

배경기술

차량의 구동트레인내에서 구동모터 및 변속기사이에서 장착된 클러치가 증가적으로 자동작동되고, 차량의 작동조건에 따라 클러치를 작동시키는 액츄에이터가 제어장치에 의해 제어된다. 자동으로 작동되는 상기 형태의 클러치들이 또한 변속기의 출력축에 장착될 수 있다. 상기 형태의 자동화된 클러치들이 한편으로 차량의 작동상 안락감을 상당히 개선한다. 다른 한편으로, 특히 자동화된 변속기들과 관련하여, 더욱 양호한 에너지절약형 기어에 의해 차량이 더욱 빈번하게 구동되기 때문에, 상기 클러치들에 의해 연료소모가 감소된다. 따라서 액츄에이터의 연료소모를 감소시키기 위하여, 작동 및 안락감을 위해 필요한 시간을 감소시키며, 자동화된 클러치가 작동되어, 필요할때만 클러치가 폐쇄되어, 허용할 수 없이 큰 슬립(slip)이 야기된다. 따라서 여러 가지이유로 클러치의 슬립에 관한 주의가 요구된다.

구동되는 휠(wheel)들의 속도들을 평균화하고 기어입력속도 및 휠들사이에서 작동중인 전체 변속비를 배가시켜서, 변속 입력속도와 동일한 클러치출력속도가 계산되며, 구동트레인내에 발생하는 진동작용이 무시된채 남는다(구동트레인은 본질적으로 진동시스템이다). 그결과 측정된 엔진속도(클러치입력속도) 및 계산된 기어입력속도(클러치출력속도)사이의 컴퓨터화된 차이가 나타나고, 실제로 슬립이 존재하지 않더라도, 구동트레인내부의 진동결과로서 발생하는 작용이 슬립으로서 평가된다. 슬립에 관한 잘못된 상기 평가작용에 대해 신뢰성을 확보하기 위하여, 지금까지 고정된 슬립한계치를 초과되어야 한다. 특히 낮은속도로 운전중이거나 토크의 점프(jump)와 함께 출발중일 때 발생하는 심한 진동작용시, 상기 슬립한계치는 매우 높게 설정되어야 한다. 그러나 정상적인 운전작동시, 실제로 슬립이 존재하지 못할 때, 슬립이 아직도 인지되지 못하고 그결과, 연료소모가 불필요하게 크고, 클러치의 사용수명이 감소된다.

발명의 상세한 설명

따라서 본 발명의 목적은 차량의 구동트레인내부에서 엔진 및 변속기사이에서 장착된 클러치의 슬립을 결정하고, 클러치출력을 측정할 필요없고, 구동트레인의 진동을 고려할 필요없이, 클러치내부에 발생된 슬립이 인지될 수 있는 방법을 제공하는 것이다.

상기 문제에 대한 제 1 해결방법이 제 1 항에 특징으로 제시된다.

본 발명에 따르면, 구동트레인의 동역학적거동에 의해 발생하는 속도변화들이 특히 구동트레인상의 엔진에 의해 발생하는 토크변화를 고려하여 계산된다. 측정된 차량휠속도 및 전체 변속비로부터 계산되는 클러치출력속도 및 측정된 클러치입력속도사이의 차이가 슬립(slip)으로서 평가되도록, 상기 차이가 동역학적으로 계산된 속도변화들을 초과해야만 한다.

제 2 항 내지 제 5 항의 종속항들은 주 청구항을 따르는 방법의 또다른 실시예에 관련된다.

제 6 항은 본 발명에 의해 설정된 문제를 해결하기 위한 수정예에 관련된다. 상기 방법에 의하여, 측정가능한 조건값들 및 측정가능한 발생토크들을 포함한 수학적모델내에서 전체 구동트레인이 시뮬레이션된다. 수학적모델로부터 클러치출력속도가 계산된다. 측정된 클러치입력속도 및 계산된 클러치출력속도사이의 차이가 클러치내부에 실제로 존재하는 슬립이다.

제 7 항은 제 6 항을 따르는 방법의 또다른 유리한 실시예에 관련된다.

또한 본 발명은 좀더 구체적으로 상기 특허청구항들중 한 항에 따라 슬립을 결정하기 위한 방법을 실시하기 위한 장치에 관련된다.

본 발명이 도면을 참고하여 실시예에 의해 더욱 상세히 설명된다.

도면의 간단한 설명

도 1 은 차량의 구동트레인을 도시한 도면.

도 2 는 구동트레인의 진동모델을 도시한 도면.

도 3 은 심한 토크발생후 구동트레인내부에 나타나는 진동들을 도시한 도면.

도 4 는 각각의 작동엔진토크의 결정작용을 설명하기 위한 곡선들을 도시한 도면.

도 5 는 기어입력속도의 감쇄된 진동을 도시한 도면.

도 6 은 동적슬립한계치의 계산과정을 설명하기 위한 플로우차트의 도면.

도 7 은 추가적인 센서들을 가지고 도 1과 유사한 구동트레인의 도면.

도 8 은 부하토크의 결정과정을 설명하는 도면.

도 9 는 기어입력속도의 결정을 설명하는 플로우차트.

도 10 은 구동트레인의 진동모델(model)을 도시하는 도면.

도 11 은 구동트레인의 진동모델을 도시하는 도면.

