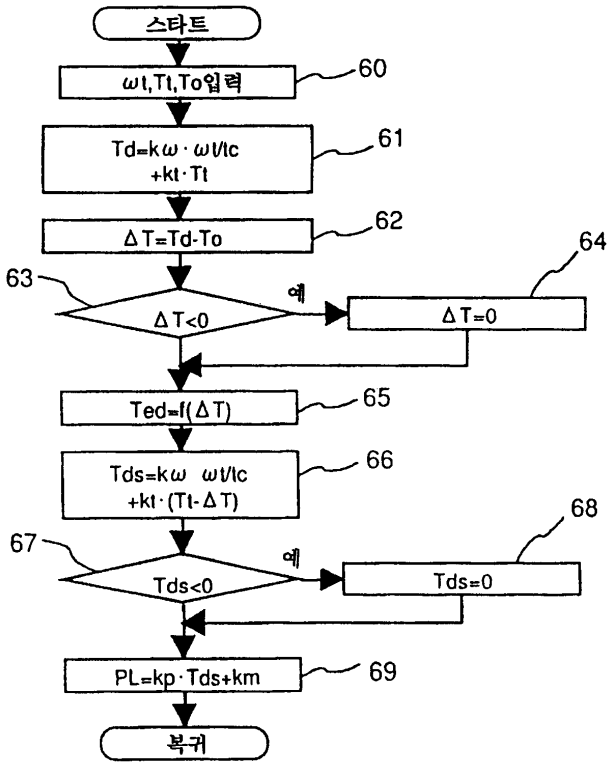

도면7



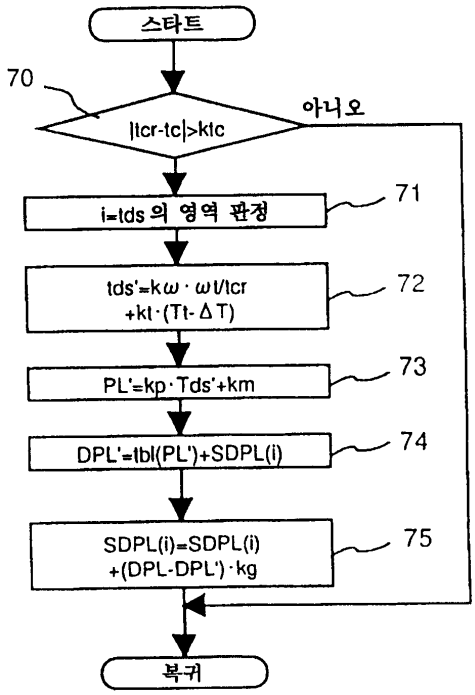
도면8


토오크 다운 제어
Tt
To
Nt
Ne
PL
t1
t2
t3
t4
시간

도면9


스타트
ωt,Tt,To입력
60
Td=kω·ωt/tc
+kt·Tt
61
ΔT=Td-To
62
63
ΔT<0
예
64
ΔT=0
Ted=f(ΔT)
65
Tds=kω ωt/tc
+kt·(Tt-ΔT)
66
67
Tds<0
예
68
Tds=0
PL=kp·Tds+km
69
복귀

도면10


스타트
70
|tcr-tc|>ktc
아니오
i=tds 의 영역 판정
71
tds'=kω · ωt/tcr
+kt · (Tt- ΔT)
72
PL'=kp · Tds'+km
73
DPL'=tbl(PL')+SDPL(i)
74
SDPL(i)=SDPL(i)
+(DPL-DPL') · kg
75
복귀