* 부호설명

2 ... 내연기관 4 ... 클러치

10 ... 차동장치 12 ... 휠

20 ... 레버 26 ... 전자제어장치

28 ... 속도센서 30 ... 위치센서

32,34 ... 휠속도센서 205 ... 차량

실시예

도 1을 참고할 때, 차량의 구동트레인은 내연기관(2)을 가지고, 상기 내연기관(2)은 클러치(4)를 통해 변속기(6)에 연결되며, 다음에 카르단축(8) 및 차동장치(10)를 통해 상기 변속기(6)가 후방의 피동되는 휠(wheel)(12)들에 연결된다. 차량에 구성된 전방의 휠(14)들이 실시예에서 구동되지 못한다.

클러치(4)의 구조는 자체로써 공지되어 있으며, 특히 클러치디스크(16)를 포함하고, 상기 클러치디스크(16)가 내연기관(2)의 크랭크축에 회전되게 고정연결되고, 또한 압력판(18)을 포함하며, 압력판(18)은 변속기(6)의 입력축에 회전되게 고정연결되고, 판스프링의 하중에 대해 레버(20)를 작동시켜 상기 압력판이 클러치디스크(16)와 마찰연결상태로부터 구속 해제된다.

변속레버(22)에 의해 변속가능하고 종래기술을 따르는 수동변속기에 의해 상기 변속기(6)가 구성된다.

예를들어, 전자제어장치(26)에 의해 제어되는 전기스텝모터(step motor)와 같은 액츄에이터(actuator)(24)가 작동레버(20)를 작동하기 위해 제공된다.

공지된 방법에 따라 전자제어장치(26)는 마이크로프로세서, 메모리장치 및 인터페이스(interface)등을 포함한다. 내연기관(2)의 크랭크축 또는 클러치디스크(16)의 속도를 감지하기 위한 속도센서(28), 작동레버(20) 또는 액터의 위치를 감지하기 위한 위치센서(30), 휠 속도센서(32,34) 및 필요하다면 내연기관(2)의 스톱플랩의 위치와 같은 구동트레인의 작동 매개변수등에 관한 센서의 신호들이 입력신호로서 제공된다. 또한 구동되지 않는 전방의 휠(14)들의 속도가 제어장치(26)에 제공된다.

지금까지 설명된 장치의 작동방법 및 구성은 공지되어있으므로, 더 상세히 설명되지 않는다.

후방의 휠(12)들의 속도들이 변속기(6) 및 차동장치(10)의 전체 변속비에 의해 평균화되고 배가되도록 기어압력축의 속도와 동일한 압력판(18)의 속도가 계산되고, 다음에 압력판(18)의 계산된 속도 및 클러치디스크(16)의 속도로부터의 차이가 슬립(slip)으로서 고려될 때, 발생하는 문제점은 다음과 같다.

전체 구동트레인은 진동체이고, 차량내부에 부드럽게 장착된 엔진 또는 내연기관(2)은 구동트레인이 탄성연결요소로서 작동할 때, 후방의 휠(12)들에 의해 지면에서 지지되고 상당한 관성을 가진 차량에 대해 진동한다.

도 2에서 진동시스템이 개략적으로 도시된다. 엔진의 관성모멘트는 J_M 으로 도시되고, 변속기의 전체 변속비는 i 로 도시되며, C 는 구동트레인의 스프링정수이다.

엔진의 관성이 토크변화(ΔM)에 의해 여자되면, 다음에 서지(surge) 고유진동수(ω_{Rucked})내에서 크기($\Delta M/C$)로 진동이 형성된다. 도 3에 도시된 상기 진동에 의하면, 속도(n)가 종방향축에 시간(t)이 횡방향축에 기록된다.

상기 진동을 통해 발생하는 최대각속도가 $d\phi_{MAX}/dt = C * \omega_{Rucked}$ 에서 계산된다. 따라서

수학식 1

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_{MAX} &= \frac{\Delta M}{C} \cdot \omega_{Rucked} \\ C &= J_M \cdot \omega_{Rucked}^2 \\ n_{MAX} &= \phi \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{\Delta M}{J_M \cdot \omega_{Rucked}} = \frac{60}{(2\pi) \cdot (2\pi)} \cdot \frac{\Delta M}{J_M \cdot f_{Rucked}} \end{aligned}$$

Δn_{dyn1} 은 엔진토크변화(ΔM)에 의해 발생하는 최대속도변화 또는 속도차이다.

클러치디스크(16)의 측정속도 및 기어입력속도로부터 차이 또는 후방의 휠(12)들의 속도평균치 및 작동기어변속비로부터 계산된 클러치속도의 차이가 Δn_{dyn1} 보다 클 때 클러치의 슬립으로서 평가될 뿐이다.

서지진동수(ω_{Rucked})는 관련 기어변속비에 의존한다. 각각의 기어에 대한 측정치 또는 차량데이터로부터 서지진동수가 결정될 수 있다. 제 1 기어의 서지진동수로부터, 또다른 기어변속비에 대한 진동수들을 결정할 수 있다.

$$f_n = f_1 * \frac{i_{Gang1}}{i_{Gangn}}$$

여과된 엔진토크신호와 엔진토크신호를 비교하면, 엔진토크변화(ΔM)가 결정된다. 예를들어 엔진속도 및 스토폴밸브위치 또는 엔진속도 및 주어진 수치들에 의해 엔진토크가 관측되는 매니폴드압력(manifold pressure)의 특성분야를 이용하여 엔진토크신호가 측정된다. 예를 들어 CAN버스(CAN bus)와 같은 데이터버스(data bus)를 통해, 엔진토크가 또한 엔진제어작용으로부터 직접 구해질 수 있다. 필터(filter)시간정수(T_F)에 의해 필터를 공지된 방법으로 통과하는 엔진토크신호에 의하여, 여과된 엔진토크신호가 엔진토크신호로부터 산출된다. 여과된 신호가 비여과 신호를 너무 빨리 추종하고, 엔진토크변화(ΔM)가 정확하게 결정될 수 없기 때문에, 필터시간정수(T_F)는 너무 작게 선택되지 않아야 한다. 서지진동의 주기의 두배에 해당하는 필터시간정수(T_F)가 편리하다. 상기 목적을 위하여 이전의 시간에서 엔진토크의 수치들로부터 엔진토크변화(ΔM)가 결정될 수 있다.

도 4의 상측도면에 따르면 엔진토크신호(M_B) 및 여과된 엔진토크신호($M_{E,F}$)사이의 차이가 도시된다. 하부의 곡선들은 상부의 곡선들과 동일하고, 필터시간정수(T_F)들이 도시된다. 필터시간정수(T_F)들이 작을수록, 여과된 토크신호($M_{E,F}$)가 실제 엔진토크(M_E)에 더욱 신속하게 접근한다. 서지신호(M_E)를 여과된 신호($M_{E,F}$)와 비교하여 토크변화(ΔM)가 결정되며, 구동트레인진동의 시간에 관한 페이딩(fading)이 도시된다.

구동트레인내부의 감쇄작용에 의해 서지진동의 크기(Δn)는 시간증가에 따라 감소된다. 토크변화(ΔM)의 시간감소를 통한 진동의 페이딩(fading)을 설명하기 위한 상기 절차방법이 일반적으로 충분히 정확하지 않다. 서지진동의 크기로부터 상기 이유에 대하여, 감쇄정수(D)에 의해 진동의 페이딩이 고려되는 다음 시간단계에 관한 크기가 결정된다.

새로운 크기를 위해 다음 과정에 적용된다.

$$\Delta n_{i+1} = \kappa \cdot \Delta n_i$$

또는 (도 5에서)

$$\Delta n(t + T_R) = \Delta n(t) \cdot e^{\delta T_R} = \Delta n(t) \cdot \delta$$

또한 다음 과정이 적용된다.

$$\delta = D \cdot 2\pi \cdot f_R = D \cdot \frac{2\pi}{T_R}$$

(제어중단에 대한 페이드정수인)페이드정수(k)에 대해 하기 관계가 이루어지도록 서지진동의 주기동안, 제어 p-배가 호출되고, 속도 D-배가 관측된다.

$$\kappa = p \sqrt{\delta}$$

페이드정수(k)를 간단히 계산하기 위하여, 상기 용어는 역급수전개가 이루어진다. 따라서 예를들어 제 1 근사치는:

$$(1-x)^m = 1 - mx - \dots$$

단 정확성이 증가되어야 한다면, 역급수전개의 추가 링크들이 이용될 수 있다.

따라서 감쇄영향으로부터 동적슬립한계치에 대해 하기 관계가 적용된다.

수학식 2

$$\Delta n_{dyn2} = \Delta n_{dyn} \cdot K$$

상기 방법에 의해, 슬립한계치 즉 한편으로 엔진토크변화(ΔM)로부터 계산된 슬립한계치(Δn_{dyn1}) 및 다른한편으로 감쇄영향으로서 계산된 슬립한계치(Δn_{dyn2})를 결정하도록 두 개의 부품들이 이용될 수 있고, 두 개의 부품들의 최대값은 슬립한계치로서 이용된다.

$$\Delta n_{dyn1} = \text{MAX}(\Delta n_{dyn1}, \Delta n_{dyn2})$$

구동트레인내부에서 진동의 영향을 억제하기 위해, 매우 높게 설정된 고정슬립한계치가 이용되는 종래기술과 반대되게, 본 발명에 의하면 실제 구동트레인진동들에 적용된 실제 슬립한계치에 의해 작동가능하다.

도 5에 따르면, 플로우차트로서 슬립을 결정하기 위한 방법이 제공된다.

단계(100)에서 측정된 휠 속도 및 전체 변속비로부터 결정된 기어입력속도가 측정된 엔진속도로부터 감산되는 종래방법에 의해 슬립(Δn)이 계산된다.

단계(102)에서 도 4를 참고하여 설명된 것과 같이 엔진토크변화(ΔM)가 산출된다.

단계(104)에서 수학식(1)에 따라 엔진토크변화(ΔM)로부터 슬립한계치(Δn_{dyn1})가 계산된다.

단계(106)에서, 수학식(2)에 따라 감쇄효과로부터 슬립한계치(Δn_{dyn2})가 계산된다.

단계(108)에서, 슬립한계치(Δn_{dyn1})가 슬립한계치(Δn_{dyn2})보다 큰가여부가 결정된다. 만약 크다면, 단계(110)에서 슬립한계치(Δn_{dyn1})가 동적 슬립한계치(Δn_{dyn})라고 설정된다. 만약 아니라면, 단계(112)에서 슬립한계치(Δn_{dyn2})가 동적슬립한

계치(Δn_{dyn})를 형성하게 된다. 단계(114)에서, 종래기술에 따라 결정된 슬립(Δn)이 슬립한계치(Δn_{dyn})보다 큰가여부가 설정된다. 만약 크다면, 이것은 클러치슬립의 발생으로 평가된다. 만약 크지않다면, 클러치에는 슬립이 발생하지 않는다고 평가된다.

상기 방법에 관한 선택적 실시예로서, 측정치들로부터 동적시스템 "구동트레인"의 전체조건벡터를 적어도 대략적으로 재구성할 수 있다. 상기 목적을 위하여, 입력치 엔진토크(M_E) 및 하중 (M_L)을 가진 동역학적 모델에 의하여 구동트레인의 수학적 시뮬레이션이 하중을 받고, 측정치들이 수학적 모델의 해당 수치들과 비교된다. 상기 목적을 위하여, 구동트레인의 측정치들 및 수학적 모델로부터 결정된 수치들사이의 차이가 적합한 평가작용에 의해 수학적모델의 입력으로 변경된다. 따라서 수학적모델이 구동트레인과 동일한 리듬으로 진동하도록 수학적모델이 여자된다. 상기 방법에 의하면, 수학적모델로부터 측정가능한 수치들이 측정될 수 없다. 슬립을 결정하는 특수경우에 있어서, 기어입력속도 또는 클러치출력속도의 측정할 수 없는 수치가 선택된다. 상기 비교작용에 의하여 슬립의 존재여부가 결정될 수 있다.

도 7 에 도시된 구동트레인은 도 1 의 구동트레인에 해당되지만, 추가로 스로틀밸브위치센서(36), 카르단축 속도센서(38) 등과 같은 센서들이 제공된다. 수학적모델이 처리되는 전자제어장치(26)와 추가된 상기 센서들이 연결된다.

관찰자에 의한 상기 계산방법의 문제를 보면, 차량의 특수경우에 있어서, 하중토크(M_L)가 공지되어 있지않다(주행저항, 경사등). 따라서, 브레이크다운(break-down)값을 예상하여 하중모멘트(M_L)를 결정하는 것이 필요하다. 상기 목적을 위하여, (휠속도로부터)구동속도와 같이 측정가능한 수치들 및 엔진속도가 이용될 수 있다. 휠속도에 있어서, 전방의 휠(14)들의 속도들이 유리하게 고려되어, 모든 경우에서 상기 속도들이 제공되는 ABS센서로부터 감지되기 때문에, 추가비용을 발생시키지 않는다. 엔진 및 차량의 공지된 관성들에 의하여 도 8 에 도시되고 매우 단순화된 모델에 의하여 하중모멘트 (M_L)의 예상값을 결정할 수 있다.

다음관계가 적용된다.

$$M_L = M_E - J_M * \omega_M - J_{KFZ} * \omega_{KFZ}$$

단 J_M 은 엔진의 질량관성모멘트이고, J_{KFZ} 는 엔진측부에서 감소되는 차량의 질량관성모멘트이며, ω_M 은 엔진의 회전속도이고, ω_{KFZ} 는 엔진측부에서 투사되는 차량의 회전속도이다.

차량의 수학적 동역학모델이 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

단 벡터 x 는 상태값(비틀림각, 각속도들), 벡터(U)는 여자된 토크(엔진토크, 하중토크)를 연결한다. 상기 시스템이 조건행렬(A)에 의해 설명된다. 제어행렬(B)을 통해 개별적인 여자된 토크들이 개별적인 조건좌표에 투사된다.

완전한 수학적모델로부터 슬립의 결정과정을 위한 플로우차트가 도 9 에 도시된다. (예를들어 차량위에서 엔진을 저지하는 배어링들의 하중으로부터)측정되고, (예를들어, 속도 및 스로틀밸브각 또는 엔진제어데이터로부터)계산되는 입력값엔진토크가 차량(120)에 작용한다. 센서(122)들에 의해 차량(120)에 측정된 값들이 결정된다. 또한, 도 8을 참고하여 설명된 것처럼 하중토크가 결정된다(124). 하중토크 및 엔진토크가 입력값으로서 동역학적차량모델(126)내부로 입력된다. 동역학적차량모델(126)로부터 측정값(122)들이 수학적으로 관측된다(128). 수학적으로 결정된 측정값(128) 및 직접측정된 측정값들사이의 차이가 동역학적으로 평가되고(130), 동역학적모델(126)로 입력된다(126). 동역학적 평가의 적합한 선택을 통해서, 동역학적 모델이 차량과 일치하여 진동하고 그결과 기어입력속도 또는 클러치출력속도가 계산되고, 엔진속도 또는 클러치입력속도와 비교될 수 있도록, 동역학적모델이 여자된다.

모델형성을 위한 실시예가 다음과 같다. 슬립이 발생중인 클러치의 경우에 대하여 도 10 에 따라 다음관계가 적용된다.

엔진(201), 변속기(203), 차량(205) 및 클러치(202)의 공지된 관성들과 전달가능한 토크 그리고 구동트레인(204)의 강성에 의하여 도 10 의 모델로부터 차량의 동역학적 모델이 형성될 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c}{J_G} & \frac{c}{J_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_M} & -\frac{1}{J_M} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_G} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_E \\ M_K \\ M_L \end{pmatrix}$$

조건행렬(B)뿐만아니라 조건벡터(x), 조건벡터(u) 및 조건행렬(A)에 의해 다음관계가 적용된다.

$$x = \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix}; u = \begin{pmatrix} M_E \\ M_K \\ M_L \end{pmatrix}; A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c}{J_G} & \frac{c}{J_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_M} & -\frac{1}{J_M} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_G} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix}$$

$$\frac{d}{dt} x = Ax + Bu$$

도 11의 또다른 실시예에 있어서, 슬립이 없는 클러치에 관한 모델이 설정될 수 있다. 클러치입력 및 출력의 회전각들이 동일하다. 따라서 엔진 및 변속기의 회전관성들이 결합되고 다음관계가 적용된다.

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \varphi_{M+Ge} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Ge} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c}{J_{M+Ge}} & \frac{c}{J_{M+Ge}} & 0 & 0 \\ \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_{M+Ge} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Ge} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{M+Ge}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_E \\ M_L \end{pmatrix}$$

조건벡터(x), 조건벡터(u), 조건행렬(A) 및 조건행렬(B)에 의해 다음관계가 적용된다.

$$x = \begin{pmatrix} \varphi_{M+Ge} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Ge} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix}; u = \begin{pmatrix} M_E \\ M_L \end{pmatrix}; A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c}{J_{M+Ge}} & \frac{c}{J_{M+Ge}} & 0 & 0 \\ \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{M+Ge}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix}$$

$$\frac{d}{dt} x = Ax + Bu$$

기본적으로 본 발명을 따르는 방법을 실시하기 위한 방법 및 장치가 설명되고, 엔진속도 및 변속기 또는 적어도 개별적인 차량의 휠이 출력속도사이의 차이로부터 계산된 슬립이 클러치에 실제로 존재하는 슬립 및, 기어입력 및 휠사이의 (기어박스 및 차량휠들사이의 출력축의 비틀림진동) 전달크기의 동역학으로부터 형성되는 속도차로서 실제슬립으로 미분될 수 있다.

슬립의 함수로서 수행되는 차량반응 또는 클러치작동이 도입되면, 실제 클러치슬립에 의해 차량반응 또는 클러치작동이 도입되고, 실제 슬립에 의해 차량 반응 또는 클러치작동이 방지된다. 예를들어, 슬립이 감지되면 클러치가 폐쇄되는 부분이 제어/조정작용에 포함된다.

차량이 적합하게 주행중인 상태에서, 클러치의 제어된 밀폐작용을 형성하는 클러치슬립이 존재할 수 있다. 예를들어, 다른 한편으로 반복적으로 도입되는 하중변화를 통해, 전체 변속기에 가해지는 출력속도 및 기어입력속도사이의 속도차로서 실제의 슬립이 도달될 수 있다.

또다른 실시예로서, 클러치온도/클러치하중을 결정하기 위한 온도모델/하중모델이 자동작동식클러치의 제어/조정작용에서 형성된다. 차량데이터로부터, 클러치내부로 도입되는 마찰동력 또는 클러치의 온도가 계산된다. 제어작용에 따라, 형성된 반응이 차량에 나타나고, 한계온도/한계하중을 초과시 클러치의 작동이 이루어진다. 슬립 및 실제슬립사이의 결정 및 미분화로부터 제어작용은 클러치작동시 변화의 도입 또는 방지를 제어할 수 있다.

클러치내부의 슬립을 결정하기 위한 방법에 의해, 클러치 입력속도 또는 엔진속도가 측정되고, 적어도 한 개의 차량휠의 속도 및 클러치출력과 차량휠 사이에 작용하는 전체 변속비로부터 클러치출력속도가 계산된다. 상기 방법을 실시하는 제 1 실시예에 있어서, 구동트레인의 동역학적거동을 나타내는 수학적모델을 이용하면, 구동트레인의 작동매개변수 변화에 의존하여 상승하고, $/n_{ki}-n_{ka}/-\Delta n_{dyn} > 0$ 일 때 슬립으로서 평가되는 속도변화(Δn_{dyn})가 계산된다.

산업상 이용 가능성

상기 설명에 따라 슬립을 결정하기 위한 장치가 또한 본 발명에 관련된다.

본 출원의 특허청구항들은 더 넓은 특허보호를 구하고자 하는 목적없이 제안된 청구항들이다. 본 출원인은 상세한 설명 및/또는 도면에서만 지금까지 공개된 특징들을 청구할 권리를 가진다.

종속항들의 설명들은 각각의 관련 종속항의 특징들을 통해 주청구항의 주제를 참고한다. 상기 설명들은 설명된 종속항들의 특징들에 관한 독립적인 주제보호를 구하는 것이 불필요한 것으로 고려되지 않아야 한다.

그러나 종속항의주제들은 또한 독립적인 발명을 형성하고, 상기 발명들은 전항들의 주제들과 독립적인 설계를 가진다.

또한 본 발명은 상세한 설명의 실시예들에 국한되지 않는다. 본 발명의 범위내에서 다소 다양한 수정에 및 변형에 특히 일반적인 설명 및 실시예들 및 청구항들과 관련하여 설명되고 도면에 포함된 개별특징 또는 요소 또는 과정단계들의 조합 또는 수정에 대해 진보성을 가지고, 결합가능한 특징들을 통해 제조, 시험 및 작업공정에 관한 새로운 주제, 신규한 단계 또는 공정단계의 연속을 형성하는 상기 변형예들, 요소들 및 조합예들 및/또는 재료들이 가능하다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

클러치입력속도(n_{ki})가 측정되고, 적어도 한 개의 차량휠의 속도, 클러치출력 및 차량휠사이에 작용하는 전체 변속비로부터 클러치출력속도(n_{ka})가 계산되며 차량의 구동트레인내부에서 엔진 및 변속기사이에 장착된 클러치내부의 슬립을 결정하기 위한 방법에 있어서,

구동트레인의 동역학적 거동을 설명하는 수학적 모델을 위하여, $/n_{ki}-n_{ka}/-\Delta n_{dyn}$ 이 구동트레인의 작동매개변수변화에 따라 상승하는 속도변화(Δn_{dyn})가 평가되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 2.

제 1 항에 있어서, ΔM =엔진토크변화, J_M =엔진의 관성모멘트, f_R =서지진동수일 때, 하기 공식

$$\Delta n_{dyn1} = \frac{60}{4\pi^2} * \frac{\Delta M}{J_M} * f_R$$

으로부터, 속도변화(Δn_{dyn})가 결정되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 3.

제 2 항에 있어서, 여과된 엔진토크와 엔진토크신호를 비교하여 엔진토크변화(ΔM)가 결정되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 4.

제 1 항에 있어서, D =서지진동의 감쇄정수 및 T_R =서지진동의 시간지속을 나타낼 때, 하기 공식

$$\Delta n(t+ T_R)_{dyn2} = \Delta n(t) * e^{-\delta TR}$$

단,

$$\delta = D \frac{2\pi}{T_R}$$

에 따라, 속도변화(Δn_{dyn})가 결정되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 5.

제 2 항 또는 제 4 항에 있어서, 속도변화(Δn_{dyn})가 Δn_{dyn1} 및 Δn_{dyn2} 중 더 큰 값인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 6.

클러치입력속도 또는 엔진속도(n_{ki})가 측정되고, 적어도 한 개의 휠속도를 측정하여 클러치출력속도(n_{ka})가 계산되고, 차량의 구동트레인내부에서 엔진 및 변속기사이에 장착된 클러치내부의 슬립을 결정하기 위한 방법에 있어서,

x 가 구동트레인의 조건값이고, u 가 여자된 토크이며, A 가 조건행렬 및 B 가 조건행렬일 때, 하기 형태의

$$x = Ax + Bu$$

수학적모델에 의해 전체 구동트레인이 시뮬레이션되고, 클러치 출력속도가 수학적모델로부터 계산되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 7.

제 6 항에 있어서, M_E =엔진토크, J_M =엔진의 관성모멘트, ω_M =엔진의 각속도, J_{KFZ} =차량휠들에서 전체 관성모멘트, ω_{KFZ} =차량휠들의 각속도일 때,

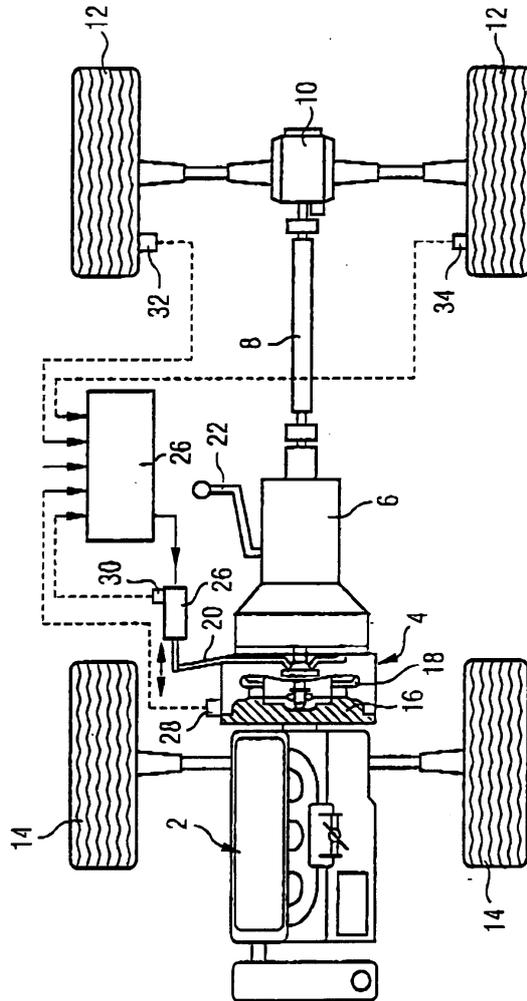
$$M_L = M_E - J_M * \omega_M - J_{KFZ} * \omega_{KFZ}$$

에 따라 구해지는 것을 특징으로 하는 방법.

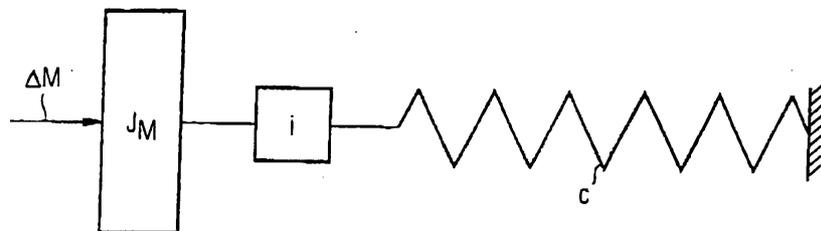
청구항 8.
삭제

도면

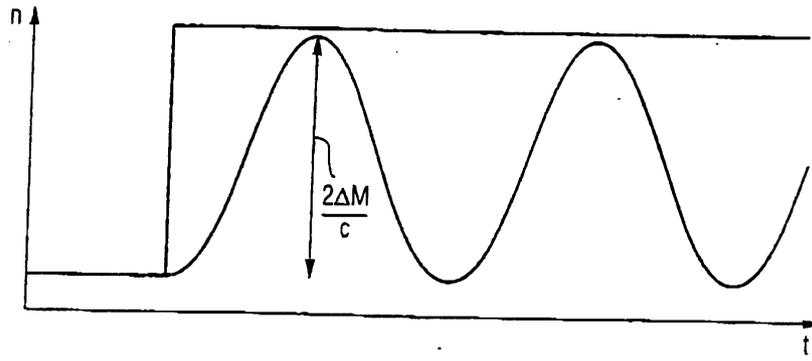
도면1



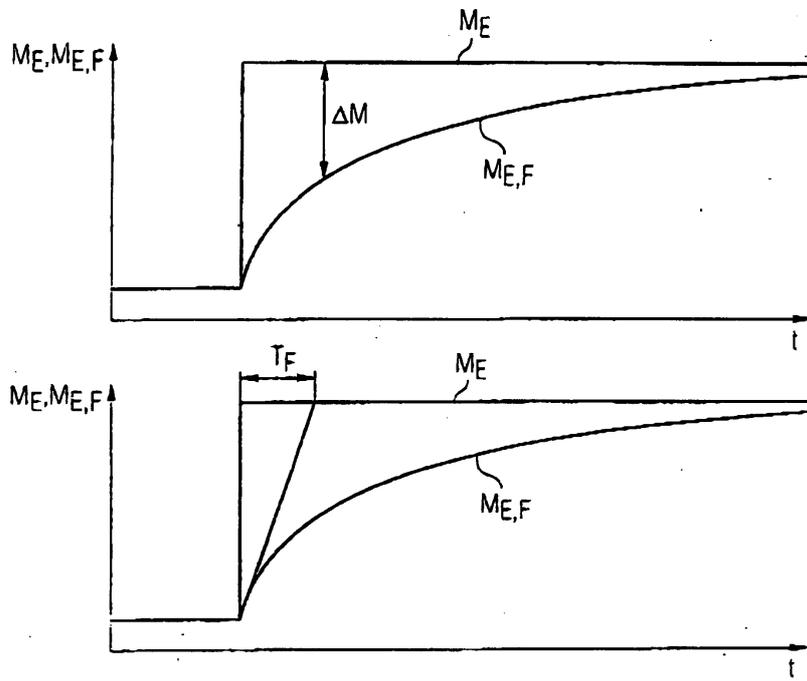
도면2



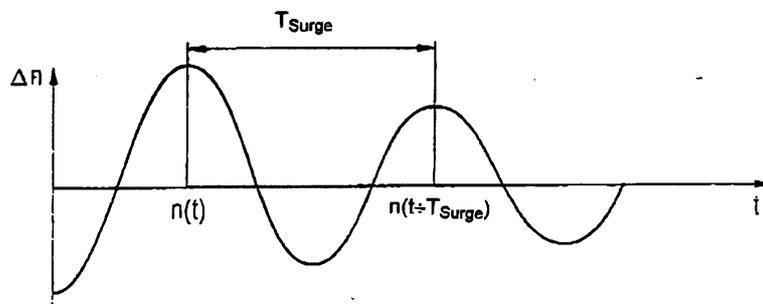
도면3



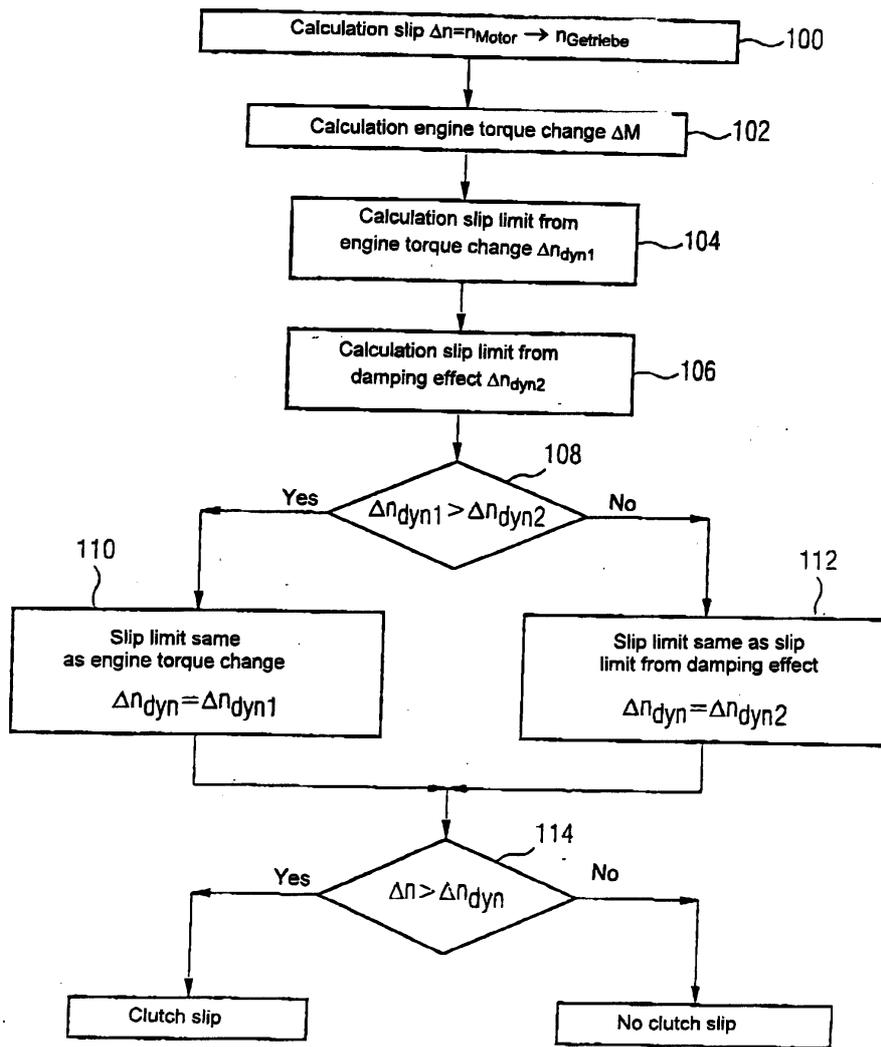
도면4



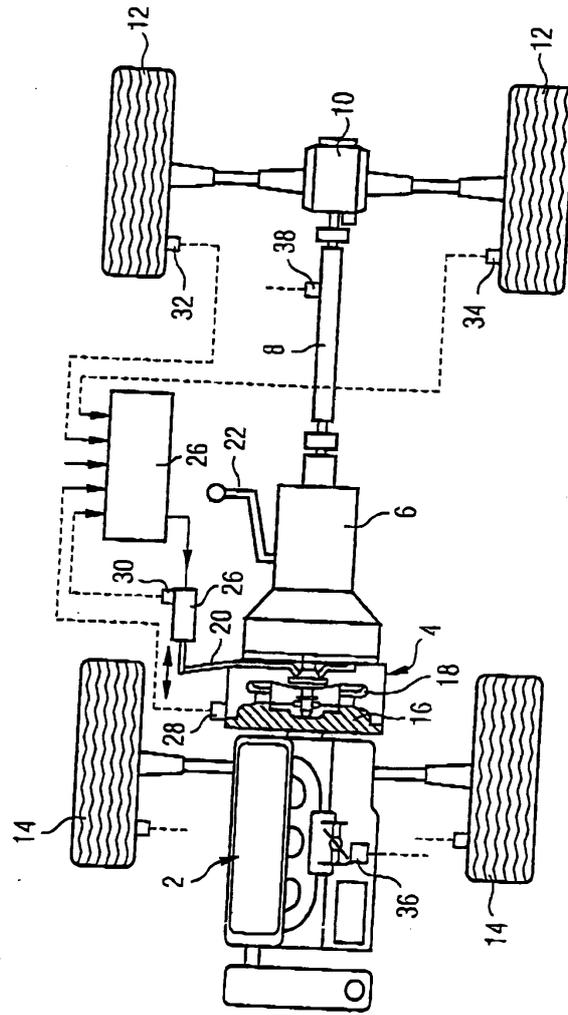
도면5



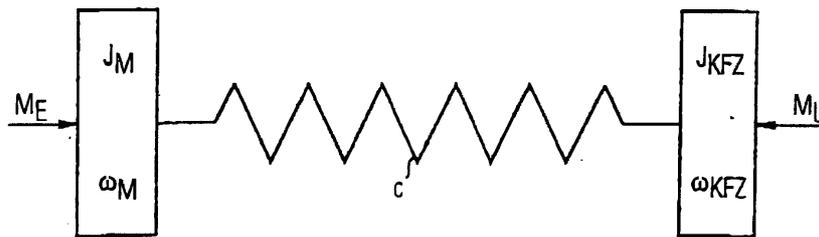
도면6



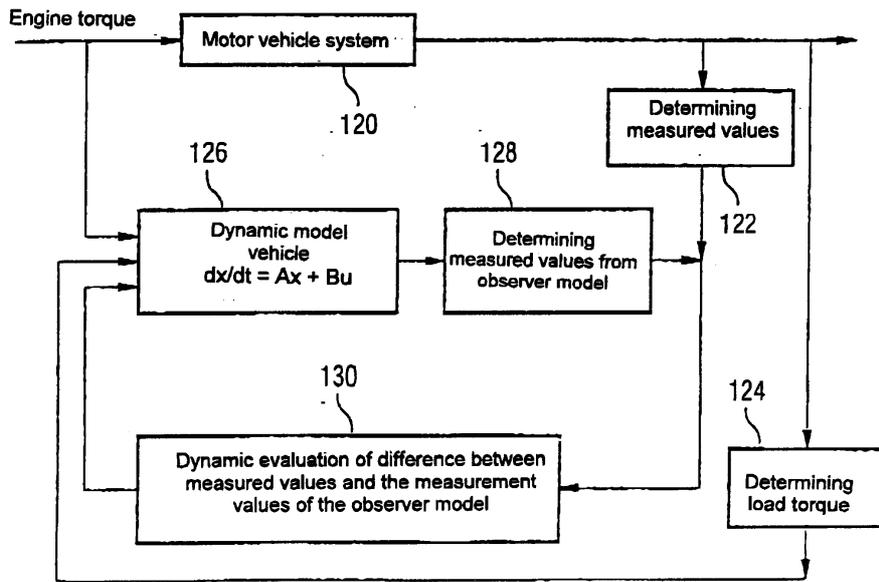
도면7



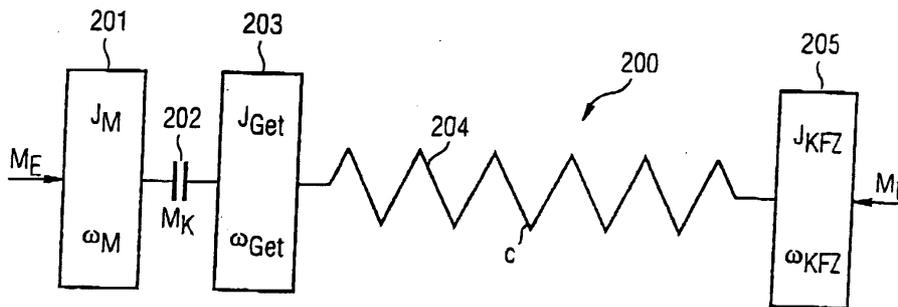
도면8



도면9



도면10



도면11

